Библиотека СОК

Министерство образования России
Саратовский государственный технический университет

Ю.И. Акимов, А.В. Васильев, Г.В. Антропов

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛОАГРЕГАТОВ

Учебное пособие
по курсовому проектированию
для студентов теплотехнических специальностей

Саратов 2006

УДК 621.181

Тепловой расчет котлоагрегатов: Учеб. пособие /Акимов Ю.И., Васильев А.В., Антропова Г.В. Сарат. госуд. технич. университет, Саратов, 2006. 95 с.

ISBN 5-7433-0033-X

Учебное пособие по курсовому проектированию по курсам «Котельные установки и парогенераторы», «Энергетические комплексы промышленных предприятий», «Теплогенерирующие установки» содержит основные методические положения по проектированию камерных топок котлов, пароперегревателей, водяных экономайзеров и воздухоподогревателей. Пособие содержит основные рекомендации и справочный материал для выполнения теплового расчета промышленных и энергетических котлоагрегатов.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей теплоэнергетического направления и теплогазоснабжения и вентиляции.

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра теплотехники Саратовского аграрно-инженерного университета, проф. А.И. Кирюшатов;

начальник службы перспективного развития ПЭУ «Саратовэнерго» К.Ф.Захаров

Одобрено
Редакционно-издательским советом
Саратовского государственного технического университета

BN 5-7433-0033-X

Саратовский государственный технический университет, 2006

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект и курсовую работу по расчету котельного агрегата на органическом топливе выполняют студенты дневной и заочной формы обучения теплоэнергетических специальностей.

При выполнении курсового проекта закрепляются и углубляются знания, полученные при изучении, курса по котельным установкам и приобретаются навыки в расчете и конструировании паровых котлов с использованием нормативных материалов, учебной и справочной литературы.

За основу проекта принимается один из паровых котлов, серийно выпускаемых отечественными котлостроительными заводами, применяемых в промышленных теплоэнергетических установках: обычно это котел барабанного типа с давлением от 1,4 до 14 МПа без промперегрева или выбирается энергетический котел как барабанного, так и прямоточного типа (до - и закритических параметров), производительностью 4,5 – 26,5 кг/с (160-950 т/ч).

Расчеты парогенераторов АЭС и котлов-утилизаторов не предусматриваются в данном учебном пособии и производятся по специальным методическим указаниям, имеющимся на кафедрах ТЭ и ПТ.

Студенту надлежит подробно разобраться в конструкции данного агрегата и в устройствах, обеспечивающих безопасность его работы. Затем произвести тепловой расчет всех поверхностей нагрева и начертить общие виды котельного агрегата, внося в них те изменения, которые обусловлены характером задания.

При расчете отдельных поверхностей нагрева котлоагрегатов одинакового типа в курсовых проектах предусматривается использовать ЭВМ. Например, при расчете двух ступеней конвективного пароперегревателя, водяного экономайзера или трубчатого воздухоподогревателя студенту рекомендуется одну из этих ступеней рассчитывать на ЭВМ.

На кафедре "Теплоэнергетика" разработаны алгоритмы и программы по выполнению теплового расчета на ЭВМ конвективных поверхностей нагрева /10/, трубчатых воздухоподогревателей /12/, и оребренных поверхностей нагрева /12/, а также расчет на прочность поверхностей нагрева из труб /13/.

1 ЗАДАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задание на курсовой проект выдается каждому студенту индивидуально, кроме случаев выполнения реальных проектов.

В задании указываются следующие исходные данные:

- тип котельного агрегата;
- номинальная паропроизводительность;
- параметры вырабатываемого пара (давление и температура);
- температура питательной воды;
- месторождение и марка органического топлива.

Величина непрерывной продувки задается или выбирается студентом по литературным источникам. В отдельных случаях в задании указывается способ сжигания топлива (слоевой или камерный) и способ удаление шлаков (твердое или жидкое).

Все остальные данные, необходимые для разработки проекта, студент выбирает или рассчитывает самостоятельно, пользуясь чертежами котла, а также учебной и справочной литературой.

При низких давлениях пара рекомендуется принимать:

- давление пара 1,3 …1,4 МПа: температура питательной воды $t_{пв}$ = 100°С; температура перегретого пара $t_{пе}$ = 250°С;
- давление пара 2,3 … 2,4 МПа: $t_{пв}$ = 100°С, $t_{пе}$ = 370°С;
- давление пара 4,0 МПа: $t_{пв}$ = 145 … 165 °С, $t_{пе}$ = 440°С.

При высоких давлениях пара принимаются:

- давление пара 9,0 МПа - температура питательной воды $t_{пв}$=185 …215°С, а температура перегретого пара $t_{пе}$ = 510°С;
- давление пара 14,0 МПа: $t_{пв}$ = 215 …250°С, $t_{пе}$ = 540÷560°С.

П о я с н и т е л ь н а я з а п и с к а выполняется на листах формата А4 297х210 мм /ГОСТ 2108-68/ в соответствии со стандартом предприятия /1/:

- содержание;
- задание на курсовой проект;
- реферат с ключевыми словами;
- описание котельного агрегата с приложением общей схемы компоновки поверхностей нагрева;
- тепловой расчет котельного агрегата (перед расчетом каждой поверхности нагрева приводится ее эскиз с указанием основных размеров, необходимых для выполнения расчета);
- описание арматуры, гарнитуры котла и других устройств, обеспечивающих его безопасную эксплуатацию;
- заключение с анализом полученных результатов;
- список использованных источников.

Рекомендуется оформление расчетов в виде таблиц, представленных в примере расчета котла 95 … 118 с. /12/ .

Результаты расчетов должны быть представлены в международной системе единиц измерения СИ.

Г р а ф и ч е с к а я ч а с т ь курсового проекта состоит из одного или двух листов, чертежей, выполненных карандашом или на компьютере с помощью графопостроителя на формате А1. На чертежах должен быть представлен общий вид котлоагрегата продольным и поперечным разрезами. Поперечный разрез рекомендуется делать совмещенным по топочной камере и конвективному газоходу. В случае необходимости (например, котлы КЕ и ДЕ с разворотом газов в горизонтальной плоскости) выполняется также горизонтальный разрез по сечению, наиболее характерному для рассчитываемого парового котла,

На чертежах должны быть проставлены основные размеры агрегата в целом и отдельных узлов. Размеров должно быть достаточно, чтобы проверить расчет живых, сечений для прохода газов и воздуха, а также размеров любой поверхности нагрева котлоагрегата.

2 ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ТЕПЛОВОМУ РАСЧЕТУ, КОТЛОАГРЕГАТА

2.1 Особенности поверочного и конструктивного расчета

Тепловой расчет котлоагрегата в зависимости от поставленных задач может быть конструктивным или поверочным. Поверочный тепловой расчет выполняют для реально существующего котлоагрегата с целью выявления его тепловых характеристик при различных нагрузках, а также при переводе агрегата на другой вид топлива.

Для поверочного расчета котлоагрегата нужно знать его производительность, давление и температуру перегретого пара и питательной воды. При этом известны все геометрические характеристики поверхностей нагрева и конструкция котлоагрегата в целом. Особенность поверочного расчета в том, что неизвестна температура уходящих газов $\vartheta_{ух}$ и горячего воздуха $t_{гв}$, а следовательно, потеря тепла q_2 и КЦД котлоагрегата $\eta_{бр}$. Поэтому приходится предварительно задаваться величинами $\vartheta_{ух}$ и $t_{гв}$, а по окончании расчета определить их истинное значение. Основным методом, поверочного расчета является метод последовательных приближений при расчете отдельных поверхностей нагрева и метод параллельных расчетов при значительном несовпадении определенной величины $\vartheta_{ух}$ по сравнению с принятым ее значением.

Конструктивный тепловой расчет выполняется при проектировании котлоагрегата нового типа. Однако при реконструкции котлоагрегата приходится часть поверхностей нагрева считать конструктивным способом, а остальные – поверочным.

При конструктивном расчете котлоагрегата основной задачей расчета является определение размеров его поверхностей нагрева. При этом известны температура пара и рабочей среды на границах поверхностей нагрева, и их тепловосприятия определяются по уравнению теплового баланса однозначно. Подсчитывают коэффициент теплопередачи и из уравнения теплообмена определяют величину поверхностей нагрева.

В курсовом проекте рекомендуется: топку, ширмы, фестон и котельные пучки рассчитывать поверочным способом, а ступени конвективного пароперегревателя, экономайзера и воздухоподогревателя – конструктивно. При этом необходимо после поверочного расчета вышеуказанных поверхностей нагрева произвести распределение тепловосприятия по паровому и газовому трактам котла и построить температурный график для всего котлоагрегата.

Такое сочетание поверочного и конструктивного методов расчета несколько упрощает выполнение курсового проекта в целом и позволяет использовать для расчета отдельных конвективных поверхностей нагрева персональные компьютеры.

В данном учебном пособии основной справочный материал расположен в последовательности, соответствующей этапам выполнения курсового проекта студентами теплоэнергетических специальностей.

2.2 Выбор типа топочного устройства

При выполнении курсового проекта топка типового котлоагрегата должна быть приспособлена для сжигания указанного в задании вида топлива. В настоящее время для котлов с паропроизводительностью (D) более 25 т/ч наибольшее распространение получили камерные топки. Они применяются для сжигания жидких и газообразных топлив в котлоагрегатах любой производительности. При сжигании твердых топлив в пылевидном состоянии камерные топки рекомендуются для котлоагрегатов с D > *25* т/ч *(7 кг/с),* а для низкореакционных топлив типа: антрацитовый штыб /АШ/, полуантрацит /ПА/ и тощие угли /Т/ - 75 т/ч [21 кг/с].

Сжигание топлив с низкоплавкой золой вида АШ, ПА, Т в котлах с D > 75 т/ч (21 кг/с) можно производить в топках с жидким шлакоудалением. При этом значительно увеличивается доля золы, удаленной со шлаком непосредственно в топке $a_{шл}$:

$$a_{шл}=1-a_{ун}, \qquad (2.1)$$

где $a_{ун}$ - доля золы, уносимая в газоходы котла.

Основные расчетные характеристики камерных топок приведены в табл.2.1 и 2.2, а слоевых топок малых котлов с паропроизводительностью менее 25 т/ч (7 кг/с) в табл. 2.3

Таблица 2.1 – Расчетные характеристики камерных топок для котлов
а) производительностью 25 … 50 т/ч (7,0 ÷ 14,2 кг/с)

Наименование топлива	Производительность - D, т/ч	Коэфф. избытка воздуха $\alpha_т$	Потери тепла		Объемное тепло-напряжение топки q_v, кВт/м^3	Доля золы, уносимой газами $a_{ун}$
			q_3, %	q_4, %		
Каменные	25	1,2	0,5	5,0	250	0,95
	35	1,2	0,5	3,0	210	0,95
	50	1,2	0,5	2,0 ÷ 3,0	190	0,95
Бурые угли	25	1,2	0,5	3,0	290	0,95
	35	1,2	0,5	1,5 ÷ 2,0	240	0,95
	50	1,2	0,5	1,0 ÷ 2,0	210	0,95
Фрезерный торф	25	1,2	0,5	3,0	250	0,95
	35	1,2	0,5	1,5 ÷ 2,0	210	0,95
	50	1,2	0,5	1,0 ÷ 2,0	190	0,95

б) производительностью свыше 75 т/ч (21 кг/с)

Наименование топлива	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha''_т$	Потери тепла от механического недожога %	Допустимые теплонапряжения топочного объема q_v, кВт/м^3	Доля золы, уносимой газами $a_{ун}$
С твердым шлакоудалением				
Антрацитовый штыб и полуантрациты	1,25	6,0 ÷ 4,0	140	0,95
Тощие угли	1,25	2,0	160	0,95
Каменные угли	1,20	1,0 ÷ 1,5	175	0,95
Отходы углеобразования	1,20	2,0 ÷ 8,0	160	0,95
Бурые угли	1.20	0,5 ÷ 1,0	190	0,95
Фрезторф	1,20	0,5 ÷ 1,0	160	0,95
Сланцы	1,20	0,5 ÷ 1,0	120	0,95
С жидким шлакоудалением				
Открытые топки				
Антрацитовый штыб и полуантрациты	1,2 ÷ 1,25	4,0 ÷ 3,0	150	0,85
Тощие угли	1,2 ÷ 1,25	1,5	190	0,80
Тощие угли	1,20	0,5	190	0,80
Полуоткрытые топки				
Антрацитовый штыб и полуантрациты	1,20 ÷ 1.25	4,0 ÷ 3,0	170	0,85
Тощие угли	1,20 ÷ 1,25	1,0	200	0,80
Каменные угли	1,20	0.5	200	0,7 ÷ 0,8

Таблица 2.2 – Расчетные характеристики газомазутных топок

Наименование топлива	Производительность D, т/ч	Коэффициент избытка воздуха $\alpha''_т$	Потери теплоты q_3, %	Объемное теплонапряжение топки q_v, кВт/м^3	Примечание
Мазут	>50 ≤50	1,08 …1,1 1,15	0,5 1,0	290 290	Для высокосернистых мазутов $\alpha''_т = 1{,}02 \div 1{,}03$
Природный или попутный газ	>50 ≤50 ≤50	1,08 …1,1 1,15 1,15	0,5 1,0 1,05	350 ÷ 470 290 875	смесительные горелки инжекционные горелки

В газомазутных котлах с наддувом принимают $\alpha_{\text{т}}^{''} = 1{,}05$

Таблица 2.3 – Расчетные характеристики слоевых топок

Наименование топлива	Коэфф. избытка воздуха $\alpha_{\text{т}}^{''}$	Потери теплоты		Объемное тепло-напряжение топки q_v, кВт/м^3	Доля золы, уносимой газами $a_{ун}$
		q_3, %	q_4,%		
А. Механические топки					
Бурые угли	1.3	1,0	5	290 ÷ 350	10
Каменные угли	1,3	1,0	6	290 ÷ 350	15
Антрациты	1,5	0	14	290 ÷ 350	10
Б. Ручные и полумеханические топки					
Бурые угли	1,4	1,0	7	230 ÷ 290	10
Каменные угли	1,4	1,0	7	230 ÷ 290	10
Антрациты	1,6	0,5	18	230 ÷ 290	10

2.3 Выбор температуры уходящих газов и подогрева воздуха

Температура уходящих газов за котлоагрегатом зависит от вида сжигаемого топлива, температуры питательной воды $t_{\text{пв}}$, расчетной стоимости топлива $C_{\text{т}}$ **,** его приведенной влажности

$$W^n = W^P / Q_H^P \qquad (2.2)$$

где Q_H^P - низшая теплота сгорания топлива, мДж/кг или мДж/м^3.

На основании технико-экономической оптимизации, по условию эффективности использования топлива и металла хвостовой поверхности нагрева, а также других условий, получены следующие рекомендации по выбору величины $\vartheta_{ух}^{опт}$, приведенной в табл.2.4.

Из табл. 2.4 выбираются меньшие значения оптимальной температуры уходящих газов для дешевых, а большие - для дорогих топлив.

Для котлов низкого давления (**$P_{пе.} \leq 3{,}0$** МПа) с хвостовыми поверхностями нагрева температура уходящих газов должна быть не ниже значений» указанных в табл. 2.5, а оптимальное ее значение выбирается на основе технико-экономических расчетов.

Таблица 2.4 – Оптимальная температура уходящих газов для котлов производительностью свыше 50 т/ч (14 кг/с) при сжигании малосернистых топлив

Температура питательной воды $t_{пв}$, ^{0}C	Приведенная влажность топлива		
	Сухое $W^n \le 0{,}7$	Влажное $W^n = 1 \div 5$	Сильно Влажное $W^n \rangle 5$
100 ÷ 150	110 ÷ 120	110 ÷ 130	130 ÷ 40
215 ÷ 235	110 ÷ 130	120 ÷ 150	160 ÷ 70
265	110 ÷ 140	130 ÷ 160	170 ÷180

Таблица 2.5 – Температура уходящих газов для котлов низкого давления производительностью менее 50 т/ч (14 кг/с)

Топливо	$\vartheta_{ух}$, ^{0}C
Угли с приведенной влажностью $W^n \langle 0{,}7$ и природный газ	120 ÷ 130
Угли с $W^n = 1{,}0 \div 5{,}0$	140 ÷ 150
Мазут высокосернистый $\left(S^p \ge 2{,}0\%\right)$	150 ÷ 160
Торф и древесные отходы	170 ÷ 190

Для котлов типа КЕ и ДЕ температура уходящих газов сильно зависит от $t_{пв}$. При температуре питательной воды $t_{пв}$=100°С, $\vartheta_{ух} = 150 \div 160^0 C$, а при $t_{пв}$ = 80 ÷ 90^{0}С снижается до значений $\vartheta_{ух} = 120 \div 130^0 C$.

При сжигании сернистых топлив, особенно высокосернистого мазута, возникает опасность низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя при минимальной температуре стенки металла $t_{ст}$ ниже точки: росы $t_р$ дымовых газов. Величина $t_р$ зависит от температуры конденсации водяных паров $t_к$ при парциальном давлении их в дымовых газах P_{H2O}, приведенного содержания серы S^n и золы A^n в рабочем топливе

$$t_p = t_k + (201\sqrt{S^n}) / 1{,}05^{4{,}19 \cdot Q_{ói} \cdot À^n}, \qquad (2.3)$$

где

$$S^n = S^p / Q_н^p; A^n = A^p / Q_н^p$$

где Q_H^P - низшая теплота сгорания топлива, мДж/кг или мДж/м^3.

Парциальное давление водяных паров равно

$$P_{H_2O} = P \cdot r_{H_2O} \qquad (2.4)$$

где: P=0,1 МПа – давление дымовых газов на выходе из котла, МПа;

r_{H2O} – объемная доля водяных паров в уходящих газах.

Для полного исключения, коррозии при отсутствии специальных мер защиты $t_{ст}$ должна, быть на 5 – 10°С выше $t_р$, однако это приведет к значительному повышению $\vartheta_{ух}$ над ее экономическим значением. Поэтому одновременно повышают $\vartheta_{ух}$ и температуру воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{вп}$.

Минимальная температура стенки, в зависимости от предварительно выбранных значений $\vartheta_{ух}$ и $t'_{вп}$ определяется по формулам: для регенеративных воздухоподогревателей (РВП)

$$t_{ñò} \approx 0{,}5\left(\vartheta_{óõ} + t'_{ân}\right) - 5{,}^0\tilde{N} \qquad (2.5)$$

для трубчатых воздухоподогревателей (ТВП)

$$t_{ñò} \approx t'_{ân} + 0{,}35\left(\vartheta_{óõ} - t'_{ân}\right)^0\tilde{N} \qquad (2.6)$$

При сжигании твердых сернистых топлив необходимо температуру воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{вп}$ принимать не ниже $t_к$, определяемой в зависимости от P_{H2O}.

При использовании высокосернистых мазутов эффективным средством борьбы с низкотемпературной коррозией является сжигание мазута с малыми избытками воздуха ($\alpha''_т$ = 1,02 ÷ 1,03). Этот метод сжигания практически устраняет полностью низкотемпературную коррозию и признан наиболее перспективным, однако требует тщательной наладки горелочных устройств и улучшения эксплуатации котлоагрегата.

При установке в холодных ступенях воздухоподогревателя сменяемых кубов ТВП или сменяемой холодной (РВП) набивки допускаются следующие значения температуры входящего воздуха: $t'_{вп}$ в регенеративных воздухоподогревателях 60 – 70°С, а в трубчатых воздухоподогревателях 80 – 90°С.

Для осуществления предварительного подогрева воздуха до значений $t'_{вп}$, перед входом в воздухоподогреватель обычно устанавливаются паровые калориферы, обогреваемые отборным паром из турбины. Применяются также и другие методы подогрева воздуха на входе в воздухоподогреватель и меры борьбы с низкотемпературной коррозией, а именно: рециркуляция горячего воздуха на всас вентилятора, установка воздухоподогревателей с промежуточным теплоносителем, газовых испарителей и т.п. Для нейтрализации паров H_2SO_4 применяются присадки различных видов, как в газоходы котлоагрегата, так и в топливо.

Температура подогрева воздуха зависит от вида топлива и характеристики топки. Если высокий подогрев воздуха не требуется по условиям сушки или сжигания топлива, целесообразно устанавливать одноступенчатый воздухопо-

догреватель. В этом случае оптимальная температура воздуха энергетических котлов в зависимости от температуры питательной воды и уходящих газов ориентировочно определяется по формуле

$$t_{гв}^{опт} = t_{пв} + 40 + 0{,}7\left(\vartheta_{ух} - 120\right)^0 C \qquad (2.7)$$

При двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя по формуле (2.7) определяется температура воздуха за первой ступенью, а во второй ступени воздухоподогревателя производится подогрев воздуха от этой температуры до температуры горячего воздуха, принятой согласно табл. 2.6.

Обычно двухступенчатая компоновка воздухоподогревателя в "рассечку" со ступенями водяного экономайзера применяется при величине $t_{гв}$>300°С. При этом температура газов перед "горячей" ступенью воздухоподогревателя не должна превышать 500°С.

Таблица 2.6 – Температура подогрева воздуха для котлоагрегатов производительностью свыше 75 т/ч *(21,2* кг/с)

Характеристики топки	Сорт топлива	Температура воздуха. °С
I	2	3
1 Топки с твердым шлакоудалением при замкнутой схеме пылеприготовления	Каменные и тощие угли	300 – 350
	Бурые угли фрез. торф	350 – 400 [x]
	Сланцы	250 – 300
2 Топки с жидким шлакоудалением, в т.ч. с горизонтальными циклонами и вертикальными предтопками при сушке топлива воздухом и подаче пыли горячим воздухом или сушильным агентом	АШ, ПА бурые угли	380 – 400
	Каменные угли и донецкий тощий	350 – 400
3 При сушке топлива газами в замкнутой схеме пылеприготовления, при твердом шлакоудалении	Бурые угли	300 – 350 [xx]
то же при жидком шлакоудалении	- « -	350 – 400 [xx]
4 При сушке топлива газами в разомкнутой схеме пылеприготовления при твердом шлакоудалении	Для всех топлив	350
При жидком шлакоудалении	- « -	350 – 400 [xx]
5. Камерные топки	Мазут и природный газ	250 – 300 [xxx]

[x] При высоковлажном торфе/W^p > 50%/ принимают 400°С;
[xx] Большее значение при высокой влажности топлива;
[xxx] Величина $t_{гв}$ проверяется по формуле [2.7].

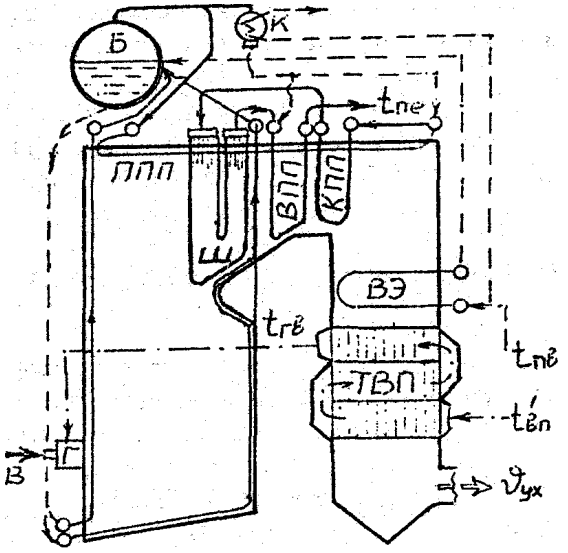
2.4 Составление схемы котлоагрегата

Принципиальная схема котла отражает наличие теплообменных поверхностей, последовательность их включения, как по газовому, так и по пароводяному трактам, взаимное движение сред в поверхностях, расположение узлов регулирования.

При курсовом проектировании тепловая схема котла обычно составляется применительно к его заданному прототипу на основании заводских чертежей поперечного и продольного разрезов котла. При этом допускаются некоторые упрощения тепловой схемы заводского котла. Например, в принятой расчетной тепловой схеме энергетического котла можно заменить настенный радиационный пароперегреватель или одну из двух ступеней ширмового пароперегревателя конвективными ступенями, а также отказаться от двухсветного экрана или двуступенчатой компоновки водяного экономайзера и воздухоподогревателя и т.п.

Все изменения тепловой схемы и конструкции котла должны быть согласованы студентом с руководителем курсового проектирования.

Ниже, в качестве примера, приводится принципиальная схема энергетического котлоагрегата с естественной циркуляцией.



Ш - ширмы; ППП — потолочный пароперегреватель;
ВПП - выходной пароперегреватель; КПП - конвективный пароперегреватель; ВЭ - водяной экономайзер; ТВП - трубчатый воздухоподогреватель; Б - барабан котла; К – конденсатор собственных нужд;
Г – горелки

Рис.2.1

На схеме котлоагрегата топка, горизонтальный и опускной газоходы выполнены по П - образной компоновке,

Воздух с температурой $t'_{вп}$ дутьевым вентилятором прокачивается под напором через воздушную часть трубчатого или регенеративного воздухоподогревателя. Обычно при сжигании высокосернистых мазутов выбирают РВП, так как он более устойчив к низкотемпературной коррозии, чем ТВП. В пылегазовых котлах часть горячего воздуха направляется в пылесистему, а из нее в виде аэропыли поступает в горелки. В газомазутных котлах весь воздух направляется в горелки и в них же поступает топливо в количестве В.

В котлах на пониженные параметры пара промышленного типа на выходе из топки вместо ширм располагается фестон, а вместо двух ступеней конвективного пароперегревателя при температуре перегретого пара ниже 350°С, может быть только одна ступень. При этом испарительные поверхности нагрева располагаются не только на стенках топки, но и в газоходах котла в виде кипятильных пучков.

На принципиальной схеме котла обычно хорошо видна последовательность размещения поверхностей нагрева по газовому тракту, которая принимается за основу при составлении таблиц объектов и энтальпий воздуха, и продуктов сгорания. Например, по рис. 2.1 можно принять следующую схему газового тракта: топка - ширмы - ВПП – КПП - ВЭ - ТВП.

Возможны и более сложные схемы котлоагрегатов. Например, при температуре подогрева воздуха более 300°С в опускной шахте котла размещаются две ступени ТВП в "рассечку" с ВЭ (см. рис.8.1 и 8.2).

3 РАСЧЕТ ОБЪЁМОВ И ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ПР0ДУКТОВ СГОРАНИЯ.

Для выполнения теплового расчета топки и отдельных поверхностей нагрева котлоагрегата необходимо заранее подготовить таблицы объемов, энтальпий воздуха и продуктов сгорания по газоходам котла с учетом изменения избытка воздуха в них.

По заданному составу топлива рассчитываются теоретические объемы воздуха V^0 и продуктов сгорания $(V_{RO_2}, V_{N_2}, V_{H_2O})$.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива при избытке воздуха $\alpha = 1$ для твердого и жидкого топлива, определяется по формуле:

$$V^0 = 0{,}0889\left(C^p + 0{,}375 S^p_{op+k}\right) + 0{,}265 H^p_2 - 0{,}033 \cdot O^p_2, \frac{нм^3}{кг}; \qquad (3.1)$$

для газообразного топлива

$$V^0 = 0{,}0476\left[0{,}5 \cdot CO + 0{,}5 \cdot H_2 + 1{,}5 \cdot H_2S + \Sigma\left(m + \frac{n}{4}\right) C_m H_n - O_2\right], \frac{нм^3}{м^3} \quad ; \qquad (3.2)$$

Здесь и в дальнейшем C^p, S^p_{op+k} и другие величины, характеризующие состав топлива, берутся из табл. П4 /3/ и подставляются в формулы в процентах.

Теоретический объем азота $V^0_{N_2}$ определяется по формулам:

для твердого топлива и мазута

$$V^0_{N_2} = 0{,}79 V^0 + 0{,}008 N^p, нм^3/кг \qquad (3.3)$$

для природного газа

$$V^0_{N_2} = 0{,}79 V^0 + 0{,}01 N^p, нм^3/кг \qquad (3.4)$$

Объем трехатомных газов V_{RO_2} твердого топлива и мазута;

$$V_{RO_2} = 0{,}01866\left(C^P + 0{,}375 S^P_{op+k}\right), нм^3/кг; \qquad (3.5)$$

для природного газа

$$V_{RO_2} = 0{,}01\left[CO_2 + CO + H_2S + \Sigma_m C_m H_n\right], нм^3/м^3 \qquad (3.6)$$

Теоретический объем водяных паров для твердого топлива и мазута определяется

$$V^O_{H_2O} = 0{,}111 H^p + 0{,}0124 W^p + 0{,}0161 V^o + 1{,}24 \cdot G_ф, нм^3/м^3, \qquad (3.7)$$

где $G_ф$ - расход пара на паровое распыливание мазута в паромеханических форсунках и при подаче пара под колосниковую решетку при сжигании низкореакционного твердого топлива типа А, ПА и Т

$$G_ф = 0{,}03 \div 0{,}05 кг/кг$$

Для природного газа

$$V^o_{H_2O} = 0{,}01\left[H_2S + H_2 + \Sigma\frac{n}{2}C_mH_n + 0{,}124d_r\right] + 0{,}0161V^o, нм^3/м^3 \qquad (3.8)$$

Здесь d_r - влагосодержание газообразного топлива, г/нм^3 (обычно $d_r \approx 10$).

