Библиотека СОК

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

А. В. Губарев, Ю.В. Васильченко

ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Часть 2

Учебное пособие

Белгород
2008

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

А. В. Губарев, Ю.В. Васильченко

ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Часть 2

Учебное пособие
для студентов заочной формы обучения
с применением дистанционных образовательных технологий
специальности 270109 – Теплогазоснабжение и вентиляция

Белгород
2008

УДК 697.32(07)
ББК 31.3я7
Г93

Губарев, А.В., Васильченко, Ю.В.

Г93 Теплогенерирующие установки. Часть 2: учебное пособие / А.В. Губарев, Ю.В. Васильченко; Под общ. ред. Ю.В. Васильченко. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2008. – 148 с.

В данном издании приведены методики расчета горения топлива, расчета тепловых схем котельных, теплового и аэродинамического расчетов котла, расчета вспомогательного оборудования котельных, а также справочные данные, необходимые для проведения расчетов в ходе курсового проектирования. Даны рекомендации по выбору котлов и вспомогательного оборудования

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 270109 – Теплогазоснабжение и вентиляция по заочной форме обучения с применением дистанционных образовательных технологий.

УДК 697.32(07)
ББК 31.3я7

© А.В. Губарев, Ю.В. Васильченко, 2008
© Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2008

ВВЕДЕНИЕ

Развитие систем централизованного и децентрализованного теплоснабжения промышленных предприятий и потребителей коммунально-бытовой сферы осуществляется путем максимального использования возможностей ТЭЦ, а также совершенствования тепловых схем котельных и внедрения современных конструкций паровых и водогрейных котлов небольшой мощности.

В современных условиях повышаются требования к уровню технико-экономических и экологических показателей котельных установок. В последние годы разработан и освоен целый ряд высокоэкономичных котлов малой мощности.

Настоящее учебное пособие предназначено для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» по заочной форме обучения с применением дистанционных образовательных технологий.

Вторая часть учебного пособия содержит сведения, необходимые для осуществления расчетов тепловых схем котельных различного назначения, а также основного и вспомогательного оборудования котельных. Рассмотрены типы, конструкции, технические характеристики и принцип работы котельных установок, наиболее часто устанавливаемых в отопительных, производственных и производственно-отопительных котельных.

В учебном пособии приведены методики расчетов: горения топлива, тепловых схем котельных с паровыми или водогрейными котлами, теплового и аэродинамического расчетов котла, вспомогательного оборудования котельных, даны рекомендации по выбору котлов и вспомогательного оборудования.

Справочные материалы, необходимые для проведения расчетов в ходе курсового проектирования, представлены в виде таблиц и номограмм.

Глава 1. РАСЧЕТ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

При проектировании топочных устройств необходимо определять количества необходимого для горения топлива окислителя и газообразных продуктов сгорания. Данные для таких расчетов могут быть получены в результате анализа элементарных реакций горения горючих элементов, содержащихся в топливе. Горение топлива может быть полным и неполным. Полное горение происходит при достаточном количестве окислителя и завершается полным окислением горючих элементов топлива. Продукты сгорания при этом состоят из CO_2, SO_2 и H_2O. При недостаточном количестве окислителя происходит неполное сгорание углерода с образованием CO.

Количественные соотношения химических реакций горения могут быть получены при известных молекулярных массах μ веществ и плотностях $\rho = \mu / 22{,}4$ газов при нормальных физических условиях. Горение углерода с образованием углекислого газа можно представить уравнением

$$1 \text{ кг C} + 32/12 \text{ кг } O_2 = 44/12 \text{ кг } CO_2 + 404/12 \text{ МДж/кг C}.$$

Следовательно, на 1 кг углерода приходится 2,67 кг или 1,866 м^3 кислорода и 3,67 или 1,866 м^3 диоксида углерода CO_2.

Горение углерода с образованием оксида углерода CO

$$1 \text{ кг C} + 32/(2\cdot12) \text{ кг } O_2 = 28/12 \text{ кг CO} + 119/12 \text{ МДж/кг C}.$$

В этом случае на 1 кг углерода приходится 1,33 кг или 0,933 м^3 кислорода и 2,33 кг или 1,867 м^3 оксида углерода CO.

Горение оксида углерода с образованием диоксида углерода

$$1 \text{ кг CO} + 32/(2\cdot28) \text{ кг } O_2 = 44/28 \text{ кг } CO_2 + 284/28 \text{ МДж/кг CO}.$$

Здесь на 1 кг оксида углерода приходится 0,57 кг или 0,4 м^3 кислорода и 1,57 кг или 0,8 м^3 диоксида углерода.

Горение водорода с образованием водяных паров

$$1 \text{ кг } H_2 + 32/(2\cdot2) \text{ кг } O_2 = 18/2 \text{ кг } H_2O + 284\cdot2/(2\cdot238) \text{ МДж/кг } H_2.$$

В этом уравнении тепловой эффект реакции, данный в числителе, учитывает теплоту конденсации водяных паров, образующихся при сжигании водорода и охлаждении конденсата до 273 K. В знаменателе приведен тепловой эффект 238 МДж/кмоль H_2 при отсутствии конденсации паров воды. Таким образом, на 1 кг водорода приходится 8 кг или 5,55 м^3 кислорода и 9 кг или 11,12 м^3 водяных паров.

Горение серы с образованием сернистого ангидрида

$$1 \text{ кг S} + 32/32 \text{ кг } O_2 = 64/32 \; SO_2 + 288/32 \text{ МДж/кг S}.$$

Следовательно, на 1 кг серы приходится 1 кг или 0,698 м^3 кислорода и 2 кг или 0,699 м^3 сернистого ангидрида.

Горение метана с образованием CO_2 и H_2O можно представить уравнением

$$1\ \text{кг}\ CH_4 + 64/16\ \text{кг}\ O_2 =$$
$$= 44/16\ \text{кг}\ CO_2 + 36/16\ \text{кг}\ H_2O + 56{,}1/50{,}5\ \text{МДж/кг}\ CH_4.$$

На 1 кг метана приходится 4 кг или 2,8 м^3 кислорода, 2,75 кг или 1,4 м^3 диоксида углерода и 2,25 кг или 2,79 м^3 водяных паров. На 1 м^3 метана приходится 2 м^3 кислорода, 1 м^3 диоксида углерода и 2 м^3 водяных паров. На основе приведенных соотношений теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива количество кислорода (в кг) определяется выражением, кг/кг

$$L_{O_2} = \left(8/3\,C^{р} + 8H^{р} + S_{л}^{р} - O^{р}\right)/100. \qquad (1.1)$$

Если учесть, что массовая доля содержания кислорода в воздухе составляет 0,232, то теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг твердого и жидкого топлива, кг/кг

$$L_0^{н} = \left(8/3\,C^{р} + 8H^{р} + S_{л}^{р} - O^{р}\right)/\left(100 \cdot 0{,}232\right). \qquad (1.2)$$

Разделив уравнение (1.12) на плотность воздуха ($\rho_в$ = 1,293 кг/м^3 при нормальных физических условиях), получим теоретический объемный расход, м^3/кг

$$V_0^{н} = 0{,}0899\left(C^{р} + 0{,}375S_{л}^{р}\right) + 0{,}265H^{р} - 0{,}0333O^{р}. \qquad (1.3)$$

Теоретический объемный расход воздуха при сжигании 1м^3 сухого газа, м^3/м^3

$$V_0^{н} = 0{,}0476\ (0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 1{,}5H_2S + \sum(m+n/4)C_mH_n - O_2). \qquad (1.4)$$

В реальных условиях полностью сжечь топливо при теоретически необходимом количестве воздуха невозможно, так как топливо и воздух не удается идеально перемешать, и процесс горения оказывается незавершенным. Поэтому для полного сгорания приходится подавать воздуха больше. Отношение действительного количества воздуха $V_д$, подаваемого для организации процесса горения, к теоретически необходимому количеству V_0 называется *коэффициентом избытка воздуха*

$$\alpha = V_д / V_0. \qquad (1.5)$$

Значение коэффициента избытка воздуха зависит от вида топлива и способа его сжигания. Обычно α = 1,05–1,5.

Объемные доли продуктов полного сгорания топлива

$$CO_2 + SO_2 + H_2O + N_2 + O_2 = 100\%,$$

и в кубических метрах на 1 кг сожженного твердого или жидкого топлива, м^3/кг

$$V_г = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}. \qquad (1.6)$$

Теоретические (минимальные) объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании твердого или жидкого топлива с теоретически необходимым количеством воздуха (α = 1) определяются по формулам, м^3/кг

$$V^{н}_{0.N_2} = 0{,}79V^{н}_0 + 0{,}8\frac{N^{р}}{100}, \quad (1.7)$$

$$V^{н}_{RO_2} = 1{,}866\frac{C^{р} + 0{,}375S^{р}_{л}}{100}, \quad (1.8)$$

$$V^{н}_{0.H_2O} = 0{,}111H^{р} + 0{,}0124W^{р} + 0{,}0161V^{н}_0. \quad (1.9)$$

При наличии парового дутья или парового распыливания мазута с расходом пара $G_ф$, кг/кг, к величине $V^{н}_{о.H_2O}$ добавляется величина $1{,}24G_ф$.

При избытке воздуха α > 1 расчет объемов продуктов сгорания твердого или жидкого топлива ведется по следующим формулам, м^3/кг

$$V^{н}_{N_2} = V^{н}_{0.N_2} + 0{,}79(\alpha - 1)V^{н}_0, \quad (1.10)$$

$$V^{н}_{H_2O} = V^{н}_{0.H_2O} + 0{,}0161(\alpha - 1)V^{н}_0, \quad (1.11)$$

$$V^{н}_{изб.O_2} = 0{,}21(\alpha - 1)V^{н}_0, \quad (1.12)$$

$$\begin{aligned} V^{н}_{г} &= V^{н}_{RO_2} + V^{н}_{N_2} + V^{н}_{изб.O_2} + V^{н}_{H_2O} = \\ &= V^{н}_{RO_2} + V^{н}_{0.N_2} + V^{н}_{H_2O} + (\alpha - 1)V^{н}_0. \end{aligned} \quad (1.13)$$

При расчете агрегатов, в которых происходит конденсация части водяных паров из продуктов сгорания (конденсационные водонагреватели), возникает необходимость определения объема сухих продуктов сгорания, м^3/кг

$$V^{н}_{сг} = V^{н}_{RO_2} + V^{н}_{0.N_2} + (\alpha - 1)V^{н}_0. \quad (1.14)$$

Объемные доли трехатомных газов определяются по формулам

$$r_{RO_2} = V^{н}_{RO_2} / V^{н}_{г}, \quad (1.15)$$

$$r_{H_2O} = V^{н}_{H_2O} / V^{н}_{г}. \quad (1.16)$$

Теоретические (минимальные) объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании газообразного топлива с теоретически необходимым количеством воздуха (α = 1) определяются следующим образом, м^3/м^3

$$V^{н}_{0.N_2} = 0{,}79V^{н}_0 + 0{,}01N_2, \quad (1.17)$$

$$V^{н}_{RO_2} = 0{,}01\left(CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n\right), \quad (1.18)$$

$$V^{н}_{0.H_2O} = 0{,}01\left(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0{,}124 d_{г.тл}\right) + 0{,}0161 V^{н}_0. \quad (1.19)$$

где $d_{г.\ тл}$ – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа, г/м^3.

Объемы и объемные доли газов при $\alpha > 1$ рассчитываются по формулам (1.10) – (1.16).

Для выполнения тепловых расчетов топочных устройств необходимо знать энтальпию продуктов сгорания, отнесенную к 1 кг твердого или жидкого топлива (кДж/кг) или к 1 м^3 газообразного топлива (кДж/м^3), в виде суммы энтальпий газов $I_{0.г}$ при $\alpha = 1$ и энтальпии избыточного воздуха $I_{0.в}$ так, что

$$I = I_{0.г} + (\alpha - 1) I_{0.в}. \quad (1.20)$$

Энтальпия газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и температуре ϑ (ºС), кДж/кг (кДж/м^3)

$$I_{0.г} = V^{н}_{RO_2} (c\vartheta)_{CO_2} + V^{н}_{0.N_2} (c\vartheta)_{N_2} + V^{н}_{0.H_2O} (c\vartheta)_{H_2O}. \quad (1.21)$$

Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при температуре ϑ (ºС), кДж/кг (кДж/м^3)

$$I_{0.в} = V^{н}_0 (c\vartheta)_{в}. \quad (1.22)$$

Таблица 1.1

Энтальпии 1 м^3 газов и воздуха

ϑ, ºС	$(c\vartheta)_{CO_2}$	$(c\vartheta)_{N_2}$	$(c\vartheta)_{H_2O}$	$(c\vartheta)_{в}$
	кДж/м^3			
100	171,7	130,1	150,5	132,7
200	360	261	304	267
300	563	394	463	403
400	776	529	626	542
500	999	667	795	685
600	1231	808	969	830
700	1469	952	1149	979
800	1712	1098	1334	1129
900	1961	1247	1526	1283
1000	2213	1398	1723	1438
1100	2458	1551	1925	1595
1200	2717	1705	2132	1754
1300	2977	1853	2344	1914
1400	3239	2009	2559	2076

ϑ, °С	$(c\vartheta)_{CO_2}$	$(c\vartheta)_{N_2}$	$(c\vartheta)_{H_2O}$	$(c\vartheta)_{в}$
	кДж/м^3			
1500	3503	2166	2779	2239
1600	3769	2324	3002	2403
1700	4036	2484	3229	2567
1800	4305	2644	3458	2732
1900	4574	2804	3690	2899
2000	4844	2965	3926	3066
2100	5115	3127	4163	3234
2200	5386	3289	4402	3402
2300	5658	3452	4643	3571
2400	5930	3615	4888	3740
2500	6203	3778	5132	3910

Теоретические объемы сухого воздуха $V_0^{н}$ и газов $V_{RO_2}^{н}$, $V_{0.N_2}^{н}$, $V_{0.H_2O}^{н}$ определяются по формулам (1.3) и (1.7–1.9) для твердого и жидкого топлив и по формулам (1.4) и (1.17–1.19) для газового топлива.

Энтальпии 1 м^3 влажного воздуха $(c\vartheta)_{в}$, углекислого газа $(c\vartheta)_{CO_2}$, азота $(c\vartheta)_{N_2}$, и водяных паров $(c\vartheta)_{H_2O}$ определяются по табл. 1.1.

Таблица 1.2

Объемы газов, объемные доли трехатомных газов, концентрация золы

Величина	Размерность	$V_0^{н}=$; $V_{0.N_2}^{н}=$; $V_{RO_2}^{н}=$; $V_{0.H_2O}^{н}=$				
		Газоходы				
Среднее значение коэффициента α в газоходе	–					
$V_{H_2O}^{н}=V_{0.H_2O}^{н}+0{,}0161(\alpha-1)V_0^{н}$	м^3/кг (м^3/м^3)					
$V_{г}^{н}=V_{RO_2}^{н}+V_{0.N_2}^{н}+V_{H_2O}^{н}+(\alpha-1)V_0^{н}$	м^3/кг (м^3/м^3)					
$r_{RO_2}=\dfrac{V_{RO_2}^{н}}{V_{г}^{н}}$	–					
$r_{H_2O}=\dfrac{V_{H_2O}^{н}}{V_{г}^{н}}$	–					
$r_{п}=r_{RO_2}+r_{H_2O}$	–					

Расчет объемов и энтальпий рекомендуется вести согласно табл. 1.2 и 1.3.

При составлении I- ϑ -таблицы (табл. 1.3) для каждого α определяются значения I в области, перекрывающей ожидаемый диапазон температур в газоходе, и ΔI – приращение энтальпии для заданного интервала температур. Использование при проведении теплового расчета котла I- ϑ -таблицы значительно упрощает расчет, связанный с определением энтальпии газов в газоходах котла.

Таблица 1.3

Энтальпия продуктов сгорания (I- ϑ -таблица)

ϑ, °С	$I_{0.г}$, кДж/кг (кДж/м^3)	$I_{0.в}$, кДж/кг (кДж/м^3)	$I = I_{0.г} + (\alpha - 1) I_{0.в}$, кДж/кг (кДж/м^3)					
			α_1		…		$\alpha_{ух}$	
			I	ΔI	I	ΔI	I	ΔI

Коэффициент избытка воздуха в топке, соответствующий составу газов в конце топки, принимается в зависимости от типа топочного устройства и рода сжигаемого топлива по табл. 1.4. Коэффициенты избытка воздуха $\alpha_т$ заданы, исходя из величин потерь от механического недожога q_4.

Таблица 1.4

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки

Топливо	Тип топки			
	Камерная с ТШУ [*1]	Камерная с ЖШУ [*2]	Слоевая	Камерная газомазутная
Антрацитовый штыб	1,20–1,25 [*3]	1,20–1,25 [*3]	до 1,60	–
Тощие угли	1,20–1,25 [*3]	1,20–1,25 [*3]	–	–
Каменные угли	1,15–1,20 [*3]	1,15–1,20 [*3]	1,30–1,60 [*3]	–
Бурые угли	1,20–1,25 [*4]	1,15–1,20 [*3]	1,30–1,60 [*3]	–
Мазут	–	–	–	1,02–1,03 [*3]
Природный газ	–	–	–	1,03–1,05 [*3]

[*1] Твердое шлакоудаление.
[*2] Жидкое шлакоудаление.
[*3] Меньшее значение – для топок с газоплотными экранами.
[*4] Большее значение – при газовой сушке и низкотемпературном сжигании углей.

Величина коэффициента избытка воздуха в сечении газового тракта котла с уравновешенной тягой определяется суммированием коэффициента избытка воздуха в топке с присосами в газоходах, расположенных между топкой и рассматриваемым сечением.

Таблица 1.5

Присосы воздуха в котлах и системах пылеприготовления

Объекты	Характеристика объектов	Величина присоса Δα
Топки	Газоплотные	0,02
	С металлической обшивкой труб экрана	0,05
	С обмуровкой и металлической обшивкой	0,07
	С обмуровкой и без обшивки	0,10
Поверхности нагрева, газоходы и оборудование газового тракта котла	Газоплотный газоход от топки до воздухоподогревателя	0,02
	Фестон, ширмовый пароперегреватель	0,00
	1-й котельный пучок ($D \leq 50$ кг/с)	0,05
	2-й котельный пучок ($D \leq 50$ кг/с)	0,10
	Пароперегреватель (на ступень)	0,03
	Переходная зона прямоточного котла	0,03
	Экономайзер ($D > 50$ кг/с) каждая ступень	0,02
	Экономайзер ($D \leq 50$ кг/с): стальной чугунный с обшивкой чугунный без обшивки	 0,08 0,10 0,20
	Трубчатый воздухоподогреватель: котлы $D > 50$ кг/с (каждая ступень) котлы $D \leq 50$ кг/с (каждая ступень)	 0,03 0,06
	Регенеративный воздухоподогреватель: котлы $D > 50$ кг/с котлы $D \leq 50$ кг/с	 0,15 0,20
	Электрофильтры: котлы $D > 50$ кг/с котлы $D \leq 50$ кг/с	 0,10 0,15
	Скрубберы, циклонные и батарейные золоуловители	0,05
	Газоходы за котлом (каждые 10 м)	0,01
Пылесистемы с промежуточным бункером	С шаровыми барабанными мельницами при сушке горячим воздухом	0,10
	То же при сушке смесью воздуха и газов	0,12
	С молотковыми мельницами	0,06
Пылесистемы с прямым вдуванием под разрежением	С молотковыми или среднеходными мельницами	0,04
	С мельницами-вентиляторами	0,20–0,25
То же под давлением	С любыми мельницами	0,00

Для котлов, работающих под наддувом, коэффициент избытка воздуха на участке тракта от топки до воздухоподогревателя принимается постоянным.

Расчетные величины присосов в топке и газоходах котла, в том числе присосы воздуха в газовую сторону воздухоподогревателя, равные перетечке из воздушной стороны, при номинальной нагрузке принимаются по табл. 1.5.

Количество воздуха, подаваемое в топку из воздухоподогревателя, отнесенное к теоретически необходимому для сгорания топлива, определяется по формуле

$$\beta'_{т} = \alpha_{т} - \Delta\alpha_{т} - \Delta\alpha_{пл} - (\alpha_{отб} - 1)r_{т}, \qquad (1.23)$$

где $\Delta\alpha_{пл}$ – присос в системе пылеприготовления с учетом возможных нарушений плотности во время эксплуатации; определяется по табл. 1.5. Присос в разомкнутых пылесистемах не учитывается; $\alpha_{отб}$ – коэффициент избытка воздуха в месте отбора газов на рециркуляцию; $r_{т}$ – коэффициент рециркуляции газов в низ топки или горелки.

Вопросы для самопроверки

1. С какой целью производится расчет горения топлива?
2. Что собой представляют и чем определяются полное и неполное сгорание топлива?
3. Почему в реальных условиях приходится подавать большее количество воздуха на горение, чем это теоретически необходимо?
4. Что называется коэффициентом избытка воздуха?

Глава 2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ

2.1. Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами

Расчет тепловой схемы водогрейной котельной базируется на решении уравнений теплового и материального баланса, составляемых для каждого элемента схемы. При расхождении предварительно принятых в расчете величин с полученными в результате расчета более чем на 3% расчет следует повторить, подставив в качестве исходных данных полученные значения.

Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами (см. рис. 2.1), работающей на закрытую систему теплоснабжения, рекомендуется производить в такой последовательности. Расчет производится для трех характерных режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

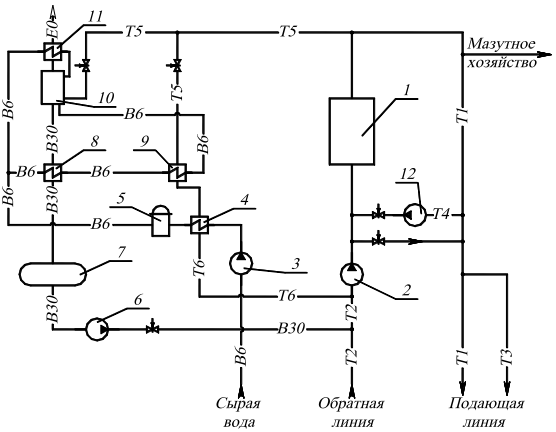


Рис. 2.1. Тепловая схема котельной с водогрейными котлами:
1 – водогрейный котел; *2* – сетевой насос; *3* – насос сырой воды; *4* – подогреватель сырой воды; *5* – химводоочистка; *6* – подпиточный насос; *7* – бак деаэрированной воды; *8* – охладитель деаэрированной воды; *9* – подогреватель химически очищенной воды; *10* – деаэратор; *11* – охладитель выпара; *12* – рециркуляционный насос
Обозначения трубопроводов (буква с цифрой) выполнены в соответствии с табл. 3.4

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Эта таблица составляется на основании проекта системы теплоснабжения или расчета расхода теплоты различными потребителями по укрупненным показателям. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах.

Таблица 2.1

Климатические параметры холодного периода года для некоторых городов России

Населенный пункт	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода, сут.
	расчетная для отопления	расчетная для вентиляции	средняя за отопительный период	
Архангельск	–31	–19	–4,4	253
Барнаул	–39	–23	–7,7	221
Белгород	–23	–12	–1,9	191
Брянск	–26	–13	–2,3	205
Владивосток	–24	–16	–3,9	196
Владикавказ	–18	–5	+0,4	174
Владимир	–28	–16	–3,5	213
Волгоград	–25	–13	–2,2	178
Воронеж	–26	–14	–3,1	196
Екатеринбург	–35	–20	–6,0	230
Иркутск	–36	–25	–8,5	240
Казань	–32	–18	–5,2	215
Краснодар	–19	–5	+2,0	149
Красноярск	–40	–22	–7,1	234
Курск	–26	–14	–2,4	198
Липецк	–27	–15	–3,4	202
Москва	–28	–14	–3,1	214
Н. Новгород	–31	–17	–4,1	215
Новосибирск	–39	–24	–8,7	230
Омск	–37	–23	–8,4	221
Орел	–26	–13	–2,7	205
Пенза	–29	–17	–4,5	207
Пермь	–35	–20	–5,9	229
Псков	–26	–11	–1,6	212
Ростов-на-Дону	–22	–8	–0,6	171
Рязань	–27	–16	–3,5	208
Санкт-Петербург	–26	–11	–1,8	220
Томск	–40	–25	–8,4	236
Тула	–27	–14	–3,0	207
Хабаровск	–31	–23	–9,3	211
Челябинск	–34	–20	–6,5	218
Ярославль	–31	–16	–4,0	221

2. Определяется коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца

$$K_{\text{о.в}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (2.1)$$

где $t_{\text{вн}}$ – температура воздуха внутри отапливаемых помещений, ºС; $t_{\text{р.о}}$ – расчетная температура наружного воздуха, ºС (принимается по табл. 2.1); $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха для режима наиболее холодного месяца, ºС (принимается по табл. 2.1 равной расчетной для вентиляции).

3. Определяется температура воды на нужды отопления и вентиляции в подающей линии для режима наиболее холодного месяца, ºС

$$t_1 = 18 + 64,5K_{\text{о.в}}^{0,8} + 67,5K_{\text{о.в}}, \quad (2.2)$$

4. Определяется температура обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции для режима наиболее холодного месяца, ºС

$$t_2 = t_1 - 80K_{\text{о.в}}, \quad (2.3)$$

5. Определяется отпуск теплоты на отопление и вентиляцию с учетом потерь, МВт

- для максимально-зимнего режима

$$Q_{\text{о.в}}^{\text{м.з}} = Q_{\text{о}} + Q_{\text{в}}, \quad (2.4)$$

- для режима наиболее холодного месяца

$$Q_{\text{о.в}}^{\text{н.х}} = \left(Q_{\text{о}} + Q_{\text{в}}\right)K_{\text{о.в}}, \quad (2.5)$$

где $Q_{\text{о}}$ – расход теплоты на отопление, МВт; $Q_{\text{в}}$ – расход теплоты на вентиляцию, МВт.

6. Определяется суммарный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт

$$Q = Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{г.в}}, \quad (2.6)$$

где $Q_{\text{г.в}}$ – расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт.

7. Определяется расход сетевой воды в подающей линии системы теплоснабжения для нужд горячего водоснабжения, т/ч

- при параллельном включении местных теплообменников

$$G_{\text{г.в}} = \frac{3600Q_{\text{г.в}}}{c_{\text{в}}\left(t_1 - t_2\right)}, \quad (2.7)$$

где $c_{\text{в}}$ – удельная массовая изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

- при двухступенчатой (последовательной или смешанной) схеме присоединения местных теплообменников сначала определяется расход

воды в подающей линии системы горячего водоснабжения потребителей для максимально-зимнего режима

$$G_{\text{г.в}}^{\text{потр}} = \frac{3600 Q_{\text{г.в}}}{c_{\text{в}} \left(t_{\text{г.в}}^{\text{потр}} - t_{\text{с.в}} \right)}, \qquad (2.8)$$

где $t_{\text{г.в}}^{\text{потр}}$ – температура горячей воды, подаваемой потребителям, °С; $t_{\text{с.в}}$ – температура сырой воды, °С.

Температура сырой воды принимается зимой 5 °С, летом 15 °С.

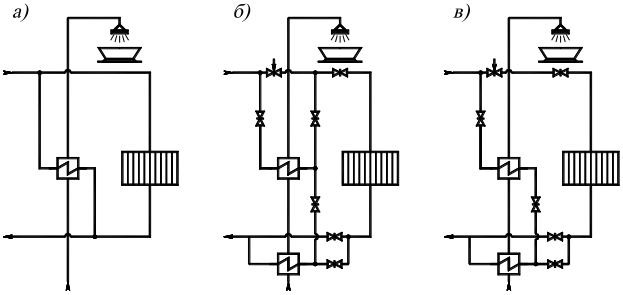


Рис. 2.2. Схемы присоединения местных теплообменников:
а – параллельное; *б* – двухступенчатое последовательное; *в* – смешанная схема включения

Для определения расхода сетевой воды на местные теплообменники при режиме наиболее холодного месяца предварительно вычисляется тепловая нагрузка подогревателя первой ступени (теплообменник на обратной линии сетевой воды см. рис. 2.2 *б, в*), МВт

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{I}} = \frac{G_{\text{г.в}}^{\text{потр}}}{3600} c_{\text{в}} \left[t_2 - \left(\Delta t_{\text{в}} + t_{\text{с.в}} \right) \right], \qquad (2.9)$$

где $\Delta t_{\text{в}}$ – минимальная разность температур греющей и подогреваемой воды, °С (принимается равной $\Delta t_{\text{в}} = 10$ °С).

Тепловая нагрузка подогревателя второй ступени, МВт

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{II}} = Q_{\text{г.в}} - Q_{\text{г.в}}^{\text{I}}, \qquad (2.10)$$

Расход сетевой воды на местный теплообменник второй ступени, т.е. на горячее водоснабжение для режима наиболее холодного месяца, т/ч

$$G_{\text{г.в}}^{\text{II}} = \frac{3600 Q_{\text{г.в}}^{\text{II}}}{c_{\text{в}} \left(t_1 - t_2 \right)}, \qquad (2.11)$$

Расход сетевой воды на местные теплообменники для летнего режима, т/ч

$$G_{\text{г.в}}^{\text{л}} = \frac{3600Q_{\text{г.в}}^{\text{л}}}{c_{\text{в}}\left(t_1^{\text{л}} - \left(\Delta t_{\text{в}} + t_{\text{с.в}}\right)\right)}, \quad (2.12)$$

где $Q_{\text{г.в}}^{\text{л}}$ – расход теплоты потребителями горячего водоснабжения для летнего режима, МВт; $t_1^{\text{л}}$ – температура сетевой воды в прямой линии горячего водоснабжения при летнем режиме, °С.

8. Определяется расход сетевой воды на отопление и вентиляцию, т/ч

$$G_{\text{о.в}} = \frac{3600Q_{\text{о.в}}}{c_{\text{в}}\left(t_1 - t_2\right)}, \quad (2.13)$$

9. Определяется расход воды внешними потребителями на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, т/ч

$$G_{\text{вн}} = G_{\text{о.в}} + G_{\text{г.в}}, \quad (2.14)$$

10. Определяется температура обратной сетевой воды после внешних потребителей, °С

- при параллельной схеме присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_2; \quad (2.15)$$

- при двухступенчатой (последовательной или смешанной) схеме присоединения местных теплообменников для режимов максимально-зимнего и наиболее холодного месяца

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_2 - \frac{3600Q_{\text{г.в}}^{\text{I}}}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{вн}} \cdot \eta}; \quad (2.16)$$

- а для летнего режима при той же схеме проверяется температура

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_1^{\text{л}} - \frac{3600Q_{\text{г.в}}^{\text{л}}}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{вн}}^{\text{л}} \cdot \eta}, \quad (2.17)$$

где η – КПД подогревателя (во всех расчетах принимается равным 0,98).

11. Определяется расход подпиточной воды для восполнения утечек в тепловых сетях и в системе потребителей, т/ч

$$G_{\text{ут}} = 0,01K_{\text{т.с}} \cdot G_{\text{вн}}, \quad (2.18)$$

где $K_{\text{т.с}}$ – потери воды в закрытой системе теплоснабжения и в системе потребителей, %.

Принимается $K_{\text{т.с}}$ = 1,5–2 % часового расхода воды внешними потребителями.

12. Определяется расход сырой воды, поступающей на химводоочистку, т/ч

$$G_{\text{с.в}} = (1,25 \div 1,3) G_{\text{ут}} . \qquad (2.19)$$

В скобках – увеличение расхода сырой воды в связи с расходом ее на собственные нужды химводоочистки, а также на обмывку поверхностей нагрева котлов, на уплотнение и охлаждение подшипников насосов и тягодутьевых устройств, на охлаждение приборов на котлах и др.

13. При установке деаэратора, работающего при давлении 0,12 МПа и температуре деаэрированной воды около 104 °С, определяется температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С

$$t''_{\text{х.о.в}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G'_{\text{х.о.в}}} \left(t'_{\text{подп}} - t''_{\text{подп}} \right) \eta + t'_{\text{х.о.в}} , \qquad (2.20)$$

где $t'_{\text{х.о.в}}$ – температура сырой воды перед химводоочисткой, °С (рекомендуется принимать ее 18–20 °С); $t'_{\text{подп}}$ – температура подпиточной воды после деаэратора, °С; $t''_{\text{подп}}$ – температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды, °С (при температурном графике 150/70 рекомендуется принимать ее равной 70 °С); $G'_{\text{х.о.в}}$ – предварительно принятый расход химически очищенной воды, т/ч.

14. Определяется температура химически очищенной воды, поступающей в деаэратор, °С

$$t^{\text{д}}_{\text{х.о.в}} = \frac{G^{\text{под}}_{\text{гр}}}{G'_{\text{х.о.в}}} \left(t_1^{\text{в.к}} - t''_{\text{гр}} \right) \eta + t''_{\text{х.о.в}} , \qquad (2.21)$$

где $G^{\text{под}}_{\text{гр}}$ – расход греющей воды на подогреватель химически очищенной воды, т/ч (им следует предварительно задаваться); $t_1^{\text{в.к}}$ – температура воды на выходе из водогрейного котла, °С; $t''_{\text{гр}}$ – температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, °С (обычно ее принимают на 4–6 °С выше температуры насыщения при давлении в деаэраторе).

15. С учетом подсчитанных величин проверяется температура сырой воды перед химводоочисткой, °С

$$t'_{\text{х.о.в}} = \frac{G_{\text{гр}}^{\text{под}}}{G_{\text{с.в}}}\left(t''_{\text{гр}} - t''_{\text{подп}}\right)\eta + t_{\text{с.в}}, \quad (2.2\,2)$$

16. Определяется расход греющей воды на деаэратор, т/ч

$$G_{\text{гр}}^{\text{д}} = \frac{G_{\text{уг}} \cdot t'_{\text{подп}} - G'_{\text{х.о.в}} \cdot t_{\text{х.о.в}}^{\text{д}}}{t_1^{\text{вк}}}, \quad (2.2\,3)$$

17. Проверяется расход химически очищенной воды на подпитку теплосети, т/ч

$$G_{\text{х.о.в}} = G_{\text{уг}} - G_{\text{гр}}^{\text{д}}, \quad (2.2\,4)$$

18. Определяется расход теплоты на подогрев сырой воды, химически очищенной воды, на деаэратор и мазутное хозяйство. При установке охладителя подпиточной воды определяется расход теплоты на него.