Энтальпии воздуха, продуктов сгорания и золы при температуре дымовых газов ϑ рассчитываются по следующим формулам:

$$H^o_{â} = V^o \cdot C_{â} \cdot t_{â}, êÄæ\ /êã\left(êÄæ\ /ì^3\right); \qquad (3.9)$$

$$H^o_r = \left(V_{RO_2} \cdot C_{RO_2} + V_{N_2} \cdot C_{N_2} + V^o_{H_2O} \cdot C_{H_2O}\right)\vartheta, ; \qquad (3.10)$$

$$H_{зл} = \left(A^P \cdot Q_{ун} \cdot C_{зл} \cdot \vartheta\right)/100, кДж/кг, \qquad (3.11)$$

где t - температура воздуха; $^0C; C_{â}, C_{CO_2}, C_{N_2}, C_{H_2O}, C_{çë}$ - соответственно теплоемкости воздуха, двуокиси углерода, азота, водяных паров и золы, определяются по табл. 3.1 в зависимости от температуры, кДж/(м^3·К). Доля уносимой золы $a_{ун}$ принимается по табл. 2.1.

Таблица 3.1 – Средние объемные теплоемкости воздуха и газов кДж/(м^{3}К), теплоемкость золы, кДж/(кг·К)

Температура ^{0}C	$C_в$	C_{CO_2}	C_{N_2}	C_{H_2O}	$C_{зл}$
1	2	3	4	5	6
0	1,3189	1,5998	1,2946	1,4943	0,77
100	1,3243	1,7003	1,2958	1,5052	0,808
200	1,3319	1,7874	1,2996	1,5224	0,846
300	1,3424	1,8628	1,3068	1,5424	0,879
400	1,3545	1,9298	1,3164	1,5655	0,9
500	1,3683	1,9888	1,3277	1,5898	0,917
600	1,3830	2,0412	1,3403	1,6249	0,934
700	1,3976	2,0885	1,3536	1,6413	0,946
800	1,4114	2,1312	1,367	1,6881	0,959
900	1,4248	2,1693	1,3796	1,6957	0,971

1	2	3	4	5	6
1000	1,4374	2,2036	1,3918	1,723	0,984
1100	1,45	2,235	1,4035	1,7502	0,996
1300	1,4726	2,2899	1,4253	1,8029	1,05
1500	1,4927	2,3355	1,4441	1,8527	1,17
1700	1,5103	2,3744	1,4613	1,8996	1,21
1900	1,5257	2,4075	1,4759	1,9423	1,26
2100	1,54	2,44	1,49	1,98	-

По известным значениям теоретических объемов продуктов сгорания и воздуха заполняется таблица объемов, которая имеет следующий вид применительно к рис. 3.1.

Таблица 3.2 – Таблица объемов

Рассчитываемая величина	Размерность	$V^o =$; $V_{RO_2} =$; $V^o_{H_2O} =$; $V^o_{N_2} =$				
		Газоходы котла				
		Топка ширмы	ВПП	КПП	ВЭ	ТВП
Присосы воздуха в поверхности нагрева, $\Delta\alpha$	-					
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева α''	-					
Средний коэффициент избытка воздуха, $\alpha_{ср}$	-					
$V_{H_2O} = V^o_{H_2O} + 0{,}0161(\alpha_{ср} - 1)\cdot V^o$	нм^3/кг (нм^3/м^3)					
$V_r = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V^o_{N_2} + (\alpha_{ср} - 1)V^o$	_ ” _					
$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_r$	-					
$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_r$	-					
$r_n = r_{R_2O} + r_{H_2O}$	-					
$M_{зл} = \dfrac{A^p \cdot a_{ун}}{100 \cdot G_r}$	кг/кг					
$G_r = 1 - 0{,}01 \cdot A^p + 1{,}306\alpha_{ср} \cdot V^o$	кг/кг					

Присосы воздуха $\Delta\alpha$ для каждой поверхности нагрева принимаются по табл. 3.3, а коэффициент избытка воздуха на выходе из топки принимается по

табл. 2.1 – 2.3 в зависимости; от типа топочной камеры, производительности котла и вида топлива.

Таблица 3.3 – Расчётные присосы, воздуха и котлов

Газоходы	Величина Присосов $\Delta\alpha$
1	2
Топочные камеры слоевых топок	0,10
Топочные камеры пылеугольных и газомазутных котлов: – камерные с металлической обшивкой – камерные без металлической обшивки – циклонные под разряжением	 0,05 0,08 ÷ 0,1 0,03
Газоходы конвективных поверхностей нагрева: – фестон, ширмы, первый котельный пучок с $D\rangle 50 m/ч$ – первый котельный пучок с $D \le 50 m/ч$ – второй котельный пучок с $D \le 50 m/ч$	 0 0,05 0,1
Первичный и промежуточный пароперегреватель	0,03
Экономайзеры с $D\rangle 50 m/ч$	0,02
Экономайзеры с $D \le 50 m/ч$: – стальной – чугунные с обшивкой – чугунные без обшивки	 0,08 0,1 0,2
Воздухоподогреватели с $D\rangle 50 m/ч$: – трубчатые – регенеративные	 0,03 0,2
Воздухоподогреватели с $D \le 50 m/ч$: – трубчатые – регенеративные – пластинчатые	 0,06 0,25 0,1
Воздухоподогреватели: – чугунные из ребристых труб – из ребристых плит	 0,1 0,2
Золоуловители: – электрофильтры с $D\rangle 50 m/ч$ – то же с $D \le 50 m/ч$ – циклонные батарейные, скруберы	 0,1 0,15 0,05
Газоходы за котельным агрегатом: – стальные /каждые 10 м длины/ – кирпичные борова /каждые 10 м длины/	 0,01 0,05
Для пылесистем	
Шаровые барабанные мельницы: – с промбункером – с прямым вдуванием	 0,1÷0,12 0,14

1	2
Молотковые мельницы под разряжением	0,04
Среднеходовые валковые мельницы под разряжением	0,04
Мельницы-вентиляторы	0,2÷0,25

При работе котлоагрегата под наддувом сумма присосов в газоходах равна 0, кроме воздухоподогревателя, в котором происходят перетоки воздуха в его газовый тракт, принимаемые равными $\Delta\alpha_{вп}$ по табл. 3.3.

Коэффициент избытка воздуха на выходе из каждой последующей за топкой поверхности нагрева определяется путем сложения присосов воздуха $\Delta\alpha$ этой поверхности к α'' предыдущей поверхности. Коэффициент избытка воздуха на выходе из последней ступени нагрева равен $\alpha_{ух}$. Объемы в табл. 3.3 рассчитываются для $\alpha_{ср}$.

Далее по известным энтальпиям газа H_r^0 и воздуха $H_в^0$ и определенным в табл. 3.3 присосам воздуха заполняется $H-\vartheta$ таблица, которая имеет следующий вид применительно к рис. 3.1.

Таблица 3.4 – Таблица энтальпий

$H_r = H_r^0 + (\alpha''-1)H_в^0 + H_{зл}$													
t, ^{0}C	H_r^0, $\frac{кДж}{кг}$	$H_в^0$, $\frac{кДж}{кг}$	$H_{зл}$, $\frac{кДж}{кг}$	Топка ширмы $\alpha''=$		ВПП $\alpha''=$		КПП $\alpha''=$		ВЭ $\alpha''=$		ТВП $\alpha_{ух}=$	
				H_r	$\frac{\Delta H}{\Delta\vartheta}$	H_r	$\frac{\Delta H}{\Delta\vartheta}$	H_r	$\frac{\Delta H}{\Delta\vartheta}$	H_r	$\frac{\Delta H}{\Delta\vartheta}$	H_r	$\frac{\Delta H}{\Delta\vartheta}$
100													
200													
1000													
1100													
1900													
2100													

Энтальпии в табл. 3.4, в каждой графе определяются по формуле, приведенной в верхней графе таблицы. При этом для каждой поверхности нагрева и соответственно газохода котла рассчитываются энтальпии в том температурном интервале, в котором будет находиться эта поверхность. Например, для газохода "топка - ширмы" достаточно рассчитать энтальпии от 900 до 2300С°С и т.п.

Для слоевых топок, с учетом того, что $\alpha_{ун}$ = 10-15% и $H_{зл} << H_r$, энтальпию золы $H_{зл}$ в табл.3.4 можно не учитывать. Кроме этого $H_{зл}$ не учитывается если $Ài^{nð} \langle 1{,}4$.

4 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА

Целью составления баланса котла является определение КПД котла и расход топлива.

Из уравнения прямого баланса котла расход топлива равен

$$B = \frac{Q_{ка} \cdot 100}{Q_p^p \cdot \eta_{бр}}, кг/с(м^3/с) \qquad (4.1)$$

Здесь $Q_{ка}$ - полное количество теплоты, полезно отданное в котле, кВт;

Q_p^p - располагаемая теплота, кДж/кг;

$\eta_{бр}$ - КПД брутто котельного агрегата, %

Для паровых котлов малой мощности, без пароперегревателя

$$Q_{ка} = D(h'' - h_{пв}) + D_{пр}(h' - h_{пв}), \text{ кВт;} \qquad (4.2)$$

с первичным пароперегревателем

$$Q_{ка} = D(h_{пе} - h_{пв}) + D_{пр}(h' - h_{пв}), \text{ кВт} \qquad (4.3)$$

Здесь D – расход пара, кг/с (из задания); $D_{пр} = p \cdot D/100$ - расход продувочной воды, кг/с; h'' - энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, определяется по таблице XXIII /2/ или /6/, в зависимости от давления пара P_0 из задания;

h' - энтальпия кипящей воды на линии насыщения, кДж/кг определяется по табл. XXIV /2/ или /6/, в зависимости от температуры $t_н$ и давления $P_б$ пара в барабане $P_б \approx 1{,}1P_{пе}$; $h_{пв}$ - энтальпия питательной воды, кДж/кг [определяется по табл. XXIV [2] или [6] в зависимости от давления $P_{пв} = (1{,}15 \div 1{,}2)P_0$ и температуры $t_{пв}$ питательной воды]; $h_{пе}$ - энтальпия перегретого пара, кДж/кг (определяется по табл. XXV /2/ или /6/ в зависимости от давления $P_{пе}$ и температуры $t_{пе}$ перегретого пара); P - величина непрерывной продувки, принимается в пределах 2÷5% от D в зависимости от паропроизводительности котлоагрегата, параметров пара и количества ступеней испарения.

Располагаемая теплота на 1 кг твердого и жидкого топлива или на 1 м^3 газообразного топлива Q_p^p определяется по формуле:

$$Q_p^p = Q_н^p + Q_{в.вн} + Q_{тл} + Q_ф - Q_к, кДж/кг, \left(\frac{кДж}{м^3}\right), \qquad (4.4)$$

где $Q_н^p$ - низшая теплота сгорания рабочей массы топлива;

$Q_{в.вн}$ – теплота, внесенная поступающим в котлоагрегат воздухом подогретым, вне агрегата отборным паром или водой; $Q_{тл}$ – физическая теплота топлива;. $Q_{ф}$ - теплота, внесенная в котел паровым дутьем, $Q_{к}$ – теплота, затраченная на разложение карбонатов (для сланцев).

Величина $Q_{в.вн}$ учитывается только для сернистых, высокосернистых, жидких и твердых топлив, для которых используется предварительный подогрев воздуха и определяется по формуле

$$Q_{в.вн} = \beta'_{вн}\left(H^{0'}_{вн} - H^{0}_{хв}\right), \qquad (4.5)$$

где $$\beta'_{âí} = \alpha''_{\text{Т}} - \Delta\alpha_{\text{Т}} - \Delta\alpha_{ïë} + \Delta\alpha_{âï} \quad , \qquad (4.6)$$

то есть $\beta'_{вп}$ определяется через $\alpha''_{\text{Т}}$ с учетом присосов воздуха в топке $(\Delta\alpha_{\text{Т}})$ и пылесистеме $(\Delta\alpha_{пл})$, а также перетоков воздуха из воздушного в газовый тракт воздухоподогревателя $(\Delta\alpha_{вп})$.

Теоретические энтальпии холодного воздуха $\left(H^{0}_{хв}\right)$ и предварительно подогретого воздуха $\left(H^{0'}_{вп}\right)$ определяются по соответствующим температурам $t_{хв}$ и $t'_{вп}$ °С (по $H-\vartheta$ табл.) или рассчитываются по формуле (3.9).

При сжигании природного газа и малосернистых мазутов и твердых топлив предварительный подогрев воздуха не производится и $t'_{вп} = t_{хв} = 30$ °С [2]. Для сернистых и высокосернистых жидких и твердых топлив температура воздуха на входе в воздухоподогреватель выбирается на уровне, предотвращающем развитую сернокислотную коррозию металла и забивание низкотемпературной части поверхности нагрева липкими отложениями согласно положений, приведенных в главе 2. I

Величина $Q_{\text{Тл}}$ учитывается в тех случаях, когда топливо предварительно подогрето посторонним источником тепла. Например, при сжигании мазута.

$$Q_{\text{Тл}} = C_{м} \cdot t_{\text{Тл}} \qquad (4.7)$$

Температура мазута должна быть высокой для обеспечения тонкого распыла в форсунках котла, $t_{ôë}$ = 90 ÷ 140 °С, теплоемкость мазута $\tilde{N}_{ì} = 1{,}74 + 0{,}0025 t_{ôë}$.

Величина $Q_{ф}$ учитывается при использовании для распыла мазута пароме-ханических форсунок, в которых в топку котла вместе с разогретым мазутом поступает пар под давлением 0,3 ÷ 0,6 МПа и с температурой 280 ÷ 350 °С .

$$Q_{ф} = G_{ф}\left(h_{ф} - 2380\right), \qquad (4.8)$$

где $h_{ф}$ - энтальпия пара, подаваемого в форсунки, кДж/кг.

КПД брутто котельного агрегата определяется по обратному балансу котла.

$$\eta_{ка} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \% \qquad (4.9)$$

Здесь q_2 - потери теплоты с уходящими газами, %; q_3 - потери теплоты от химической неполноты сгорания, % [определяется согласно табл. 2.1-2.3]; q_4 - потеря теплоты от механической неполноты сгорания, % [определяется по табл. 2.1-2.4]; q_5 - потери теплоты от наружного охлаждения, % [определяется по рис.4.1]; q_6 - потери теплоты с физическим теплом шлаков, %.

В общем случае

$$q_2 = \frac{H_{ух} - \alpha_{ух} \cdot H^0_{хв}}{Q^p_p}(100 - q_4) \qquad (4.10)$$

Здесь $H_{ух}$ - энтальпия уходящих газов, кДж/кг [определяется по $H - \vartheta$ таблице в зависимости от температуры- уходящих газов ϑ коэффициента избытка воздуха $\alpha_{ух}$]

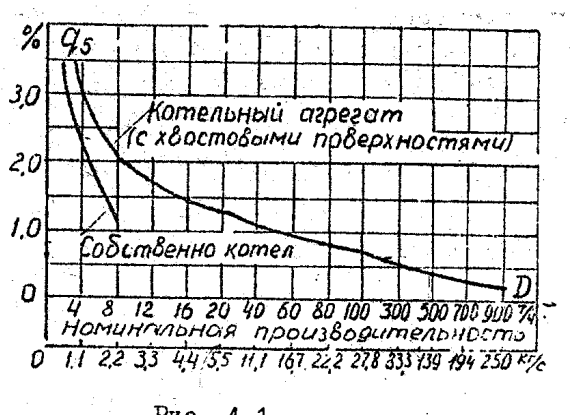


Рис. 4.1

Потери теплоты q_6 определяются только для твердого топлива (в случае если $A^{пр} \rangle 1{,}4$ (%·кг)/кДж) по формуле

$$q_6 = a_{шл} \cdot A^p \cdot C_{зл} \cdot t_{шл} / Q^p_p \qquad (4.11)$$

Здесь $a_{шл}$ - доля золы, уносимая со шлаком, табл. 2.1-2.3;

$C_{зл}$ - теплоемкость золы, кДж/кг (определяется по табл. 3.1 для температуры шлака, которую при твердом шлакоудалении, при слоевом сжигании принимают равной $t_{шл} = 600°C$).

При жидком шлакоудалении температура вытекающего шлака принимается $t_{шл} = t_з + 100\ ^0C$, а температура начала плавления золы топлив $t_з$ приведена в П4 /3/.

Расчетный расход топлива определяют по формуле

$$B_p = B\frac{100 - q_4}{100} \qquad (4.12)$$

Потери от наружного охлаждения учитываются введением в уравнение теплового баланса по газовой стороне коэффициента сохранения теплоты.

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{ка} + q_5} \qquad (4.13)$$

5 РАСЧЕТ ТОПКИ

5.1 Составление эскиза топки и расчет ее характеристик

Для определения поверхности стен топки (F_{cT}) и ее объема (V_T) необходимо начертить эскиз топки и по нему определить основные её размеры. Эскиз топки составляется на основании чертежа топочной камеры типового котла, указанного в задании к проекту.

Объем топки /рис.5.1/ ограничивается осевой плоскостью экранных труб стен и потолка, поверхностью, проходящей через первый ряд труб ширм или фестона, плоскостью пода газомазутного котла или горизонтальной плоскостью, отделяющего половину высоты холодной воронки пылегазового котла. При этом, отсеченная горизонтальной плоскостью нижняя часть холодной воронки в объеме топки не учитывается.

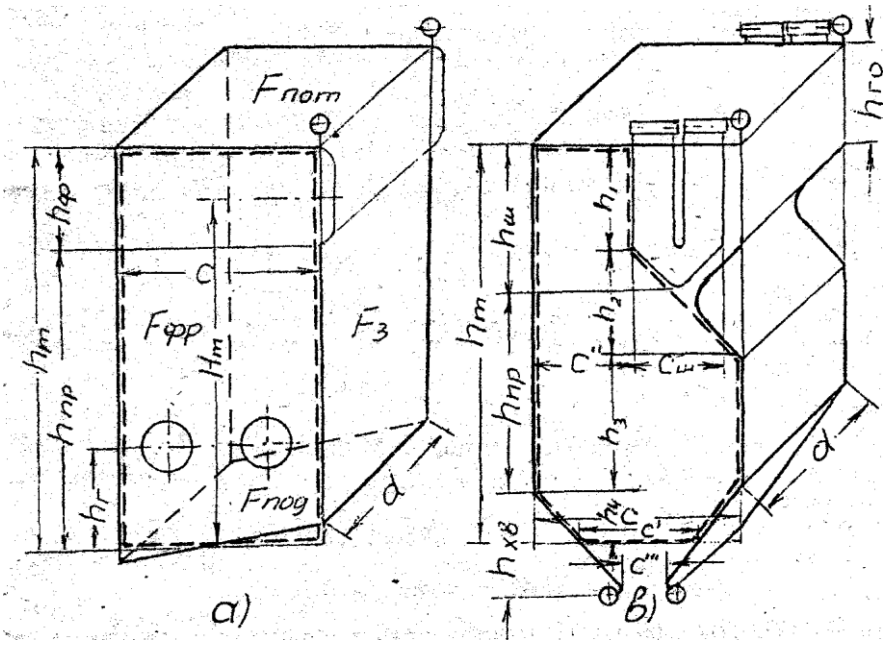
Полная поверхность стен топки вычисляется по размерам (на эскизе топки) поверхностей, ограничивающих объем топки.

$$F_{ñò} = F_{ôð} + F_{ç} + F_{ïò} + F_{ïä} + 2F_{á}, \quad \text{м}^2 \qquad (5.1)$$

Например, для газомазутной толки на рис.5.1 *(а)* величину $F^{a}_{ñò}$ можно определить следующим образом :

$$F^{a}_{ñò} = h_m \cdot d + \left(h_{ïð} + h_{ô}\right) \cdot d + 2c \cdot d + 2c \cdot h_m, \text{ м}^2,$$

где h_m, h_{np}, h_{ϕ} - соответственно .высоты топки, ее призматической части и выходного окна в области фестона, м; c, d - ширина и глубина топки, м.



а - топочная камера для газа и мазута;
в – то же для твердых топлив с твердым шлакоудалением

Рис. 5.1. Эскизы топочных камер

Для пылегазовой топки на рис, 5.1 /в/ боковая поверхность $F_б^в$ определяется как сумма поверхностей двух прямоугольников и трапеций. При этом на рис. 5.1 /в/ дополнительные размеры обозначены следующим образом: $h_ш, h_{го}, h_{хв}$ соответственно высоты ширм, газового окна и холодной воронки топки, м: $C_ш, C', C''$ - соответственно глубины ширм, пода топки и верхнего прямоугольника, м.

Объем камерной топки определяется по формуле

$$V_т = F_б \cdot d \text{, м}^3 \qquad (5.2)$$

Основные размеры топок малых котлов типа ДЕ и КЕ приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1 – Основные размеры топок котлов типа ДЕ, КЕ

Тип котла	ДЕ-4	ДЕ-6.5	ДЕ-10	КЕ-2,5	КЕ-4	КЕ-6,5	КЕ-10
Длина топки L, м	1,97	2,72	4,17	1,605	1,69	2,08	2,1
Ширина топки d, м	1,8	1,8	1,8	2,28	2,28	2,28	2,83
Средняя высота топки h, м	2,5	2,5	2,5	2,87	3,11	3,12	3,81
Объем топки $V_т$, м^3	8,55	11,8	18,3	10,5	12,0	14,8	22,6
Полная поверхность стен топки $F_{ст}$, м^2	23,8	29,97	41,47	-	-	-	-
Экранированная поверхность экранов топки $F_{эк}$, м^2	21,8	27,9	40	19,1	20,5	24,5	24,8
Площадь зеркала горения R , м^2	-	-	-	2,75	3,3	4,4	6,4

Данные этой таблицы можно использовать для расчета теплообмена в топках котлов ДЕ и КЕ производительностью до 10 т/ч (0,3 кг/с).

Составление эскиза топки и расчет величин $F_{\tilde{n}\grave{o}}$ и $V_{\text{Т}}$ позволяет определить коэффициент тепловой эффективности экранов топки, затем произвести расчет теплообмена в топке.

Средний коэффициент тепловой эффективности определяется по формуле усреднения

$$\psi_{\tilde{n}\eth} = \sum \psi_i \cdot F_{\tilde{n}\grave{o},t} / F_{c\grave{o}} \qquad (5.3)$$

Здесь $\psi_i = x_i \cdot \zeta_i$,

где x_i - угловой коэффициент экранов; ζ_i - коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей (принимается по табл. 5.2). Величина x_i - для открытых экранов из гладких труб одностороннего или двухстороннего облучения определяется из номограммы 1; а для поверхностей нагрева из плавниковых труб, а также для первого ряда ширм или фестона x_i = 1,0.

Таблица 5.2 Коэффициент загрязнения

Тип экрана	Род топлива	Коэффициент ζ
Открытые гладкотрубные и плавниковые настенные экраны, а также ширмы, расположенные в выходном окне топки	Мазут	0,55
	Пыль каменных и бурых углей, Газообразное топливо	0,65
	Фрезторф, АШ, ПА и Т	0,45
	Экибастузские угли	0,35 ÷ 0,4
	Сланцы	0,2
Ошипованные экраны, покрытые обмазкой. Экраны закрытые шамотом	Для всех топлив в топках с твердым шлакоудалением	0,2
	Для всех топлив при слоевом сжигании	0,6

Величина ζ ошипованных экранов, покрытых обмазкой, в топках с жидким шлакоудалением рассчитывается по формуле

$$\zeta = в(0{,}53 - 0{,}25 \cdot 10^{-3} \cdot t_з^{шл}), \qquad (5.4)$$

где в =1,0 для однокамерных топок и в = 1,2 - для полуоткрытых топок /с пережимом/ $t_3^{ШЛ} = t_3$ - 50 °С - температура плавления шлака.

Для плоскости, отделяющей объем топки от входа в ширмы или фестон, условный коэффициент загрязнения в выходном окне топки $\zeta_{во}$, определяется с учетом коэффициента β, дающего поправку на теплообмен между газами на выходе из топки и в зоне ширм или фестона к ζ_i

$$\zeta_{во} = \beta \times \zeta_i; \qquad \beta = A/\vartheta_T'', \tag{5.5}$$

где A - температурный коэффициент, принимающий значения 1100° -для твердых топлив; 900° - для мазута и 700° - для природного газа.

При расчете величины $\Psi_{ср}$ необходимо учесть: что для неэкранированного участка стены топки $\Psi_i = 0$.

5.2 Методика расчета теплообмена в топке

Задачей теплового расчета топки является:

1) при конструктивном расчете - определение поверхности стен топки $F_{СТ}$ и ее объема V_T;

2) при поверочном расчете - определение температуры газов на выходе из топки ϑ_T'' при заданных размерах топки.

В общих случаях расчет теплообмена в топке основывается на приложении теории подобия к топочным процессам. Исходным для расчета теплообмена в топочной камере является критериальное уравнение позволяющее определить безразмерную температуру на выходе из топки $\theta_т''$ в зависимости от величины критерия Больцмана Bo, степени черноты топки a_T и параметра M:

$$\theta_т'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot a_т^{0,6} + Bo^{0,6}} \text{ или } \frac{T_т''}{T_a} = \frac{1}{M\ (a_т / Bo)^{0,6} + 1}, \tag{5.6}$$

где T_T'' абсолютная температура газов на выходе из топки. К;

T_a - абсолютная теоретическая температура, условно принимаемая равной температуре, которая бы имела место при адиабатическом сгорании. К; M - параметр, учитывающий характер распределения температур по высоте топки и зависящий от относительного местоположения максимума температуры пламени;

Зависимость (5.6) позволяет определить температуру газов на выходе из топки при выполнении поверочного расчета топки

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{M(a_T / Bo)^{0,6} + 1} - 273, \quad {}^0C \tag{5.7}$$

Критерий Больцмана рассчитывается по формуле

$$Bo = \varphi \cdot Bp \cdot Vc_{пр} / (\sigma_0 \cdot \Psi_{пр} \cdot F_{СТ} \cdot T_a^3), \tag{5.8}$$

где $Vc_{ср}$ - средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива в интервале температур $\Delta\vartheta = \vartheta_a - \vartheta_T''$, равная $\Delta Q_T / \Delta\vartheta$ кДж/(кг·К); ($\Delta Q_T = H_a - H_T''$); σ_0 - коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный $5{,}67 \cdot 10^{-11}$ кВт/(м^2 К).

При конструктивном расчете подстановка выражения для критерия Во в зависимость (5.8) позволяет путем несложных преобразований получить расчетную формулу для определения поверхности стен топки

$$F_{CT} = \frac{17{,}64 \times 10^3 \times Bp \times Qл}{M \times a_T \times \Psi_{CP} \times T_T'' \times T_a} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_a}{T_T''} - 1\right)^2} \text{ , м}^2 \qquad (5.9)$$

где Qл - количество лучистого тепла, воспринимаемого поверхностями нагрева в топке, определяется по формуле

$$Q_л = \varphi \times \Delta Q_T = \varphi(H_a - H_T'') \text{ , кДж/кг} \qquad (5.10)$$

Методика определения основных расчётных величин $M, a_T, \Psi_{ср}$ и т.п. одинакова как при выполнении поверочного, таки конструктивного расчета топки.

Для определения количества теплоты, передаваемой в топке, и с помощью него адиабатической температуры ϑ_a, необходимо задаться температурой на выходе из топки $\vartheta_T'', {}^0C$.

Величина $\vartheta_T'', {}^0C$ выбирается из следующих соображений. В топке передача тепла от продуктов сгорания топлива к поверхностям нагрева происходит главным образом путем излучения и частично конвективного теплообмена. В области высоких температур (более $1200 \div 1300\,{}^0C$) теплоотдача излучением более эффективна, чем конвективный теплообмен.

По технико-экономическим соображениям оптимальная температура газов на выходе из топки в зависимости от конструкции токи и котла должна быть порядка $1000 - 1200\,{}^0C$ и выше. Но величина $\vartheta_O'' \geq 1200\,{}^0C$ допустима лишь в газомазутных котлоагрегатах.

Для энергетических котлов при наличие вверху топки ширмовых поверхностей нагрева оптимальная температура на выходе из топки принимается в диапазоне $\vartheta_O'' = 1100 \div 1250\,{}^0C$, а для промышленных котельных агрегатов при отсутствии ширм $\vartheta_O'' = 950 \div 1100\,{}^0C$

Для исключения возможности шлакования конвективных поверхностей нагрева, температуры газов на выходе из камерных топок с твердым и жидким шлакоудалением при номинальной производительности котлоагрегата для большинства топлив ориентировочно можно принимать на 50÷100 ºС ниже температуры начала деформации золы t_1, приведенной в справочной литературе /2.3/.

Кроме того, для некоторых топлив имеются опытные данные по допустимым температурам на выходе из топки, которая существенно меньше температуры начала деформации золы. Для этих топлив даны рекомендации допустимых значений температур на выходе из топки в табл. 5.3.