- Расход теплоты на подогрев сырой воды, МВт

$$Q_{\text{с.в}} = \frac{G_{\text{с.в}}}{3600} c_{\text{в}} \left(t'_{\text{х.о.в}} - t_{\text{с.в}}\right)\frac{1}{\eta}. \quad (2.2\,5)$$

- Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды (в теплообменнике 9 см. рис. 3.1), МВт

$$Q_{\text{х.о.в}} = \frac{G_{\text{х.о.в}}}{3600} c_{\text{в}} \left(t_{\text{х.о.в}}^{\text{д}} - t''_{\text{х.о.в}}\right)\frac{1}{\eta}. \quad (2.2\,6)$$

- Расход теплоты на деаэратор, МВт

$$Q_{\text{д}} = \frac{G_{\text{гр}}^{\text{д}}}{3600} c_{\text{в}} \left(t_1^{\text{в.к}} - t'_{\text{подп}}\right)\frac{1}{\eta}. \quad (2.2\,7)$$

- Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэрированной воды, МВт

$$Q_{\text{охл}} = \frac{G_{\text{х.о.в}}}{3600} c_{\text{в}} \left(t''_{\text{х.о.в}} - t'_{\text{х.о.в}}\right)\frac{1}{\eta}. \quad (2.2\,8)$$

- Расход теплоты на подогрев мазута, МВт

$$Q_{\text{м}} = B \cdot c_{\text{м}} \frac{t''_{\text{м}} - t'_{\text{м}}}{\eta \cdot 10^3}, \quad (2.2\,9)$$

где B – расход мазута на установленные котлы при соответствующем режиме, кг/с; $c_{\text{м}}$ – удельная теплоемкость мазута (ориентировочно может приниматься равной 2 кДж/(кг·К)); $t''_{\text{м}}$ и $t'_{\text{м}}$ – температура мазута после подогревателя и перед ним, °С.

При отсутствии данных о расходе топлива расход теплоты на мазутное хозяйство в зависимости от мощности котельной может ориентировочно приниматься от 0,6 до 1,4 МВт.

19. Вычисляется суммарный расход теплоты, который необходимо получить в котлах, МВт

$$\sum Q = Q + Q_{\text{с.в}} + Q_{\text{х.о.в}} + Q_{\text{д}} + Q_{\text{м}} - Q_{\text{охл}}. \quad (2.30)$$

20. Определяется расход воды через водогрейные котлы, т/ч

$$G_{\text{к}} = \frac{3600\sum Q}{c_{\text{в}}\left(t_1^{\text{в.к}} - t_2^{\text{в.к}}\right)}. \quad (2.31)$$

21. Определяется расход воды на рециркуляцию, т/ч

$$G_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{к}}\left(t_2^{\text{в.к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}\right)}{t_1^{\text{в.к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}}. \quad (2.32)$$

22. Определяется расход воды по перепускной линии, т/ч

$$G_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{вн}}\left(t_1^{\text{в.к}} - t_1\right)}{t_1^{\text{в.к}} - t_{\text{обр}}^{\text{под}}}. \quad (2.33)$$

23. Определяется расход сетевой воды от внешних потребителей через обратную линию, т/ч

$$G_{\text{обр}} = G_{\text{вн}} - G_{\text{ут}}. \quad (2.34)$$

24. Определяется расчетный расход воды через котлы, т/ч

$$G_{\text{к}}^{'} = G_{\text{вн}} + G_{\text{гр}}^{\text{под}} + G_{\text{рец}} - G_{\text{пер}}. \quad (2.35)$$

25. Определяется расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии, т/ч

$$G^{'} = G_{\text{к}}^{'} - G_{\text{гр}}^{\text{д}} - G_{\text{гр}}^{\text{под}} - G_{\text{рец}} + G_{\text{пер}}. \quad (2.36)$$

26. Определяется разница между найденным ранее и уточненным расходом воды внешними потребителями, %

$$\Delta G = \frac{G_{\text{вн}} - G^{'}}{G_{\text{вн}}} \cdot 100. \quad (2.37)$$

При расхождении, меньшем 3% расчет считается оконченным.

После расчета тепловой схемы необходимо выбрать число устанавливаемых котлов. Как показали технико-экономические расчеты, опти-

мальным числом котлов является $n = 3$. Затем определяют расход воды одним котлом и сравнивают его с расходом воды, установленным заводом-изготовителем.

Если $\sum G/n \geq G$, регламентированного заводом-изготовителем, то выбор котлов считают законченным и проверяют, какое число котлов должно работать при режиме наиболее холодного месяца и летнем режиме.

Для решения вопроса об установке резервного котла необходимо проверить, будут ли обеспечены теплотой при выходе из строя наибольшего по мощности котла потребители первой категории, использующие теплоту:

- на технологическое теплоснабжение и системы вентиляции в количестве, определяемом минимальными допустимыми нагрузками;
- на отопление и горячее водоснабжение в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца.

При выходе из строя одного котла количество теплоты, отпускаемое потребителям второй категории, не нормируется.

2.2. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами

Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами выполняется для трех режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

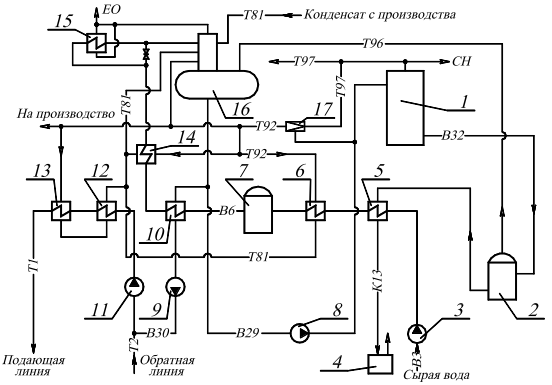


Рис. 2.3. Тепловая схема производственной котельной:

1 – паровой котел; *2* – расширитель непрерывной продувки; *3* – насос сырой воды; *4* – барботер; *5* – охладитель непрерывной продувки; *6* – подогреватель сырой воды; *7* – химводоочистка; *8* – питательный насос; *9* – подпиточный насос; *10* – охладитель подпиточной воды; *11* – сетевой насос; *12* – охладитель конденсата; *13* – сетевой

подогреватель; *14* – подогреватель химически очищенной воды; *15* – охладитель выпара; *16* – атмосферный деаэратор; *17* – редукционно-охладительная установка

Расчет тепловой схемы производственной котельной (рис. 2.3) рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Она составляется на основании данных о расходах пара технологическими потребителями и теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах.

2. Определить коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца $K_{\text{о.в}}$ по формуле 2.1.

3. Определить расход воды на подогреватели сетевой воды, т/ч

- для максимально зимнего режима

$$G = \frac{3600Q}{c_{\text{в}}\left(t_1 - t_2\right)}, \qquad (2.38)$$

где Q – расчетная тепловая нагрузка потребителей системы теплоснабжения (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение), МВт; t_1, t_2 – температура сетевой воды соответственно после сетевых подогревателей и перед ними, °С.

- для режима наиболее холодного месяца

$$G = \frac{3600\left(Q_{\text{о.в}} \cdot K_{\text{о.в}} + Q_{\text{г.в}}\right)}{c_{\text{в}}\left(t_1 - t_2\right)}, \qquad (2.39)$$

где $Q_{\text{о.в}}$ – расход теплоты на нужды отопления и вентиляции, МВт; $Q_{\text{г.в}}$ – расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт.

- для летнего режима

$$G = \frac{3600Q_{\text{г.в}}}{c_{\text{в}}\left(t_1 - t_2\right)}, \qquad (2.40)$$

4. Определить расход пара на подогреватели сетевой воды, т/ч

$$D_{\text{п.с.в}} = \frac{c_{\text{в}} \cdot G\left(t_1 - t_2\right)}{\left(i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{к}}\right)\eta}, \qquad (2.41)$$

где $i''_{\text{РОУ}}$ – энтальпия редуцированного пара перед подогревателями сетевой воды, кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия конденсата после подогревателей сетевой воды, кДж/кг; η – КПД сетевого подогревателя.

Для различных подогревателей собственных нужд КПД принимается равным $\eta = 0{,}98$.

5. Определить расход редуцированного пара внешними потребителями, т/ч

$$D''_{\text{РОУ}} = D_{\text{т}} + D_{\text{п.с.в}}, \quad (2.42)$$

где $D_{\text{т}}$ – расход редуцированного пара внешними технологическими потребителями, т/ч.

6. Определить расход пара перед РОУ, т/ч

$$D'_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}, \quad (2.43)$$

где $i'_{\text{РОУ}}$ – энтальпия свежего пара, кДж/кг; $i_{\text{п.в}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг.

7. Определить суммарный расход свежего пара внешними потребителями, т/ч

$$D_{\text{вн}} = D'_{\text{РОУ}} + D'_{\text{т}}, \quad (2.44)$$

где $D'_{\text{т}}$ – расход свежего пара на технологические нужды, т/ч;

8. Определить количество воды, впрыскиваемой в редукционно-охладительную установку, т/ч

$$G_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{i'_{\text{РОУ}} - i''_{\text{РОУ}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}, \quad (2.45)$$

9. Определить расход пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D'_{\text{с.н}} = 0{,}01 K_{\text{с.н}} \cdot D_{\text{вн}}, \quad (2.46)$$

где $K_{\text{с.н}}$ – расход пара на собственные нужды котельной (подогрев сырой и химически очищенной воды, расход пара на деаэратор) в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 5–10%.

10. Расход пара на мазутное хозяйство, т/ч

$$D_{\text{м}} = 0{,}01 K_{\text{м}} \cdot D_{\text{вн}}, \quad (2.47)$$

где $K_{\text{м}}$ – расход пара на мазутное хозяйство в процентах расхода пара внешними потребителями; при отсутствии данных рекомендуется принимать его для небольших котельных равным 3%.

11. Расход пара на покрытие потерь в котельной, т/ч

$$D_{\text{п}} = 0,01K_{\text{п}}\left(D_{\text{вн}} + D'_{\text{с.н}} + D_{\text{м}}\right), \quad (2.48)$$

где $K_{\text{п}}$ – расход пара на покрытие потерь в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 2–3%.

12. Суммарный расход пара на собственные нужды, мазутное хозяйство и покрытие потерь в котельной, т/ч

$$D_{\text{с.н}} = D'_{\text{с.н}} + D_{\text{м}} + D_{\text{п}}. \quad (2.49)$$

13. Суммарная паропроизводительность котельной, т/ч

$$D = D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}}. \quad (2.50)$$

14. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной, т/ч

$$G_{\text{к}}^{\text{пот}} = (1-\beta)\left(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}\right) + 0,01K_{\text{к}}D, \quad (2.51)$$

где β – доля конденсата, возвращаемого внешними потребителями; $K_{\text{к}}$ – потери конденсата в цикле котельной установки в процентах суммарной паропроизводительности котельной; рекомендуется принимать их равными 3%.

15. Определить расход химически очищенной воды, т/ч

$$G_{\text{х.о.в}} = G_{\text{к}}^{\text{пот}} + 0,01K_{\text{тс}} \cdot G, \quad (2.52)$$

где $K_{\text{тс}}$ – потери воды в теплосети в процентах количества воды в системе теплоснабжения; рекомендуется принимать их равными 2–3%.

16. Определить расход сырой воды, т/ч

$$G_{\text{с.в}} = K_{\text{х.о.в}} \cdot G_{\text{х.о.в}}, \quad (2.53)$$

где $K_{\text{х.о.в}}$ – коэффициент, учитывающий расход сырой воды на собственные нужды химводоочистки (принимается равным 1,25).

17. Определить количество воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой, т/ч

$$G_{\text{пр}} = 0,01p_{\text{пр}} \cdot D, \quad (2.54)$$

где $p_{\text{пр}}$ – процент продувки, принимается от 2 до 5 %.

18. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки за счет снижения в нем давления продувочной воды, т/ч

$$D_{\text{расш}} = \frac{G_{\text{пр}}\left(i_{\text{к.в}} - i'_{\text{расш}}\right)}{x\left(i''_{\text{расш}} - i'_{\text{расш}}\right)}, \quad (2.55)$$

где $i_{к.в}$ – энтальпия котловой воды, кДж/кг; $i''_{расш}$ – энтальпия пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг; $i'_{расш}$ – энтальпия воды, получаемой в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг; x – степень сухости пара, выходящего из расширителя непрерывной продувки; принимается равной 0,98.

Энтальпии котловой воды, а также воды и пара, получаемых в расширителе непрерывной продувки определяются по таблицам воды и пара при соответствующем давлении и температуре насыщения.

19. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки, т/ч

$$G_{расш} = G_{пр} - D_{расш}, \quad (2.56)$$

20. Определить температуру сырой воды после охладителя непрерывной продувки, °С

$$t'_{с.в} = \frac{G_{расш}\left(i'_{расш} \cdot \eta - i''_{пр}\right)}{c_в \cdot G_{с.в}} + t_{с.в}, \quad (2.57)$$

где $i''_{пр}$ – энтальпия воды после охладителя непрерывной продувки, кДж/кг; $t_{с.в}$ – температура сырой воды, °С; η – коэффициент, учитывающий потери тепла теплообменником в окружающую среду; принимается равным 0,98.

21. Расход пара на подогреватель сырой воды, т/ч

$$D_{с.в} = G_{с.в}\frac{i'_{х.о.в} - i'_{с.в}}{\left(i''_{РОУ} - i_к^{РОУ}\right)\eta}, \quad (2.58)$$

где $i'_{х.о.в}$ – энтальпия сырой воды после подогревателя, кДж/кг (определяется для температуры воды, принимаемой от 20 до 30 °С); $i'_{с.в}$ – энтальпия сырой воды после охладителя непрерывной продувки, кДж/кг (определяется по температуре $t'_{с.в}$); $i''_{РОУ}$ – энтальпия редуцированного пара, кДж/кг (определяется из таблиц воды и пара при заданных температуре и давлении редуцированного пара); $i_к^{РОУ}$ – энтальпия конденсата редуцированного пара, кДж/кг (определяется при температуре насыщения при давлении редуцированного пара).

22. Определить температуру химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С

$$t''_{\text{х.о.в}} = \frac{0{,}01K_{\text{тс}} \cdot G\left(t_{\text{п.в}} - t_2\right)\eta}{G_{\text{х.о.в}}} + t'_{\text{х.о.в}}, \quad (2.59)$$

где $t'_{\text{х.о.в}}$ – температура химически очищенной воды на входе в охладитель деаэрированной воды, °С; $t_{\text{п.в}}$ – температура деаэрированной (питательной) воды на входе в охладитель, °С; t_2 – температура деаэрированной воды после охладителя, °С (принимается равной температуре обратной сетевой воды на входе в подогреватели сетевой воды); $0{,}01K_{\text{тс}} \cdot G$ – расход подпиточной воды для покрытия утечек в системе теплоснабжения, т/ч.

23. Определить расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором, т/ч

$$D_{\text{х.о.в}} = G_{\text{х.о.в}} \cdot \frac{i_{\text{к}} - i''_{\text{х.о.в}}}{i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{к}}^{\text{РОУ}}}, \quad (2.60)$$

где $i_{\text{к}}$ – энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, кДж/кг (определяется по температуре, равной температуре конденсата, т.е. 70–85 °С); $i''_{\text{х.о.в}}$ – энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, кДж/кг (определяется по температуре химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды).

24. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора, т/ч

$$G_{\text{д}} = G_{\text{х.о.в}} + \beta\left(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}\right) + D_{\text{х.о.в}} + D_{\text{с.в}} + D_{\text{п.с.в}} + D_{\text{расш}}. \quad (2.61)$$

25. Определить среднюю температуру воды в деаэраторе, °С

$$t'_{\text{д}} = \frac{G_{\text{х.о.в}} i_{\text{к}} + \beta\left(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}\right) i_{\text{к}} + D_{\text{х.о.в}} i_{\text{к}}^{\text{РОУ}} + D_{\text{с.в}} i_{\text{к}}^{\text{РОУ}} + D_{\text{п.с.в}} i_{\text{к}} + D_{\text{расш}} i''_{\text{расш}}}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{д}}}. \quad (2.62)$$

26. Определить расход греющего пара на деаэратор, т/ч

$$D_{\text{д}} = G_{\text{д}} \frac{i_{\text{п.в}} - c_{\text{в}} \cdot t'_{\text{д}}}{\left(i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}\right)\eta}. \quad (2.63)$$

27. Определить расход редуцированного пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D_{\text{с.н}}^{\text{РОУ}} = D_{\text{д}} + D_{\text{х.о.в}} + D_{\text{с.в}}. \quad (2.64)$$

28. Определить расход свежего пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D_{\text{с.н}} = D_{\text{с.н}}^{\text{РОУ}} \frac{i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (2.65)$$

29. Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода пара на собственные нужды и потери пара в котельной, т/ч

$$D_{\text{к}} = D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}} + 0,01K_{\text{п}}\left(D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}}\right). \quad (2.66)$$

30. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной, %

$$\Delta D = \frac{D_{\text{к}} - D}{D_{\text{к}}} 100. \quad (2.67)$$

Если невязка получится меньше 3%, то расчет тепловой схемы считается законченным. При большей невязке расчет следует повторить, изменив расход пара на собственные нужды.