Таблица 5.3 – Температура газов на выходе из топки ля топлив с особыми свойствами золы

Наименование топлива	Температура $\vartheta_T'', {}^0C$
Антрацитовый штыб (АШ), полуантрациты (ПА) и тощие угли (Т)	1050
Кизеловский "Г" и отсевы, Кемеровский "СС"	1050
Подмосковный "Б",, Донецкий ГСШ	1000
Ангренский "Б", Канско-Ачинские "Б" (Ирша-Бородинский, Назаровский, Итатский, Березовский)	950
Фрезерный торф	950
Сланцы	900

Указанные выше значения температур заданы для топок, не имеющих ширм в выходном окне. При наличии ширмовых поверхностей нагрева, расположенных на выходе из топки, температура газов на выходе из топки может быть принята на 50 °С выше указанной в табл. 5.3.

Далее по Н-ϑ - таблице определяют энтальпию газов после топки H_T'' при $\vartheta_T'' {}^0C$.

Полезное тепловыделение топки рассчитывается по формуле:

$$Q_T = Q_P^P(1-\frac{q_3+q_6}{100-q_4}) + Q_{ГВ} - Q_{В.ВН} \qquad (5.11)$$

где $Q_{ГВ}$ - тепло, вносимое в топку с горячим воздухом, рассчитывается по формуле

$$Q_{ГВ} = (\alpha_T'' - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{ПЛ})H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{ПЛ})H_{ХВ}^0 \qquad (5.12)$$

где $\Delta\alpha_T, \Delta\alpha_{ПЛ}$ - присосы в топке и пылесистеме, выбираются по табл. 3.3.

Из $H-\vartheta$ - таблицы, по величине $Q_T = H_a$, находят теоретическую температуру сгорания ϑ_a, а затем $T_a = \vartheta_a + 273$.

Параметр М определяется в зависимости от относительного положения максимума температуры по высоте топки

$$M = A - B \cdot \tilde{o}_{\grave{O}}; \qquad (5.13)$$

а) для газомазутных топок

$$M = 0{,}54 - 0{,}2 \cdot x_т;$$

б) для пылеугольных топок при сжигании высоко реакционных топлив, а также слоевом сжигании всех топлив

$$M = 0{,}59 - 0{,}5 \cdot x_т;$$

в) для пылеугольных топок при сжигании малореакционных твердых топлив /АШ, ПА. Т/, а также каменных углей с повышенной зольностью

$$M = 0{,}56 - 0{,}5 \cdot x_т.$$

Для полуоткрытых топок /с пережимом/ при сжигании газа, мазута и высоко реакционных твердых топлив M = 0,48, для малореакционных топлив - M = 0,46.

Для камерных топок при отсутствии факторов, влияющих на перемещение ядра факела по высоте топки с нижним горизонтальным расположением осей горелок и верхним отводом газов из топки величина $x_т$, определяется уровнем установки горелок, то есть

$$x_т = x_г = h_г / H_т \qquad (5.14)$$

где $x_г$ - относительная высота установки горелок, рассчитывается как отношение высоты расположения осей горелок $h_г$ от пода топки или середины холодной воронки (см. рис.5.1) к общей высоте топки (до середины окна для выхода газов из топки или ширм при полном заполнении ими верхней части топки).

Для слоевых топок при сжигании топлива в тонком слое (топки с пневматическими разбрасывателями,) $x_т = 0$. При сжигании топлива в толстом слое на подвижном или неподвижном колосниковом полотне $x_т = 0,14$.

Степень черноты топки рассчитывается по формуле

Для слоевых топок:

$$a_T = \frac{a_ф}{1-(1-a_ф)(1-\Psi_{CP})(1-\rho)} \qquad (5.15)$$

Здесь $\rho = R / F_{CT}$ - соотношение между площадью зеркала горения и поверхностью стенки топки.

Степень черноты камерных топок:

$$a_T = \frac{a_ф}{a_ф + (1-a_ф)\Psi_{CP}} \qquad (5.16)$$

где $a_ф$ - эффективная степень черноты факела.

Эффективная степень черноты факела при сжигании газообразного и жидкого топлива равна

$$a_ф = m \cdot a_{CB} + (1-m) \cdot a_Г \qquad (5.17)$$

где a_{CB} - степень чёрноты светящейся части пламени;

$a_Г$ - степень черноты несветящейся (газовой) части пламени;

m - коэффициент усреднения, зависящий от теплового напряжения топочного объема q_v. При значении $q_v \le 400$ кВт/м^3 для камерных топок величина m принимается для природного газа 0,1. для мазута - 0,55, а при $q_v > 400$ кВт/м^3 величина m определяется по рис..5.2.

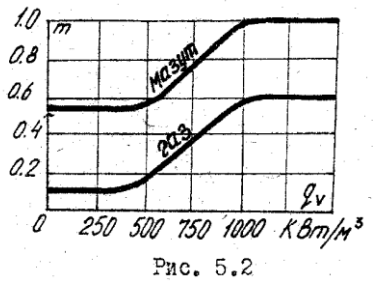


Рис. 5.2

Степень черноты несветящейся части определяется по номограмме 2 или по формуле

$$a_Г = 1 - e^{-kps} \qquad (5.18)$$

Здесь К - коэффициент ослабления лучей топочной средой при давлении в топке p=0,1МПа; S –

эффективная толщина излучаемого слоя, для топки определяется по формуле

$$S = 3{,}6V_T / F_{CT,}\ \text{м}.$$

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов определяется по формуле

$$\mathrm{K} = \mathrm{K}_\Gamma \cdot r_n = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10P_n \cdot S}}\right)^{-0{,}1}\left(1 - \frac{0{,}37 \cdot T_T''}{1000}\right)r_n \quad , \quad \frac{1}{м \cdot МПа} \qquad (5.19)$$

где $r_n = r_{H_2O} + r_{RO_2}$ - суммарная объемная доля трехатомных газов;

$P_n = P \cdot r_n$ - суммарное парциальное давление газов, МПа.

Величина $К_г$ может быть определена по номограмме 3.

Степень черноты светящейся части факела a_{CB} определяется по формуле вида (5.18) или номограмме 2, в которых

$$\mathrm{K} = \mathrm{K}_\Gamma \cdot r_n + \mathrm{K}_c \quad , \ 1/(\text{м·МПа}) \qquad (5.20)$$

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами равен

$$\mathrm{K}_c = 0{,}3(2 - \alpha_T'')(1{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot T_T'' - 0{,}5) \cdot (C^{\text{р}} / H^{\text{р}}) \quad , \qquad (5.21)$$

где $C^{\text{р}}/H^{\text{р}}$ - соотношение содержания углерода и водорода, в рабочей массе топлива, для газового топлива

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

При сжигании твердых топлив эффективная степень черноты факела рассчитывается по формуле

$$a_\phi = a_{TB} = 1 - e^{-KPS}, \qquad (5.22)$$

Коэффициент ослабления лучей топочной средой при сжигании твердого топлива рассчитывается по формуле.

$$\mathrm{K} = \mathrm{K}_\Gamma \cdot r_n + \mathrm{K}_{зл} \cdot \mu_{зл} + \mathrm{K}_\mathrm{K} \cdot x \ , \quad 1/(\text{м МПа}) \qquad (5.23)$$

где $\mathrm{K}_{зл}$ - коэффициент ослабления лучей эоловыми частицами, определяется по номограмме 4, 1/(м МПа); $\mu_{зл}$-безразмерная концентрация золы в дымовых газах; K_K - коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами, 1/(м·МПа).

Для малореакционных топлив K_K =10, высокореакционных K_K = 5. При камерном сжигании топлив x = 0,1; при слоевом x = 0,03.

По рассчитанному значению KPS по номограмме 2 можно определить величины a_Γ и a_{CB} для газа и мазута, или a_ϕ для твердого топлива. Если значение KPS ≤ 0,1, то с достаточной степенью точности можно принять величину a_Γ, a_{CB} равную KPS.

В заключение расчета топки определяется объемное теплонапряжение топки

$$q_v = B_p \cdot Q_H^P / V_T, \ \text{кВт/м}^3$$

Величина q_v сравнивается с его допустимым значением, приведенным в табл. 2.1-2.3. Если значение q_v оказалось больше предельно допустимого, то студенты совместно с руководителем проекта принимают соответствующее решение по корректировке q_v.

6 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ШИРМОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Расчет ширмовых поверхностей нагрева, как правило, производят поверочным методом, то есть по известной величине поверхности нагрева определяют температуру дымовых газов и пара за поверхностью ширмы.

При поверочном расчете отдельной поверхности предварительно оценивают конечную температуру и энтальпию одной из сред (как правило, температуру газов за поверхностью ϑ_1'') и на основе решения уравнения теплового баланса по формуле (6.3) определяют по принятой температуре газов тепловосприятие поверхности $Q_б$ и конечную энтальпию и температуру второй среды. После этого рассчитывают коэффициент теплопередачи и температурный напор, и по уравнению теплопередачи (6.1) определяют величину тепловосприятия поверхности нагрева по условиям конвективного теплообмена, отнесенного к 1 кг (нм^3) топлива $Q_к$. Затем определяют количества теплоты переданное в ширмах излучением $Q_л$ и суммарное количество теплоты, переданное в ширме через известную поверхность нагрева $Q_\Sigma = Q_к + Q_л$.

Определение энтальпий продуктов сгорания по известным температурам и обратные операции проводятся при помощи $H - \vartheta$ таблицы, рассчитанной для каждого вида топлива и типа котлоагрегата.

Если полученное значение суммарного количества теплоты Q_Σ, переданного в ширме излучением и при помощи конвективного теплообмена, отличается от определенного по уравнению баланса не более чем на 2%, то расчет ширмы заканчивается. Окончательными считаются температура продуктов сгорания и тепловосприятие, вошедшие в уравнение баланса.

При расхождении между значениями тепловосприятия Q_Σ и $Q_б'$ больше указанного предела, принимают новое значение конечной температуры ϑ_2'' и повторяют расчет. Если вновь принятое значение температуры за поверхностью нагрева отличается не более чем на 50°С от первоначально принятой, то коэффициент теплопередачи не пересчитывается, и следует пересчитать только значения температурного напора и тепловосприятия излучением и заново определить $Q_б'$ по уравнения баланса, $Q_л$ и $Q_к$.

Если после второго приближения расхождения между Q_Σ и $Q_б''$ окажется больше указанного предела, то истинная температура находится при помощи линейной интерполяции, которая иллюстрируется на рис. 6.1.

Если при этом расчетное значение температуры ϑ_p'' отличается от того, при котором определялся коэффициент теплопередачи, не более чем на 50°С, то для завершения расчета необходимо при помощи уравнения баланса по этой температуре уточнить только тепловосприятие $Q_б$ и искомую энтальпию и температуру тепловоспринимающей среды. В противном случае, необходимо также пересчитать коэффициент теплопередачи и температурный напор.

К определению расчетной температуры газов за поверхностью нагрева

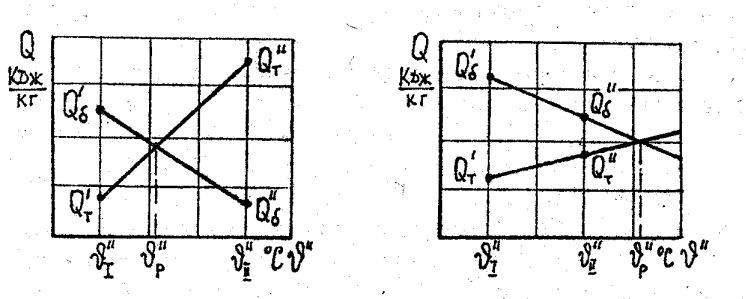


Рис. 6.1

Для расчета ширмовых поверхностей нагрева используются следующие уравнения теплопередачи и теплового баланса.

Уравнение теплопередачи

$$Q_{\hat{e}} = \overline{\kappa} \cdot \overline{\Delta t} \cdot F_{ш} \cdot 10^{-3} / B_p \ , \qquad (6.1)$$

где $Q_{\hat{e}}$ - теплота, воспринятая рассчитываемой поверхностью, конвекцией и излучением газового объема, находящегося в ширмах, отнесенное на 1 кг (нм^3) топлива, кДж/кг (кДж/нм^3); $\overline{\kappa}$ - средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $F_{ш}$ - расчетная поверхность нагрева ширм, м^2; $\overline{\Delta t}$ - средний температурный напор, °С.

Расчетная поверхность ширмовых пароперегревателей определяется по чертежам и принимается равной удвоенной площади плоских поверхностей, проходящих через оси труб ширм и ограниченных наружными образующими крайних труб,. помноженный на угловой коэффициент χ (определяемый по кривой 5 номограммы 1) и на число ширм z_1.

$$F_{ш} = 2F_{пл.ш} \cdot \chi \cdot z_1 \ , \qquad (6.2)$$

где $F_{пл.ш} = A \cdot l$; $z_1 = a / S_1 - 1$

Здесь l – длина ширм в свету, м; z_1 – число ширм; А – ширина одной ширмовой поверхности, м; S_1 – поперечный шаг между ширмами, м; a – размер топки по фронту, м.

Указанные размеры определяются из чертежа. Наиболее распространенные компоновочные решения приводятся на рис. 6.2.

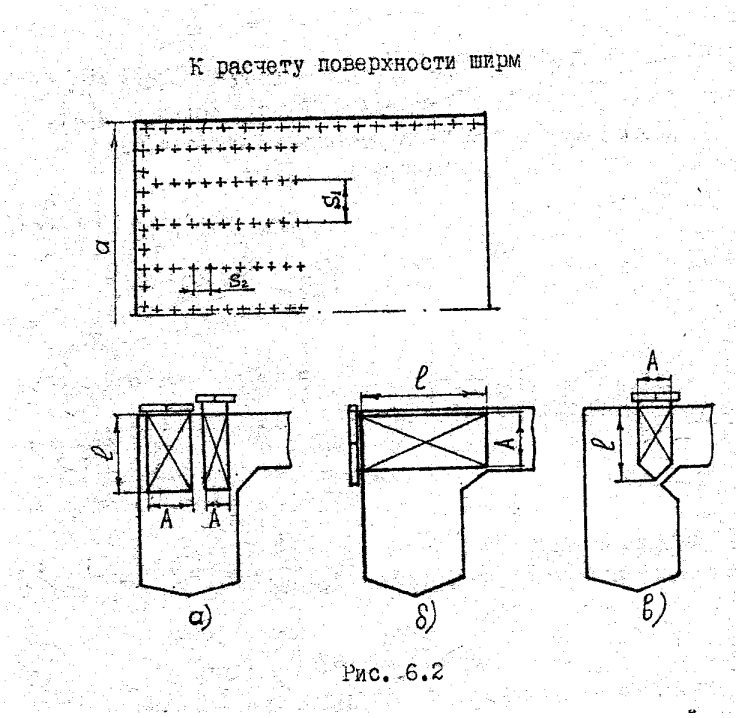


Рис. 6.2

Уравнение теплового баланса для ширмовых поверхностей нагрева имеет вид

$$Q_{á} = Q_{ê} + Q_{ë} = \varphi(Í^{'} - Í^{''}) = \frac{D_{ø}}{B_{p}}(h^{''} - h^{'}), \qquad (6.3)$$

где $h^{''}, h^{'}$ - энтальпия пара на выходе и входе в ширмах, кДж/кг;

$H^{'}, H^{''}$ - энтальпии газов на входе и выходе из ширм, кДж/кг;

$Q_{л}^{ш}$ - теплота, полученная излучением из топки, кДж/кг;

$D_{ш}$ - расход пара в ширмах, кг/с.

При расчете ширмового перегревателя величина $Q_{ë}$ учитывает взаимный теплообмен между топкой, ступенями ширм и поверхностью нагрева за ширмами и определяется по формуле

$$Q_{ë} = Q_{л.вх} - Q_{л.вых} \ , \qquad (6.4)$$

где $Q_{л.вх} = q_{л.ш} \cdot H_{л.вх} / B_{р}$ - лучистая теплота, воспринятая плоскостью входного сечения ширм (выходного сечения топки); $q_{л.ш}$ - тепловая нагрузка ширм в выходном окне топки, кВт/м^2; $H_{л.вх} = l_{1.вх} \cdot a$ лучевоспринимающая поверхность входного сечения ширм в топке /рис.6.3/, м^2; $l_{1.вх}$ - длина ширм на входе, м. В некоторых случаях $l_{1.вх}$=А (например, рис. 6.2, а); a - размер по фронту топки, м (см. рис.6.2); $Q_{л.вых}$ - теплота излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами.

К расчёту входного и выходного сечения ширм

Коэффициент, учитывающий теплообмен между топкой и ширмами

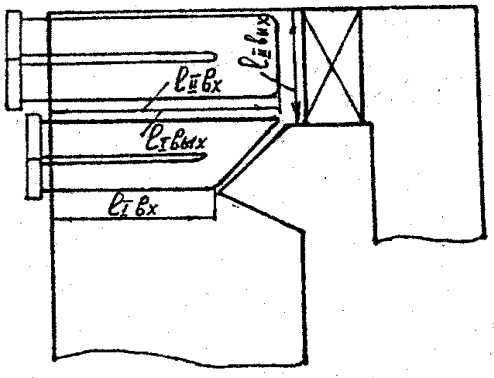


Рис. 6.3

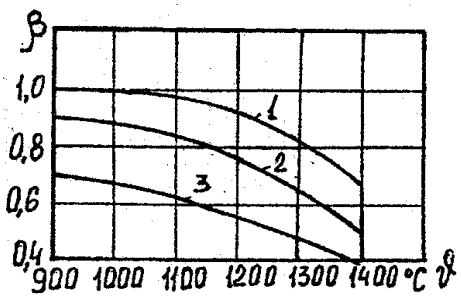


Рис. 6.4

$$q_{л.ш} = \beta \cdot q_v \; ; \qquad q_л = B_р \cdot Q_л / F_{СТ} \, , \qquad (6.5),(6.6)$$

где β - коэффициент, учитывающий теплообмен между топкой и ширмами, определяется, по рис.6.4. (Линия 1 соответствует твердому топливу; линия 2 – жидкому топливу и линия 3 – газообразному топливу.)

$$Q_{л.вых} = \frac{q_{л.ш} \cdot H_{л.вх} \cdot (1 - a_Г)\varphi_ш}{\beta \cdot B_р} + \frac{5{,}67 \cdot 10^{-11} \cdot a_Г \cdot H_{л.вых} \cdot T^4 \cdot \zeta_п}{B_р} \, , \qquad (6.7)$$

где $a_Г$ - степень черноты газов в ширмах, определяемая при средней температуре газов аналогично степени черноты газов в топке;

$T = 0{,}5(\vartheta' + \vartheta'') + 273$ - средняя температура газов в ширмах, К ;

$\zeta_п$ - поправочный коэффициент, учитывающий род топлива: для углей и жидкого топлива - 0,5, сланцев - 0,2, природного газа - 0,7;

$H_{л.вых} = l_{1.вых} \cdot a$ - лучевоспринимающая поверхность нагрева пучка, расположенного за ширмами (см. рис. 6.3); $l_{1.вых}$ - длина ширмы на выходе, м (для случая, изображенного на рис. 6.2б, $l_{1.вых}$=А);

$\varphi_ш$ - угловой коэффициент, учитывающий геометрические характеристики ширм.

$$\varphi_ш = \sqrt{(\frac{l}{S_1})^2 + 1} - (\frac{l}{S_1}) \qquad (6.8)$$

В зависимости от компоновки ширм за l в некоторых случаях нужно принимать А (например, в случаях «б» и «в» на рис.6.2).

Степень черноты продуктов сгорания $a_Г$ определяется по номограмме 2 в зависимости от суммарной оптической толщины газового потока KPS.

Для запыленного потока (твердое топливо)

$$KPS = (k_{Г} \cdot r_n + k_{зл} \cdot \mu_{зл}) P \cdot S \quad , \tag{6.9}$$

Для не запылённого потока (газ и жидкое топливо) второе слагаемое $k_{зл} \cdot \mu_{зл} = 0$, его можно не учитывать и в расчете при слоевом сжигании топлив.

Здесь S – толщина излучаемого слоя, определяется по формуле

$$S = \frac{1{,}8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{C}} \quad , \tag{6.10}$$

где A, B, C – ширина, высота и глубина единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами (см. рис. 6.2, где A=A; B=l; C=S_1).

Коэффициент поглощения трехатомными газами $k_{Г}$ определяется по номограмме 3 в зависимости от $r_{H_2O}, P_n \cdot S$ и $\vartheta_{ср}$.

$$P_n \cdot S = P \cdot r_n \cdot S \text{, } 1/(\text{м}\cdot\text{МПа}) \text{;} \qquad \vartheta_{ср} = 0{,}5(\vartheta' + \vartheta'') \quad , \tag{6.11}$$

где P= 0,1 МПа – давление дымовых газов в котле; r_n, r_{H_2O} - соответственно суммарная доля трехатомных газов и доля водяных паров в ширмах (определяется из таблицы объемов); $k_{зл}$- коэффициент поглощения золовыми частицами, 1/(м·МПа) (определяется по номограмме 4 в зависимости от вида топлива и средней температуры газов $\vartheta_{ср}$); $\mu_{зл}$- концентрация золовых частиц, определяется из таблицы объемов, составленной ранее.

После определения $Q_{ё}$ по формуле (6.4), по левой части уравнения (6.3) определяем тепловосприятие ширм $Q_{á}$. Затем из правой части уравнения (6.3) определяем энтальпию пара на выходе из ширм $h''_{ш}$.

Расход пара $D_{ш}$, энтальпию и температуру пара на входе определяют из предварительной разбивки по паровому тракту (см. раздел 8 данного пособия, точка 2). Температура пара на выходе определяется по таблицам воды и водяного пара по величине h'' и давлению на выходе из ширм, определяемой из разбивки (точка 3 глава 8).

Средний температурный напор в общем случае определяется по формуле:

$$\Delta t = (\Delta t_б - \Delta t_м)/ln\,(\Delta t_б / \Delta t_м) \quad , \tag{6.12}$$

где $\Delta t_б$ - разность температур сред в том конце поверхности нагрева, где она больше, ^{0} С (для всех поверхностей нагрева кроме воздухонагревателя $\Delta t_б = \vartheta' - t''$ - для противотока и $\Delta t_б = \vartheta' - t'$ - для прямотока; для воздухонагревателя $\Delta t_б = \vartheta'' - t'$); $\Delta t_м$ - меньшая разность температур теплоносителей (для всех поверхностей нагрева кроме воздухонагревателя $\Delta t_м = \vartheta'' - t'$ - противоток, $\Delta t_м = \vartheta'' - t''$ - прямоток; для воздухонагревателя $\Delta t_м = \vartheta' - t''$) , ^{0} С.

В тех случаях, когда $\Delta t_б$ / $\Delta t_м \le 1,7$, $\bar{\Delta t}$ можно определить по среднеарифметической формуле:

$$\bar{\Delta t} = 0,5\,(\Delta t_б + \Delta t_м) = \vartheta_{нд} - t_{ср}. \qquad (6.13)$$

Здесь $t_{ср} = 0,5\,(t' + t'')$ – среднее значение температуры пара в ширмах, ^{0} С.

Коэффициент теплопередачи для ширмовой поверхности нагрева определяют по следующей формуле:

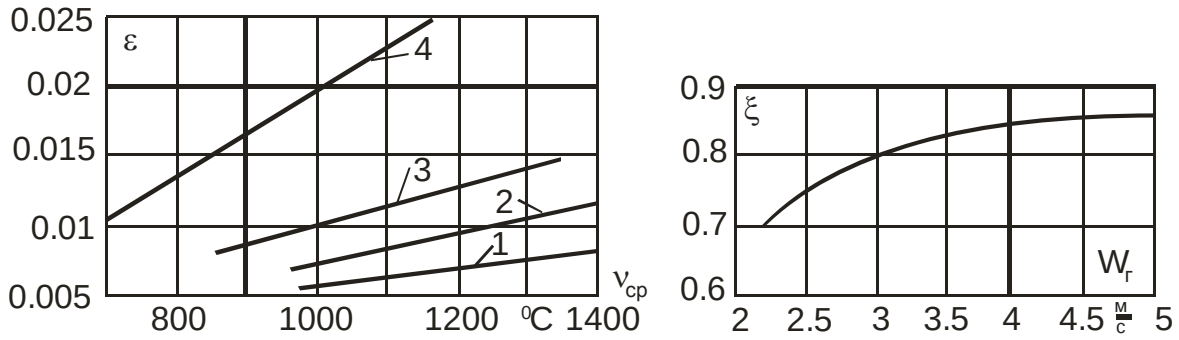
$$\bar{k} = \frac{\alpha_1}{1+(1+Q_л^ш / Q_б)(\varepsilon + 1/\alpha_2)\cdot\alpha_1} \qquad (6.14)$$

Здесь α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, отнесенный к расчетной поверхности нагрева ширм $F_ш$, Вт/(м^2 · К); ε - коэффициент загрязнения , (м^2 · К)/ Вт; - α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, Вт/(м^2 · К).

Коэффициент загрязнения ширмовых поверхностей нагрева при пылевидном и слоевом сжигании топлива, принимается в зависимости от вида топлива и средней температуры газов в газоходе по рис. 6.5.

При сжигании мазута ε = 0, 005 (м^2·К)/ Вт независимо от избытка воздуха в топке и содержании серы в мазуте. При сжигании газообразного топлива ε = 0.

Коэффициент загрязнения ε и использования ξ
ширмовых перегревателей



1 – для нешлакующих углей (экибастузский уголь); 2 – для умеренно шлакующих при наличии очистки; 3 – для сильно шлакующих топлив (фрезерный торф и др.), при наличии очистки, а также для умеренно шлакующих без очистки; 4 – сланцы северо-западных месторождений при наличии отчистки.

Рис. 6.5

Коэффициент теплоотдачи α_1 для ширмовых поверхностей нагрева определяем по формуле:

$$\alpha_1 = \xi\ (\alpha_к \frac{\pi d}{2S_2 X} + \alpha_л), \qquad (6.15)$$

где ξ - коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания ее газами, частичного перетекания газов помимо нее и образования застойных зон (рис. 6.5); α_k - коэффициент теплоотдачи конвекций, отнесенный к полной по-

верхности труб ширм, Вт/(м^2 · К); d – внешний диаметр труб ширм, м; S_2 - продольный шаг труб ширм, м (рис. 6.2); $\alpha_л$ - коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м^2 · К); x – угловой коэффициент, определяемый по номограмме 1.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k при поперечном омывании коридорных пучков и ширм, согласно номограммы 5, определяется следующим образом:

$$\alpha_k = c_S \cdot c_z \cdot c_ф \cdot \alpha_н , \qquad (6.12)$$

$\alpha_н$ - определяется согласно основному полю номограммы 5 по средней скорости газов $W_Г$ в ширмах и внешнему диаметру d.

Поправка на число рядов по ходу газов c_z определяется в зависимости от среднего числа радов труб в отдельной ширме $z_2 = A/ S_2+1$ по дополнительному полю номограммы 5. При $z_2 \geq 10$ $c_z = 1$.

Поправка на геометрическую компоновку пуска c_S определяется в зависимости от относительного поперечного σ_1 и продольного σ_2 шага по дополнительному полю номограммы 5.

$$\sigma_1 = S_1 / d ; \quad \sigma_2 = S_2 / d \qquad (6.17)$$

Поправка на определенный вид топлива $c_ф$ определяется также по дополнительному полю номограммы 5 по средней температуре газов в ширмах и по объемной доле водяных паров τ_{H2O} для каждого вида топлива.

Средняя скорость газов определяется по следующей формуле:

$$W_Г = \frac{B_p \cdot V_Г (\vartheta_{ср} + 273)}{273 f_Г}, \qquad (6.18)$$

где $f_г$ – площадь живого сечения для прохода газа, м^2;

$V_Г$ - объем газов на 1 кг (нм^3) топлива, нм^3/кг, определяется из таблицы объемов (графа топка).

Обычно скорость газов в ширмах находится в пределах 3 ÷ 6 м/с, при сжигании твердых топлив и достигает 8 м/с при сжигании газа и мазута.

Площадь живого сечения для прохода газов $f_г$ определяется по сечению, проходящему через оси поперечного ряда труб, как разность между полной площадью поперечного газохода в свету и частью этой площади, занятой трубами.

Для поперечно омываемых ширм (рис. 6.2.в)

$$f_г = a \cdot b – z_1 \cdot l \cdot d , \qquad (6.19)$$

где a и b – размеры газохода в расчетном сечении, м;

d и l – диаметр и длина трубы первого ряда, м.

При изогнутых трубах за величину l принимается проекция труб (рис. 6.6). При продольном омывании ширм газами (рис. 6.2., а, б).

$$f_г = a \cdot b – z_1 \cdot A \cdot d \qquad (6.20)$$

При различном входном $f'_Г$ и выходном $f''_Г$ сечении пучка, при плавном изменении сечения и одинаковом характере омывания (рис. 6. 6) усреднение производится по приближенной формуле

$$f_г = 0{,}5 (f'_Г + f''_Г) . \qquad (6.21)$$

Полученная в результате расчета скорость газа при сжигании твердого топлива должна удовлетворять требованию по золовому заносу и золовому износу рассчитываемых поверхностей. Для ширмовых поверхностей ограничения по износу определяются по рекомендации (2) таблица (II.10). Для ширм вверху топки поперечный шаг рекомендуется принимать S_1 = 550 мм, а σ_2 = 1,1 ÷ 1,25. Для ширм в газоходах S_1 = 350÷400 мм, σ_2 = 1,1 ÷ 1,25.

К определению сечения газохода

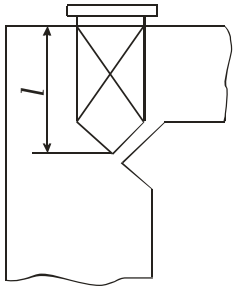


Рис. 6.6

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания $\alpha_л$, используя номограмму 6, для запыленного потока можно определить по формуле:

$$\alpha_л = \alpha_Н \cdot \alpha_Г \qquad (6.22)$$

для незапыленного потока (газ, мазут)

$$\alpha_л = \alpha_Н \cdot \alpha_Г \cdot C_г, \qquad (6.23)$$

где $\alpha_Н$ - монограммное значение коэффициента теплоотдачи определяется по номограмме 6 в зависимости от средней температуры газов $\vartheta_{ср}$ (^{0} C) и температуры загрязнения стенки $t_з$ (^{0} C); $\alpha_Г$ - степень черноты продуктов сгорания (определялась ранее по номограмме 2 с учетом формул (6.9 – 6.11)); C – поправка, учитывающая запыленность потока, определяется по дополнительному полю номограммы 6.

Температура загрязнения стенки для ширмовых, конвективных пароперегревателей, испарительных ширм и настенных труб при сжигании твердого и жидкого топлива принимается равной температуре наружного слоя золовых отложений на трубах $t_з$ и определяется по формуле:

$$t_з = \bar{t} + (\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}) \frac{B_р}{F_ш} (Q_б + Q_л^ш) \cdot 10^3 . \qquad (6.24)$$

При работе котла на газе для всех поверхностей нагрева температура загрязненной стенки равна $t = t_{ср} + 20\ ^0$C.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару α_2 определяется по формуле, используя номограмму 7.

$$\alpha_2 = C_d \cdot \alpha_Н \quad . \qquad (6.25)$$

Здесь $\alpha_Н$ - монограммное значение коэффициента теплоотдачи, определяется по номограмме 7 в зависимости от среднего давления пара $P_{ср}$=0,5(P_2+P_3) (гл.8), средней температуры пара $t_{ср}$ и скорости пара $W_п$; C_d – поправка на диа-

метр, определяется по дополнительному полю номограммы 7 в зависимости от внутреннего диаметра $d_{вн}$, мм.

Скорость пара определяется по формуле:

$$W_п = D \cdot \upsilon_{ср} / f_п , \qquad (6.26)$$

где $\upsilon_{ср}$ – средний удел объема пара, м ^{3}кг, определяется по средней температуре и давлению пара по термодинамическим таблицам воды и водяного пара (табл. XXV и XXVI [2]); $f_п$ – проходное сечение для прохода пара, м^2.

Так как пар в ширмах движется внутри труб, то

$$f_п = 0{,}785\, d_{вн} \cdot z_2 \cdot z_1 \qquad (6.27)$$

Здесь z_1- число ширм (формула 6.2); z_2 – число параллельно включенных труб в одной ширме

$$Z_2 = \frac{A - 7d}{2 S_2} + 1 \qquad (6.28)$$

После определения α_2 и α_2 определяем коэффициент теплопередачи $\bar{k}$, а затем с учетом $\Delta\bar{t}$ и $F_ш$ по формуле (6.1) рассчитываем $Q_к$.

Затем определяем суммарное тепловосприятие ширм $Q_\Sigma = Q_{\hat{e}} + Q_{\ddot{e}}$ и сравниваем её с балансным тепловосприятием.Если разность между $Q_{б}$ и Q_Σ больше 2%, то перезадаемся температурой газов на выходе ϑ'' и повторяем расчет. Если расчетную температуру ϑ'' определяют с помощью рисунка 6.1, то для нового значения $\vartheta''_{\partial\grave{a}\tilde{n}\div}$ определяем энтальпию газов H'', $Q_{б}$ h'' и температуру пара на выходе из ширм t''.

7 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

7.1 Расчет фестона

Конструктивно фестон состоит из труб заднего экрана, но размещенных с увеличенным поперечным шагом S_1=200÷300 мм и продольным S_2 250÷400 мм шагами. При этом трубы заднего экрана разводятся в несколько рядов z_2 . Иногда фестон выполняется из труб большего диаметра (около 100 мм), расположенных в один ряд.

Расчет фестона, как правило, проводят также проверочным способом, используя изложенную выше методику расчета ширм.

Из расчета топки или предыдущей поверхности нагрева известными являются температура и энтальпия газов перед фестоном. Температура газов за фестоном принимается с последующим уточнением. Кроме того, она должна быть увязана с условиями обеспечения надежной работы перегревателя. Согласно /2/ охлаждение дымовых газов в фестоне $\Delta\vartheta = \vartheta_{\text{т}}'' - \vartheta_{\text{т}}''$ можно предварительно принять для однорядных фестонов 7÷10 ^{0}C, для двурядных - 15÷20 ^{0}C, для трехрядных фестонов - 30÷40 ^{0}C и для четырех рядных 50÷60 ^{0}C (меньшее значение для влажного топлива, большее – для сухого). Количество рядов по ходу газов в фестоне z_2 принимается из чертежа.

Количество теплоты, воспринимаемое фестоном, определяется по уравнению баланса (7.10).

Так как температура обогреваемой среды постоянна и равна температуре кипения при давлении в барабане котла, то температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = + t_{\text{Н}}, \qquad (7.1)$$

где $\vartheta_{\text{ср}} = 0{,}5\,(\vartheta_{\text{т}}' + \vartheta_{\text{т}}'')$ – средняя температура газов в фестоне, ^{0}C;

$t_{\text{Н}}$ – температура кипения при давлении в барабане.

Средняя скорость газа в фестоне, величина которой необходима для определения коэффициента теплоотдачи конвекций, определяется из выражения (6.18). Объем газов на единицу топлива $V_{\text{г}}$ определяется по избытку воздуха на выходе из топки.

Площадь живого сечения для прохода газов определяется из чертежа с использованием рис. 7.1 и формулы

$$F_{\text{г}} = l_{\phi}\,(a - z_1 \cdot d)\,. \qquad (7.2)$$

где l_{ϕ} – высота газового окна, где размещен фестон, м;

a – ширина топки по фронту, м; z_1 - число труб в одном ряду. Указание величины определяется из чертежа.

К расчету фестона

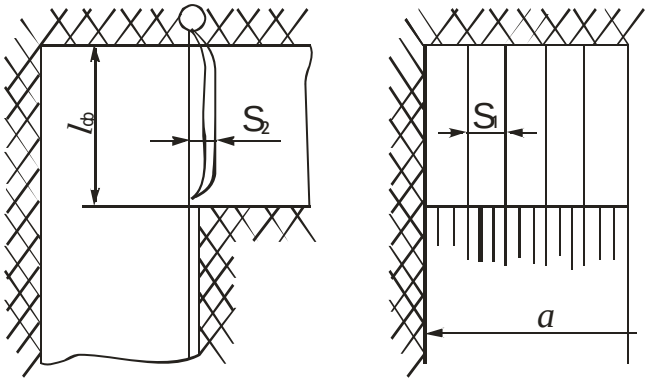


Рис. 7.1

Если расстояние от крайней трубы фестона равно поперечному шагу S_1,то

$$z_1 = a/S_1 - 1 \qquad (7.3)$$

Если указанное расстояние равно $S_1/2$, то

$$z_1 = a/S_1 \qquad (7.4)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекций α_k при поперечном обтекании определяется в зависимости от формы пучка (коридорный или шахматный) по номограммам 5 или 8, с учетом формулы (6.16). При косом обтекании коридорных пучков с углом между направлением потока и осями труб до 80^0 полученная из номограммы 5 величина α_k умножается на 1,07.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется также , как для ширм по формуле $\alpha_л = \alpha_Н \cdot \alpha_Г \cdot C_г$ и номограмме 6.3здесь $\alpha_Г$ - степень черноты газов, определяется по формуле (6.9).

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле

$$S = 0{,}9d\left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 S_2}{d^2} - 1\right) \qquad (7.5)$$

Шаги труб определяются по действительному расстоянию между осями труб из чертежа. При конструкторском расчете – согласно (2) рекомендуются следующие шаги: $S_1 \geq 300$, $S_2 \geq 200$.

Излучение газовых объемов на фестон не учитывается.

Температура загрязненной стенки для испарительных поверхностей нагрева вычисляется по формуле:

$$t_з = t_Н + \Delta t\,, \qquad (7.6)$$

где $\Delta t = 80^0$C.

При расчете коэффициента теплопередачи для фестонов не учитывается термическое сопротивление теплоотдачи от стенки к пароводной смеси $1/\alpha_2$.

Во всех случаях коэффициент теплопередачи для фестона определяется по формуле:

$$k = \psi \cdot \alpha_1\,, \qquad (7.7)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности.

Для фестонов котлов большей мощности и развитых котельных пучков котлов малой мощности в зависимости от рода топлива ψ принимается в диапазоне 0,5÷ 0,7 по табл. 7.1.

Таблица 7.1 Коэффициенты тепловой эффективности для расчета коэффициентов теплопередачи фестонов и котельных пучков

Род сжигаемого топлива	Необходимость очистки	Коэффициенты тепловой эффективности ψ
АШ и тощие угли	Требуется	0,60
Каменные, бурые угли (кроме канско-ачинских), промпродукты каменных углей	-	0,65
Подмосковный уголь	Не требуется	0,7
Бурые угли Канско- Ачинского месторождения, фрезторф и древесное топливо	Требуется	0,6
Сланцы	-	0,5

Коэффициент теплопередачи от газов к стенке α_1 для фестона определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_к + \alpha_л), \qquad (7.8)$$

где ξ - коэффициент использования поверхности, определяется в зависимости от характера омывания труб фестона ($\xi = 0,7 \div 1$).

Полная теплообменная поверхность фестона

$$H_ф = z_1 \cdot z_2 \pi d l_ф . \qquad (7.9)$$

Для расчета количества теплоты, передаваемого от газов к фестону за счет конвективного теплообмена $Q_Т$ по формуле (6.1), в качестве расчетной поверхности нагрева принимается полная теплообменная поверхность фестона.

При проверочном расчете по уравнению теплопередачи (6.1) определяется количество теплоты, переданное поверхности фестона $Q_Т$, и сравнивается с величиной тепловосприятия фестона $Q_б$, определяемое по заранее принятой температуре из следующего выражения:

$$Q_б = (H'_Ф - H''_Ф) \varphi, \qquad (7.10)$$

где $H'_Ф$ и $H''_Ф$ - энтальпия газов соответственно на входе и выходе из фестона, кДж/кг (кДж/нм^3).

Если расхождение между $Q_Т$ и $Q_б$ не превышает 5 % , то расчет не уточняется.

Если после двух расчетов расхождение между $Q_б$ и $Q_б$ окажется больше указанного предела, искомую температуру можно найти графически – путем линейной интерполяции (см. расчет ширм рис. 6.1).

При конструкторском расчете по известным k, $\Delta\bar{t}$ и $Q_{б}$ по формуле (6.1) определяют поверхность нагрева фестона $H_{ф}$.

7.2 Расчет кипятильных пучков

Фестон и испарительные (кипятильные) пучки непосредственно соединены с барабаном и определяют общую компоновочную схему котла. Их реконструкция с изменением площади поверхностей нагрева или конструктивных характеристик связана с большими трудностями и значительными капитальными затратами. Поэтому при выполнении проекта испарительные (кипятильные) пучки также, как и фестон обычно не изменяют, а производят их проверочный расчет, в результате которого определяют температуру и энтальпию газов за рассчитываемой поверхностью.

Расчет кипятильных пучков, также как и расчет фестона, выполняют совместным решением основного уравнения теплопередачи (6.1) и уравнения теплового баланса

$$Q_{б} = \varphi (H' - H'' + \Delta\alpha_{п} \cdot H^{o}_{хв}) \qquad (7.11)$$

Температура и энтальпия газов перед кипятильным пучком должны быть известны из расчета предыдущей поверхности или распределения тепловосприятий между отдельными поверхностями котла.

Расчет производят в следующей последовательности:

1. По чертежу и техническим характеристикам котельного агрегата составляют расчетную схему и таблицу конструктивных размеров и характеристик кипятильного пучка (наружный диаметр труб, количество труб в ряду, количество рядов, общее количество труб, поверхность нагрева, расположение труб, шаги труб, площадь живого сечения для прохода газов и др.).

Если в пучке длина и количество труб по рядам существенно различны, то среднюю длину труб пучка определяют по формуле

$$l_{ср} = \frac{n_1 l_1 + n_2 l_2 + ...}{z}, \qquad (7.12)$$

где n_1 , n_2, … - количество труб с длинной l_1, l_2, … ;

Z – общее количество труб в пучке.

Расчетную площадь поверхностей нагрева пучка находят по формуле:

$$H = \pi\, d_{Н} \cdot Z \cdot l_{ср} \ . \qquad (7.13)$$

При определении Н учитывают только поверхность, омываемую газами.

2. Предварительно задаются температурой газов на выходе из пучка и по Н-ϑ таблице определяют теплосодержание. Ориентировочное значение снижения температуры газов в пучке $\Delta\vartheta$ можно принять: для испарительного пучка, расположенного непосредственно за фестоном $\Delta\vartheta = 80 \div 200^{0}$C; для испарительных пучков за перегревателем $\Delta\vartheta = 150 \div 600\ ^{0}$C; для испарительных пучков котлов, не имеющих перегревателей, $\Delta\vartheta = 500 \div 700\ ^{0}$C.

В некоторых случаях температурный перепад $\Delta\vartheta$, полученный из расчета, может выходить за выше указанные пределы.

3. По формуле (7.11) рассчитывают количество теплоты, отданное газами конвективной поверхности нагрева, $Q_б$.

4. Определяют коэффициент теплопередачи и средний температурный напор.

5. По уравнению теплопередачи (6.1) рассчитывают значение конвективного тепловосприятия пучка, $Q_Т$. Если в зоне рассчитываемого газохода находятся дополнительные поверхности нагрева (например, пристенные экраны, подвесные трубы), площадь которых не менее 5 % основной, то при определении суммарного конвективного тепловосприятия по уравнению (6.1) учитывают также тепловосприятие дополнительной поверхности

$$Q_{доп} = k_{доп} \cdot H_{доп} \cdot \Delta\bar{t}_{доп} \Big/ B_р \cdot 10^3 , \qquad (7.14)$$

Коэффициент теплопередачи для дополнительной поверхности принимают таким же, как и для основной, независимо от их конструктивного выполнения.

Если расхождение тепловосприятия $Q_б - Q_Т = \Delta Q$ не превышает 2%, то расчет не уточняют, а предварительно принятую температуру газов на выходе из пучка считают окончательной. При больших расхождениях принимают новое значение температуры газов на выходе из пучка и расчет повторяют, добиваясь необходимой сходимости $Q_Т$ и $Q_б$.

Если после второго приближения расхождение между $Q_б$ и $Q_Т$ окажется больше указанного предела искомую температуру можно найти графически – путем линейной интерполяции (см. расчет ширм рис. 6.1).

8 РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОСПРИЯТИЙ ПО ПОВЕРХНОСТЯМ НАГРЕВА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА.

Распределение тепловосприятий между поверхностями нагрева котельного агрегата является сложной технико-экономической задачей. При этом должны учитываться вид топлива, метод сжигания, параметры пара на выходе из котельного агрегата, наличие промежуточного перегрева пара, применяемые стали, метод регулирования температуры перегретого пара и другие факторы. В задачу курсового проекта не входит определение оптимального тепловосприятия каждой поверхности. Поэтому в данном случае решение задачи можно производить с рядом упрощающих допущений.

8.1 Энергетические котельные агрегаты.

В качестве примера рассмотрим распределение тепловосприятий между поверхностями нагрева применительно к котельному агрегату, принципиальная схема которого приведена на рис. 8.1

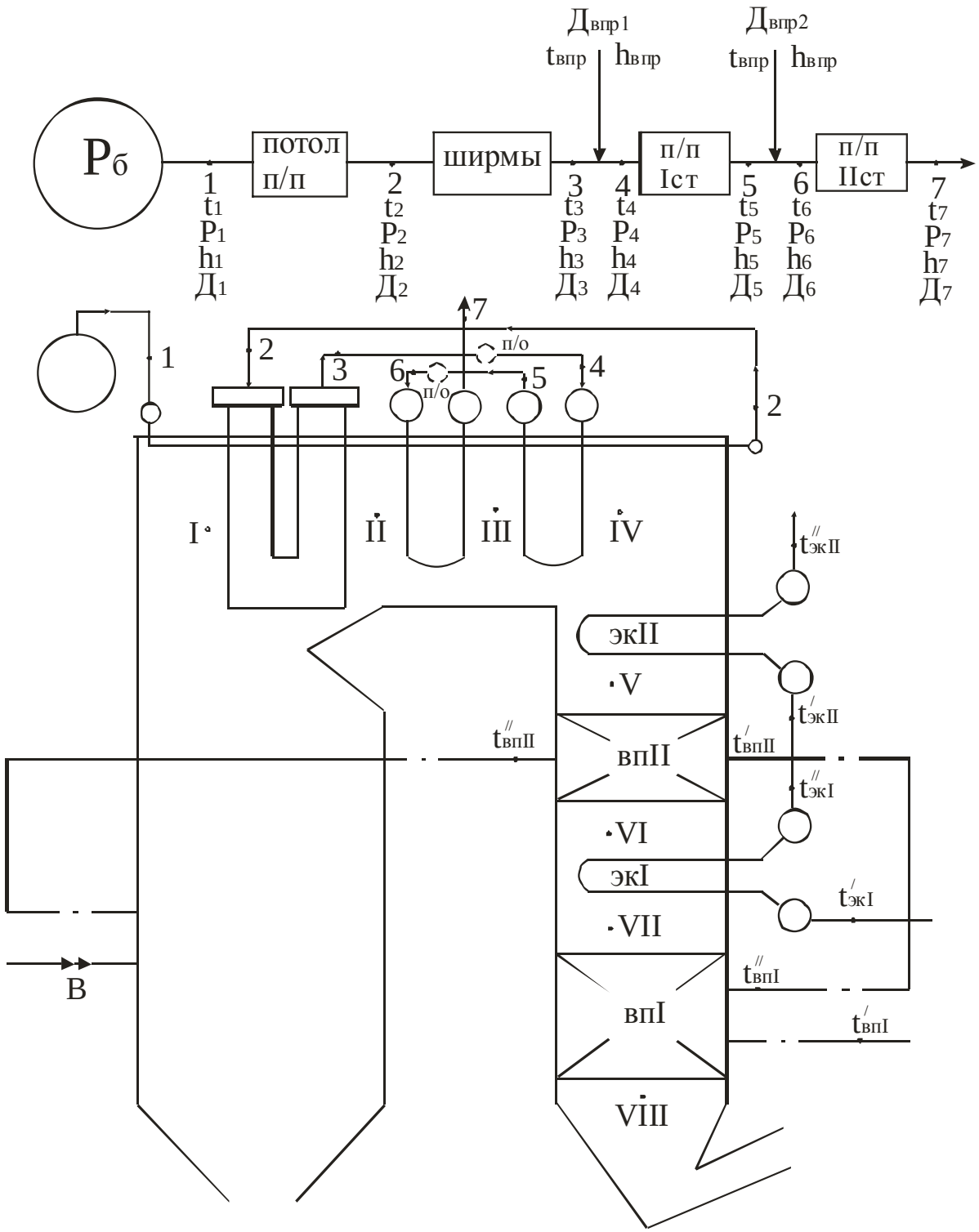


Рис. 8.1 Принципиальные схемы парового и газового тракта котельного агрегата (энергетические котлы)

8.1.1 Паровой тракт

Точка 7. Параметры пара (температура, давление и расход) должны быть известны из задания, то есть

$$P_7 = P_{пе},\ t_7 = t_{пе},\ D_7 = D_{пе}, \tag{8.1}$$

где $D_{пе}, P_{пе}, t_{пе}$ - соответственно расход, давление и температура перегретого пара.

Зная давление и температуру, определяют энтальпию пара по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара (2).

Так как сопротивление пароперегревательного тракта неизвестно, то давление в барабане котла в зависимости от температуры перегрева пара можно предварительно принять на 5-15 % больше, чем давление перегретого пара, то есть $P_б = (1{,}05 \div 1{,}15) P_{пе}$.

Большее значение перепада давления принимается для сильно развитого пароперегревающего тракта (наличие ширм и нескольких ступеней пароперегревателей). Уменьшение давления по паровому тракту можно условно принять пропорционально числу гидравлических сопротивлений.

Точка 6. Тепловосприятие выходной ступени пароперегревателя $\Delta h_{п/пII}$ обычно выбирается в переделах 160 – 200 кДж/кг. Такое ограничение тепловосприятия вызывается условиями регулирования температуры перегрева пара в заданно диапазоне и расчетом труб пароперегревателя на прочность. Поэтому тепловосприятие II (выходной) ступени пароперегревателя можно принять и затем определить энтальпию пара на входе в ступень, то есть

$$h_6 = h_7 - \Delta h_{п/пII}\ . \tag{8.2}$$

Зная давление и энтальпию, можно определить температуру пара в этой точке. Расход пара на входе в ступень равен расходу пара на выходе из ступени, то есть $D_6 = D_7$.

Для котельных агрегатов низких параметров тепловосприятия ступени может быть меньше указанных величин.

Точка 5. Между точками 6 и 5 парового тракта установлен впрыскивающий пароохладитель. Количество впрыскивающих пароохладителей, устанавливаемых на энергетический котельный агрегат, обычно составляет 2 – 3. Суммарный расход конденсата на впрыскивающие пароохладители может достигать 5% от номинальной нагрузки котельного агрегата. Поэтому расход конденсата на каждый впрыскивающий пароохладитель можно принять от 2 до 2,5%.

Подробный расчет впрыскивающих пароохладителей приведен в /2/. С некоторыми допущениями, применительно к курсовому проекту можно принять, что давление впрыскиваемого конденсата равно давлению в барабане ($P_{впр} = P_б$), а температура конденсата равна температуре насыщения при давлении в барабане. Зная давление в барабане, можно определить энтальпию впрыскиваемого конденсата.

Уравнение теплового баланса для пароохладителя имеет вид

$$D_5 \cdot h_5 + D_{впрII} \cdot h_{впр} = D_6 \cdot h_6\ . \tag{8.3}$$

Здесь $D_5 = D_6 - D_{впрII}$.

Из этого уравнения можно определить неизвестную энтальпию пара на входе в пароохладитель h_5. Зная энтальпию и давление в точке 5, определяется температура пара t_5.

Точка 1. После сепарационных устройств барабана влажность пара составляет обычно 2 – 3 %. С учетом этой влажности энтальпия пара будет равна

$$h_1 = h'' - (1-x)r \quad , \tag{8.4}$$

где h''- энтальпия сухого насыщенного пара при давлении в барабане; x - сухость пара; r - теплота парообразования.

Температуру пара в точке 1 можно принять равно температуре насыщения по давлению пара в барабане котельного агрегата. Расход пара определяется по формуле

$$D_1 = D_7 - \sum D_{впр} \quad . \tag{8.5}$$

Точка 2. Тепловосприятие потолочных пароперегревателей обычно составляет 12 ÷ 60 кДж/кг. Большее значение принимается при полностью экранированном потолке для мощных энергетических котлов ($D >$ 60 кг/с). Поэтому, в зависимости от рода топлива и температуры газов за ширмами, тепловосприятие $\Delta h_{пот}$ этого пароперегревателя можно принять и определить энтальпию пара в точке 2.

$$h_2 = h_1 + \Delta h_{пот}. \tag{8.6}$$

Зная энтальпию h_2 и давление P_2 пара, определяют температуру пара в этой точке.

Точка 3. Расчет ширмового пароперегревателя обычно осуществляется поверочным расчетом (см. раздел 6). Зная параметры пара на входе в ширму и поверхность ширм, в результате этого расчета определяют параметры пара на выходе (h_3, t_3, P_3). При конструкторском расчете, тепловосприятие ширмового пароперегревателя $\Delta h_ш$ обычно принимают в зависимости от количества ступеней

$$\Delta h_ш = (0{,}2 \div 0{,}4)\Delta h_{п/п} \quad , \tag{8.7}$$

где $\Delta h_{п/п} = h_7 - h_1$ - приращение энтальпии пара для всего пароперегревателя.

Точка 4. Между точками 3 и 4 расположен впрыскивающий пароохладитель. Уравнение теплового баланса для него имеет вид

$$D_3 \cdot h_3 + D_{впрI} \cdot h_{впр} = D_4 \cdot h_4 \quad . \tag{8.8}$$

Здесь $D_3 = D_2 = D_1 = D_7 - (D_{впрI} + D_{впрII})$; $D_4 = D_7 - D_{впрII}$.

Остальные величины, входящие в уравнение теплового баланса, кроме h_4, уже рассматривались и известны. Поэтому из этого уравнения можно найти энтальпию пара за пароохладителем h_4. Зная энтальпию h_4 и давление P_4, определяется температура пара t_4.

По значениям энтальпий пара в точках 4 и 5 рассчитывается тепловосприятие входной ступени пароперегревателя

$$\Delta h_{n/nI} = h_5 - h_4 . \qquad (8.9)$$

На этом распределение тепловосприятий по паровому тракту заканчивается и можно приступить к распределению тепловосприятий по газовому тракту.

8.1.2 Газовый тракт

Точка I. Параметры продуктов сгорания H_I и ϑ_I должны быть известны из расчета топки.

Точка II. Теплосодержание H_{II} и температура ϑ_{II} дымовых газов определяются в результате теплового расчета ширмовых пароперегревателей.

В котельных агрегатах на высокие и сверхвысокие параметры пара между ширмовыми и конвективными пароперегревателями обычно размещаются пароотводящие трубы заднего экрана, расположенные в один ряд поперек потока дымовых газов. Так как снижение температуры дымовых газов в этой поверхности является незначительным, то можно условно принять, что температура газов после ширмового пароперегревателя равна температуре газов на входе в конвективный пароперегреватель.

Если же на этом месте располагается многорядный фестон заднего экрана, то такое допущение делать нельзя. В этом случае для нахождения температуры газов на входе в конвективный пароперегреватель производится поверочный тепловой расчет фестона.

Точка III. Для определения параметров дымовых газов в точке III записывается уравнение теплового баланса для II (выходной) ступени пароперегревателя (ВПП)

$$Q_{б}^{ВПП} = (H_{II} - H_{III} + \Delta\alpha \cdot H_{хв}^{0})\varphi = \frac{D_7}{B_p}(h_7 - h_6) \quad . \qquad (8.10)$$

Здесь B_p, $\varphi, \Delta\alpha, H_{хв}^{0}$ - соответственно расчетный расход топлива, коэффициент сохранения теплоты, величина присоса воздуха в газовый тракт и теплосодержание теоретически необходимого количества воздуха при расчетном значении температуры холодного воздуха. Данные величины определяются из $H - \vartheta$ таблицы или теплового баланса котельного агрегата.

Из этого уравнения теплового баланса II ступени определяем теплосодержание дымовых газов $H_{III.}$ Зная теплосодержание дымовых газов за ступенью, по $H - \vartheta$ таблице, при соответствующем коэффициенте избытка воздуха (для входной ступени КПП), определяется температура газов.

Точка IV. Теплосодержание газов за 1 ступенью пароперегревателя H_{IV} определяется из уравнения теплового баланса для этой ступени

$$Q_б^{КПП} = (H_{III} - H_{IV} + \Delta\alpha \cdot H_{хв}^0)\varphi = \frac{D_4}{B_p}(h_5 - h_4) \quad . \tag{8.11}$$

Здесь $B_p, \varphi, \Delta\alpha, H_{хв}^0$ - тоже, что и для II пароперегревателя; D_4, h_5, h_4 - известны из распределения тепловосприятия парового тракта.

Зная теплосодержание газов за пароперегревателем по $H - \vartheta$ таблице при соответствующем коэффициенте избытка воздуха определяется температура газов ϑ_{IV}.

Для упрощения дальнейших выкладок распределение тепловосприятия по газовому тракту будем производить с другого конца конвективной шахты.

Точка VIII. Параметры уходящих газов известны из теплового баланса котельного агрегата, то есть

$$H_{IV}=H_{ух}; \quad \vartheta_{VIII}=\vartheta_{ух}. \tag{8.12}$$

Точка VII. Для нахождения параметров дымовых газов в точке VII необходимо вначале определить температуры воздуха на выходе и входе воздухоподогревателя 1 ступени.