Уточненный расход редуцированного пара с учетом действительного расхода пара на собственные нужды, т/ч

$$D''_{\text{у. РОУ}} = D_{\text{т}} + D_{\text{п.с.в}} + D_{\text{с.н}}^{\text{РОУ}}. \quad (2.68)$$

Уточненный расход свежего пара с учетом действительного расхода на собственные нужды, т/ч

$$D'_{\text{у. РОУ}} = D''_{\text{у. РОУ}} \cdot \frac{i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (2.69)$$

Уточненное количество воды, впрыскиваемой в РОУ, т/ч

$$G_{\text{у. РОУ}} = D''_{\text{у. РОУ}} \frac{i'_{\text{РОУ}} - i''_{\text{РОУ}}}{i'_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (2.70)$$

Уточненная суммарная паропроизводительность котельной, т/ч

$$D_{\text{к}}^{\text{у}} = D'_{\text{т}} + D'_{\text{у. РОУ}} + 0,01K_{\text{п}}\left(D'_{\text{т}} + D'_{\text{у. РОУ}}\right). \quad (2.71)$$

По результатам расчета из каталогов подбираются котельные агрегаты с требуемыми паропроизводительностью и параметрами пара (температура, давление). Предпочтительным количеством паровых котлов, так же, как и водогрейных, обычно является $n = 3$.

Вопросы для самопроверки

1. Для каких режимов производится расчет тепловой схемы котельной?
2. На чем базируется расчет тепловой схемы котельной?

3. В каком случае расчет тепловой схемы котельной можно считать законченным?
4. Каким образом осуществляется выбор котельных агрегатов?

Глава 3. УСТРОЙСТВО, РАБОТА И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ НУЖД ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

3.1. Паровые котлы

Для получения насыщенного пара в небольших количествах с давлением 0,9 МПа в настоящее время применяются два типа паровых котлов: вертикально-цилиндрические МЗК и двухбарабанные водотрубные котлы.

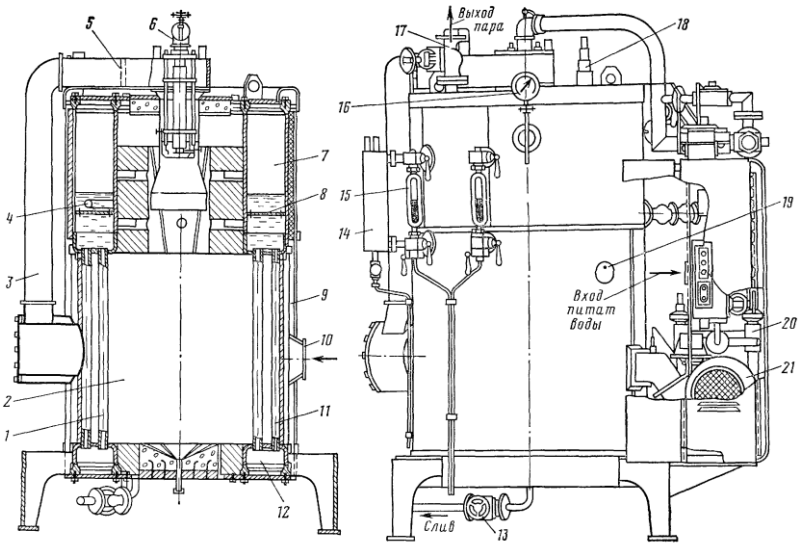


Рис. 3.1. Котел Е-1,0–9Г (МЗК-7Г):
1 – экранные трубы; *2* – топочная камера; *3* – воздуховод горячего воздуха; *4* – питательная труба; *5* – воздушный регистр; *6* – газовая горелка; *7* – верхний коллектор; *8* – пароraспределительная решетка; *9* – наружная обшивка; *10* – повод воздуха от вентилятора; *11* – конвективные трубы; *12* – нижний коллектор; *13* – спускной вентиль; *14* – уровнемерная колонка; *15* – водоуказательные приборы; *16* – манометр; *17* – главный паровой вентиль; *18* – предохранительный клапан; *19* – гляделка; *20* – питательный насос; *21* – дутьевой вентилятор

Вертикально-цилиндрический паровой котел МЗК-7Г – это котел с естественной циркуляцией. Котел (рис. 3.1) состоит из верхнего *7* и нижнего *12* кольцевых коллекторов, соединенных между собой прямыми вертикальными трубами *1* и *11*, расположенными по концентрическим окружностям. Первый внутренний кольцевой ряд *1* образует ци-

линдрическую топочную камеру. Топочная камера выполняется газоплотной за счет применения плавниковых труб, сваренных между собой по плавникам. Часть экранных труб *1*, между которыми выходят топочные газы, установлена более редко и не имеет плавников.

Технические характеристики вертикально-цилиндрических паровых котлов МЗК-7 приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Техническая характеристика котлов Е-1,0-9Г и Е-1,0-9Ж

Наименование	Марка котла	
	Е-1,0-9Г	Е-1,0-9Ж
Давление пара, МПа (кгс/см^2)	0,9 (9)	0,9 (9)
Номинальная паропроизводительность, кг/ч	1000	1000
Влажность пара, % (не более)	2,0	2,0
Топливо	Природный газ	Жидкое топливо
Теплота сгорания топлива (низшая), кДж/м^3, кДж/кг (ккал/м^3, ккал/кг)	33494 (8000)	41868 (10000)
Расход топлива при номинальной нагрузке, м^3/ч, кг/ч	90	72
Поверхность нагрева полная, м^2	17,1	17,1
Объем, м^3:		
водяной	0,39	0,39
паровой	0,35	0,35
топочной камеры	0,61	0,61
Площадь зеркала испарения, м^2	0,63	0,63
Температура, °С		
питательной воды	50	50
уходящих газов	250–270	300–320
Коэффициент избытка воздуха	1,15–1,20	1,15–1,20
Коэффициент полезного действия, %	86,0	84,0
Потребляемая электрическая мощность, кВт	2,6	3,7
Масса металла котла под давлением, кг	1860	1860
Общая масса котла, кг	2800	2800
Габариты котла, мм:		
длина	2300	2300
ширина	1525	1525
высота	2750	2750

Работа котла осуществляется следующим образом. Воздух, необходимый для горения, подается дутьевым вентилятором *21* через патрубок *10* в воздушный кольцевой канал, образованный внутренней жаро-

стойкой и наружной обшивками, являющимися одновременно и тепловой изоляцией котла. Нагретый воздух из кольцевого канала через воздухопровод *3* и воздушный регистр *5* подается в горелку *6* котла.

Продукты горения через два окна, образованные разреженно установленными экранными трубами, двумя потоками расходятся по газоходу кольцеобразной формы в противоположные стороны, омывая на своем пути конвективные трубы *11*. На противоположной входу стороне потоки соединяются и отводятся в дымовую трубу.

Питательная вода насосом *20* через питательную трубу *4* подается в верхний коллектор *7*. Затем она опускается по менее обогреваемым конвективным трубам *11* в нижний коллектор *12*, а по экранным трубам *1* пароводяная смесь поступает в верхний коллектор, где происходит отделение пара от воды.

Отвод пара осуществляется из верхнего коллектора через главный паровой вентиль *17*, установленный на верхней крышке котла. Там же установлены два пружинных предохранительных клапана *18*. На боковой поверхности верхнего коллектора установлены два водоуказательных прибора *15* и манометр *16*. Продувка котла из нижнего кольцевого коллектора осуществляется через вентиль *13*.

Двухбарабанные водотрубные котлы Е-1/9-1, Е-1/9-1М, Е-1/9-1Г объединены общей конструктивной схемой. Котлы этой группы, имеющие паропроизводительность 1000 кг/ч, предназначены для работы, соответственно на твердом (антрацит АС и АМ) топливе, мазуте марки М100 и природном газе и служат для удовлетворения потребностей предприятий в насыщенном паре влажностью до 3% для покрытия технологических и теплофикационных нагрузок. Техническая характеристика этих котлов приведена в табл. 3.2.

Паровой котел Е-1/9-1 состоит из верхнего и нижнего барабанов, расположенных на одной вертикальной оси (рис. 3.2). Барабаны соединены между собой пучком труб (11 рядов по 14 труб в каждом), образующих конвективную поверхность нагрева. Топочная камера экранирована двумя боковыми настенными экранами и потолочным экраном. Боковые экраны выполнены из прямых труб, объединяемых верхними и нижними коллекторами, вваренными в верхний и нижний барабаны соответственно. Потолочный экран частично охватывает и фронт котла. Он образован фронтовым коллектором и вваренным в него пакетом изогнутых труб (повторяющих очертания фронта и потолка топочной камеры), которые присоединены сваркой непосредственно к верхнему барабану. Для топочных экранов и котельного пучка используют трубы Ø 51×2,5 мм. Вода из верхнего барабана котла в нижний поступает по

последним рядам труб конвективного пучка, расположенным в зоне пониженных температур продуктов сгорания топлива.

Питание боковых экранов водой осуществляется из нижнего барабана котла по нижним коллекторам. Потолочный экран питается от фронтового коллектора, в который вода поступает по соединительным трубам из нижних коллекторов боковых экранов. Характерной особенностью циркуляционной схемы котла является отсутствие необогреваемых опускных труб. Даже фронтовой коллектор расположен в топочной камере.

Таблица 3.2

Техническая характеристика двухбарабанных водотрубных котлов

Наименование	Марка котла		
	Е-1/9-1	Е-1/9-1М	Е-1/9-1Г
Номинальная паропроизводительность, т/ч	1,0	1,0	1,0
Давление пара, МПа (кгс/см^2)	0,9 (9)	0,9 (9)	0,9 (9)
Температура уходящих газов, °С	350	300	250
Топливо	Каменный уголь, АС и АМ	Мазут М100	Природный газ
Расход топлива, кг/ч, м^3/ч	134,5	82,6	90,1
Поверхность нагрева, м^2	30	30	30
Объем, м^3:			
водяной	1,25	1,25	1,25
паровой	0,36	0,36	0,36
топочного пространства	1,70	2,24	2,24
Коэффициент полезного действия, %	72,8	80–81	86
Габаритные размеры, мм:			
длина	3300	3695	3300
ширина	2400	2300	2300
высота	2700	2790	2870
Масса котла, кг:	5180	5620	5506
металла котла	3270	2830	2890
обмуровочных и изоляционных материалов	550	550	550

Ввод питательной воды выполнен в верхний барабан котла, внутри которого установлена распределительная труба. Продувка котла предусматривается через штуцеры в нижнем барабане, в нижних коллекторах боковых экранов и во фронтовом коллекторе.

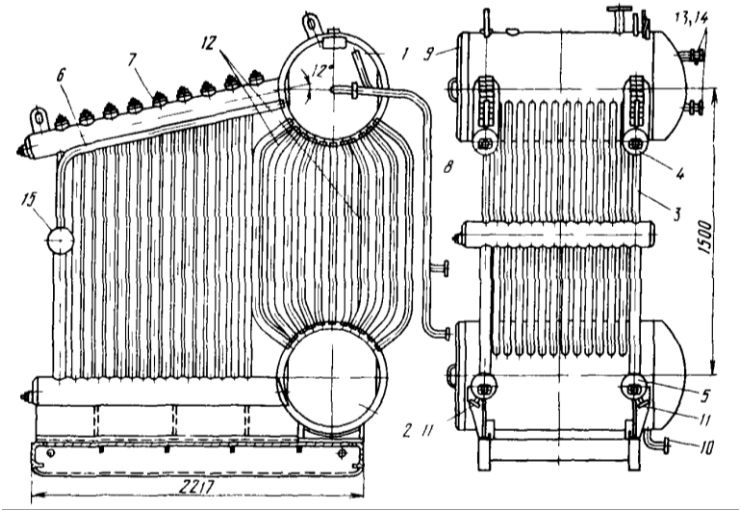


Рис. 3.2. Двухбарабанный водотрубный паровой котел Е-1/9-1:
1 – верхний барабан; 2 – нижний барабан; 3 – боковой (правый) топочный экран; 4 – верхний коллектор бокового (правого) экрана; 5 – нижний коллектор бокового (правого) экрана; 6 – потолочный экран; 7 – лючки для осмотра и очистки экранных труб; 8 – торцевые лючки коллекторов; 9 – люк верхнего барабана; 10 – штуцер продувки нижнего барабана; 11 – штуцеры продувки нижних коллекторов боковых экранов; 12 – газовые перегородки; 13, 14 – штуцеры для подключения водоуказательных приборов и уровнемерной колонки; 15 – фронтовой коллектор

На рис. 3.3 показана схема циркуляции в двухбарабанных водотрубных котлах Е-1/9-1. Здесь же показаны линии продувки нижнего барабана и коллекторов экранов.

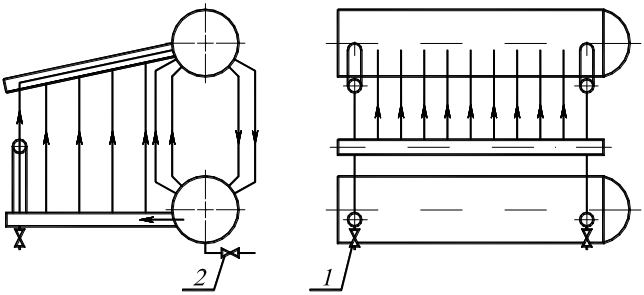


Рис. 3.3. Схема циркуляции воды в котле Е-1/9-1:
1 – линия продувки коллекторов экранов; 2 – линия продувки нижнего барабана

Для обеспечения устойчивой циркуляции и равномерного прогрева элементов котла при растопке из холодного состояния предусмотрен подвод пара от постороннего источника в нижний барабан.

Пароводяная смесь из топочных экранов и конвективного пучка поступает в верхний барабан, где от пара отделяются частицы воды. Необходимая сухость пара обеспечивается сепарационными устройствами, устанавливаемыми в верхнем барабане. На днище верхнего барабана размещены патрубки для присоединения водоуказательных приборов и уровнемерной колонки сигнализатора предельных уровней и автоматики безопасности.

По верхней образующей верхнего барабана размещены два пружинных предохранительных клапана.

Топочная камера котла выполнена прямоугольной формы, что позволяет применять различные механические топочные устройства. Поперечное омывание труб конвективного пучка топочными газами с требуемой скоростью достигается установкой в нем двух газовых перегородок из жаростойкой стали. Продукты горения проходят топку, котельный пучок и через газоход в верхней части задней стены направляются в дымовую трубу.

Обмуровка парогенератора облегченная с металлической обшивкой.

Топочный объем котлов, предназначенных для работы на твердом топливе, ограничивается колосниковой решеткой, потолочным и боковыми экранами и передним рядом труб конвективного пучка. Воздух, необходимый для горения топлива, подается под колосниковую решетку без предварительного подогрева, что предохраняет колосниковую решетку от перегрева.

Топочный объем котлов, работающих на жидком и газообразном топливе, ограничивается подом топки, потолочным и боковыми экранами и передним рядом труб конвективного пучка.

Вертикально-водотрубные котлы типа ДКВР предназначены для выработки насыщенного и перегретого пара с температурой 250, 370 и 440 °С, имеют несколько типоразмеров с рабочим давлением пара 1,4; 2,4; 3,9 МПа и номинальной паропроизводительностью 2,5; 4; 6,5; 10; 20; 35 т/ч.

Условное обозначение парового котла ДКВР означает двухбарабанный котел, водотрубный, реконструированный. Первая цифра после наименования котла обозначает паропроизводительность, т/ч, вторая – избыточное давление пара на выходе из котла, кгс/см^2 (для котлов с пароперегревателями – давление пара за пароперегревателем), третья – температуру перегретого пара, °С.

Котлы типа ДКВР применяются при работе как на жидком, газообразном, так и на различных видах твердого топлива. Техническая характеристика котлов типа ДКВР приведена в табл. 3.3.

Конструктивная схема котлов типа ДКВР паропроизводительностью 2,5; 4 и 6,5 т/ч одинакова независимо от используемого топлива и применяемого топочного устройства (рис. 3.4). Топочная камера этих котлов имеет лишь боковые экраны, в то время как топочные камеры парогенераторов 10 и 20 т/ч имеют также фронтовой и задний экраны.

Таблица 3.3

Техническая характеристика котлов типа ДКВР

Наименование	Марка котла					
	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-6,5-13	ДКВР-10-13	ДКВР-10-39-440	ДКВР-20-13
Паропроизводительность, т/ч	2,5	4,0	6,5	10,0	10,0	20
Давление пара изб., МПа (кгс/см^2)	1,3 (13)	1,3 (13)	1,3 (13)	1,3 (13)	3,9 (39)	1,3 (13)
Температура пара, °С	194	194	194	194	440	194
Поверхность нагрева котла, м^2:						
радиационная	17,7	21,4	27,9	47,9	34,5	51,3
конвективная	73,6	116,9	197,4	229,1	176,5	357,4
общая	91,3	138,3	225,3	277,0	211,0	408,7
пароперегревателя	–	–	–	–	68,0	–
Объем котла, м^3:						
паровой	1,57	2,05	2,55	2,63	1,45	1,80
водяной	4,00	5,55	7,80	9,11	7,00	10,5
КПД, %, при сжигании:						
каменного угля	81,9	82,1	83,1	83,5	78,7	83,6
мазута	89,6	89,8	–	–	–	89,6
газа	90,0	90,8	91,8	91,8	–	90,0

Котел имеет верхний длинный и нижний короткий барабаны, расположенные вдоль оси котла. Барабаны соединены развальцованными в них гнутыми кипятильными трубами, образующими развитый конвективный пучок. Перед конвективным пучком расположена экранированная топочная камера. Трубы боковых экранов завальцованы в верхнем барабане, нижние концы экранных труб приварены к нижним коллекторам. Конструктивная характеристика котлов типа ДКВР приведена в табл. 3.4.

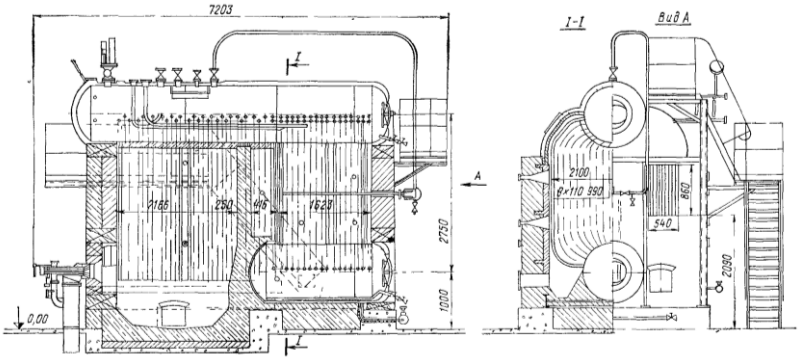


Рис. 3.4. Вертикально-водотрубный котел ДКВР-6,5-13 с газомазутной топкой

Топочная камера для исключения затягивания пламени в конвективный пучок и уменьшения потерь с уносом и химическим недожогом разделяются шамотной перегородкой на собственно топку и камеру догорания. В котлах паропроизводительностью 10 т/ч и более перед шамотной перегородкой установлен задний экран. Камера догорания отделяется от конвективного пучка шамотной перегородкой, устанавливаемой между первым и вторым рядами кипятильных труб, вследствие чего первый ряд труб конвективного пучка является одновременно и задним экраном камеры догорания. Внутри конвективного пучка устанавливается чугунная перегородка, разделяющая его на первый и второй газоходы.

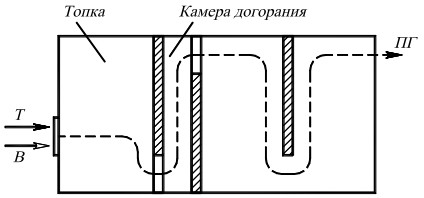


Рис. 3.5. Схема движения продуктов горения в котлах ДКВР:
Т – топливо; *В* – воздух;
ПГ – продукты горения

Ход движения продуктов горения топлива в котле схематично показан на рис. 3.5. Дымовые газы из топки выходят через окно, расположенное в правом углу стенки топки, и поступают в камеру догорания. Затем они проходят последовательно первый и второй газоходы конвективного пучка. После этого дымовые газы выходят из котла через специальное окно, расположенное с левой стороны в задней стенке котла.

Таблица 3.4

Конструктивная характеристика котлов типа ДКВР

Наименование	Марка котла				
	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-6,5-13	ДКВР-10-13	ДКВР-20-13
Внутренний диаметр верхнего и нижнего барабанов, мм	1000	1000	1000	1000	1000
Толщина стенки барабанов, мм	13	13	13	13	13
Длина цилиндрической части, мм:					
верхнего барабана	3310	5010	6315	6510	4500
нижнего барабана	1200	1800	2700	3000	4500
Диаметры, мм:					
передних опускных труб	127×4	140×4,5	159×4,5	159×4,5	108×4,5
экранных и кипятильных труб	51×2,5	51×2,5	51×2,5	51×2,5	51×2,5
Шаг труб бокового экрана, мм	80	80	80	80	80
Число труб бокового экрана, шт.	23·2=46	30·2=60	37·2=74	29·2=58	154
Общее число экранных труб, шт.	46	60	74	98	207
Шаг конвективных труб, продольный× ×поперечный, мм	100×110	100×110	100×110	100×110	100×110
Число конвективных труб, шт.:					
по оси барабана	10 + 1	16 + 1	23 + 1	27 + 1	43
в поперечном сечении котла	20	20	22	22	20
всего	200	320	506	594	894
Объем топки и камеры догорания, $м^3$	10,4	13,0	20,4	39,3	43,0

В котлах с перегревом пара пароперегреватель устанавливается в первом газоходе после второго-третьего ряда кипятильных труб. Необходимое для размещения пароперегревателя место (при неизменных размерах котла) обеспечивается отказом от установки части кипятильных труб. Пароперегреватели котлов типа ДКВР унифицированы по профилю и отличаются друг от друга для котлов разной производитель-

ности числом параллельных змеевиков. Для изготовления пароперегревателей применены трубы Ø32×3 мм. Входные концы труб пароперегревателя крепятся в верхнем барабане вальцовкой, выходные концы труб приваривают к коллектору перегретого пара. При рабочем давлении 1,3 и 2,3 МПа пароперегреватели выполнены одноходовыми по пару без пароохладителя.

Ввод питательной воды производится в верхний барабан. Вода в водяном пространстве распределяется по перфорированной трубе. Из верхнего барабана вода по опускным трубам поступает в коллекторы боковых экранов, а по опускным трубам конвективного пучка – в нижний барабан. Опускными трубами конвективного пучка являются обогреваемые трубы последних рядов, расположенных во втором газоходе. Из нижнего барабана часть воды по соединительным трубам также поступает в коллекторы боковых экранов. Возвращаясь по подъемным трубам экранов и конвективного пучка в верхний барабан, часть воды испаряется. В верхнем барабане происходит отделение пара от воды. В качестве сепарационных устройств применяются жалюзи и дырчатые листы. Для непрерывной продувки на верхнем барабане устанавливается штуцер, на котором смонтирована регулирующая и запорная арматура. В нижнем барабане устанавливаются перфорированная труба для периодической продувки и трубы для прогрева котла паром при растопке.

По нижней образующей верхних барабанов всех котлов устанавливаются две легкоплавкие пробки, предназначенные для предупреждения перегрева стенок барабана под давлением. Сплав металла, которым заливают пробки, начинает плавиться при упуске воды из барабана и повышении температуры стенки до 280–320 °С. Шум пароводяной смеси, выходящей через образующееся в пробке отверстие при расплавлении сплава, является сигналом персоналу для принятия экстренных мер к останову котла.

Механическая очистка труб конвективного пучка и экранов производится из верхнего барабана. Коллекторы экранов очищаются через торцевые лючки, устанавливаемые на каждом коллекторе.

Очистка наружных поверхностей нагрева от загрязнений в котлах типа ДКВР осуществляется обдувкой насыщенным или перегретым паром, допускается применять для этой цели сжатый воздух.

В блочно-транспортабельных котлах паропроизводительностью 10 т/ч давлением 1,3; 2,3; 3,9 МПа последней модификации длины верхнего и нижнего барабанов одинаковы. В этих котлах применено двухступенчатое испарение с установкой во второй ступени выносных цик-

лонов. Применение циклонов позволяет уменьшить процент продувки и улучшить качество пара при работе на питательной воде с повышенным солесодержанием. Вторая ступень испарения включает часть труб боковых экранов. В конвективный пучок вода поступает из верхнего барабана через обогреваемые трубы последних рядов труб самого пучка и через нижний барабан. Питание второй ступени испарения осуществляется из нижнего барабана. Вода из выносных циклонов поступает в нижние коллекторы экранов, а пар – в верхний барабан, где очищается вместе с паром первой ступени испарения, проходя через жалюзи и дырчатый (перфорированный) лист.

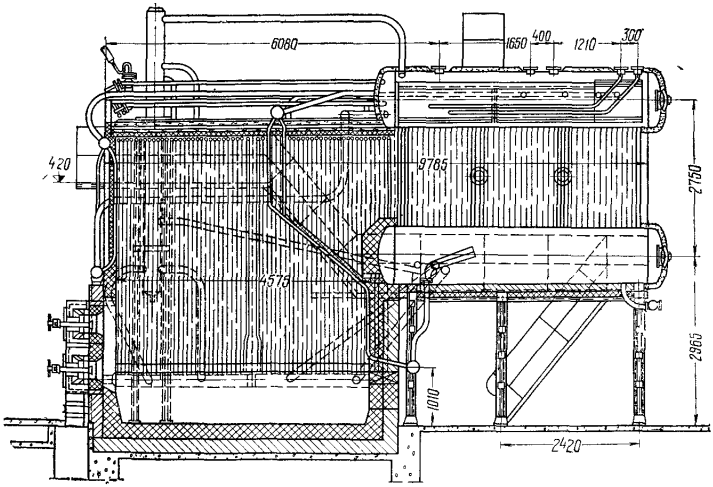


Рис. 3.6. Вертикально-водотрубный котел ДКВР-20-13 с газомазутной топкой

Парогенератор производительностью 20 т/ч показан на рис. 3.6. Верхний барабан парогенератора укорочен, топочная камера полностью экранирована. Продукты сгорания из топки поступают в камеру догорания, в конце которой расположен вертикальный пароперегреватель. Парогенератор имеет развитую конвективную поверхность нагрева, которая омывается продуктами сгорания в один ход (отсутствует горизонтальный разворот продуктов сгорания, как у остальных парогенераторов серии).

Циркуляционная схема парогенератора ДКВР-20-13 показана на рис. 3.7. Из схемы ясно, что парогенератор имеет несколько самостоятельных циркуляционных контуров. В первой (по ходу продуктов сгорания) половине труб конвективной поверхности содержатся подъем-

ные трубы, а во второй – опускные. Каждый боковой экран разделен на две части. Нижние коллекторы задней части боковых экранов получают воду из нижнего барабана по опускным трубам. Подъемные трубы задней части боковых экранов через промежуточный верхний коллектор соединены с верхним барабаном, который является чистым отсеком первой ступени испарения.

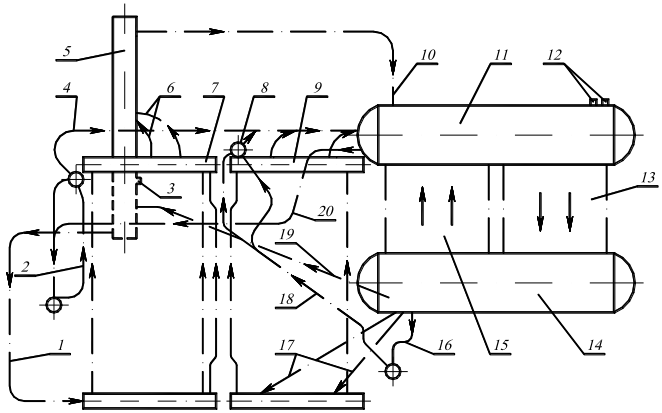


Рис. 3.7. Циркуляционная схема парового котла ДКВР-20-13:
1 – опускные трубы циклона; *2* – фронтовой экран; *3* – непрерывная продувка; *4* – отвод пара в барабан; *5* – выносной циклон; *6* – подвод в циклон пароводяной смеси; *7* – промежуточный верхний коллектор передней части боковых экранов; *8* – верхний коллектор заднего экрана; *9* – промежуточный верхний коллектор задней части боковых экранов; *10* – отвод пара из циклона в барабан; *11* – верхний барабан; *12* – ввод питательной воды; *13* – опускные трубы конвективной поверхности нагрева; *14* – нижний барабан; *15* – подъемные трубы конвективной поверхности нагрева; *16* – подпиточные трубы заднего экрана; *17* – подпиточные трубы задней части боковых экранов; *18* – задний экран; *19* – подпиточные трубы циклона; *20* – подпиточные трубы фронтового экрана

Нижние коллекторы боковых передних экранов питаются из выносных циклонов. Подъемные трубы боковых передних экранов через промежуточный коллектор соединены с выносными циклонами, из которых пар направляется в верхний барабан парогенератора.

Выносные циклоны и соединенные с ними боковые экраны переднего топочного блока являются грязевым отсеком (второй ступенью) ступенчатого испарения. Нижний коллектор фронтового экрана питается из верхнего барабана. Подъемные трубы фронтового экрана через верхний коллектор соединены с верхним барабаном. Нижний коллектор заднего экрана питается из нижнего барабана. Подъемные трубы через верхний коллектор заднего экрана соединены с верхним барабаном.

Таблица 3.5

Техническая характеристика блочных чугунных экономайзеров

Наименование	Тип экономайзера					
	ЭП2-94	ЭП2-142	ЭП2-236	ЭП1-330	ЭП1-646	ЭП1-808
Поверхность нагрева, $м^2$	94,4	141,6	236,0	330,4	646,0	808,0
Число колонок, шт.	2	2	2	1	1	1
Количество труб в ряду, шт.	2	3	5	7	9	9
Количество рядов по группам, шт.	4 + 4	4 + 4	4 + 4	4 + 8 +4	4 + 8 +4	4 + 8 +8
Количество групп в колонке, шт.	2	2	2	3	3	3
Длина трубы, м	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0	3,0
Внутренний диаметр и толщина стенки труб, мм	60 × 8					
Шаг труб в группе (продольный × поперечный), мм:	150 × 150					
Размеры, мм: ребер фланцев	 146 × 146 150 × 150					
Поверхность нагрева 1 ребристой трубы с газовой стороны, $м^2$	2,95	2,95	2,95	4,49	4,49	4,49
Живое сечение для прохода газов в пределах 1 трубы, $м^2$	0,12	0,12	0,12	0,184	0,184	0,184
Максимально допустимая температура газов перед экономайзером, °С	425					
Предельное давление воды в экономайзере, МПа	3,0					
Масса экономайзера без короба, т, не более	3,90	5,20	8,00	11,35	20,50	25,35
Марка котла	ДЕ-4; ДКВР-2,5	ДЕ-6,5; ДКВР-4	ДЕ-10; ДКВР-6,5	ДЕ-16; ДКВР-10	ДКВР-20	ДЕ-25; ДКВР-20

Для использования тепла уходящих газов за котлами типа ДКВР устанавливается водяной экономайзер: стальной или блочный чугунный.

Технические характеристики *блочных чугунных экономайзеров* представлены в табл. 3.5.

Размеры хвостовых поверхностей нагрева для того или иного котла определяются величинами температуры уходящих газов, рассчитанной при оптимальных значениях скоростей газов и оптимальных разностях температур на холодном конце экономайзера. Величина экономически наивыгоднейших скоростей газов находится в пределах 6–8 м/с.

Таблица 3.6

Техническая характеристика стальных водяных экономайзеров типа БВЭС

Наименование	Тип экономайзера			
	БВЭСI-2	БВЭСII -2	БВЭСIII-2	БВЭСIV-1
Поверхность нагрева, $м^2$	28	57	85	113
Рабочее давление, МПа	1,5			
Диаметр труб, мм	28 × 3			
Расположение труб	Коридорное			
Шаг труб, мм:				
поперечный	70			
продольный	50			
Число пакетов труб, шт.	2	2	2	3
Число колонок по ходу газа, шт.	2	2	2	1
Сечение, $м^2$:				
для прохода газов	0,239	0,492	0,743	0,932
воды, 10^{-3}	2,28	4,56	6,84	9,12
Температура воды, °С:				
на входе	100			
на выходе	138			
Сопротивление, кПа:				
по газовому тракту	0,21	0,15	0,17	0,25
гидравлическое	10,70	6,80	8,00	10,30
Масса, кг:				
металла под давлением	654	1272	1910	2440
общая в объеме поставки завода	1810	2660	3490	4890
Тип котла	ДКВР-2,5	ДКВР-4	ДКВР-6,5	ДКВР-10

Чтобы не допускать большого процента кипения воды в чугунном экономайзере при различных отклонениях от расчетного режима работы агрегата, при подсчете поверхности нагрева экономайзеров температура воды на выходе должна быть принята не менее, чем на 20 °С ниже температуры кипения при номинальном давлении в котле.

Поверхность нагрева экономайзеров выбирается из чугунных ребристых труб. Трубы укладываются в металлическом каркасе и соединяются между собой калачами так, чтобы питательная вода последовательно проходила все трубы. Холодная вода должна поступать в нижний коллектор второй по ходу газов колонки. Между колонками устанавливается стальная перегородка.

Ребристые трубы имеют на концах квадратные фланцы, образующие при сборке торцевые стенки экономайзеров. Для устранения присосов воздуха щели между фланцами уплотняются асбестовым шнуром, укладываемым в специальных канавках.

Для очистки поверхностей нагрева от золы и сажи между отдельными группами экономайзеров устанавливаются устройства для обдувки их паром или сжатым воздухом.

Стальные экономайзеры применяются для котлов типа ДКВР давлением 1,4 МПа (14 кгс/см^2), работающих на газе. Техническая характеристика стальных экономайзеров приведена в табл. 3.6.

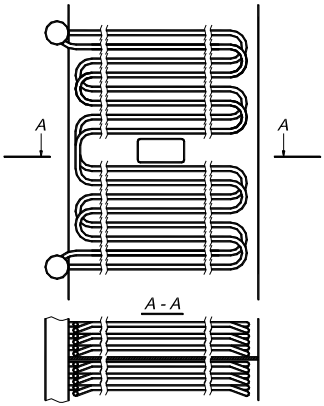


Рис 3.8. Схема стального экономайзера БВЭС-II-2

Стальные экономайзеры набираются из змеевиков длиной 1820 мм, изготовленных из труб Ø 28 × 3,0 мм с радиусом гиба 50 мм. Места гибов змеевиков отогнуты в сторону на 5°, что позволяет разместить два змеевика в одной плоскости и выполнить более плотный коридорный пучок (рис. 3.8). Число сдвоенных змеевиков в одной колонке эконо-

майзеров для котлов типа ДКВР-2,5; ДКВР-4; ДКВР-6,5 и ДКВР-10 составляет 3, 6, 9 и 12 шт., соответственно.

Экономайзеры котлов типов ДКВР-2,5, ДКВР-4 и ДКВР-6,5 выполняются в две колонки, разделенные между собой перегородкой. Газы проходят последовательно одну, затем другую колонку. Стальной экономайзер котла типа ДКВР-6,5-13 может быть выполнен и в одну колонку. В одну колонку выполнены также экономайзеры котла типа ДКВР-10.