В общем случае температура $t'_{в/пI}$ на входе в воздухоподогреватель может равняться расчётной температуре холодного воздуха $t_{хв}$ или температуре воздуха на выходе из калорифера $t''_{êàë}$, которыми задаются при определении КПД котельного агрегата и расхода топлива. Следовательно,

$$t'_{в/пI} = t_{хв} \qquad \text{или} \qquad t'_{в/пI} = t''_{кал} \tag{8.13}$$

Значения $t'_{в/пI}$ приведены в §2.3 при выборе $\vartheta_{ух}$.

Выбор температуры $t''_{в/пI}$ горячего воздуха за 1 ступенью воздухоподогревателя обычно производится на основании технико-экономических расчётов. Значение этой температуры определяет величины температурных напоров на «горячем» конце воздухоподогревателя и «холодном » конце экономайзера.

Для энергетических котельных агрегатов оптимальная температура воздуха на выходе из I ступени воздухонагревателя в зависимости от температур питательной воды $t_{пв}$ и уходящих газов $\vartheta_{ух}$ ориентировочно определяется по формуле (2.7).

Для котельных агрегатов промышленного типа по технико-экономическим соображениям минимальный температурный напор на горячем конце воздухонагревателя между теплоносителями должен быть не менее 40-50 ^{0}С для воздухонагревателя, а подогрев воздуха в 1 ступени воздухонагревателя должен составлять не менее 40 % от его общего подогрева, то есть

$$t''_{в/пI} - t_{хв} \geq 0{,}4(t_{гв} - t_{хв}); \tag{8.14}$$

$$V_{VII} \geq t''_{в/пI} + 50 \quad . \tag{8.15}$$

Оптимальное значение температурного напора на холодном конце экономайзера $\Delta t_{эк}$ принимается в зависимости от числа часов использования установки в году τ и стоимости тонны условного топлива C_T.

Зная или определив температуры воздуха на входе и выходе воздухонагревателя 1 ступени, можно найти теплосодержание газов H_{VII} на входе в воздухоподогреватель из уравнения теплового баланса

$$Q_{б}^{вп1} = (H_{VII} - H_{VIII} + \Delta\alpha_{вп} \cdot H_{в}^{0})\varphi = (\beta_{в/пI}^{"} + \frac{\Delta\alpha_{в/п}}{2})(H_{в/пI}^{0//} - H_{в/пI}^{0/}). \qquad (8.16)$$

Здесь $\Delta\alpha_{в/п}, \varphi$ - присосы воздуха по воздухоподогревателю и коэффициент сохранения теплоты; $H_{в/пI}^{0//}, H_{в/пI}^{0/}, H_{в}^{0}$ - теплосодержание теоретически необходимого количества воздуха соответственно при температурах $t_{в/пI}^{"}, t_{в/пI}^{'}; 0{,}5(t_{впI}^{"} + t_{в/пI}^{'})$; $\beta_{В/пI}^{"} = \alpha_{Т} - \Delta\alpha_{Т} - \Delta\alpha_{пс} + \Delta\alpha_{в/пII}$ - коэффициент избытка воздуха на выходе воздухоподогревателя 1 ступени; $\alpha_{Т}$ - коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_{Т}$, $\Delta\alpha_{пл}$, $\Delta\alpha_{вп}$ - присосы воздуха в топке, системе пылеприготовления и воздухоподогревателя II степени, определяемые по табл.3.3.

По $H-V$ таблице, зная теплосодержание дымовых газов, при соответствующем коэффициенте избытка воздуха находится температура газов на входе в воздухоподогреватель 1 ступени V_{VII}.

Точка V. Воздухоподогреватель обычно изготавливается из углеродистой стали, для которой максимально допустимая температура не превышает 500^{0}C. При одинаковой интенсивности конвективного теплообмена со стороны воздуха и дымовых газов температура продуктов сгорания не должна превышать 520 – 580^{0}C /2/ и определяется с учетом неравенства

$$\vartheta_{ух}^{"} \geq t_{вв} + (50 \div 70). \qquad (8.17)$$

Здесь $t_{гв}$ - температура горячего воздуха.

Затем по $H-\vartheta$ таблице при соответствующем коэффициенте избытка воздуха находится теплосодержание H_{V} продуктов сгорания в точке V.

Точка VI. Приняв температуру ϑ_{V} дымовых газов перед воздухоподогревателем II ступени из уравнения теплового баланса и $H-\vartheta$ таблицы можно определить параметры продуктов сгорания в точке VI. Уравнение теплового баланса для воздухоподогревателя II ступени (Вп2) имеет вид

$$Q_{б}^{вп2} = (H_{V} - H_{VI} + \Delta\alpha_{вп} \cdot H_{в}^{0})\varphi = (\beta_{в/пII}^{"} + \frac{\Delta\alpha_{в/п}}{2})(H_{в/пII}^{0//} - H_{в/пII}^{0/}). \qquad (8.18)$$

Здесь $\Delta\alpha_{в/п}, \varphi$ - присосы воздуха в воздухоподогревателе II ступени и коэффициент сохранения теплоты; $H_{в/пII}^{0//}, H_{в/пII}^{0/}, H_{в}^{0}$ - теплосодержание теоретически необходимого количества воздуха соответственно при температурах $t_{в/пII}^{"} = t_{гв}; t_{в/пII}^{'} = t_{в/пI}^{"}; 0{,}5(t_{впII}^{"} + t_{в/пII}^{'})$; $\beta_{В/пII}^{"} = \alpha_{Т} - \Delta\alpha_{Т} - \Delta\alpha_{пс}$ - коэффициент избытка воздуха на выходе воздухоподогревателя II ступени.

Экономайзер 1 ступени. Для экономайзера уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_{б}^{эк1} = (H_{VI} - H_{VII} + \Delta\alpha \cdot H_{хв}^{0})\varphi = \frac{D_{пв}}{B_{р}}(h_{экI}^{"} - h_{экI}^{'}). \qquad (8.19)$$

Здесь H_{VI}, H_{VII} -теплосодержание продуктов сгорания, должны быть известны из распределения тепловосприятий по газовому тракту. $\Delta\alpha, H_{хв}^{0}, \varphi, B_{р}, D_{пв}$ - соответ-

ственно присосы воздуха, теплосодержание теоретически необходимого количества воздуха при расчетной температуре холодного воздуха, коэффициент сохранения теплоты, расчетный расход топлива, расход питательной воды, должны быть известны из теплового баланса котельного агрегата; $h''_{экI}, h'_{экI}$ - энтальпия воды на выходе и входе экономайзера 1 ступени.

Температура воды на входе в экономайзер $t'_{экI}$ 1 ступени при установке впрыскивающих пароохладителей обычно принимается равной температуре питательной воды $t_{пв}$, которая должна быть известна из теплового баланса котельного агрегата. Если питательная вода используется в качестве охлаждающего теплоносителя в установке получения «собственного конденсата», то повышение её энтальпии должно учитываться при расчете соответствующих поверхностей нагрева.

По давлению и температуре определяется энтальпия воды на входе в экономайзер.

Таким образом, в уравнение теплового баланса оказывается неизвестной только энтальпия воды $h''_{экI}$ на выходе из экономайзера, которая и определяется из этого выражения. Давление воды на выходе из 1 ступени экономайзера равно давлению воды на входе во II ступень и равно

$$P''_{экI} = 0{,}5(P_{пв} + P_{б}) \qquad (8.20)$$

Зная давление и энтальпию, определяется температура $h''_{экI}$ воды на выходе из экономайзера 1 ступени.

Экономайзер II ступени. Уравнение теплового баланса для этой ступени записывается следующим образом:

$$Q_{б}^{эк2} = (H_{IV} - H_{V} + \Delta\alpha \cdot H^{0}_{хв})\varphi = \frac{D_{пв}}{B_{p}}(h''_{экII} - h'_{экII}) \qquad (8.21)$$

Здесь $\Delta\alpha, H^{0}_{хв}, \varphi, B_{p}, D_{пв}$ – то же самое, что и для экономайзера 1 ступени; H_{IV}, H_{V} - теплосодержание дымовых газов на входе и выходе экономайзера, известны из распределения тепловосприятия по газовому тракту.

Если питательная вода после 1 ступени экономайзера не используется в других теплообменниках, то температура воды на выходе из 1 ступени равна температуре воды на входе во II ступень экономайзера не используется в других теплообменниках, то температура воды на выходе из 1 ступени равна температуре воды на входе во II ступень экономайзера, то есть $t'_{экII} = t''_{экI}$. Поэтому, используя данное уравнение теплового баланса, определяем энтальпию воды на выходе из экономайзера $h''_{экII}$. При этом могут быть следующие возможные случаи

а) $$h''_{экII} \le h', \qquad (8.22)$$

где h' - энтальпия воды при температуре насыщения по давлению в барабане котла.

Это неравенство показывает, что кипение воды в экономайзере не происходит.

б) $$h''_{экII} > h' , \quad (8.23)$$

В этом случае происходит кипение воды в экономайзере. Для экономайзеров кипящего типа, включенных по противотоку, при паросодержании пароводяной смеси на выходе $x \leq 30\%$ температурный напор находят подстановкой вместо конечной температуры воды условной температуры:

$$t_{усл} = t_H + 0{,}12(h''_{эк} - h') \quad , \quad (8.24)$$

где t_H, h' - температура и удельная энтальпия кипящей воды при давлении в барабане, ^{0}С и кДж/кг; $h''_{эк}$-удельная энтальпия пароводяной смеси на выходе из экономайзера, кДж/кг.

Паросодержание паровой смеси на выходе из экономайзера кипящего типа рассчитывается по формуле:

$$x = \frac{h''_{эк} - h'}{r} \quad , \quad (8.25)$$

где r-удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Действительная температура воды на выходе из экономайзера кипящего типа равна температуре ее кипения при давлении в барабане котла $t''_{эк} = t_H$.

При последовательном расположении воздухоподогревателя и экономайзера (без "рассечки") распределение тепловосприятий с газовой стороны упрощается. В этом случае не нужно задаваться промежуточными значениями температур воздуха и питательной воды между ступенями нагрева, так как компоновка поверхностей нагрева становится одноступенчатой.

Методические положения определения неизвестных значений температур и теплосодержаний продуктов сгорания остаются такими же, что выше. При известных значениях температуры уходящих газов и температуры горячего воздуха определяются вначале из уравнения теплового баланса воздухоподогревателя теплосодержание дымовых газов на входе в воздухоподогреватель, а затем по H - ϑ таблице - температура в этой точке.

Температуры и теплосодержание газов на входе в экономайзер и выходе из него становятся известны и дальнейшие рассуждения будут такими же, что приведены выше для выходной ступени экономайзера.

На этом распределение тепловосприятий заканчивается и можно приступить к тепловому расчету любой поверхности теплообмена котельного агрегата. При этом значение невязки теплового баланса котла при правильно выполненном расчете не должно превышать 0,5% от Q_p^P , которая определяется из выражения, кДж/кг (кДж/м^3).

$$\Delta Q = Q_p^P \cdot \eta_{ka} - (Q_л^T + Q_к^ш + Q_ф + Q_{п/п} + Q_{эк})(1 - \frac{q_4}{100}) , \quad (8.26)$$

$Q_л^T$, $Q_к^ш$, $Q_ф$, $Q_{п/п}$, $Q_{эк}$ - количества теплоты, воспринимаемые поверхностями нагрева топки, ширм, фестона, пароперегревателей и экономайзера.

Для анализа и оценки правильности распределения тепловосприятий по поверхностям нагрева строится H - V диаграмма (рис. 8.2).

Примерный температурный график энергетического котла

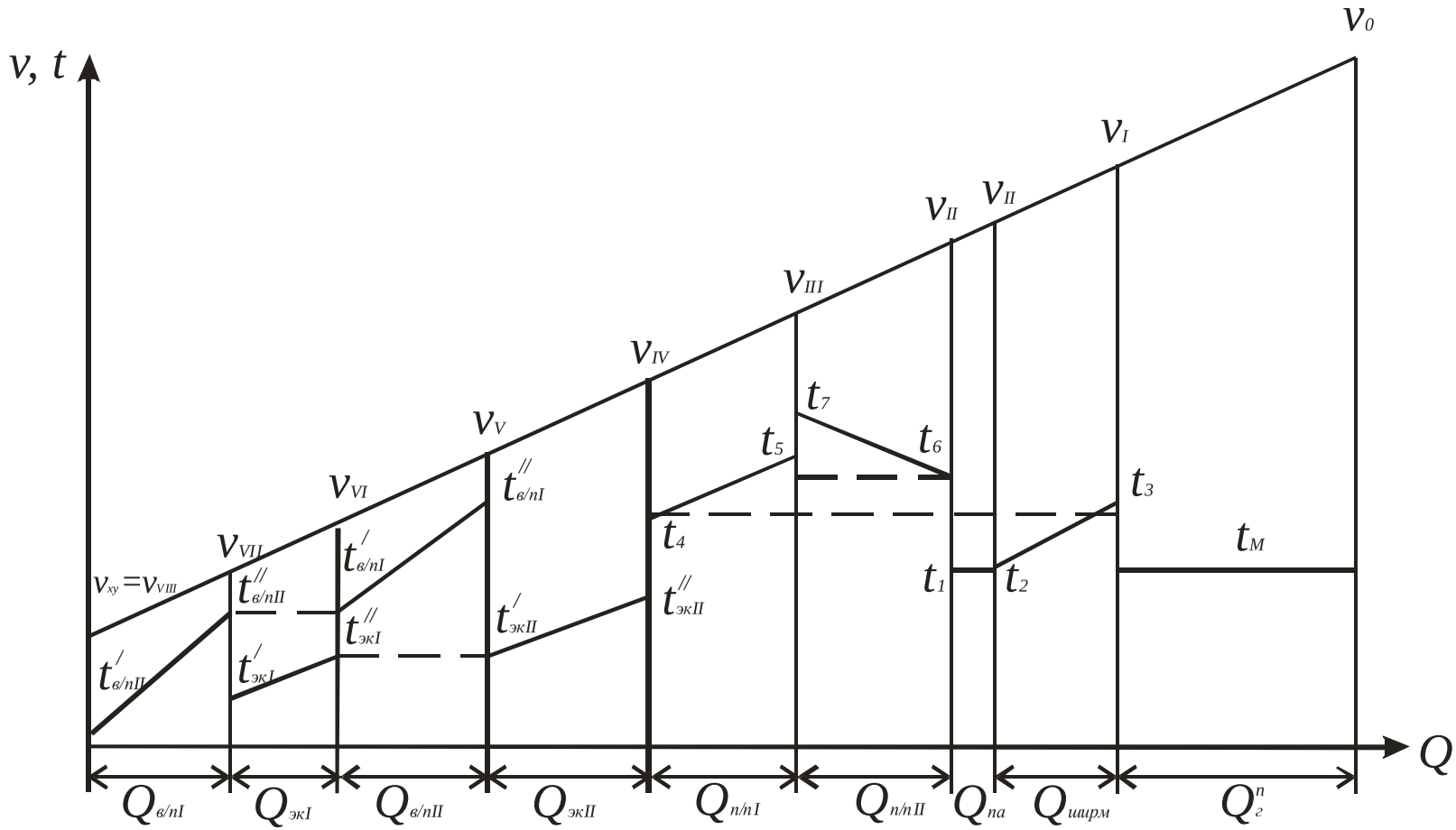


Рис.8.2

8.2 Котельные агрегаты промышленных предприятий.

Температура перегретого пара котельных агрегатов промышленных предприятий обычно ниже, чем энергетических котлов. Поэтому чаще - всего ширмовый пароперегреватель в этих котлах отсутствует. Кроме того, в котлах промышленных предприятий для регулирования температуры перегретого пара широкое применения находят поверхностные пароохладители, которые устанавливаются или на стороне насыщенного или между входной и выходной ступенями пароперегревателя.

В качестве охлаждающего рабочего тела в этих пароохладителях обычно используется питательная вода. Принципиальные схемы парового тракта и котельного агрегата, учитывающие особенности котлов на средние и низкие параметры, представлены на рис.8.3.

8.2.1 Паровой тракт

Из рис. 8.3 видно, что в паровом тракте котельного агрегата на средние и низкие параметры обычно отсутствует ширмовый пароперегреватель и имеется развитая поверхность фестона.

В этом случае тепловосприятие потолочного пароперегревателя и параметры пара на выходе из него определяются так же, как и для энергетического котла. Эти параметры будут являться входными параметрами пара для конвективной входной ступени пароперегревателя, то есть точки 2, 3 и 4 энергетического котла переходят в точку 2 котла без ширмового пароперегревателя. Методические положения определения параметров пара в точке 6 остаются такими же, как и для энергетических котлов.

При последовательном включении экономайзера и поверхностного пароохлодителя вся питательная вода, пройдя пароохладитель, поступает на вход входной ступени экономайзера. Уравнение теплового баланса для поверхностного пароохладителя имеет вид

$$D_5 \cdot \Delta h_{п/о} = D_{пв} \cdot \Delta h_{пв} , \qquad (8.27)$$

где D_5 - расход пара через пароохладитель. При применении поверхностных пароохладителей обычно принимают $D_5 = D_{пе}$; $\Delta h_{п/о} = h_5 - h_6$ - тепловосприятие пароохладителя по пару. Обычно принимают $\Delta h_{п/о} = 60 \div 80$ кДж/кг.

Приняв тепловосприятие пароохладителя по пару $\Delta h_{п/о}$, определяют параметры пара в точке 5. Имея параметры пара в точках 5 и 2, находят тепловосприятие входной ступени пароперегревателя по формуле

$$\Delta h_{п/пI} = h_5 - h_2 . \qquad (8.28)$$

Из уравнения теплового баланса пароохладителя при известном тепловосприятии по пару $\Delta h_{п/о}$ определяют также приращение энтальпии питательной воды $\Delta h_{пв}$. Зная это приращение, находят энтальпию питательной воды на входе в экономайзер по формуле

$$h'_{экI} = h_{пв} + \Delta h_{пв} . \qquad (8.29)$$

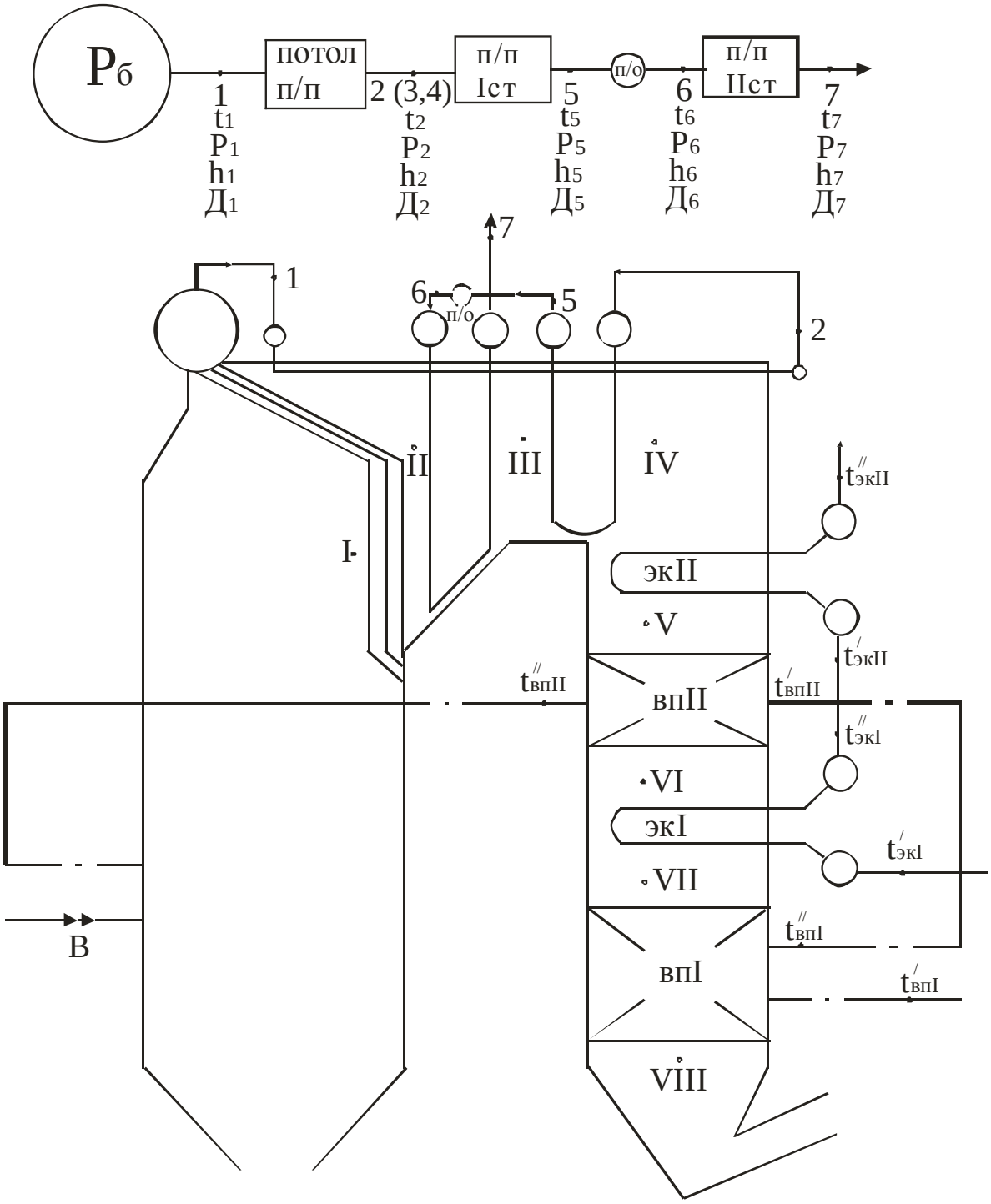


Рис. 8.3 Принципиальные схемы парового и газового тракта котельного агрегата (промышленные котлы)

8.2.2 Газовый тракт

Распределение тепловосприятий по поверхностям нагрева с газовой стороны можно производить только после расчета фестона.

В этом случае, начиная с точки П, последовательность дальнейшего расчета остается такой же, как и для котельного агрегата с ширмовым пароперегревателем.

8.3 Котельные агрегаты с движением газов в горизонтальной плоскости

К котельным агрегатам с таким движением продуктов сгорания относятся котлы типа ДКВ, ДКВР, КЕ и ДБ. Основными элементами этих котельных агрегатов являются топочная камера с камерой догорания, развитые конвективные испарительные поверхности нагрева и для снижения температуры уходящих газов экономайзер или реже воздухоподогреватель. Если котельный агрегат предназначен для получения перегретого пара, то пароперегреватель обычно устанавливается за топочной камерой после 2-3 рядов труб первого испарительного конвективного пучка. В зоне расположения пароперегревателя трубы конвективного испарительного пучка не устанавливаются.

При выполнении курсового проекта топочная камера с камерой догорания рассчитывается обычно поверочным расчетом. При наличии пароперегревателя его поверхность определяется конструкторским расчетом. Дальнейшие испарительные поверхности вновь рассчитываются поверочным расчетом, конечным результатом которых является определение температуры дымовых газов перед экономайзером или воздухоподогревателем. Зная эту температуру и температуру уходящих газов, конструкторским расчетом определяют поверхность экономайзера или воздухоподогревателя. В этом же расчете из уравнения теплового баланса поверхности определяют параметры воды на выходе из экономайзера или параметры воздуха на выходе из воздухоподогревателя.

При давлении в барабане $P_б \leq$ 2,3 МПа и разности между удельными энтальпиями кипящей воды при давлении в барабане котла и воды на выходе из экономайзера больше 125 кДж/кг, исключающим возможность закипания воды в экономайзере, можно использовать чугунные трубы. Если же условие по разности энтальпий не соблюдается, то можно рекомендовать комбинирований экономайзер, входная часть которого выполнена из чугунных труб, а выходная - из стальных.

9 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЙ

В котельных агрегатах конвективные пароперегреватели (п/п) разбивают на 2-3 ступени, кроме этого в крупных котлоагрегатах теплоэлектростанций используется промежуточный перегрев пара в промпароперегревателях (вторичный п/п).

В курсовом проекте конвективный пароперегреватель (первичный), разбивают обычно на входную ступень (КПП) и выходную ступень (ВПП). Причем по ходу газа сначала располагается ВПП, затем КПП. Все конвективные пароперегреватели конструктивно выполняются в виде змеевиковых поверхностей.

Конструктивный расчет заключается в определении расчетной поверхности нагрева и в "свертывании" ее в виде конкретного змеевика в известный газоход котла (то есть необходимо найти длину змеевика, число петель и глубину пакета п/п).

Расчетную поверхность нагрева определяют из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q_б B_P 10^3}{\bar{k}\bar{\Delta t}}, \text{ м}^2 \qquad (9.1)$$

Количество теплоты, переданное по балансу в рассчитываемом п/п $Q_б$ определяется при: разбивке тепловосприятий котла (§ 8.1.2). Энтальпии и температуры дымовых газов и пара определены там же при распределении тепловосприятия по газовому тракту.

Средний температурный напор $\bar{\Delta t}$ определяется по формулам (6.12) или (6.3) также, как в ширмовых поверхностях в главе 6 данного пособия.

Для определения коэффициента теплопередачи $\bar{k}$ необходимо найти скорости теплоносителей. Скорость газов определяем

$$W_г = \frac{B_p \cdot V_Г (\vartheta_{ср} + 273)}{273 f_Г}, \quad \text{м/с} \qquad (9.2)$$

где $V_г$ - объемный расход газов на единицу топлива в рассчитываемой поверхности нагрева, м^3/кг (м^3/м^3); $f_г$ - среднее живое сечение для прохода газов в рассчитываемой поверхности нагрева, м; $\vartheta_{ср} = 0{,}5\,(\vartheta' + \vartheta'')$ - средняя температура газов в рассчитываемой поверхности нагрева, °С.

Для определения живого сечения для прохода газов необходимо принять размеры газохода и геометрические характеристики пучка по выданным преподавателем чертежам типового котла. Диаметр труб и поперечный шаг (d, S_1) выбираются в зависимости от места расположения п/п, вида и состава топлива.

Выбор геометрических размеров п/п производят исходя из допустимых или экономически выгодных скоростей газов $W_г$ и пара $W_п$.

При сжигании зольных топлив скорость газов ограничена предельными значениями по условиям абразивного износа.

Таблица 9.1 Предельно-допустимые скорости газов

Вид сжигаемого топлива	Скорость газов $W_г$, м/с	
	$S_2 / d = 2,5$	$S_1 / d = 4$
Подмосковный бурый уголь	8,8	7,8
Антрацитовый штыб	11,5	10,0
Донецкий тощий	12,0	10, 5
Челябинский уголь	10,0	9,0
Экибастузский уголь	7,0	6,0
Кизеловский уголь	10,5	9,5

Минимальные скорости газов, по условиям предотвращения заноса поверхностей нагрева, принимаются не ниже 6 м/с для поперечно омываемых пучков.

Если износ не ограничивает скорость газов, то она выбирается по минимальным расчетным затратам. В котлах, с уравновешенной тягой для шахматных пучков, экономические скорости газов $W_Г^{эк}$ при номинальной нагрузке ориентировочно составляют

- в первичном п/п (перлитная сталь для энергетических котлов)

$$W_Г^{эк} = 14 \pm 2 \text{ м/;}$$

- в промежуточном п/п (перлитная сталь для энергетических котлов) и в первичном п/п (аустенитная сталь)

$$W_Г^{эк} = 19 \pm 2 \text{ м/с;}$$

- для промышленных котлов $W_Г^{эк} = 8 \div 12$ м/с;

- для коридорных пучков экономические скорости $W_Г^{эк}$ на 40 % выше.

Скорость пара в конвективных п/п в значительной степени зависит от плотности ρ_n и поэтому рекомендации по выбору скоростей пара приводят в виде массовых скоростей $W_n \cdot \rho$. Для первичных пароперегревателей $W_n \cdot \rho_n$ = 500 – 1000 кг/(м^{2}с), а для вторичных - 250 – 400 кг/м^{2}с.

Большие значения принимаются для пакетов пароперегревателей с температурой стенки труб, близкой к предельной для принятой марки стали в зоне больших температур газов (например, ВПП).

Для достижения требуемых скоростей необходимо изменять ширину и высоту газохода и относительные шаги труб в п/п. Согласно /2/ рекомендуются следующие значения относительных шагов в п/п.

Таблица 9.2 Поперечные и продольные шаги труб

Поверхность нагрева	Расположение труб	Шаг руб	
		$\sigma_1 = S_1/d$	$\sigma_2 = S_2/d$
Пароперегреватели в поворотном газоходе	коридорное	2,5-3,5 (5*)	2,0
Пароперегреватели	Шахматное (1*)	3,0-3,5 (2*)	2,0 (4*)
Экономайзеры в конвективной шахте	коридорное	2,0-3,0 (3*)	3,0

Примечание: 1* - для топлив, не дающих плотные отложения (экибастузский, подмосковный, челябинский угли), допускается снижение σ_1 до 2,5 и σ_2 до 1,1;

2* - при трубах диаметром ≤ 42 мм. При трубах ≥ 50 мм допускается σ_2 = 2,5;

3* - уменьшение σ_1 допускается при обеспечении зазора в свету не менее 35 мм;

4* - для выходных ступеней пароперегревателей газомазутных котлов при работе без присадок, обеспечивающих рыхлую структуру отложений, зазор S_2' - $d \geq 3{,}5$ (S_2' - диагональный шаг);

5* - при сжигании шлакующихся топлив зазор S_1 - $d \geq 60$ мм.