В каждой колонке размещены две или три секции экономайзера, расположенные друг от друга на расстоянии 450 мм. В этом промежутке устанавливаются лазы и лючки для периодического осмотра пакетов труб. Стальные экономайзеры изготовляются с внутренней стальной обшивкой и поставляются одним транспортабельным блоком.

Газомазутные паровые вертикальные водотрубные котлы типа Е (ДЕ) предназначены для выработки насыщенного или перегретого до температуры 225°С пара, используемого на технологические нужды, отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Котлы этого типа выпускаются на номинальную паропроизводительность 4; 6,5; 10; 16 и 25 т/ч при рабочем давлении 1,4 и 2,4 МПа (14 и 24 кгс/см^2). Котлы типа Е (ДЕ) специализированы на сжигание газа и мазута. Техническая характеристика котлов с рабочим давлением 1,4 МПа (14 кгс/см^2) приведена в табл. 3.7.

Конструктивной особенностью таких котлов (рис. 3.9) является размещение топочной камеры сбоку конвективного пучка, образованного вертикальными трубами, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах. Во всех типоразмерах котлов диаметр верхнего и нижнего барабанов составляет 1000 мм, расстояние между барабанами 2750 мм, для экранов и конвективного пучка применены трубы Ø51 × 2,5 мм.

Для всех типоразмеров данных котлов ширина топочной камеры принята одинаковой, равной 1790 мм (по осям экранных труб). В зависимости от паропроизводительности котлов изменяются глубина топочной камеры (для паропроизводительности 4 т/ч – 1980 мм, для паропроизводительности 25 т/ч – 6960 мм) и связанная с ней глубина конвективного пучка. Средняя высота топочной камеры 2400 мм.

Топочная камера отделяется от конвективного пучка газоплотной перегородкой, образованной из труб Ø51 × 2,5 мм, установленных вплотную с шагом 55 мм и сваренных между собой. Концы труб обсажены до диаметра 38 мм. В задней части перегородки выполнено окно для прохода топочных газов в конвективный пучок. Уплотнение в месте входа обсаженных концов труб в барабан обеспечивается чугунными

гребенками, примыкающими к трубам и барабану. Потолок, правая боковая поверхность и под топочной камеры экранированы фасонными трубами Ø51 × 2,5 мм, образующими единый экран, выполненный с шагом труб, равным 55 м. Концы труб экрана завальцованы в верхний и нижний барабаны. Трубы заднего экрана не имеют обсадных концов и присоединяются сваркой к верхнему и нижнему коллекторам Ø159 × 3,5 мм. Коллекторы соединены с верхним и нижним барабанами и объединены необогреваемой рециркуляционной трубой Ø76 × 3,5 мм.

Таблица 3.7

Техническая характеристика котлов типа Е (ДЕ) с давлением пара 1,4 МПа (14 кгс/см^2)

Наименование	Марка котла				
	Е-4--14ГМ	Е-6,5--14ГМ	Е-10--14ГМ	Е-16--14ГМ	Е-25--14ГМ
Паропроизводительность, т/ч	4,0	6,5	10,0	16,0	25,0
Температура, °С:					
насыщенного пара	194	194	194	194	194
перегретого пара	–	225	225	225	225
питательной воды	100	100	100	100	100
Температура уходящих газов, °С:					
на мазуте	197	195	174	173	172
на газе	164	162	146	147	142
Расчетный КПД, %:					
на мазуте	89,63	89,84	90,99	90,89	91,09
на газе	90,94	91,15	92,1	91,92	92,3
Газовое сопротивление котла, кПа	0,546	1,10	1,96/2,10*	1,68/1,88*	2,70/3,05*
Объем топочной камеры, м^3	8,01	11,21	17,14	22,5	29,0
Площадь поверхности, м^2:					
нагрева излучением	21,84	27,97	39,02	48,13	60,46
нагрева конвекцией	45,0	63,3	110,0	154/144*	210/201*
пароперегревателя	–	15,02	15,02	10,08	10,08
экономайзера	94,4	141,6	236	330,4	808,2
Габаритные размеры, м:					
длина	4,280	5,050	6,530	8,655	10,195
ширина	4,300	4,300	4,300	5,205	5,315
высота	5,050	5,050	5,050	6,053	6,098
Масса в объеме завод-	7,96	9,545	13,620/	18,293/	24,293/

ской поставки, т			13,052*	18,038*	24,440*

* В числителе характеристики котлов без пароперегревателя, в знаменателе – с пароперегревателем

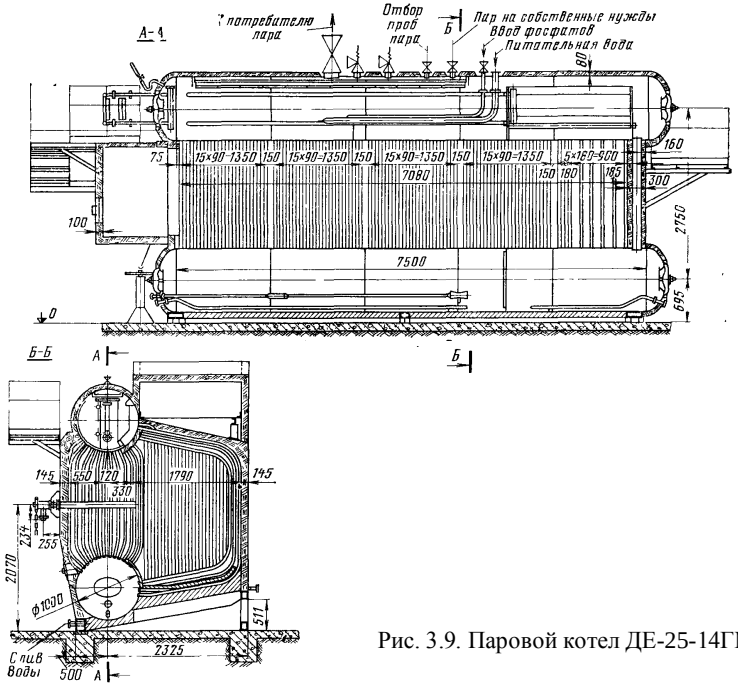


Рис. 3.9. Паровой котел ДЕ-25-14ГМ

В котлах паропроизводительностью 4–10 т/ч фронтовой экран выполняется аналогично заднему экрану. Отличие состоит в том, что для обеспечения размещения горелочного устройства и лаза, совмещенного с взрывным клапаном, во фронтовом экране соответственно уменьшено количество труб. В котлах паропроизводительностью 16 и 25 т/ч фронтовой экран образован четырьмя трубами, присоединенными непосредственно к верхнему и нижнему барабанам.

Конвективный пучок образован коридорно-расположенными вертикальными трубами Ø51 × 2,5 мм, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах (продольный шаг труб 90 мм, поперечный шаг 110 мм).

Движение газов в котлах ДЕ схематично показано на рис. 3.10. Дымовые газы проходят топку, поступают через окно в перегородке в конвективный пучок. Для обеспечения необходимых скоростей газов в конвективных пучках котлов паропроизводительностью 4; 6,5 и 10 т/ч

установлены продольные ступенчатые перегородки (см. рис. 3.10, *а*). Кроме того, продольные перегородки обеспечивают разворот газов в конвективном пучке и выход их через заднюю стенку котла. В котлах паропроизводительностью 16 и 25 т/ч продольные перегородки не предусматриваются (см. рис. 3.10, *б*), переброс продуктов сгорания с фронта, после выхода из конвективного пучка, к экономайзеру, расположенному сзади котла, выполнен по газовому коробу, размещенному над топочной камерой.

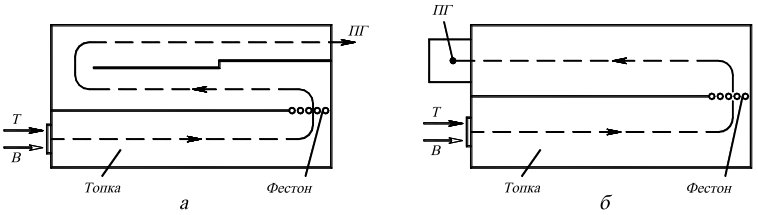


Рис 3.10. Схема движения газов в котлах ДЕ-4, -6,5, -10 (*а*) и ДЕ-16, -25 (*б*):
Т – топливо; *В* – воздух; *ПГ* – продукты горения

Циркуляционная схема всех газо-мазутных паровых котлов типа Е(ДЕ) одинакова и включает четыре экрана (фронтовой, задний и два боковых) и конвективный пучок. В котлах паропроизводительностью 4; 6,5 и 10 т/ч применена одноступенчатая схема испарения, в котлах паропроизводительностью 16 и 25 т/ч – двухступенчатая с внутрибарабанным солевым отсеком. Вторая ступень испарения включает первые по ходу газов трубы конвективного пучка и опускные необогреваемые трубы Ø159 × 4,5 мм (две у котлов паропроизводительностью 16 т/ч и три – у котлов паропроизводительностью 25 т/ч). Во всех котлах общими опускными трубами испарительной системы (в котлах паропроизводительностью 16 и 25 т/ч – первой ступени испарения) являются последние по ходу газов ряды труб конвективного пучка.

В паровом пространстве верхнего барабана установлены сепарационные устройства, в водяном пространстве размещены питательная труба и труба для ввода фосфатов. Водный раствор тринатрийфосфата, вступая в химическую реакцию с растворенными в котловой воде солями, переводит их в нерастворимое состояние. Образующийся шлам по опускным трубам поступает в нижний барабан. В нижних барабанах котлов паропроизводительностью 4; 6,5 и 10 т/ч расположена перфорированная труба для непрерывной продувки котла, которая совмещена с периодической продувкой. Периодическая продувка котлов паропроизводительностью 16 и 25 т/ч предусматривается из нижнего барабана,

непрерывная – из солевого отсека верхнего барабана. Нижние барабаны всех котлов снабжены устройствами для парового прогрева воды при растопке и штуцерами для спуска воды.

Первичными сепарационными устройствами первой ступени испарения являются размещенные в верхнем барабане направляющие щиты и козырьки, обеспечивающие подачу пароводяной смеси на уровень воды. Вторичные сепарационные устройства выполнены в виде горизонтальных жалюзийных сепараторов с дырчатыми листами. Сепарационными устройствами второй ступени испарения являются продольные щиты, организующие движение пароводяной смеси на торец барабана, а затем вдоль него к поперечной перегородке, разделяющей отсеки. Чистый и солевой отсеки сообщаются по пару через окно над поперечной перегородкой, а по воде – через подпиточную трубу Ø 89–108 мм, расположенную в водяном объеме.

Пароперегреватель котлов паропроизводительностью 4; 6,5 и 10 т/ч выполняется змеевиковым из труб Ø32 × 3 мм. В котлах паропроизводительностью 16 и 25 т/ч пароперегреватель выполняется вертикальным из двух рядов труб Ø51 × 2,5 мм.

В качестве хвостовых поверхностей нагрева котлов применяются отдельно стоящие стандартные чугунные экономайзеры (см. табл. 3.5).

Газоплотное экранирование боковых стен, потолка и пода топочной камеры позволило отказаться от тяжелой обмуровки и применить легкую натрубную изоляцию толщиной 100 мм, укладываемую на слой шамотобетона по сетке толщиной 25 мм. Для уменьшения присосов воздуха в газовый тракт котла натрубная изоляция снаружи покрывается листовой металлической обшивкой, привариваемой к каркасу котла.

Паровые котлы средней производительности выполняются барабанными с естественной циркуляцией. Котлы предназначены для получения насыщенного и перегретого пара, идущего на удовлетворение потребностей в паре промышленности, строительства, транспорта, коммунального и сельского хозяйства, на технологические, отопительно-вентиляционные нужды, а также для малых электростанций.

Котлоагрегаты выполнены с П-образной компоновкой поверхностей нагрева по одной из двух конструктивных схем: однобарабанные или двухбарабанные.

Однобарабанные котлоагрегаты – БМ-35РФ, БГМ-35М, ГМ-50-1 и БКЗ-75-39ГМА.

В паровых котлах БМ-35РФ, БГМ-35М и БКЗ-75-39ГМА конвективная шахта расположена за горизонтальной поворотной камерой. Котел ГМ-50-1 выполнен с сомкнутыми газоходами, с шамотной разделитель-

ной экранированной стенкой между топочной камерой и конвективной шахтой.

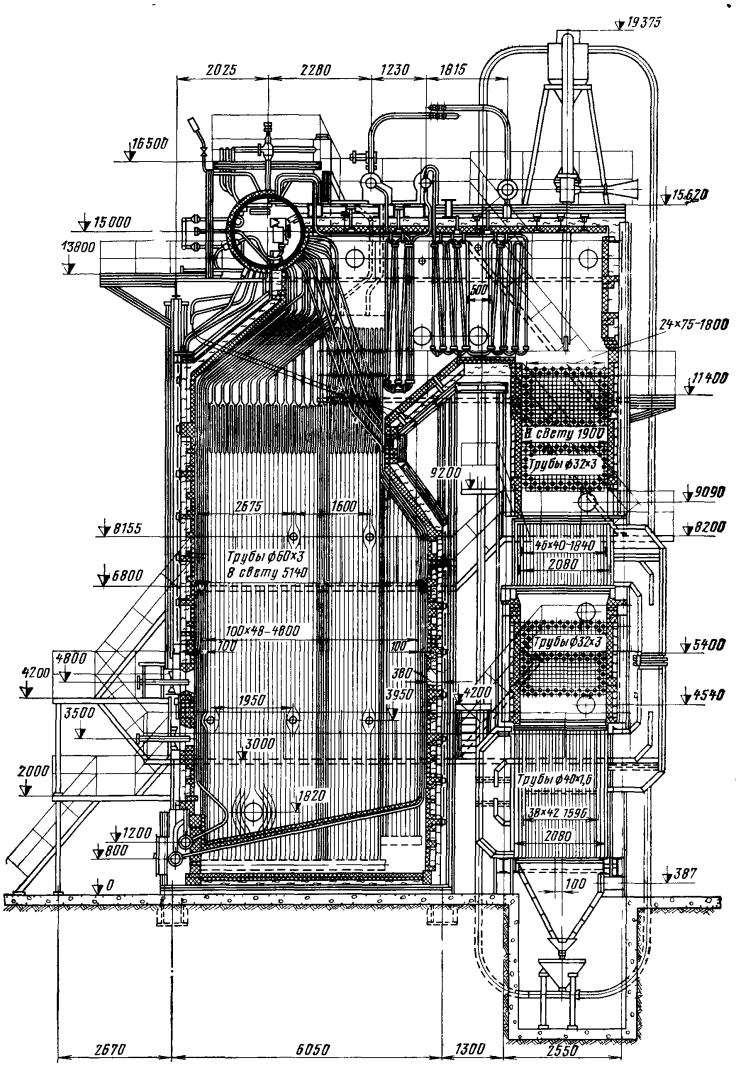


Рис. 3.11. Общий вид котлоагрегата БКЗ-75-39ГМА

Топочные камеры котлоагрегатов полностью экранированы, за исключением котлов БМ-35РФ и БГМ-35М, имеющих горячий под. Под парогенератора ГМ-50-1 двускатный, образован трубами заднего и фронтового экранов. Под котла БКЗ-75-39ГМА – односкатный, образован трубами заднего экрана. В верхней части трубы задних экранов всех котлоагрегатов разведены в фестоны.

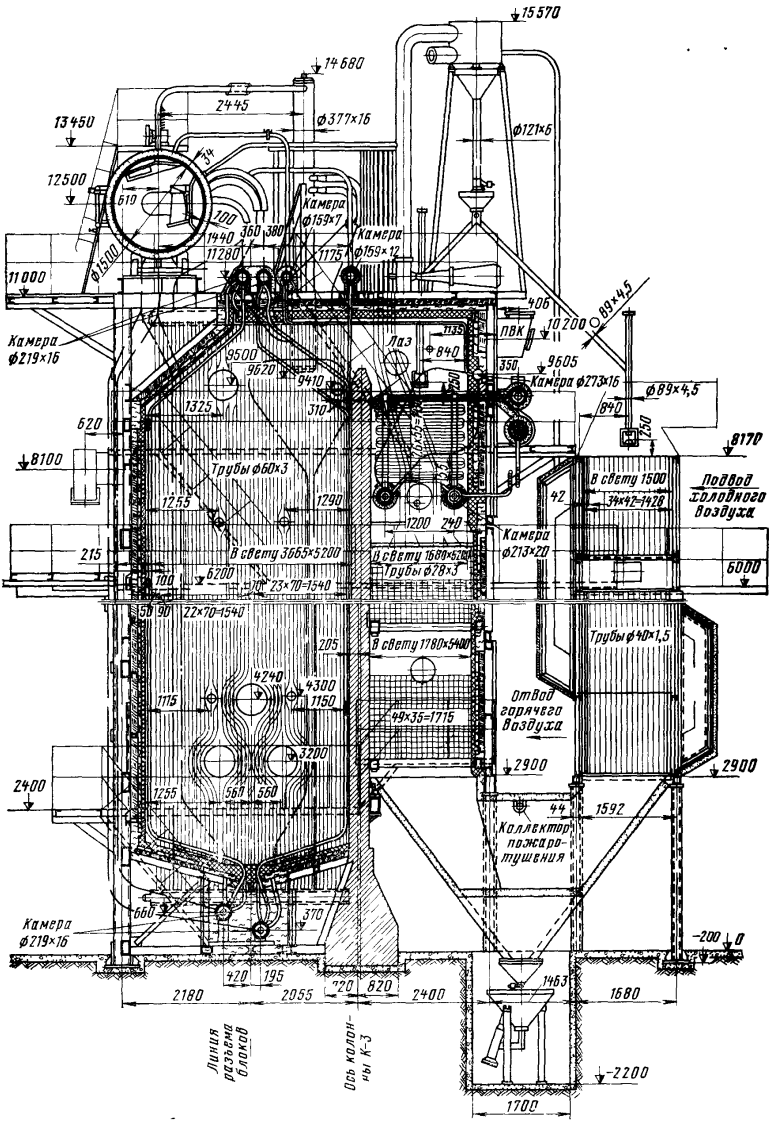


Рис. 3.12. Общий вид котлоагрегата ГМ-50-1

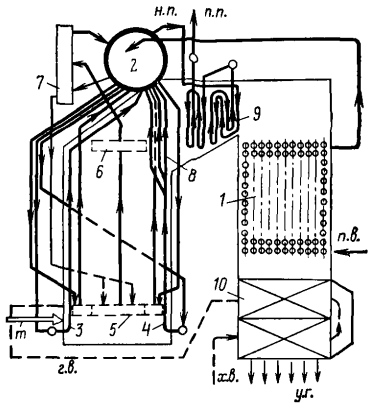


Рис. 3.13. Циркуляционная схема котлов БГМ-35М и БМ-35-РФ:
1 – экономайзер; *2* – барабан; *3* - фронтовой экран; *4* – задний экран; *5* – коллектор бокового экрана; *6* – выходной коллектор основного бокового экрана; *7* – циклон II ступени испарения; *8* – фестон; *9* – пароперегреватель; *10* – воздухоподогреватель; *п.в.* – питательная вода; *н.п.* – насыщенный пар; *п.п.* – перегретый пар; *х.в.* – холодный воздух; *г.в.* – горячий воздух; *т* – топливо; *у.г.* – уходящие газы

Экраны разделены на самостоятельные циркуляционные контуры по числу блоков топки. Барабаны всех котельных агрегатов расположены над топочной камерой.

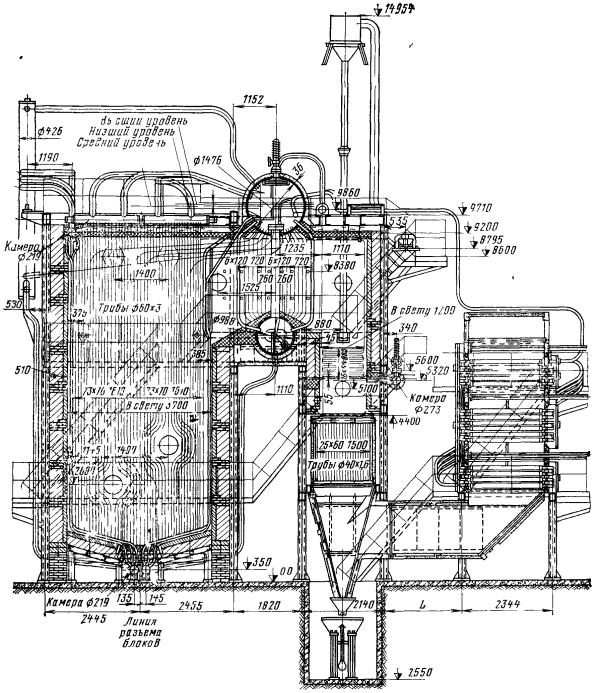


Рис. 3.14. Общий вид котельного агрегата ГМ-50-14

Пароперегреватели котлов БМ-35РФ, БГМ-35М и БКЗ-75-39ГМА конвективные, вертикального типа, расположены в горизонтальных газоходах, котла ГМ-50-1 – конвективный, дренируемый, горизонтального типа, расположен в конвективной шахте. Пароперегреватели всех котлоагрегатов состоят из двух ступеней, в рассечке между которыми включены поверхностные пароохладители. Перед первым и между первым и вторым по ходу газов пакетами пароперегревателя устанавливаются стационарные обдувочные устройства. Расположение змеевиков пароперегревателей всех котлоагрегатов – шахматное.

Таблица 3.8

Технические характеристики паровых газомазутных котельных агрегатов средней производительности

Наименование	Тип котельного агрегата								
	БМ-35РФ	БГМ-35М		ГМ-50-1		ГМ-50-14		БКЗ-75-39ГМА	
	Топливо								
	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут
Паропроизводи-тельность, т/ч	50	35	45	50		50		75	
Давление пара, МПа	4,0	4,0		4,0		1,4		4,0	
Температура, °С:									
перегретого пара	440	440	440	440	440	250	250	440	440
питательной воды	145	145	145	145	145	100	100	145	145
воздуха за воздухопо-догревателем	–	117	156	178	207	146	181	187	235
уходящих газов	185	158	178	188	216	126	155	127	175
Расчетный КПД, %	90,0	91,6	88,6	89,6	88,2	92,0	91,0	92,4	90,4
Объем топки, $м^3$	147	147		144		133		284	
Поверхность нагрева,$м^2$:									
лучевоспринимающая топки	131	326	296	165	165	158		211	211
котельного пучка	–	–	–	–	–	344		–	–
фестона	42	42	42	22	22	32		31	31
пароперегревателя	281	184	336	165	300	165 / –		353	560
экономайзера	768	554	554	521	521	1062		1070	1070
воздухоподогревателя	1000	800	800	1428	1428	496		2150	2150
Сопротивление газового тракта, кПа	1,22	0,27	0,23	0,17	0,19	3,14	3,32	0,67	

Таблица 3.9

Конструктивные характеристики паровых газомазутных котлоагрегатов средней производительности

Наименование	Тип котельного агрегата				
	БМ-35РФ	БГМ-35М	ГМ-50-1	ГМ-50-14	БКЗ-75-39ГМА
Барабаны:					
количество	1	1	1	2	1
длина	7874	7874	8258	8190	9430
диаметр × толщина стенки, мм	1580×40	1580×40	1580×40	1548×24/ /1000×24[1]	1580×40
Топочная камера:					
размеры в плане (длина × ширина), мм	4140× ×4400	4140× ×4400	3665× ×5200	3700× ×5060	5140× ×5900
диаметр × толщина экранных труб, мм	60×3	60×3	60×3	60×3	60×3
шаг труб экранов, мм:					
боковых	110	110	70	70	100
фронтового	110	110	70	70	150
заднего	110	80	70	70	150
Фестон:					
диаметр × толщина труб, мм	60×3	60×3	60×3	60×3	60×3
число рядов труб по ходу газов	3	3	3	3	4
шаг труб s_1/s_2[2], мм	240/220	240/220	210/100	210/100	–
Пароперегреватель:					
диаметр × толщина труб, мм	38×3	38×3	32×3	32×3	38×3
число рядов труб по ходу газов	6[3] | 40[3]	6[3] | 40[3]	27	17	6; 6
шаг труб s_1/s_2[2], мм	110/ /97 | 110/ /82	110/ /97 | 110/ /82	75/55	75/55	–
Котельный пучок:					
диаметр × толщина труб, мм	–	–	–	60×3	–
число рядов труб по ходу газов	–	–	–	14	–
шаг труб s_1/s_2[2], мм	–	–	–	90/120	–

Продолжение табл. 3.9

Наименование	Тип котельного агрегата				
	БМ-35РФ	БГМ-35М	ГМ-50-1	ГМ-50-14	БКЗ-75-39ГМА
Водяной экономайзер:					
диаметр × толщина труб, мм:	32×3	32×3	28×3	76×8	32×3
число рядов труб по ходу газов	70[4]	70[4]	44	15[4]	–
шаг труб s_1/s_2[2], мм	80/60	80/60	50/35	150/150	–/75
Воздухоподогреватель:					
диаметр × толщина труб, мм	40×1,6	40×1,6	40×1,6	40×1,6	40×1,6
число рядов труб по ходу воздуха	34[5]	34[5]	34[5]	48	39[5]
шаг труб s_1/s_2[2], мм	56/44	56/44	60/42	60/42	60/42
количество ходов по воздуху	2	2	3	1	3
Число:					
ступеней испарения	2	2	2	2	2
выносных циклонов	2	2	2	2	2
горелок	4	4	6	4	6
Тип дымососа	ДН-19	ДН-17	Д-18	ДН-19	Д-18×2
Тип вентилятора	ВДН-15	ВДН-17	ВД-13,5	ВДН-15	ВДН-20П
Габаритные размеры котла, мм:					
отметка оси барабана	12600	12600	12500	10000	15000
высшая отметка котла	15800	15180	15570	14954	19375
глубина по осям колонн каркаса	12280	9850	9778	14204	9900
ширина по осям колонн каркаса	5310	5740	5930	6320	6810
Масса металла котла в объеме поставки завода, т	173,3	128,0	154,0	164,0	259,0

[1] В числителе указаны размеры верхнего барабана, в знаменателе – нижнего.

[2] s_1 – шаг труб поперек потока газов, s_2 – шаг труб вдоль потока газов.

[3] В левой ячейке характеристика первой ступени пароперегревателя по ходу газов, в правой – второй ступени.

[4] Число рядов труб по ходу газов в каждой ступени.

[5] По одному ходу воздуха.

Компоновка хвостовых поверхностей нагрева: в парогенераторах БГМ-35М и БКЗ-75-39ГМА в конвективной шахте последовательно расположены экономайзер и воздухоподогреватель, в парогенераторах БМ-35РФ и ГМ-50-1 экономайзер расположен в конвективной шахте, воздухоподогреватель вынесен из шахты и установлен на самостоятельном каркасе. Водяной экономайзер всех котлов гладкотрубный, змеевиковый, с шахматным расположением труб. Экономайзеры котлов БКЗ-75-39ГМА и ГМ-50-1 – кипящего типа. На котлоагрегатах всех типов используются трубчатые воздухоподогреватели. Общие виды котлов БКЗ-75-39ГМА и ГМ-50-1 приведены на рис. 3.11, 3.12. Циркуляционная схема котлов БГМ-35М и БМ-35-РФ показана на рис. 3.13.

К двухбарабанным котлоагрегатам относится ГМ-50-14, конвективная шахта которого расположена за горизонтальной поворотной камерой. Топочная камера полностью экранирована, трубы фронтового и заднего экранов образуют двускатный под, в верхней части трубы заднего экрана разведены в фестон; трубы боковых экранов в верхней части образуют потолок топки; экраны разделены на самостоятельные циркуляционные контуры по числу блоков топки. В горизонтальном газоходе между барабанами расположен вертикальный котельный пучок с шахматным расположением труб.

По торцам барабаны соединены двумя рядами необогреваемых опускных труб; в центре котельного пучка, вдоль барабанов, расположен ряд отапливаемых опускных труб. Питание всего чистого отсека экранной системы осуществляется из нижнего барабана.

Компоновка конвективных поверхностей нагрева котла ГМ-50-14: в конвективной шахте последовательно расположены пароперегреватель и трубчатый воздухоподогреватель; экономайзер – за шахтой на самостоятельном каркасе. Пароперегреватель конвективный, дренируемый, горизонтального типа, с шахматным расположением змеевиков, без регулятора перегрева. Водяной экономайзер выполнен из чугунных ребристых труб. Расположение труб – коридорное.

Общий вид котлоагрегата ГМ-50-14 изображен на рис 3.14.

Технические и конструктивные характеристики котлов средней производительности приведены в табл. 3.8 и 3.9.

Все газомазутные котлоагрегаты оборудуются комбинированными газомазутными горелками для раздельного сжигания газа и мазута. Для поддержания постоянной температуры перегрева пара при изменении вида топлива устанавливаются дополнительные форсунки механического распыливания. Котлы, работающие только на мазуте, оборудуются форсунками механического распыливания.

Котельные агрегаты БМ-35РФ, ГМ-50-1 и ГМ-50-14 имеют верхний выход газов, а котельные агрегаты БГМ-35М и БКЗ-75-39ГМА – нижний. Для очистки конвективных поверхностей нагрева предусмотрены установки дробевой очистки.

3.2. Водогрейные котлы

В отопительных котельных широко используются *стальные водотрубные котлы* следующих типов: ТВГ, КВГ, КВ-ГМ и ПТВМ.

Теплофикационный водогрейный газовый котел ТВГ (рис. 3.15) представляет собой прямоточный секционный теплогенератор с принудительной циркуляцией воды, оборудованный отдельным дымососом и вентилятором. Котлы ТВГ выпускаются теплопроизводительностью 4,65 МВт (ТВГ-4) и 9,3 МВт (ТВГ-8). Особенностью котлов является развитая радиационная поверхность. Котлы ТВГ-4 и ТВГ-8 имеют три двухсветных экрана и четыре горелки. Двухсветные экраны делят топку на четыре отсека. Ширина отсеков 740 мм. Кроме того, каждый котел имеет два односветных экрана, расположенных у стенок, и потолочный экран, частично переходящий во фронтовой экран. Каждый топочный экран, кроме потолочного, состоит из верхнего и нижнего коллекторов, в которые вварены по 40 вертикальных труб Ø 51×2,5 мм. Для создания двух ходов движения воды верхние коллекторы каждого топочного экрана имеют посередине перегородки. Потолочный экран состоит из 32 (8×4) труб Ø 51×2,5 мм, вваренные в передний (нижний) и задний (верхний) коллекторы.

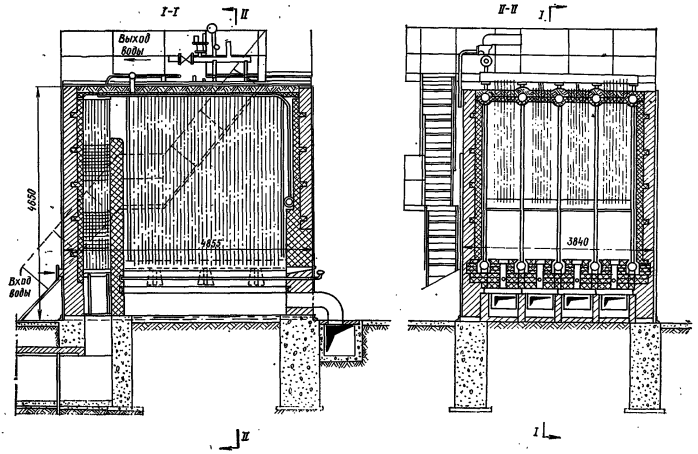


Рис. 3.15. Водогрейный котел ТВГ-8

Конвективная поверхность нагрева состоит из двух секций с верхними и нижними коллекторами, соединенными между собой восемью стояками Ø 51×2,5 мм, в каждый из которых вварены по четыре П-образных змеевика Ø 28×3 мм. Змеевики располагаются параллельно фронту котла в шахматном порядке. Для направления движения воды по змеевикам в стояках есть перегородки.

Основные технические и конструктивные характеристики котлов ТВГ приведены в табл. 3.10.

Таблица 3.10

Основные технические характеристики и размеры котлов ТВГ

Наименование	ТВГ-4	ТВГ-8
Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	5,0 (4,3)	9,6 (8,3)
Площадь поверхности нагрева, $м^2$:		
радиационная	35,5	76
конвективная	54,8	109,6
Температура уходящих газов за котлом, ^oC	180	
Температура воды, ^oC:		
на входе в котел	70	
на выходе из котла	150	
Давление воды на входе, МПа:		
максимальное	1,4	
минимальное	0,8	
Расход воды, т/ч	53	104
Водяной объем котла, $м^3$	2,8	4,0
Расход газа, $м^3$/ч	557	1100
Давление газа перед горелками, кПа	15,3	16,9
Размеры, м:		
длина	3,415	4,875
ширина	3,840	3,840
высота	3,970	4,650
Масса металлической части, т	6,20	9,92
КПД котла, %	91,5	

Для сжигания газа используются подовые горелки с прямой щелью, заканчивающейся вверху внезапным расширением. Горелки размещены между вертикальными топочными экранами. Продукты горения поступают из топки в конвективный газоход через проем высотой 800 мм в верхней части, над разделительной стенкой.

Схема перемещения воды в котлах ТВГ показана на рис. 3.16. Вода из теплосети поступает параллельно в два нижних коллектора *1* конвективной поверхности, пройдя которые собирается в верхних коллекто-

рах *2*, а из них по ряду потолочно-фронтовых труб *3* направляется в нижний коллектор *4* потолочного экрана. Из него по другому ряду потолочно-фронтовых труб *5* вода собирается в верхнем коллекторе *6* потолочного экрана, затем последовательно проходит через левый (со стороны фронта котла) боковой односветный экран *7*, двухсветные экраны *8* и выходит в теплосеть из верхнего коллектора *9* правого бокового экрана. Топочные экраны выполнены в виде секций с опускным и подъемным движением воды.

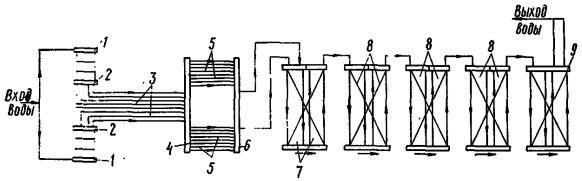


Рис. 3.16. Схема движения воды в котлах ТВГ-4 и ТВГ-8:
1 – нижние коллекторы конвективной поверхности; *2* – верхние коллекторы конвективной поверхности; *3* – средние трубы потолочного экрана; *4* – нижний коллектор потолочного экрана; *5* – крайние трубы потолочного экрана; *6* – верхний коллектор потолочного экрана; *7* – левый боковой экран; *8* – двухсветные экраны; *9* – правый боковой экран

В настоящее время вместо котлов ТВГ выпускаются *газовые водогрейные котлы типа КВ-Г* теплопроизводительностью 4,65 и 7,56 МВт. Это прямоточные секционные котлы, работающие на газовом топливе. Котлы рассчитаны на подогрев воды от 70 до 150 °С с качественным регулированием отпусков тепла, т.е. с постоянным расходом воды через котел. Температура воды на входе в котел поддерживается постоянной, равной 70 °С на всех нагрузках.