Диаметры труб в КПП и ВПП рекомендуется выбирать в пределах 28-42 мм /2/.

Для выбранных значений поперечного шага S_1 и диаметра d определяют число труб в одном ряду Z_1 и проходное сечение по газам.

Если трубы в п/п расположены параллельно фронту котла (рис.9.1,а), то

$$Z_1 = (b - S_1)/S_1 ; \qquad (9.3)$$

$$f_г = a \cdot b - z_1 \cdot a \cdot d \quad , \qquad (9.4)$$

Если трубы расположены перпендикулярно фронту котла (рис. 9.1,б), то

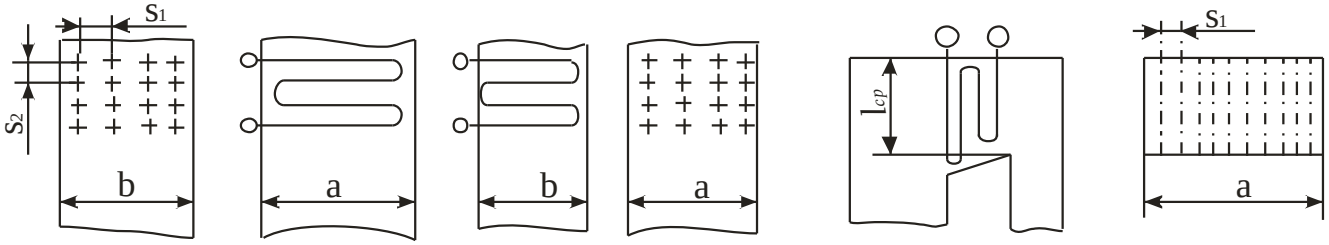
$$Z_1 = (a - S_1)/S_1 ; \qquad (9.5)$$

$$f_г = a \cdot b - z_1 \cdot b \cdot d \quad , \qquad (9.6)$$

При расположении поверхности нагрева в горизонтальном (поворотном) газоходе (рис.9.1,в) используются формулы (9.5), (9.6) только вместо размера "в" подставляется размер l (высота змеевика).

Если высота пароперегревателя l изменяется вдоль поверхности нагрева, то в формулу (9.6) подставляется вместо l средняя высота пароперегревателя $l_{ср}$ (рис.9.1,в).

К расчету живого сечения для прохода газов



а) б) в)

b - глубина конвективной шахты, м;

a. - размер конвективной шахты по фронту, м.

Рис. 9.1

Скорость пара в конвективных пароперегревателях нагрева определяется по следующей формуле

$$W_n = D \cdot v / f_{\text{п}} \text{, м/с} \qquad (9.7)$$

где D - расход в рассчитываемой поверхности нагрева, кг/с;

υ – средний удельный объем пара, определяемый как среднеарифметическая величина удельных объемов на входе и выходе на поверхности нагрева, м^3/кг.

Для конвективных пароперегревателей живое сечение для прохода пара определяется по формуле

$$f_n = 0{,}785\, d_{вн}^2 \cdot z_1 \cdot z_p \cdot z_з \ , \qquad (9.8)$$

где $d_{вн}^2$ - внутренний диаметр труб, м; z_p =2 при шахматном расположении и z_p = 1 при коридорном расположении труб поверхности нагрева, $z_з$ - заходность змеевика.

Если рассчитываемые скорости газа и пара не соответствуют рекомендуемым, то необходимо изменять σ_1 или d , либо размеры газохода.

Если же $W_г$ удовлетворяет требованиям, а W_n нет, то необходимо изменить заходность змеевика W_n. При увеличении заходности скорость пара уменьшается. Для котлов промпредприятий максимальная заходность составляет 3, а для крупных энергетических котлов заходностъ можно увеличивать до 5 – 6.

Определение коэффициента теплопередачи $\bar{k}$ зависит от типа пучка и вида топлива.

Для коридорных пучков при сжигании твердого топлива и для любых пучков при сжигании мазута и природного газа $\bar{k}$ определяется по формуле:

$$\bar{k} = \psi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}; \qquad \text{Вт(м}^2\text{·К)} \qquad (9.9)$$

а для шахматных пучков при сжигании твердого топлива

$$\bar{k} = \frac{\alpha}{1 + (\varepsilon + 1/\alpha_2) \cdot \alpha_1} \qquad (9.10)$$

Здесь ψ - коэффициент тепловой эффективности определяется по табл. 9.3; ε - коэффициент загрязнения, (м^2·к)/Вт .

При сжигании мазута с избытком воздуха $\alpha_T \le 1{,}03$ и дробевой очистке ψ увеличивается на 0,05, а если нет дробевой очистки, то ψ принимается также по табл. 9.3

При сжигании газа коэффициент тепловой эффективности 0,85. Коэффициент загрязнения ε определяется по формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_o \cdot c_d \cdot c_\phi + \Delta\varepsilon \ , \quad \text{(м}^2\text{·К)/Вт} \qquad (9.11)$$

Здесь $\Delta\varepsilon$ - поправка к коэффициенту загрязнения, (м^2·К)/Вт, определяется по табл. 9.4; c_ϕ - поправка на фракционный состав топлива (для углей и сланцев c_ϕ = 0,7); c_d - поправка учитывающая диаметр труб (ном.9); ε_o - номограммное значение коэффициента загрязнения (определяется по номограмме 9).

Таблица 9.3 Коэффициент тепловой эффективности

Наименование поверхности нагрева	Род сжигаемого топлива	Необходимость очистки	Скорость газов $W_{г, м/с}$	Коэффициент тепловой эффективности ψ
Коридорные пароперегреватели	АШ и тощие угли	Требуется	-	0,6
	Каменные, бурые угли (кроме канско-ачинских), промпродукты каменных – углей	Требуется	-	0,65
	Подмосковный уголь	Не требуется	-	0,7
	Бурые угли Канско- Ачинского месторождения, фрезторф и древесное топливо	Требуется	-	0,6
	Ирша-бородинский	Требуется	-	0,65
	Сланцы	Требуется	-	0,5
	Мазут	Без очистки	4-12 12-20	0,65-0,6 0,6
Шахматные пароперегреватели	Мазут	Очистка дробью	4-12 12-20	0,65-0,6 0,6

Таблица 9.4 Поправка к коэффициенту загрязнения для шахматных пароперегревателей

Поправка $\Delta\varepsilon$ $(м^2 \cdot К)/Вт$ для			
Топлив, дающих сыпучие отложения	Антрацитового штаба		Канско-ачинских углей и сланцев с чисткой, фрезторфа без очистки
	С очисткой	Без очистки	
0,00258	0,00258	0,0043	0,00344*

* - при сжигании Ирша-бородинских углей $\Delta\varepsilon$ снижается на 0,00172.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару α_2 Вт /($м^2 \cdot К$) определяется по формуле (6.25) аналогично ширмовым поверхностям нагрева. Номограммное значение α_H (формула 6.25) определяется по номограмме 7 в зависимости от среднего давления пара в пароперегревателе $p_{ср}$ (МПа), средней температуры пара $t_{ср}$°С и скорости пара W_n (м/с).

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , определяется по формуле

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_л), \quad Вт/(м^2К) \qquad (9.12)$$

Здесь ξ - коэффициент использования поверхности нагрева. Для поперечно-омываемых пучков пароперегревателей ξ = 1; α_k - коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/$м^2 \cdot К$), определяется по формуле (6.16). Причем, номограммное

значение $\alpha_н$, а также поправки c_s, c_z, $c_ф$ определяются для коридорных пучков по номограмме 5, а для шахматных пучков по номограмме 8.

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ определяют по формуле (6.22) для твердого топлива и по (6.23) для природного газа и мазута.

Номограммное значение коэффициента излучения $\alpha_н$ определяется по номограмме 6 в зависимости от средней температуры газов $\vartheta_{ср} = 0{,}5(\vartheta' + \vartheta'')$ температуры загрязненной стенки $t_{ст}$. Последняя для конвективных пароперегревателей при .работе на твердом и жидком топливе определяется по формуле

$$t_з = t_{ст} = t_{ср} + (\varepsilon + 1/\alpha_2)\, q \cdot 10^3 \ , {}^0\text{C} \qquad (9.13)$$

Здесь $t_{ср}$=0,5(t'+t'') - средняя температура пара, °С;

$q = Q_б \cdot B_р$/F- удельное тепловосприятие рассчитываемой поверхности нагрева, кВт/м^2; F - величина рассчитываемой поверхности, м^2.

При конструктивном расчете величиной q задаются с последующей проверкой.

Для КПП и ВПП q = 20 ÷ 40 кВт/м^2 в зависимости от температурных условий и мощности котла.

При сжигании в котле природного газа

$$t_з = t_{ст} = t_{ср} + 25 \qquad (9.14)$$

Степень черноты газового потока $a_Г$, для определения $\alpha_л$ определяется по номограмме 2 аналогично расчету ширм по формуле (6.9), причем толщину излучаемого слоя S определяют по формуле (7.5).

После определения коэффициента теплопередачи по формуле (9.1) определяют поверхность нагрева пароперегревателя F.

Длину змеевика можно определить по формуле

$$l_{зм} = \frac{H}{\pi \cdot d \cdot z_1 \cdot z_р \cdot z_з}, \text{ м} \qquad (9.15)$$

Для принятых геометрических размеров газохода определяется число петель в змеевике $z_{пет}$

Для случаев компоновки, изображенных на рис. 9.1, а

$$z_{пет} = l_{зм}/2a \qquad (9.16)$$

Для случаев - на рис. 9.1,б

$$z_{пет} = l_{зм}/2b \qquad (9.17)$$

Для случаев - на рис. 9.1, в

$$z_{пет} = l_{зм}/2l_{ср} \qquad (9.18)$$

Глубину пакета пароперегревателя можно определить по формуле

$$h = S_2(z_2\text{-}1) + d \qquad (9.19)$$

Здесь $z_2 = z_{пет} \cdot 2 z_р \cdot z_з$- число рядов труб в пучке.

При расположении пароперегревателя в газовом тракте котла глубина каждого пакета не должна превышать 1.5 м. Между пакетами должно быть свободное пространство глубиной по ходу газов не менее 0,5 м для выполнения ремонтных работ и осмотров.

10 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ВОДЯНЫХ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ

10.1 Стальные экономайзеры

Водяные стальные экономайзеры выполняются в виде змеевиков из стальных труб диаметром d - 28÷38 мм.

При П-образной компоновке котла и сжигании твердых топлив рекомендуется располагать змеевики в конвективной шахте параллельно фронту котла в виде шахматных пучков /рис.9.1,а/. В этом случае усиленному золовому износу, вызванному увеличением скорости и концентрации золы на внешней образующей поворота, подвергаются лишь змеевики, прилегающие к внешней стенке конвективной шахты.

Перпендикулярно фронту котла (рис.9.1,б) змеевики экономайзера допускается располагать при сжигании жидкого, газообразного и твердых малозольных топлив.

Конструкторский расчет водяных экономайзеров заключается в определении поверхности нагрева экономайзера

$$F_{эк} = \frac{Q^{б}_{эк} B_P 10^3}{\bar{k}\Delta\bar{t}} \text{ , м}^2 \qquad (10.1)$$

Количество теплоты, переданной по балансу в экономайзере $Q^{б}_{эк}$, определяется при разбивке тепловосприятий котла §8.1.2 или §8.2.2. Средний температурный напор $\Delta\bar{t}$ определяется по формуле (6.12), а значения температур дымовых газов и воды на входе и выходе из экономайзера определены при разбивке в §8.1.2 и 8.2.2 ,

Особенность теплового расчета "кипящих" экономайзеров, включенных по противотоку, при паросодержании среды на выходе X≤ 30% является определение среднего температурного напора, при расчете которого вместо конечной температуры воды подставляется условная температура $t_{усл}$ (см. уравнение 8.25).

Скорости газов определяются аналогично конвективным пароперегревателям по формулам (9.2-9.6).

Рассчитанную скорость газов необходимо согласовать с экономически наивыгоднейшими скоростями газов для экономайзеров с учетом ограничений по составу сжигаемого топлива.

Для экономайзеров, расположенных на входе в конвективную шахту котла, сжигающего твердое топливо, предельно допустимые скорости приведены в табл. 9.1.

В последующих по ходу газов пакетах экономайзера ограничения отсутствуют.

Максимальные скорости газов, по условиям предотвращения заноса поверхности нагрева, принимаются не ниже 6 м/с.

Если ограничения отсутствуют, то скорость выбирают как экономически наивыгоднейшую.

В стальном водяном экономайзере она составляет 13 ± 2 м/с.

Скорость воды в экономайзере определяется по формуле

$$W_в = D_{пв} \cdot V_в / f_в \quad , \qquad (10.2)$$

где $D_{пв}$ - расход питательной воды в экономайзере,кг/с; $\upsilon_â$ - средний удельный объем воды в экономайзере, м^3/кг; $f_в$ - живое сечение для прохода воды, м^2 (определяется по формуле 9.8.)

Так как скорость воды в экономайзере значительно зависит от плотности $\rho_в$ и поэтому рекомендации по выбору оптимальных скоростей воды приводятся в виде массовых скоростей $W_в \cdot \rho_в = W_в$ /υв

В некипящих экономайзерах рекомендуется массовую скорость поддерживать 600 – 700 кг/(м^2 с), а для кипящих экономайзеров несколько выше $W_в . \rho_в$ =800 кг/(м^2 с).

Для достижения рекомендуемых скоростей газов и воды в экономайзере принимаются продольные и поперечные шаги: согласно табл. 9.2. При сжигании газа и мазута V_1 уменьшается до 2÷2,5.

Скорость воды можно изменять за счет изменения заходности змеевиков $z_з$ = 1÷4.

По рассчитанной скорости продуктов сгорания $W_г$ определяют коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k (для шахматных пучков с использованием номограммы 8):

$$\alpha_k = \alpha_Н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф \quad , \qquad (10.3)$$

где $\alpha_Н$, c_s , c_z , $c_ф$ - определяется по основному и дополнительным полям номограммы 8 с учетом принятых ранее V_1 и V_2 , а также $W_г$, d , r_{H2O} и средней температуре газов. Учитывая, что число рядов в экономайзере будет $z_2 \geq 10$, то c_z = 1.

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ определяется аналогично конвективным пароперегревателям, только по своим значениям средней температуры газов, температуры стенки и степени черноты газового потока (см. формулы 6.9, 7.5, 6.22, 6.23).

Отличительной особенностью экономайзеров является определение температуры стенки. Учитывая; что $\alpha_2 >> \alpha_1$, коэффициент теплоотдачи от стенки к воде практически не влияет на $t_{ср}$ и в целом на теплообмен. Поэтому

$$t_з = t_{ст} = t_{ср.в} + \Delta t \ , \quad {}^0\text{C} \qquad (10.4)$$

Здесь $t_{ср.в}$ - средняя температура воды, °С; Δt - определяется в зависимости от вида сжигаемого топлива и температурных условий.

При сжигании жидкого и твердого топлива, а также древесины для одноступенчатых экономайзеров при: $\vartheta' > 400$°С и вторых ступеней двухступенчатых экономайзеров Δt = 60°С.

Для первых ступеней двухступенчатых экономайзеров и одноступенчатых при $\vartheta' \leq 400$°С - Δt = 25 ^{0}С.

При сжигании газа во всех случаях Δt = 25^0 С.

По полученным значениям $\alpha_к$ и $\alpha_л$ далее определяется коэффициент теплоотдачи от стенки к газам

$$\alpha_1 = \xi\ (\alpha_к + \alpha_л)\ , \qquad \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \qquad (10.5)$$

Здесь ξ = 1 - коэффициент использования для поперечно омываемых пучков.

Учитывая, что в водяных экономайзерах $\alpha_2 >> \alpha_1$ коэффициент теплоотдачи от стенки к пару α_2 при определении коэффициента теплопередачи $\bar{k}$ не учитывается.

Исходя из этого, при сжигании твердого топлива

$$\bar{k} = \frac{\alpha_1}{1+\varepsilon\cdot\alpha_1}, \qquad \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \qquad (10.6)$$

Здесь ε -коэффициент загрязнений, определяется аналогично конвективному пароперегревателю по формуле (9.11) с учетом табл.9.3 и номограммы 9. ,

При сжигании жидкого и газообразного топлива, а также для коридорных пучков

$$\bar{k} = \psi\cdot\alpha_1\ , \qquad \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \qquad (10.7)$$

Здесь ψ - коэффициент тепловой эффективности.

При сжигании мазута с $\alpha_T'' \le 1{,}03$ для первых и вторых ступеней экономайзеров с температурой питательной воды на входе $t_{эк}^{/} > 100$ с учетом очистки поверхности дробью ψ изменяется от 0,6 до 0,7. Причем при $W_г = 4 \div 12$м/с, $\psi = 0{,}7 \div 0{,}65$, а при $W_г = 12 \div 20$ м/с , $\psi = 0{,}65 \div 0{,}6$.

В экономайзерах котлов малой мощности (при $t_{эк}^{/} \le 100$°С) $\psi = 0{,}55 \div 0{,}5$.

При сжигании газа для первых ступеней экономайзеров (при $\vartheta^{/} \le 400$ °С)$_I$ в том числе для плавниковых и ребристых принимают $\psi =$ 0,9,' а для вторых ступеней и одноступенчатого экономайзера при $\vartheta' > 400$ °С ψ = 0.85.

После определения $\bar{k}$ по формуле (10.1) определяют расчетную поверхность нагрева экономайзера $F_{эк}$ и далее по формулам (9.20÷9.24) определяют $l_{зм}$, $z_{пет}$, z_2 и глубину пакета h. .

Высота пакета экономайзера должна быть не более 1 м при тесном расположении труб ($S_2/d \le 1{,}5$) и не более 1,5 м при более редком ($S_2/d > 1{,}5$).

Между отдельными пакетами экономайзера должны быть ремонтные пространства высотой 0,6 ÷ 0,8 м, с обязательной установкой лазов. Такое же ремонтное пространство (0,6÷0,8 м) должно быть между ступенями экономайзера и трубчатого воздухоподогревателя.

10.2 Чугунные экономайзеры

Чугунные ребристые экономайзеры типа ВТИ устанавливаются на котлах низкого давления 1,4 ÷ 2,4 МПа и ниже. Они представляют собой чугунные трубы с квадратными ребрами с размерами 150х150 мм.

Основные характеристики чугунных ребристых экономайзеров ВТИ приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1 Основные данные ребристых труб экономайзера

Длина трубы, мм	Число ребер на трубе, шт.	Вес одной трубы, кг	Поверхность нагрева одной трубы с газовой стороны F_{01}, м^2	Живое сечение трубы для прохода газов, м^2, f_{01}
1500	55	52,2	2,18	0,088
2000	75	67,9	2,95	0,12
2500	95	83,6	3,72	0,152
3000	115	99,3	4,49	0,184

Схема расчета чугунного экономайзера аналогична стальному. По уравнению теплового баланса определяют количество теплоты, переданное в экономайзер по балансу $Q_б^{эк}$. Значение температур и энтальпий газов и воды для котлов малой мощности типа ДЕ и КЕ определяют из расчета предыдущих поверхностей нагрева (2-го котельного пучка). Для данного типа котлов по левой части уравнения теплового баланса определяют $Q_б^{эк}$, а из правой части уравнения определяют энтальпию воды на выходе из экономайзера $h_{эк}^{//}$

$$Q_б^{эк} = \varphi (H_{эк}^{/} - H_{эк}^{//} + \Delta\alpha \cdot H_{хв}^{o}) = \frac{D_{пв}}{B_р} (h_{эк}^{//} - h_{эк}^{/}) . \qquad (10.8)$$

Здесь $h_{эк}^{/}$ - энтальпия воды на входе в экономайзер, как правило равна энтальпии питательной воды, определенной в 4 главе данного пособия.

По полученному значению $h_{эк}^{//}$ и давлению воды, равному $\rho_б$ по таблицам воды и водяного пара (6), определяют температуру воды на выходе из экономайзера $t_{эк}^{//}$.

Затем по имеющим значениям температуры дымовых газов и воды определяют средний температурный напор $\Delta\bar{t}$ по формуле (6.12).

Необходимо учитывать, что для обеспечения надежной работы чугунного экономайзера температура воды на выходе из него должна быть ниже температуры кипения не менее чем на 20°С, а для неотключаемых по газам экономайзеров не менее чем на 40°С.

Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров ВТИ определяют по номограмме 10 с учетом формулы

$$\bar{k} = k_H \cdot c_\upsilon \qquad (10.9)$$

Здесь k_H номограммное значение коэффициента теплопередачи, определяется по основному полю номограммы 10 в зависимости от скорости газа; c_υ - температурная поправка, определяется по дополнительному полю номограммы 10.

Для определения k_H первоначально задаются скоростью продуктов сгорания $W_Г$= 8 ÷ 12 м/с. Затем из уравнения неразрывности определяют проходное сечение для газов

$$f_Г = \frac{B_p \cdot V_Г^{эк}(\vartheta_{ср} + 273)}{273 \cdot W_Г} \quad , \text{ м/с} \qquad (10.10)$$

Здесь $V_Г^{эк}$ - объемный расход газов в экономайзере, м^3/кг (определяется по таблице объемов).

По найденному значению определяют число труб в одном ряду

$$n_1 = f_Г / f_{01} \quad , \qquad (10.11)$$

где f_{01}- площадь живого сечения одной трубы по газовой стороне, м^2 (определяется по табл. 10.1). При этом исходя из размеров конвективной шахты, а для котлов типа ДЕ и КЕ самостоятельно, при помощи табл. 10.1 выбирают длину труб чугунного экономайзера.

Величину n_1 округляют до ближайшего целого значения и уточняют скорость газов

$$W_Г = \frac{B_p \cdot V_Г^{эк}(\vartheta_{ср} + 273)}{273 f_{01} \cdot n_1} \quad , \quad \text{м/с} \qquad (10.12)$$

Поверхность нагрева чугунного экономайзера определяется так же, как и стального по формуле (10.1) .

Определив по выбранной длине трубы экономайзера из таблицы 10.1 величину поверхности нагрева одной F_{01} трубы, вычисляют общее число труб экономайзера

$$n = F_{эк} / F_{01} \quad . \qquad (10.13)$$

Здесь F_{01} - поверхность нагрева одной трубы с газовой стороны, м^2 (по табл. 10.1).

Число труб по ходу газов z_2 равно:

$$z_2 = n/n_1 \qquad (10.14)$$

Величину z_2 принимают равной целому значению.

При вычерчивании чугунного ребристого экономайзера следует руководствоваться следующим. Экономайзер разбивается на группы по 4 ряда (горизонтальных) в группе из условий эффективной обдувки. Между группами экономайзера выдерживается расстояние 0,5 м. В промежутках между группами устанавливается обдувочное устройство.

11 РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

11.1 Трубчатые воздухоподогреватели

Трубчатые воздухоподогреватели /ТВП/ с вертикальными трубами, согласно рекомендациям /2/, выполняются из труб наружным диаметром 33 ÷ 51 мм с толщиной стенки 1,5 м. Относительные шаги применяют: поперечный шаг σ_1 = 1.2÷1,5; продольный шаг σ_2 = 1,05 ÷ 1,1. Схема воздухоподогревателя приведена на рис. 11.1, из которого видно, что газы проходят через ТВП внутри труб, а воздух между труб, которые расположены в шахматном порядке.

Расчет воздухоподогревателя проводят как правило конструктивным способом. Поверхность нагрева ТВП определяют по формуле

$$F_{вп} = \frac{Q_б^{вп} B_р}{\bar{k}\Delta\bar{t}} \cdot 10^3 \quad . \tag{11.1}$$

Здесь, $Q_б^{вп}$ - тепловосприятие воздухоподогревателя по балансу определено по уравнениям (8.17 или 8.19) при распределении тепловосприятий по газовому тракту (гл. 8).

Средний температурный напор определяется по формуле:

$$\Delta\bar{t} = \Delta t_{пр} \cdot \varepsilon_{\Delta t} \tag{11.2}$$

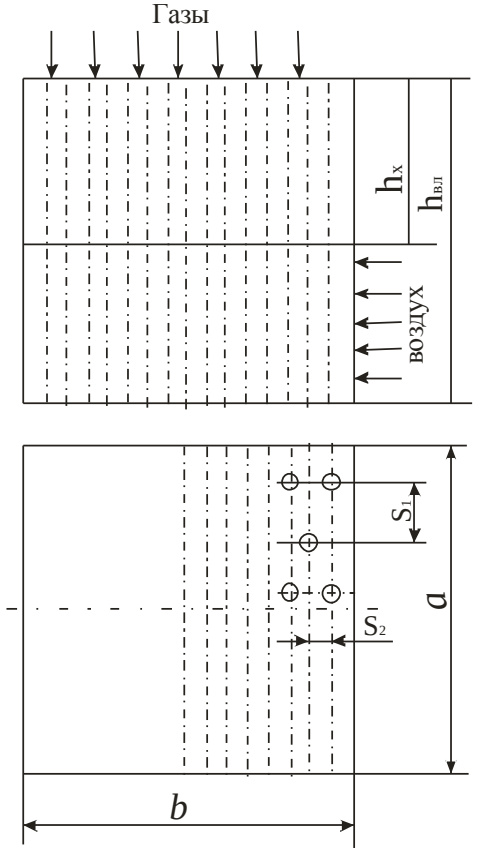


Рис. 11.1 Схема воздухоподогревателя

Здесь $\Delta t_{пр}$ - температурный напор, определенный для схемы противотока по формуле (6.12); $\varepsilon_{\Delta t}$ - поправка на перекрестный ток. Поправку $\varepsilon_{\Delta t}$ определяют

по номограмме 11 при помощи значений P и R и числа ходов в ступени воздухоподогревателя, которое предварительно принимается по чертежу

$$P = \frac{\delta t_б}{\delta t_м} = \frac{t''_в - t'_в}{\vartheta' - \vartheta''}; \quad (11.3)$$

$$R = \frac{\delta t_в}{\vartheta' - t'_в} = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{\vartheta' - t'_в}. \quad (11.4)$$

При числе ходов в ступени больше четырех $\varepsilon_{\Delta t} = 1$.

Коэффициент теплопередачи $\bar{k}$ определяется по формуле

$$\bar{k} = \xi \frac{\alpha_г \cdot \alpha_в}{\alpha_г + \alpha_d} \quad (11.5)$$

Здесь ξ - коэффициент использования (определяется по табл.11.1);

$\alpha_г$ - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м·К);

$\alpha_в$ - коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Вт/(м·К).

Таблица 11.1 – Коэффициент использования для воздухонагревателей ξ

Вид топлива	Трубчатые в/п*		пластинчатые	Чугунные ребристые	Регенеративные
	нижнее	верхнее			
АШ, фрезерный торф	0,8	0,75	0,85	0,75	0,8-0,9
Мазут и древесина	0,8	0,85	0,7	0,75	0,8-0,9
Все остальные топлива	0,85	0,85	0,85	0,8	0,8-0,9

* Для трубчатых воздухоподогревателей с промежуточными досками между отдельными ходами коэффициент использования снижается на 0,1 при одной доске (в 2-х и 3-х ходовых ступенях) и на 0,15 при двух досках (3-х - , 4-х- и 5-ти ходовых ступенях).

Для определения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_г$ и $\alpha_в$ необходимо определить скорость газов $W_Г$ и воздуха $W_в$.

$$W_Г = \frac{B_р \cdot V_Г (\vartheta_{ср} + 273)}{0{,}785 d^2_{вн} \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot 273} \quad (11.6)$$

Здесь $W_Г$ - объем газов в воздухоподогревателе, м^3/кг (из табл. объемов); $\vartheta_{ср} = 0{,}5(\vartheta' + \vartheta'')$ - средняя температура газов, °С; $d_{вн}$ - внутренний диаметр труб, м; n_1 - число труб в одном ряду; n_2 - число рядов труб.

$$n_1 = (a - S_1)/S_1; \quad n_2 = (b - S_2)/S_2 \quad (11.7);(11.8)$$

Путем изменения n_1 и n_2, за счет a и b можно подобрать скорость газов, чтобы она удовлетворяла технико-экономическим требованиям. Согласно (2) скорость газа должна быть равна $W_Г = 11 \pm 2$ м/с.

Скорость воздуха предварительно принимают равной $W_в = (0{,}5 \ldots 0{,}7) W_Г$ (меньшая скорость соответствует большему значению V_1)

Далее по скоростям $W_Г$ и $W_в$ определяют α_r и $\alpha_в$. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_r определяется по следующей формуле:

$$\alpha_r = \alpha_k + \alpha_л \quad . \tag{11.9}$$

Здесь $\alpha_k = \alpha_Н \cdot c_ф$ - коэффициент теплоотдачи конвекцией Вт/(м^2·К); $\alpha_Н$ - номограммное значение коэффициента теплоотдачи конвекцией, определяется по номограмме 12 в зависимости от скорости газов $W_Г$ и внутреннего диаметра $d_{вн}$; $c_ф$ - поправка на фракционный состав топлива, определяется по дополнительному полю номограммы 12.

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ определяется по формулам (6.9) и (6.11). При $\vartheta_{ср} < 350 \div 500$°С очень мал и его можно не учитывать, то есть $\alpha_л \approx 0$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху определяется по формуле

$$\alpha_в = \alpha_Н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф \quad . \tag{11. 10}$$

Здесь $\alpha_Н$, c_s, c_z, $c_ф$ определяется по основному и дополнительным полям номограммы 8, с учетом принятых ранее $W_в$ и d, а также r_{H2O}, σ_1, σ_2 и средней температуры воздуха.

После определения $\alpha_в$ и α_r по формуле (11.1) определяется поверхность воздухоподогревателя $F_{вп}$.

Высота ступени ТВП $h_{вп}$ определяется по формуле

$$h_{вп} = F_{вп} / (\pi \cdot d_{ср} \cdot n_1 \cdot n_2), \quad \text{м} \tag{11.11}$$

С учетом, что высота одного хода должка быть 0,7 ÷ 1,5 м, подбирают число ходов в ступени z_x и определяют высоту одного хода

$$h_{1x} = h_{вп} / z_x \tag{11.12}$$

Далее определяется скорость воздуха $W_в$.

$$W_в = \frac{(\beta''_{вп} + 0{,}5\Delta\alpha_{вп}) V^o_в \cdot B_p (t_{ср} + 273)}{273(a - n_1 \cdot d) h_x}, \tag{11.13}$$

Здесь $\beta''_{вп}$ - относительный расход воздуха на выходе из воздухоподогревателя (для первой ступени $\beta''_{вп1} = \alpha''_Т - \Delta\alpha_Т - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп}$, для второй ступени - $\beta''_{вп2} = \alpha''_Т - \Delta\alpha_Т - \Delta\alpha_{пл}$).

Если полученное значение скорости $W_в$ отличается от ранее принятой более чем на 5% и скорость воздуха находится в пределах 4,5 - 7 м/с, то необходимо уточнить $\alpha_в$, $\bar{k}$, $F_{вп}$, $h_{вп1}$, h_{1x}, $W_в$. Если скорость $W_в$ выходит за рамки указанного предела, необходимо изменить размеры газохода (а и б). Если число ходов изменилось по отношению к ранее принятой при определении $\varepsilon_{\Delta t}$, то необходимо уточнить и эту поправку.

11.2 Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели

На крупных котельных агрегатах тепловых электрических станций, работающих на жидком топливе в качестве воздухоподогревателя, устанавливается

регенеративный вращающийся воздухоподогреватель /РВВ/. Как правило, в котельных агрегатах устанавливается 2 – 3 РВВ, определенного типоразмера, которые приведены в табл. 11.2.

При использовании РВВ с “холодной” и “горячей” частями, отличающимися конфигурацией набивки, обе части рассчитываются по соответствующим скоростям и температурам сред с использованием по проходным сечениям табл. 11.2.

В курсовом проекте тепловой расчет РВВ состоит в том, чтобы выбрать тип и количество воздухоподогревателей, определить необходимую теплообменную поверхность и по ее величине уточнить габаритные размеры выбранного типа РВВ.

Последовательность расчета РВВ сводится к следующему. Выбирается число РВВ для проектируемого котла. Определяется количество теплоты, переданного по балансу $Q_б^{вп}$ по уравнениям (8.17 и 8.19). Далее принимается скорость газов $W_Г$ и воздуха $W_в$ из следующих рекомендаций, что $W_Г$ = 9 ÷ 11 м/с, $W_в$ = 6 ÷ 8 м/с. Для более дорогих топлив (газ, мазут) скорости можно увеличить ~ на 2 м/с.

Для выбранных скоростей рассчитывают проходные сечения:
для газов

$$f_Г = \frac{B_p \cdot V_Г (V_{ср} + 273)}{W_Г \cdot z \cdot 273} \; ; \qquad (11.14)$$

для воздуха

$$f_в = \frac{(\beta''_{вп} + 0{,}5\Delta\alpha_{вп}) V_в^0 \cdot B_p (t_{ср} + 273)}{273 W_в \cdot z} . \qquad (11.15)$$

Здесь $V_Г$ - объем газов в РВВ, м^3/кг; $V_{ср}$ и $t_{ср}$ - средние температуры соответственно газов и воздуха (значения температур газов и воздуха определяются при распределении тепловосприятий по газовому тракту);
z - принятое число РВВ для данного котла; $\beta''_{вп} = \alpha''_Т - \Delta\alpha_Т + \Delta\alpha_{пл}$ - относительный расход воздуха на выходе из РВВ; $\Delta\alpha_{вп}$ - присосы воздуха в РВВ.

По рассчитанным значениям $f_Г$ и $f_в$ с помощью табл. 11.2 подбирается определенный типоразмер РВВ и для него, с использованием формул (11.14) и (11.15), уточняются скорости газов и воздуха.

По скоростям газов и воздуха далее определяются коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_г$ и от стенке к воздуху $\alpha_в$.

Таблица 11.2 Основные конструктивные характеристики РВВ.

Наименование	Тип воздухоподогревателя														
	ВПР1	ВПР2	ВПР3	ВПР4	ВПР5	ВПР6	ВПР7	ВПР8	ВПР9	РВП 3600	РВП 5100	РВВ 541	РВВ 58	РВВ 68	РВВ 98
Типоразмер	5,3	5,3	7,2	7,2	7,2	7,2	7,2	7,4	7,4	3,6	5,1	4,1	5,4	6,8	9,8
Наружный диаметр ротора , м	5,27	5,28	7,12	7,12	7,12	7,12	7,12	7,45	7,45	3,6	5,1	4,1	5,4	6,8	9,8
Число секторов ротора:															
-по воздуху	7	7	6	6	6	6	6	7	7	3	7	9	9	9	11
-по газам	9	9	9	10	10	10	10	9	9	8	9	13	13	13	11
-в перекрытии	2	2	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Эквивалентный диаметр, мм:															
- горячая часть												9,6	9,6	9,6	9,6
-холодная часть												10,2	10,2	10,2	11,5
Живое сечение, $м^2$:															
-горячей части:															
воздух	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,7	5,7	3,8	6,7	11,2	27,4
газы	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4	8,5	5,6	9,7	16,1	27,4
-холодной части:															
воздух	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,5	5,3	3,4	6,1	10,2	26,8
газы	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3,7	7,9	5	8,8	14,7	26,8
Поверхность нагрева. 10^{-3},$м^2$:															
-горячей части	11,1	-	24,2	14,9	21,6	8,5	14,9	-	-	3,9	7,97	5,07	8,95	2,52	57,9
-холодной части	3,5	6,15	-	-	6,9	7,5	6,37	-	-	1,7	2,97	2,15	3,86	6,5	12,2
Общая поверхность нагрева	14,6	6,15	24,2	14,9	28,5	16,05	21,27	20,5	31,2	5,5	10,9	7,22	12,8	31,7	70,1
Высота слоя набивки, м:															
-горячей части	1,42	-	2,02	1,2	1,8	0,7	1,2	1,2	2,0	1,1	1,1	1,3	1,3	1,3	2,2
-холодной части	0,6	1,0	-	-	0,6	0,7	0,6	0,6	0,6	0,68	0,68	0,71	0,71	0,71	0,6

Так как характер омывания газов и воздуха одинаков, то $\alpha_г$ и $\alpha_в$ определяется по одинаковым формулам и номограммам.

$$\alpha_г = \alpha_Н \cdot c_V \cdot c_ф \cdot c_l \qquad (11.16)$$

Здесь $\alpha_Н$ - номограммное значение $\alpha_г$ определяется по номограмме 13 в зависимости от $W_Г$ и эквивалентного диаметра $d_э$ из табл. 11.2; c_V - температурная поправка (ном.13); $c_ф$ - поправка на фракционный состав топлива (ном. 13); c_l -поправка, учитывающая высоту набивки (ном. 13); $\alpha_в$ -определяется по скорости воздуха $W_в$ и средней температуры воздуха $t_{ср}$=0,5 ($t'_в + t''_в$).

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k = \frac{\xi + \pi}{\dfrac{1}{x_Г \cdot \alpha_Г} + \dfrac{1}{x_в \cdot \alpha_в}} \quad , \qquad \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \qquad (11.17)$$

где ξ - коэффициент использования (табл. 11.1); $x_Г, x_в$ - соответственно доли проходного сечения для газов и воздуха (определяется при помощи табл. 11.2).

Средний температурный напор $\Delta\bar{t}$ определяется по формуле (11. 3). Расчетная поверхность нагрева $F_{вп}$ определяется по формуле

$$F_{вп} = \frac{Q_б^{вп} \cdot B_р}{k \cdot \Delta\bar{t} \cdot z} \quad . \qquad (11.18)$$

Здесь z - число РВВ на один котел.

Если полученное значение $F_{вп}$ отличается от табличного (табл. 11.2), то уточняется высота набивки РВВ

$$h_Н = \frac{F_{вп} \cdot h_Н^0}{F_{вп}^0}. \qquad (11.19)$$

Здесь $F_{вп}^0$ и $h_Н^0$- соответственно табличные значения поверхности высоты набивки РВВ для выбранного типоразмера РВВ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стандарт предприятия. Дипломные проекты. Общие требования и правила оформления. СПИ. Ротапринт. Саратов. 1984. 23 с.

2. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод.М.: Энергия, 2000 г. 380 с.

3. Липов Ю.М., Самойлов Ю.Ф., Виленский Т.В. Компоновка и тепловой расчет парового котла. М.: Энергоатомиздат, 1988. 298 с.

4.Либерман Н.Б., Нанковская М.Т. Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения.М.: Энергия, 1977. 216 с.

5.Роддатис К.Ф. Котельные установки. М.: Энергия, 1985. 414 с.

6. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара; Справочник. *П.:* Энергоатомиздат, 1984. 79 с.

7. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Парогенераторы промышленных предприятий. М.: Энергия, 1984. 336 с.

8. Резников М.И., Липов Ю.Ч. Паровые котлы тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981. 240 с.

9. Единая система конструкторской документации. ГОСТ 2.301-68, ГОСТ 2.309-68. Издание официальное. М.: 1969. 142 с.

10. Акимов Ю.М., Медведев В.А. Расчет поверхностей нагрева котлоагрегата с применением ЭВМ: Методические указания к курсовому проектированию. СПИ. Ротапринт. Саратов. 1986. 10 с.

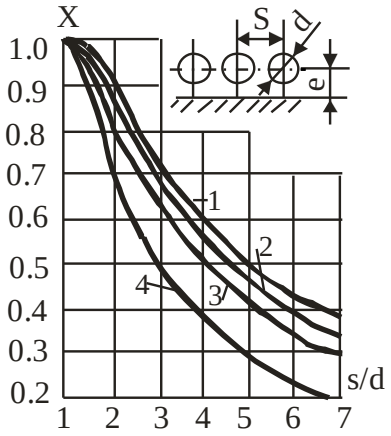
11 Мусатов Ю.В., Антропов Г.В. Расчет воздухоподогревателя и выбор оптимальной компоновки на ЭВМ: Методические указания к курсовому проекту. СПИ. Ротапринт. Саратов. 1991. 27 с.

12.Медведев В.А., Кузьмин А.В. Конструкторский расчет оребренных водяных экономайзеров котлоагрегата на мини-ЭВМ "Электроника ДЗ - 28" : Методические указания к курсовому проекту СПИ. Ротапринт. Саратов. 1988. 15 с.

13. Антропов Г.В., Мусатов Ю.В. Расчет на прочность поверхностей нагрева из труб с применением ЭВМ; Методические указания к курсовому проекту. СПИ. Ротапринт. Саратов. 1989. 23 с.

Приложения

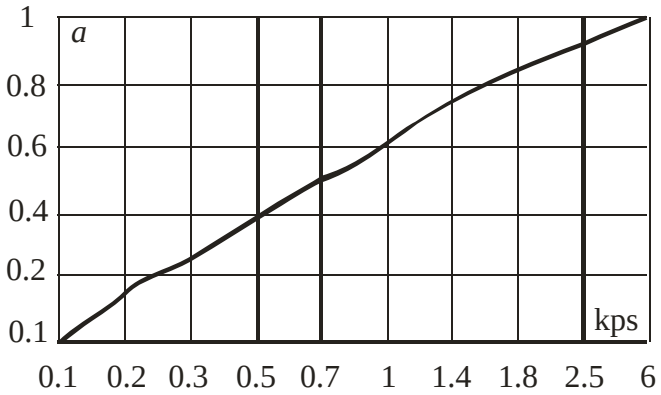
Угловые коэффициенты экранов



1. $l \geq 1.4d$; 2. $l=0.8d$;
3. $l=0.5d$; 4. $l=0$

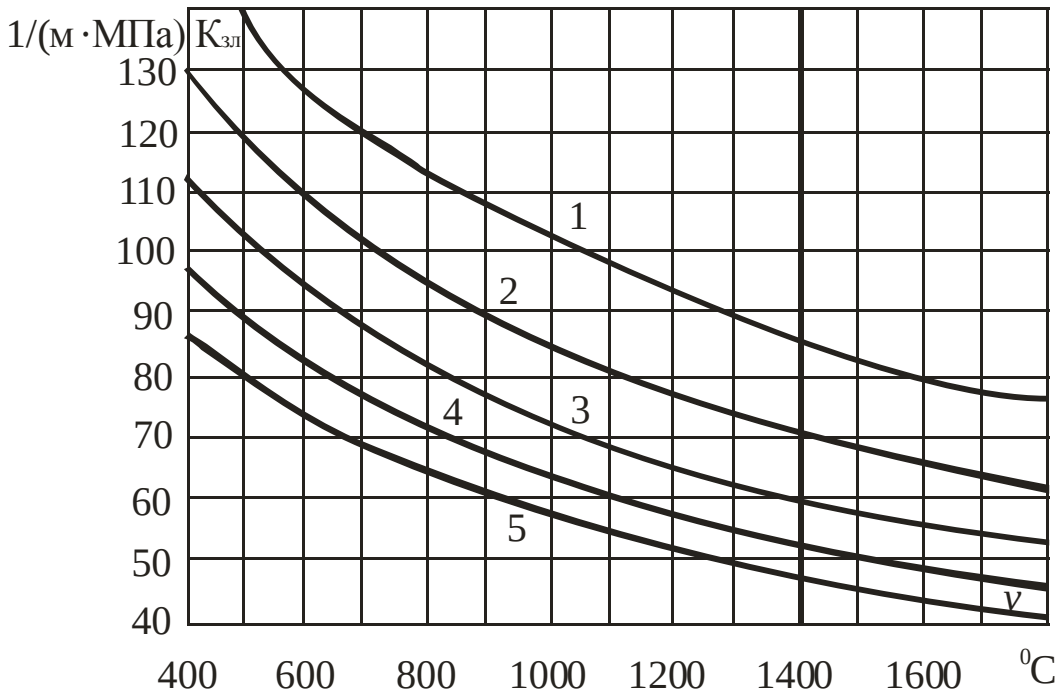
Номограмма 1

Степень черноты газов



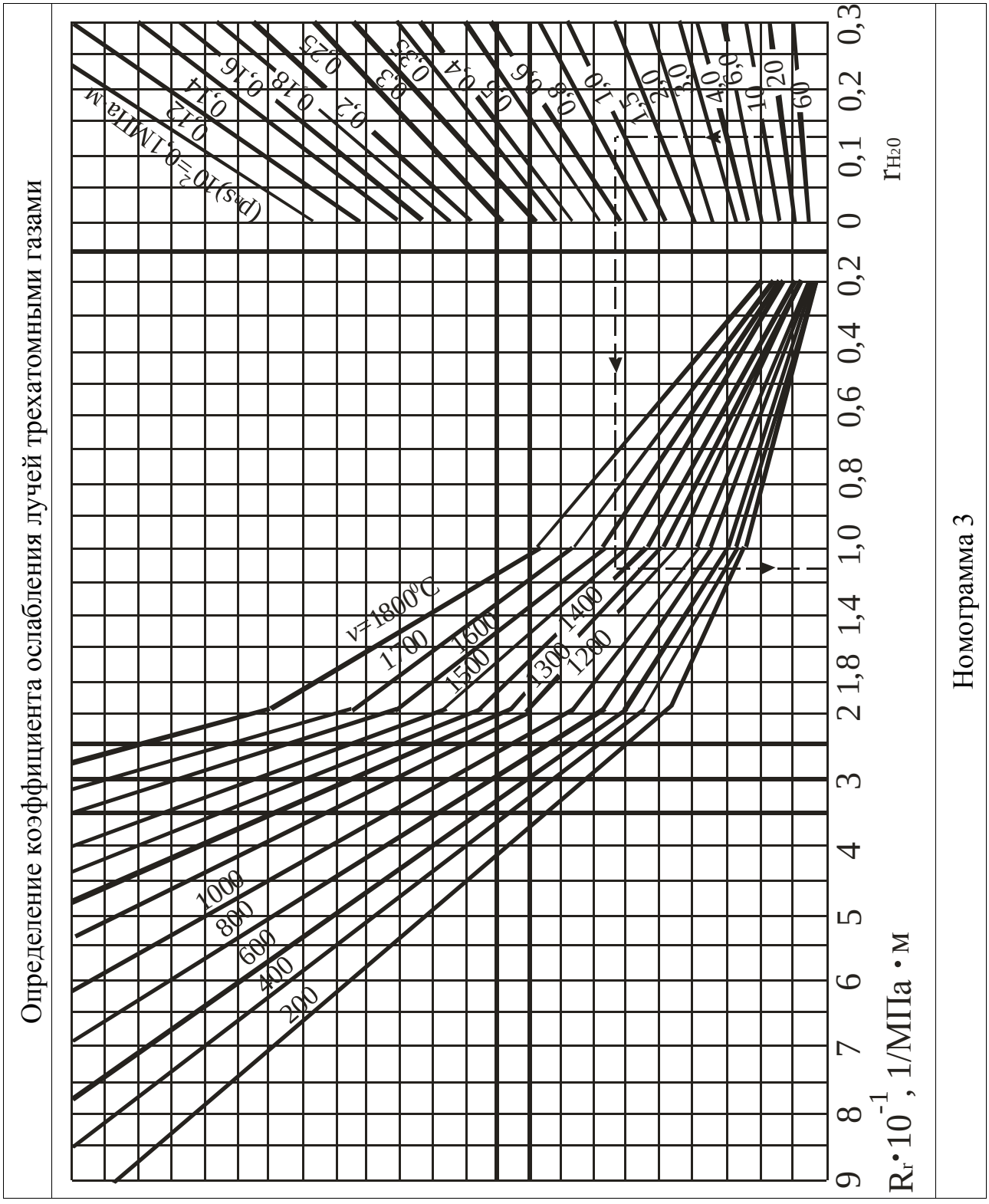
Номограмма 2

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами

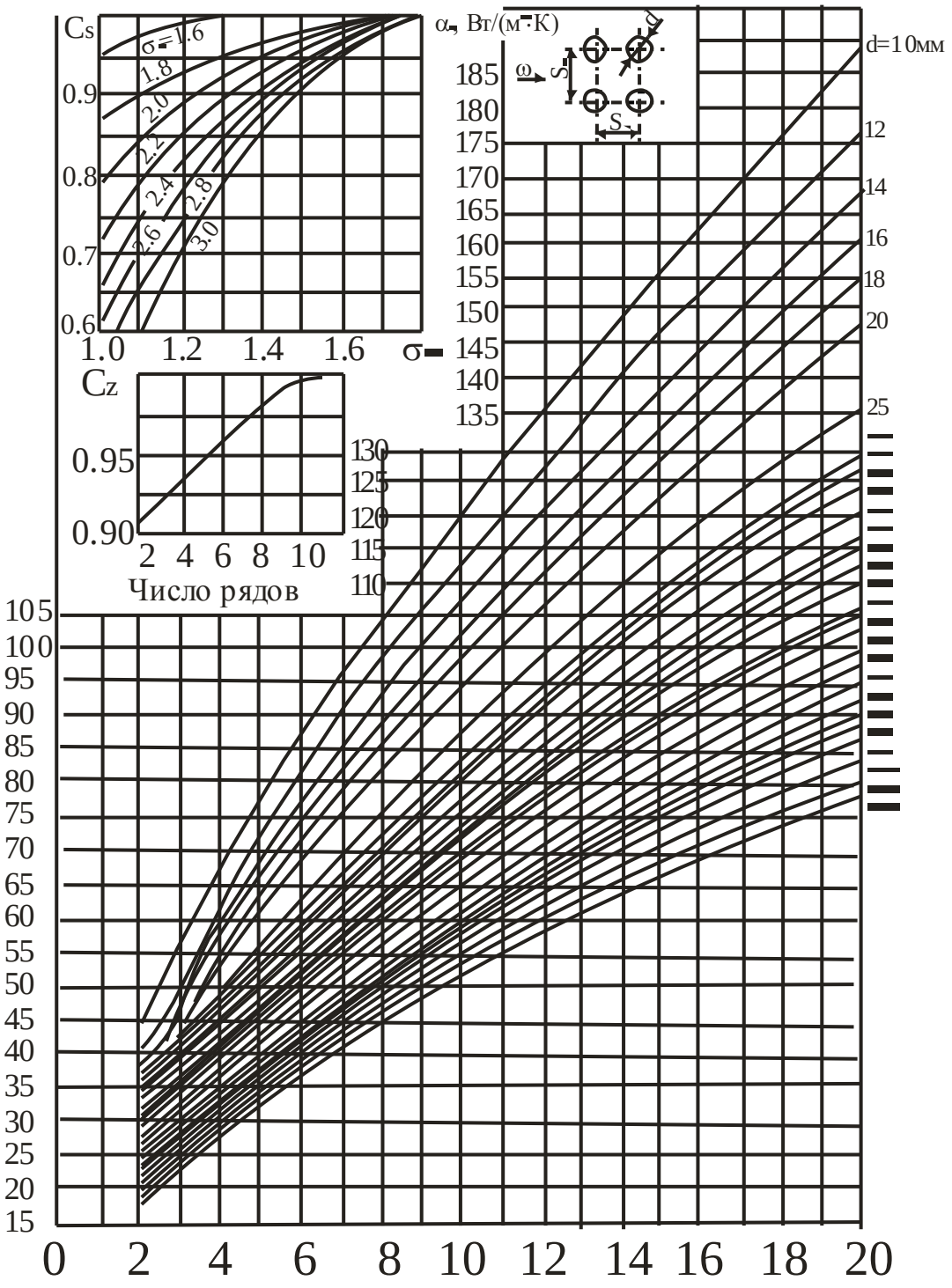


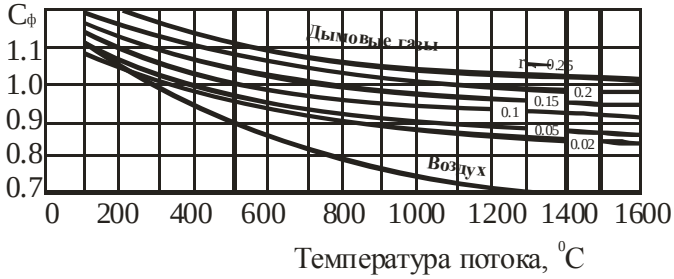
1. при сжигании пыли в циклонных топках; 2. при сжигании углей, размолотых в ШБМ; 3. при сжигании углей в других мельницах; 4. для слоевых топок; 5. при сжигании торфа.

Номограмма 4



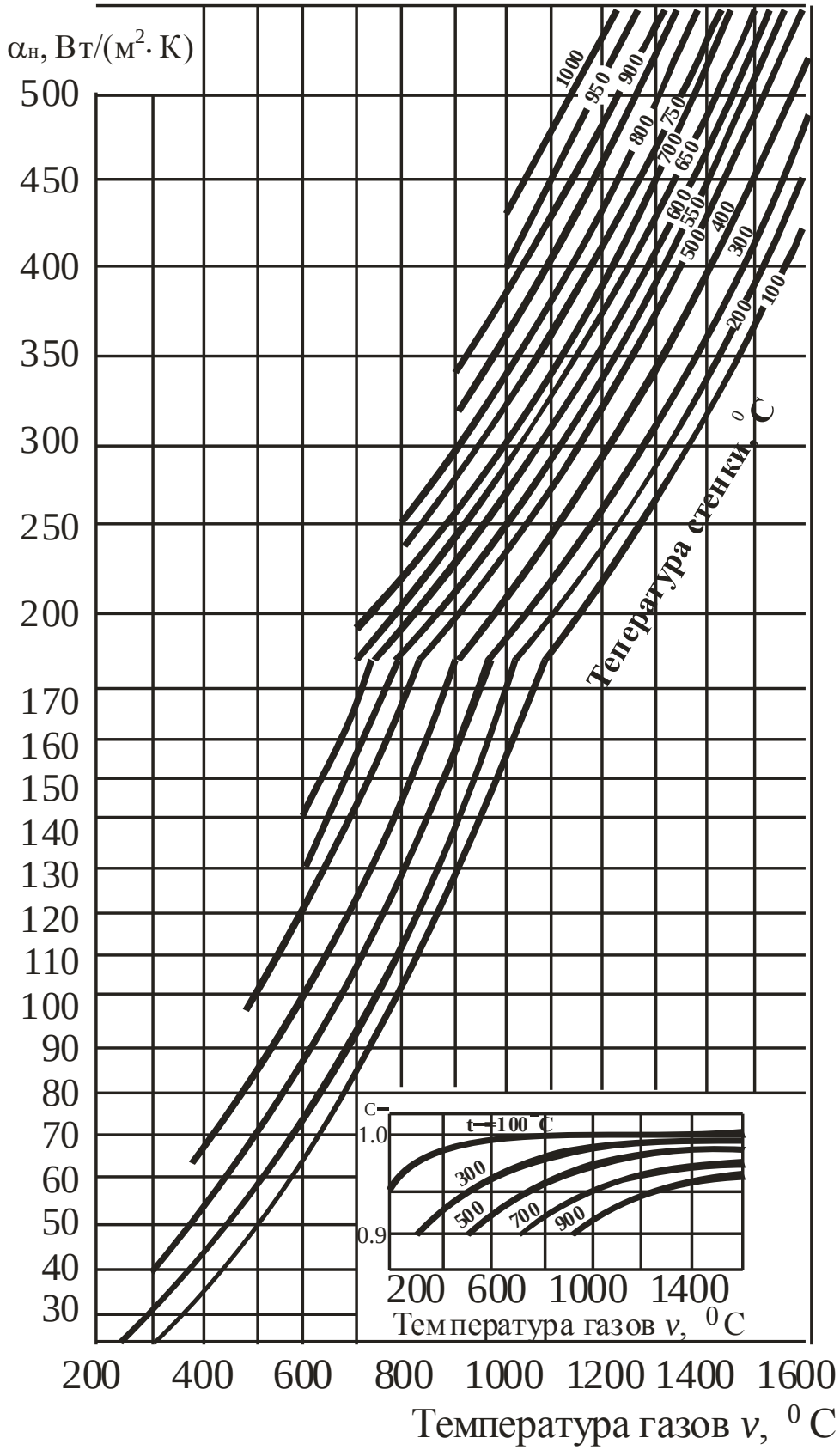
Коэффициент теплоотдачи конвекцией для ширм и коридорных гладкотрубных пучков при поперечном омывании





Номограмма 5

Коэффициент теплоотдачи излучением



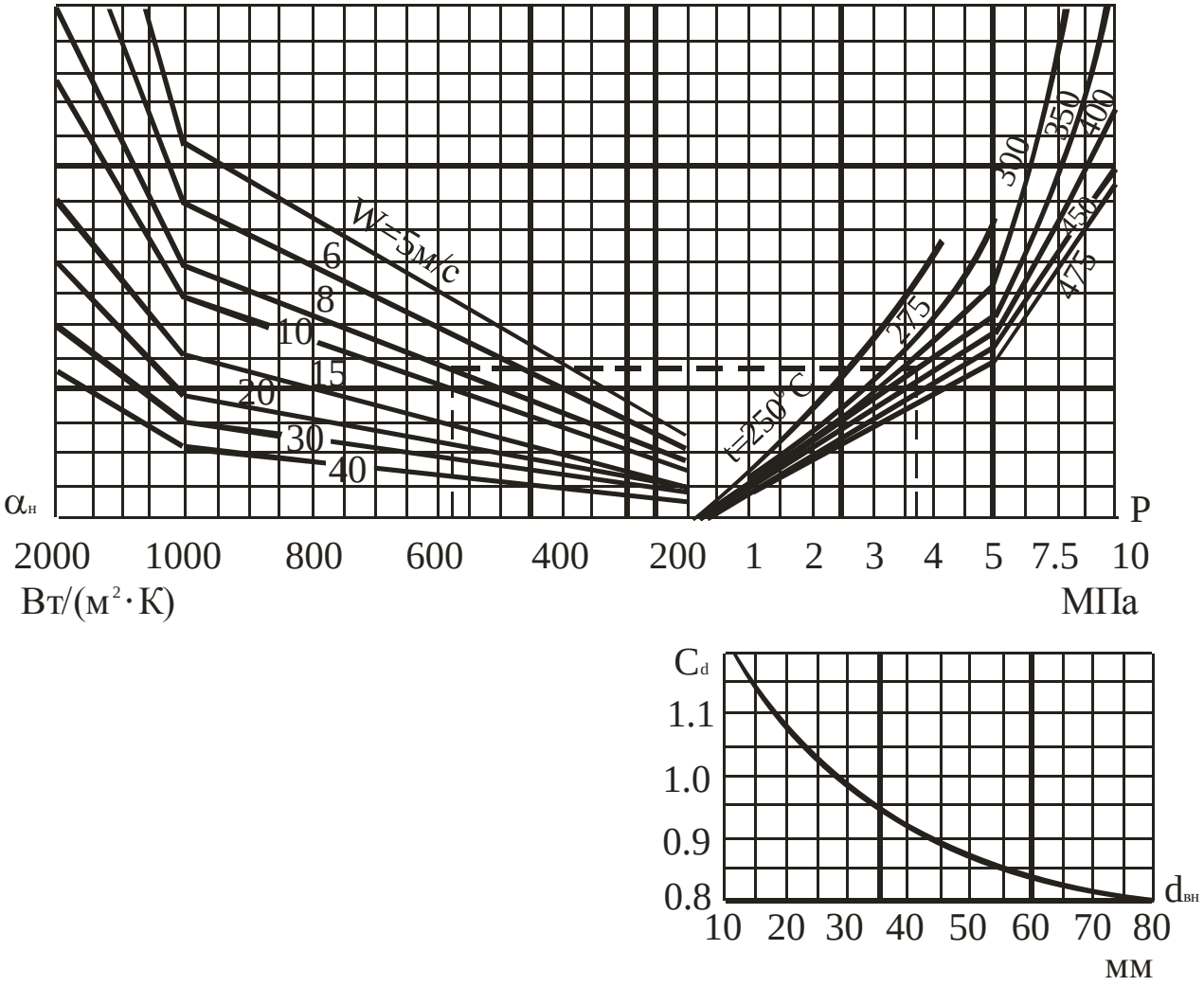
Для запыленного потока $\alpha_л = \alpha_н \cdot a$

Для незапыленного потока $\alpha_л = \alpha_н \cdot a \cdot C_г$

Номограмма 6

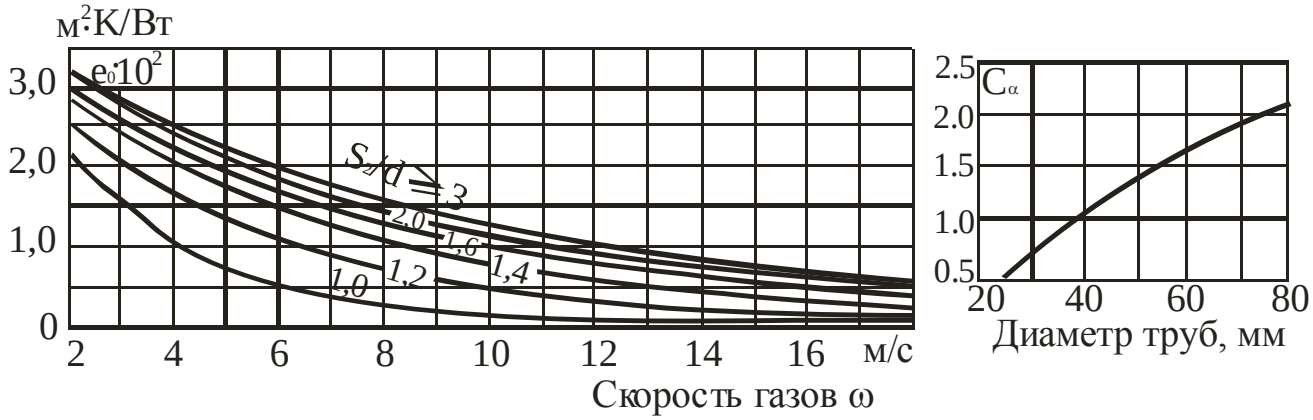
Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании нагретым паром

$$\alpha_к = \alpha_н \cdot C_d$$



Номограмма 7

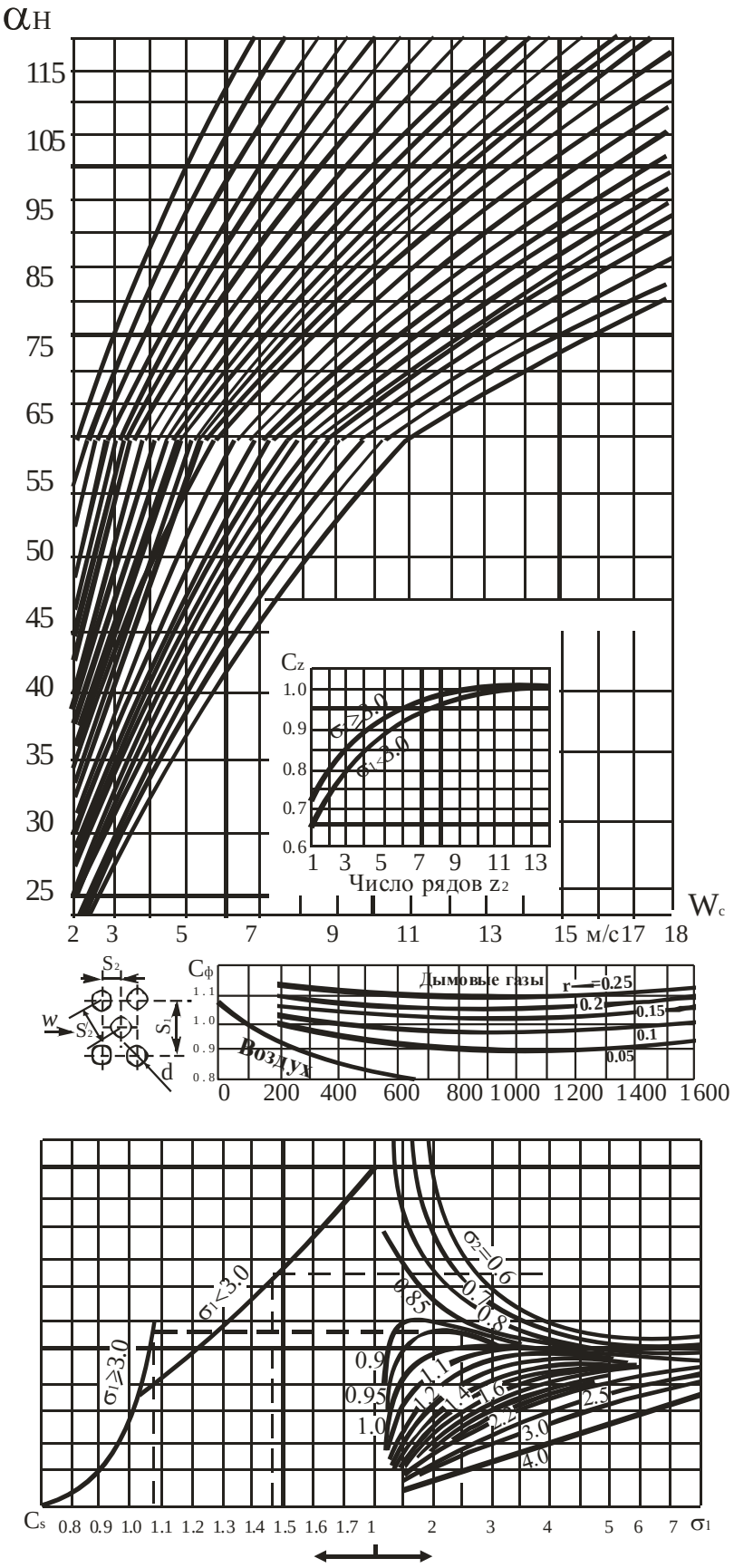
Коэффициент загрязнения гладкотрубных шахматных пучков при сжигании твердых топлив



Номограмма 9

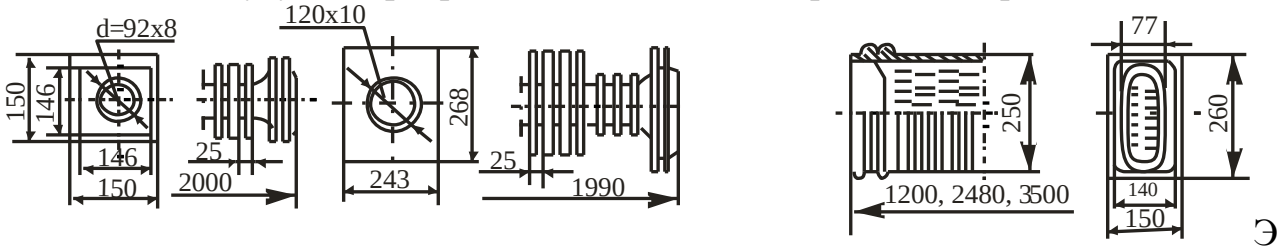
Коэффициент теплоотдачи конвекцией для шахматных пучков

$$\alpha_к = \alpha_н \cdot C_s \cdot C_z \cdot C_ф$$



Номограмма 8

Чугунные ребристые хвостовые поверхности нагрева



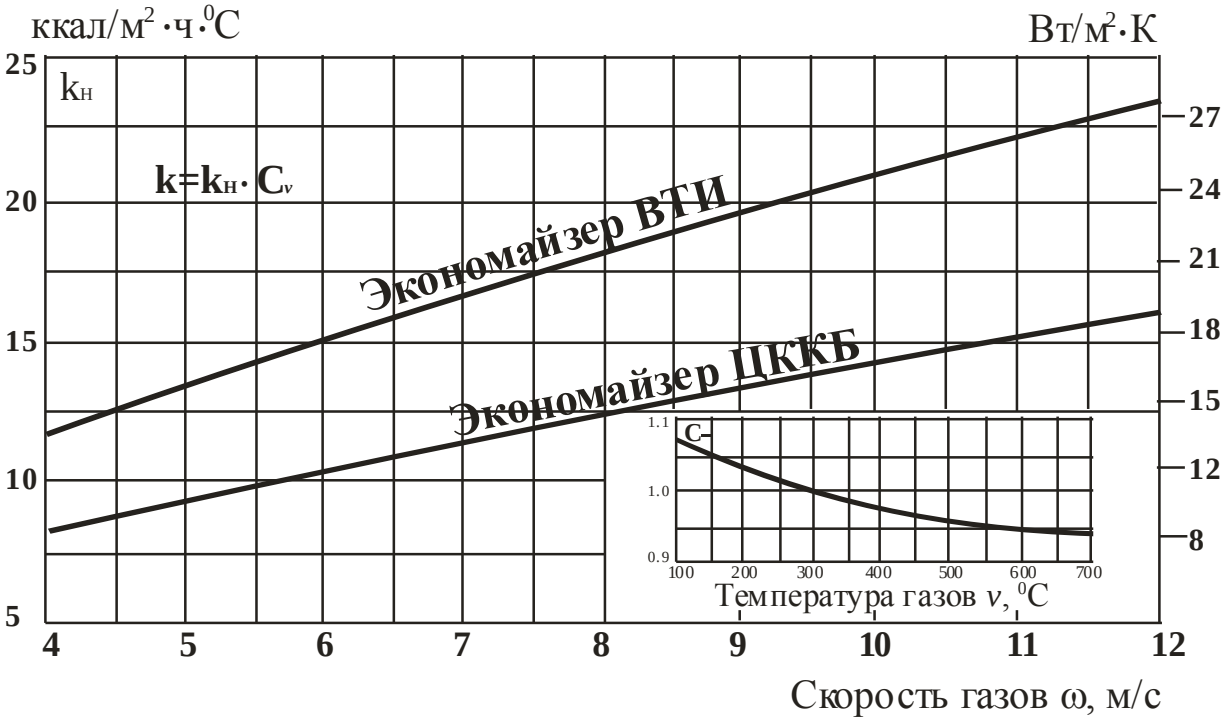
кономайзер ВТИ Экономайзер ЦККБ Ребристо-зубчатый воздухоподогреватель

Характеристики одной трубы

	Экономайзер ВТИ				ЦККБ
Длина, мм	1500	2000	2500	3000	1990
Поверхность нагрева внешняя, $м^2$	2,18	2,95	3,72	4,49	5,50
Живое сечение для газов, $м^2$	0,088	0,12	0,15	0,18	0,21

Ребристо-зубчатого воздухоподогревателя

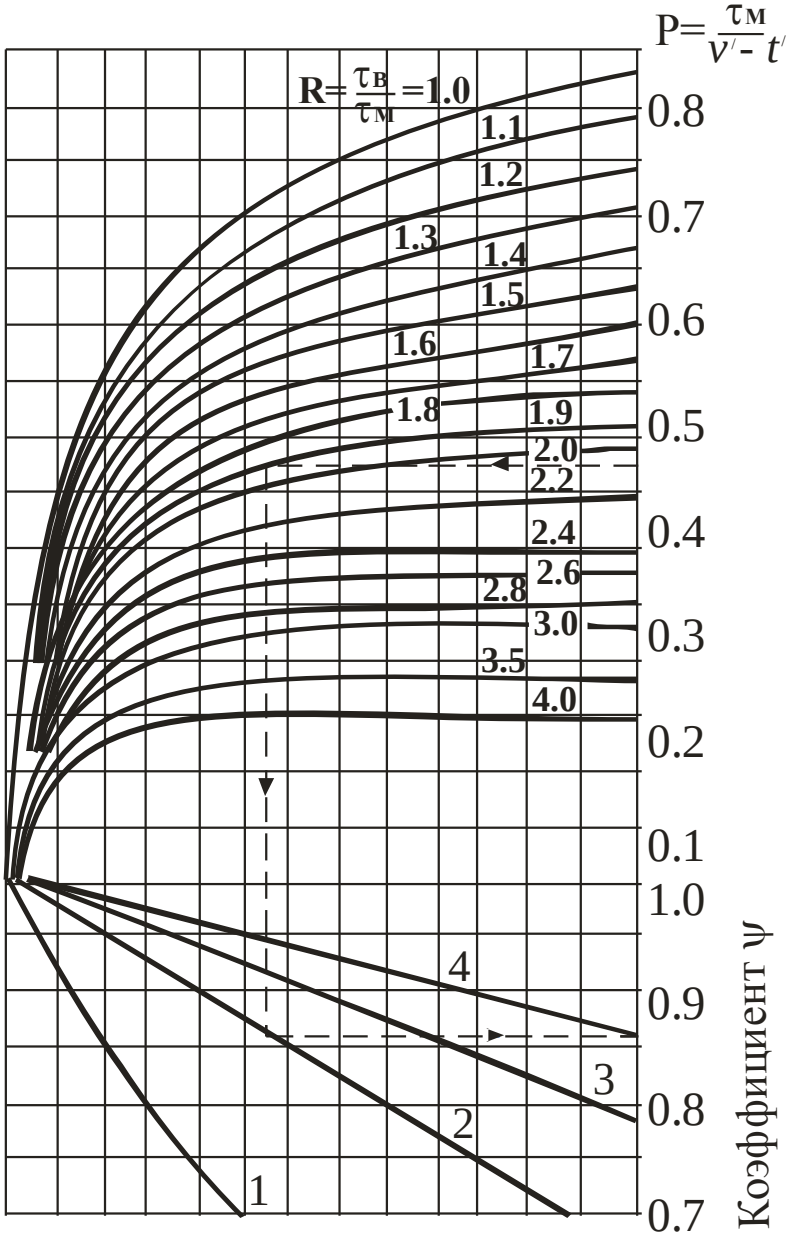
Длина трубы, мм	1200	2480	3500
Поверхность нагрева с газовой сторон, $м^2$	1,19	4,11	5,78
То же с воздушной стороны, $м^2$	1,12	2,46	3,56
Живое сечение для газов, $м^2$	0,064	0,139	0,202
Живое сечение для воздуха, $м^2$	0,011	0,011	0,011

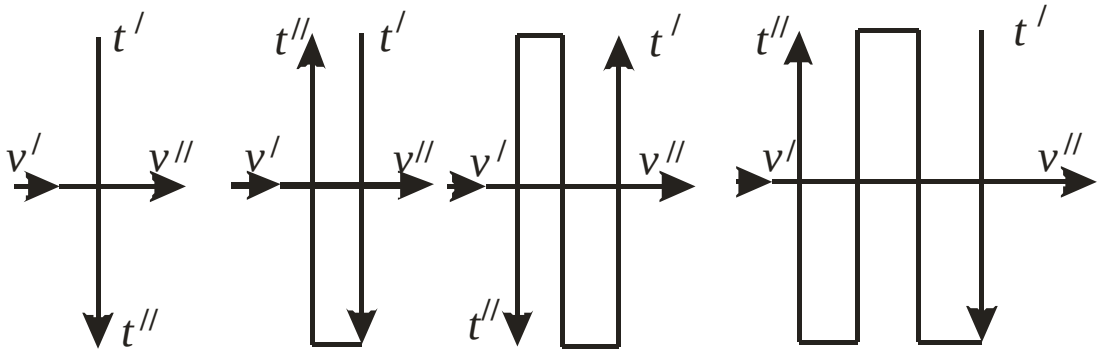


Примечания: 1. Кривая для экономайзера ВТИ при сжигании твердых топлив построена с учетом систематической обдувки. Без обдувки коэффициент теплопередачи снижается на 20 %. 2. При сжигании мазута коэффициент теплопередачи обеих экономайзеров уменьшается на 25 %.

Номограмма 10

Температурный напор при перекрестном токе





Кривая 1. Одноходовая схема

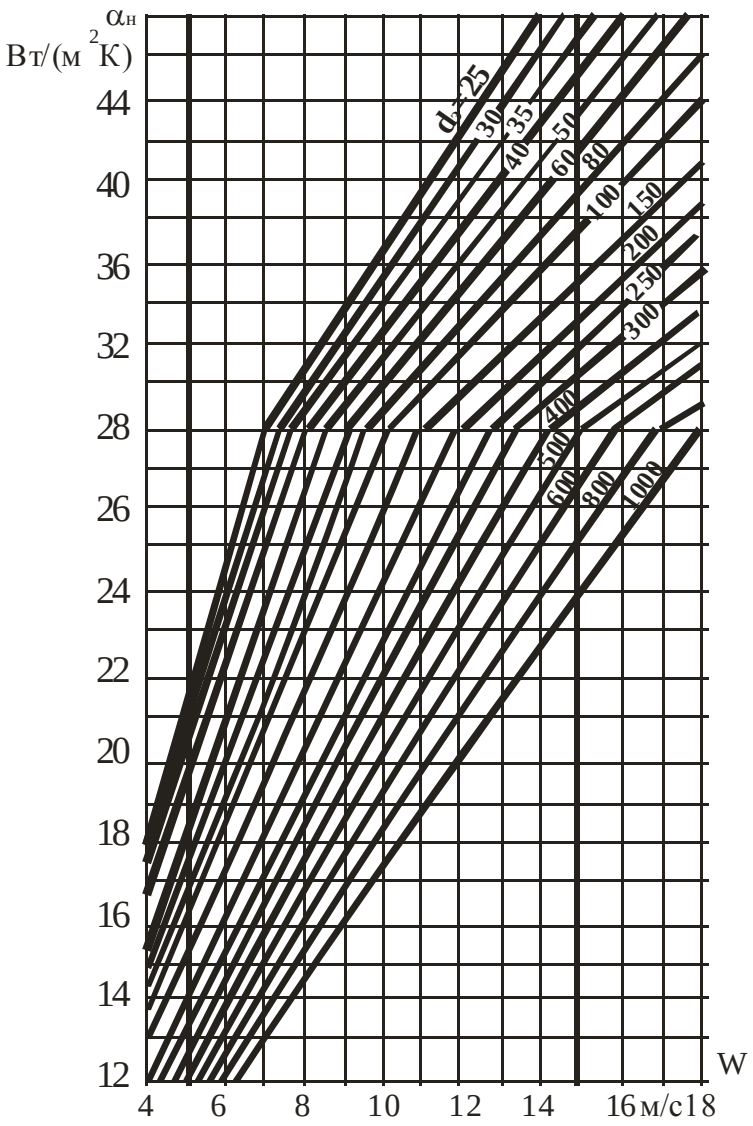
Кривая 2. Двухходовая схема

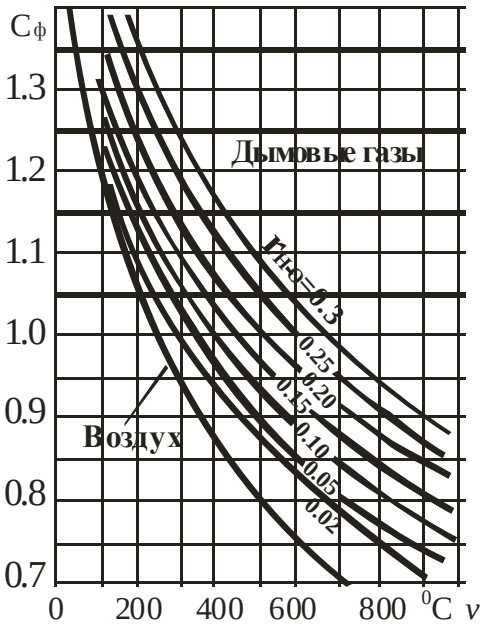
Кривая 3. Трехходовая схема

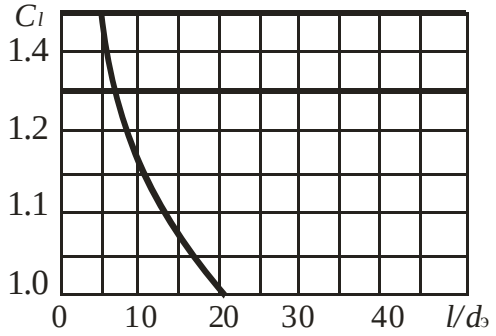
Кривая 4. Четырехходовая схема

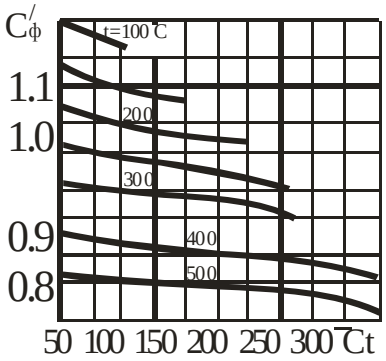
Номограмма 11

Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании пучков труб



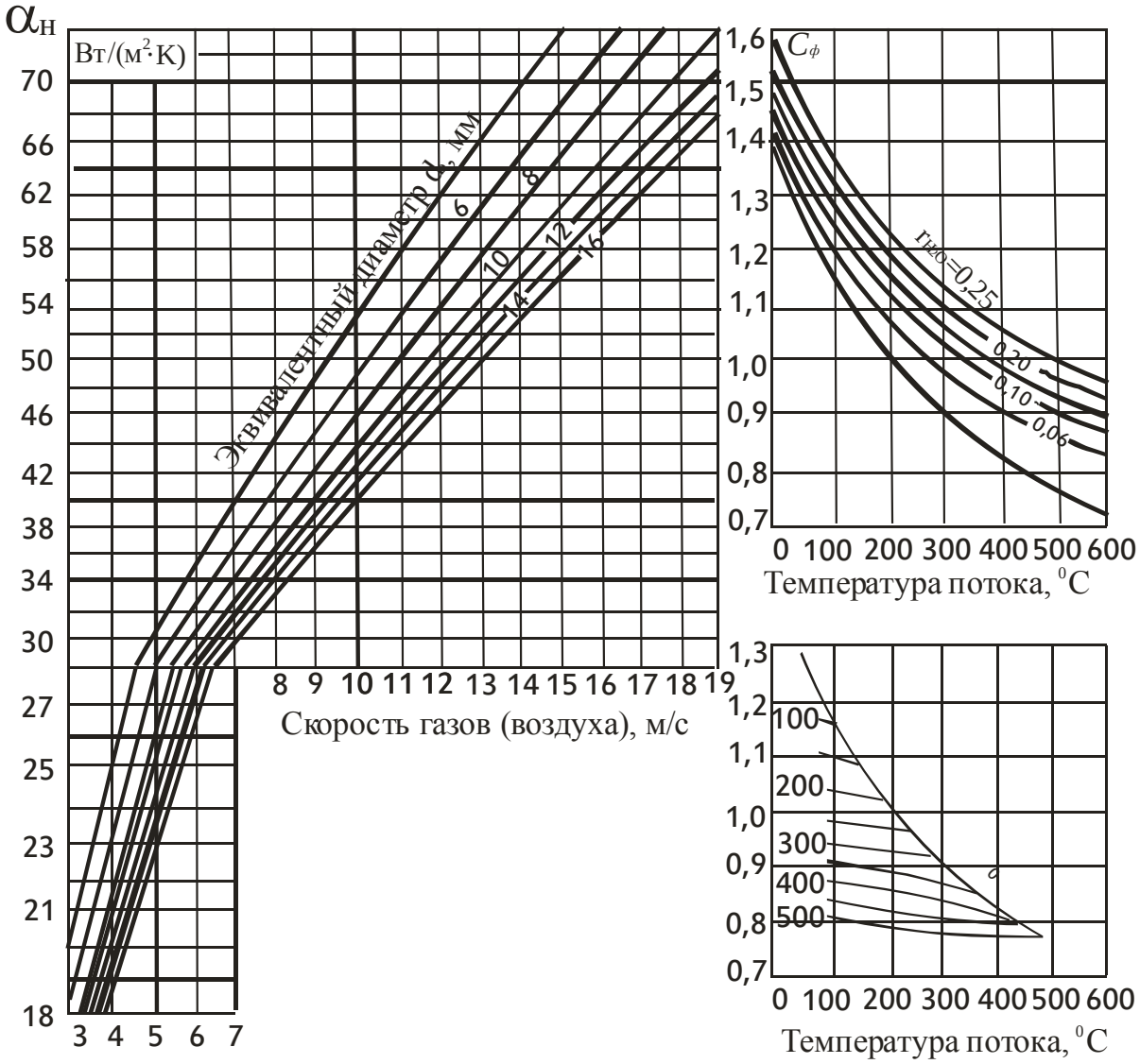


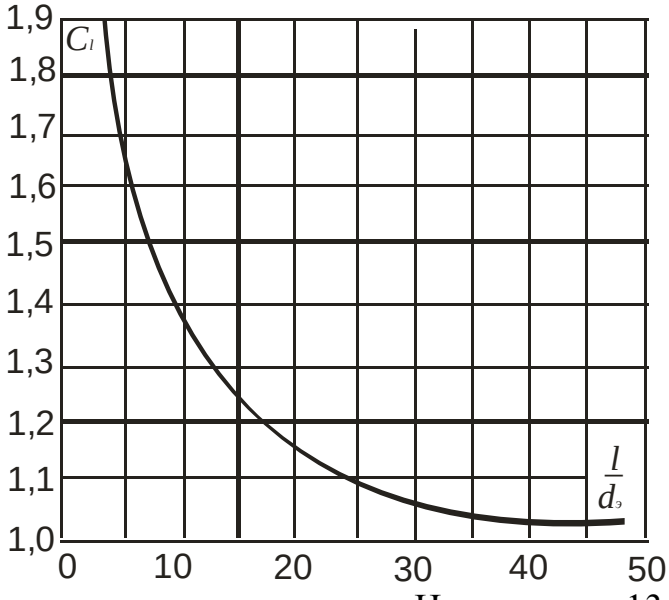




Номограмма 12

Коэффициент теплоотдачи α_H в регенеративных воздухоподогревателях при продольном омывании газов и воздуха





Номограмма 13

Величина $C_н$ для гладких листов

Набивка неинтенсифицированная	1,15
Набивка интенсифицированная	1,6

СОДЕРЖАНИЕ

Введение……...……3
1. Задание и оформление курсового проекта……..…..4
2. Общие методические указания к тепловому расчету котлоагрегата ……6
2.1 Особенности поверочного и конструктивного расчета……..…...6
2.2. Выбор типа топочного устройства ……...….7
2.3. Выбор температуры уходящих газов и подогрева воздуха ……9
2.4. Составление схемы котлоагрегата……...13
3. Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания ……...15
4. Тепловой баланс котла……19
5. Расчет топки……..24
5.1. Составление эскиза топки и расчет ее характеристик. ……24
5.2. Методика расчета теплообмена в топке ……27
6. Тепловой расчет ширмовых поверхностей нагрева ……..33
7. Тепловой расчет испарительных поверхностей нагрева ……..42
7.1. Расчет фестона……...42
7.2. Расчет кипятильных пучков……45
8. Распределение тепловосприятия по поверхностям нагрева котельного агрегата……...47
8.1 Энергетические котельные агрегаты……47
8.2 Котельные агрегаты промышленных предприятий…….57
8.3 Котельные агрегаты с движением газов в горизонтальной плоскости….59
9. Конструктивный расчет конвективных пароперегревателей……...60
10. Конструктивный расчет водяных экономайзеров ……...……66
10.1. Стальные экономайзеры……..66
10.2. Чугунные экономайзеры……68
11. Расчет воздухоподогревателей…….……..71
11.1. Трубчатые воздухоподогреватели……..71
11.2. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели……73
Литература……76
Приложения ..... ……77