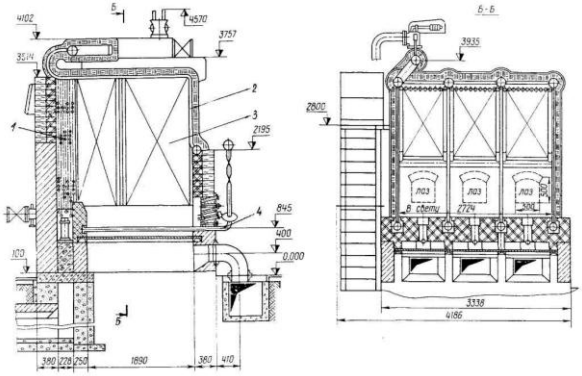


Рис. 3.17. Котел водогрейный КВ-Г-4-150:
1 – конвективная поверхность нагрева; *2* – потолочный экран; *3* – вертикальный топочный экран; *4* – подовая горелка

Котлы КВ-Г представляют собой трубную систему, скомпонованную в одном транспортабельном блоке. Трубная система состоит из радиационной и конвективной поверхностей нагрева (см. рис. 3.17).

Котлы имеют горизонтальную компоновку, единый поперечный профиль и различаются лишь глубиной топочной камеры и конвективной шахты. Радиационные поверхности нагрева котлов КВ-Г образуются левым и правым боковыми экранами, двумя двухсветными экранами и потолочным экраном. Расстояние между вертикальными топочными экранами составляет 906 мм. Каждый вертикальный топочный экран состоит из прямых труб Ø 51×4 мм, установленных с шагом 80 мм, и двух коллекторов (верхнего и нижнего) Ø 159×6 мм. Для заданного направления движения воды по топочным экранам верхние коллекторы имеют смещенную от центра глухую перегородку (15 и 23 трубы). Экраны котла соединены перепускными трубами Ø 102×6 мм.

Конвективная поверхность нагрева состоит из двух секций – правой и левой, в каждой по семь труб Ø 51×4 мм, вваренных одними концами в верхние, а другими – в нижние коллекторы, т.е. представляют собой нижние и боковые части поверхности нагрева. В боковые поверхности нагрева вварены четыре пакета, набранных из П-образных ширм, выполненных из труб Ø 28×3 мм. Для направления движения воды в змеевиках ширм в боковых трубах установлены глухие перегородки. Ширмы пакетов установлены параллельно фронту котла и расположены таким образом, что их трубы образуют шахматный пучок с шагами S_1 = 64 мм и S_2 = 26 мм. Для разделения конвективной шахты и топки крайние ширмы, обращенные в сторону топки, выполнены в виде газоплотной сварной панели приваркой проставок к змеевикам ширм.

В котлах КВ-Г используются три подовые горелки, которые размещены между секциями вертикальных топочных экранов. Горелка имеет два ряда отверстий диаметром 1,5 мм, расположенных в шахматном порядке.

При работе котлов использован принцип противотока. Обратная вода из тепловой сети поступает во входной коллектор конвективной поверхности нагрева. Из коллектора вода двумя потоками, вправо и влево, проходит по стоякам и змеевикам и попадает в выходные коллекторы (правый и левый).

Вода из этих коллекторов по перепускным трубам попадает в крайние задние коллекторы потолочного экрана, из которых по одиннадцати крайним трубам проходит по потолку, переходя во фронтовой экран и по нему в передний коллектор. В коллекторе потоки смешиваются и по одиннадцати средним трубам вода попадает в задний (средний) коллек-

тор потолочного экрана. Из этого коллектора вода двумя перепускными трубами подается в заднюю часть верхнего коллектора левого топочного экрана. Затем по задним трубам вода опускается вниз и попадает в нижний коллектор. По нему вода проходит вперед и по передним трубам поднимается в переднюю часть верхнего коллектора.

Вода, двигаясь последовательно по всем экранам, нагревается и из задней части верхнего коллектора правого экрана поступает в выходной коллектор котла. Из коллектора вода поступает в тепловую сеть.

Технические характеристики котлов КВ-Г приведены в табл. 3.11.

Таблица 3.11

Технические характеристики котлов КВ-Г

Наименование	КВ-Г-4-150	КВ-Г-6,5-150
Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	4,65 (4)	7,56 (6,5)
Давление воды, МПа:	0,8–1,4	0,8–1,4
Температура воды, °С:		
на входе в котел	70	70
на выходе из котла	150	150
Расход воды, т/ч	49,5	80,4
Расход газа, $м^3$/ч	506,0	822,6
Температура отходящих газов за котлом, °С	140	140
Площадь поверхности нагрева, $м^2$:	86,75	149,50
Объем топочной камеры, $м^3$	12,67	18,90
Габаритные размеры, м:		
длина	4,200	5520
ширина	4,186	4186
высота	4,102	4102
Масса металлической части, т	3,818	6,045
КПД котла, %	92,2	92,2

Стальные прямоточные *водогрейные котлы КВ-ГМ* унифицированной серии выпускаются различных типоразмеров по теплопроизводительности. Котлы предназначены для установки на ТЭЦ, в производственно-отопительных и отопительных котельных, работающих на газообразном и жидком топливе.

Котлы *КВ-ГМ-4* и *КВ-ГМ-6,5* теплопроизводительностью, соответственно, 4,65 и 7,56 МВт рассчитаны на подогрев воды от 70 до 150 ºС с качественным регулированием отпуска тепла.

Котлы имеют единый профиль и различаются размерами (глубиной) топочной камеры и конвективной шахты. Продольный разрез котла теплопроизводительностью 4,65 МВт изображен на рис. 3.18.

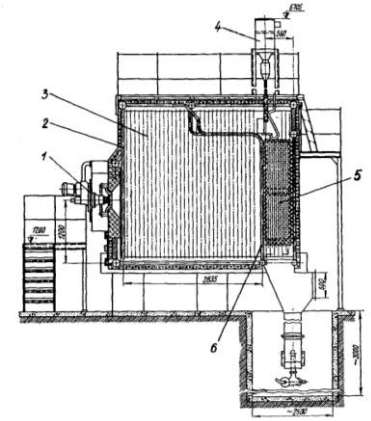


Рис. 3.18. Котел водогрейный КВ-ГМ-4-150:
1 – горелка; *2* – фронтовой экран; *3* –боковой экран; *4* – дробевая очистка; *5* – конвективная поверхность нагрева; *6* – задний экран

Для снижения скорости низкотемпературной сернистой коррозии при работе котлов на мазуте температура воды на выходе из котла должна поддерживаться постоянной, равной 150 ºС на всех нагрузках.

При работе котлов на природном газе температура воды на входе в котел должна поддерживаться постоянной, равной 70 ºС на всех нагрузках.

Котлы оборудованы одной ротационной газомазутной горелкой типа РГМГ соответствующей теплопроизводительности (РГМГ-4 и РГМГ-6,5). Диапазон регулирования нагрузки 20–100%. Давление мазута перед форсункой 0,2 МПа. Давление газа перед горелкой 0,03 МПа. Коэффициент избытка воздуха при работе на мазуте $\alpha = 1{,}1$ и на газе $\alpha = 1{,}05$.

Топочная камера котлов, как и конвективная шахта, полностью экранирована мембранными панелями, сваренными из труб Ø 51×4 мм с шагом 80 мм и проставок шириной 30 мм с толщиной 4 мм. Мембранные панели обеспечивают газоплотность котла. Трубы заднего экрана топки в верхней части разведены в фестон с шагами $S_1 = S_2 = 160$ мм.

Конвективная поверхность нагрева состоит из двух пакетов. Каждый пакет набирается из П-образных ширм, выполненных из труб Ø 28×3 мм. Ширмы пакетов установлены параллельно фронту котла и расположены таким образом, что их трубы образуют шахматный пучок с шагами $S_1 = 80$ мм и $S_2 = 26$ мм. Число параллельных змеевиков в каж-

дой ширме – 9. Трубы боковых стен конвективной шахты являются одновременно стояками конвективных ширм.

Трубы боковых экранов котла вварены в коллекторы Ø 219×8 мм. Трубы фронтового, подового, потолочного и заднего экранов топки, а также трубы потолочного и заднего экранов конвективной шахты вварены в коллекторы Ø 159×6 мм. Внутри коллекторов помещены глухие перегородки, посредством которых создается направленное движение воды со скоростью, обеспечивающей надежную работу котла.

При работе котла на мазуте использован принцип прямотока, т.е. вода сначала подается в радиационные поверхности топочных экранов, а затем в конвективные поверхности нагрева. При работе котлов на газе использован принцип противотока, т.е. вода сначала подается в конвективные поверхности нагрева, а затем в радиационные поверхности топочных экранов.

Таблица 3.12

Технические характеристики котлов КВ-ГМ-4 и КВ-ГМ-6,5

Наименование	КВ-ГМ-4	КВ-ГМ-6,5
Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	4,65 (4)	7,56 (6,5)
Давление воды, МПа	1,0–2,5	1,0–2,5
Температура воды, °С:		
на входе в котел	70	70
на выходе из котла	150	150
Расход воды, т/ч	49,5	80,4
Расход топлива:		
газа, $м^3$/ч	494	797
мазута, кг/ч	478	774
Температура уходящих газов (газ/мазут), °С	135/215	130/220
Площадь поверхности нагрева, $м^2$:		
радиационная	38,6	49,0
конвективная	88,7	150,4
Объем топочной камеры, $м^3$	16,2	22,5
Габаритные размеры, м:		
длина	6,415	7,855
ширина	3,510	3,510
высота	6,705	6,705
Масса в объеме поставки, т	8,055	10,937
КПД котла, %:		
на газе	93,9	94,1
на мазуте	90,4	90,2

Продукты сгорания поступают в верхнюю часть топки, откуда, пройдя фестон, попадают в конвективную часть, проходят ее сверху вниз и удаляются из котла.

Техническая характеристика котлов типов КВ-ГМ-4 и КВ-ГМ-6,5 приведена в табл. 3.12.

Котлы *КВ-ГМ-10-150*, *КВ-ГМ-20-150* и *КВ-ГМ-30-150* (рис. 3.19) обеспечивают подогрев воды до 150 ºС с разностью температур воды на входе и выходе, равной 80 ºС, работают с постоянным расходом воды на всех нагрузках.

Котлы являются прямоточными, имеют единый профиль в разрезе и различаются только глубиной топки и конвективного газохода.

Топки котлов оборудованы установленной на фронтовой стенке одной газомазутной горелкой с ротационной форсункой типа РГМГ, теплопроизводительностью соответственно 11,63; 23,26 и 34,89 МВт.

Диапазон регулирования нагрузки котлов 20–100% от номинальной теплопроизводительности.

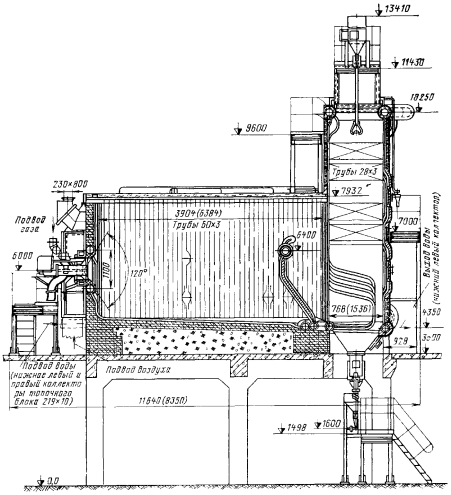


Рис. 3.19. Водогрейные котлы КВ-ГМ-10-150 и КВ-ГМ-20-150. Размеры в скобках – для котла КВ-ГМ-20

Топка полностью экранирована трубами Ø 60×3 мм с шагом S = 64 мм и разделена промежуточным двухрядным поворотным экраном, выполненным из труб Ø 60×3 мм с шагами S_1 = 128 мм и S_2 = 182 мм, на камеру горения и камеру дожигания.

Пакеты конвективных поверхностей нагрева расположены в вертикальном газоходе с полностью экранированными стенками. Задняя и передняя стены выполнены из труб Ø 60×3 мм с шагом S = 64 мм. Боко-

вые стены экранированы трубами Ø 83×3,5 мм с шагом S = 128 мм, являющимися коллекторами для П-образных ширм конвективных пакетов, выполненных из труб Ø 28×3 мм. Ширмы пакетов расположены параллельно фронту котла и установлены таким образом, что из трубы образуют шахматный пучок с шагами S_1 = 64 мм и S_2 = 40 мм.

При работе на мазуте котлы по воде должны включаться по прямоточной схеме, вода подводится в поверхности нагрева топочного блока, а отводится – из конвективных поверхностей нагрева. При работе только на газообразном топливе включение котлов по воде выполняется по противоточной схеме, вода подводится в конвективные поверхности нагрева, а отводится из поверхностей нагрева топочного блока.

Таблица 3.13

Техническая характеристика котлов КВ-ГМ-10, КВ-ГМ-20 и КВ-ГМ-30

Наименование	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-30
Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	11,63 (10)	23,26 (20)	34,89 (30)
Давление воды, МПа:			
расчетное изб.	2,5	2,5	2,5
минимальное на выходе абс.	1,03	1,03	1,03
Температура воды, °С:			
на входе, не менее	70	70	70
на выходе на мазуте, не менее	150	150	150
на выходе на газе, не более	150	150	150
Расход воды, т/ч	123,5	247,0	370,0
Расход топлива:			
газа, $м^3$/ч	1290	2580	3860
мазута, кг/ч	1220	2450	3680
Температура уходящих газов (газ/мазут), °С	185/230	190/242	195/250
Площадь поверхности нагрева, $м^2$:			
радиационная	73,6	106,6	126,9
конвективная	221,6	406,5	592,6
Объем топочной камеры, $м^3$	38,3	61,2	77,6
Габаритные размеры, м:			
длина	6,500	9,700	11,800
ширина	3,200	3,200	3,200
высота	7,300	7,300	7,300
Масса в объеме поставки, т	18,400	28,300	32,400
КПД котла, %:			
на газе	92,0	89,0	89,7
на мазуте	88,0	87,0	87,7

Продукты горения из топки проходят в камеру догорания, откуда через фестон – в конвективную шахту и из нее через отверстие в верхней части покидают котел.

Техническая характеристика котлов типов КВ-ГМ-10-150, КВ-ГМ-20-150 и КВ-ГМ-30-150 приведена в табл. 3.13.

Котлы *КВ-ГМ-50-150* и *КВ-ГМ-100-150* (рис. 3.20) выполнены водотрубными, прямоточными с П-образной сомкнутой компоновкой поверхностей нагрева.

Котлы предназначены для получения горячей воды с температурой 150 ºС в отдельно стоящих котельных для использования в системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения объектов промышленного и бытового назначения и на ТЭЦ в качестве пиково-резервных источников тепла. Котлы используются для работы как в основном режиме, так и в пиковом (для подогрева сетевой воды соответственно от 70 до 150 ºС и от 110 до 150 ºС). Котлы должны работать с постоянным расходом воды.

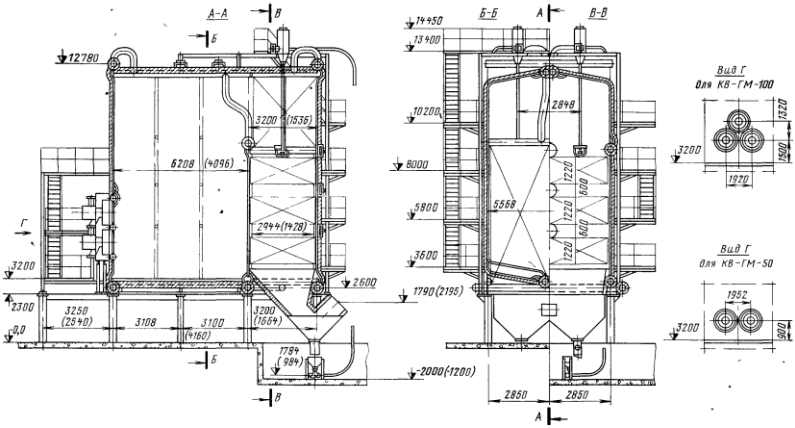


Рис. 3.20. Водогрейные котлы КВ-ГМ-50 и КВ-ГМ-100.
Размеры в скобках – для котла КВ-ГМ-50

Топки котлов оборудованы газомазутными горелками с ротационными форсунками типа РГМГ-20 (две горелки на котле КВ-ГМ-50-150) и РГМГ-30 (три горелки на котле КВ-ГМ-100-150) теплопроизводительностью соответственно 23,26 и 34,89 МВт. Горелки допускают форсировку: РГМГ-20 до 29,1 МВт и РГМГ-30 до 38,8 МВт.

На фронтовой стене топки котла КВ-ГМ-50-150 в один ярус установлены две горелки типа РГМГ-20, а на фронтовой стене топки котла

КВ-ГМ-100-150 треугольником три горелки типа РГМГ-30. Диапазон регулирования нагрузки котлов 20–100% от номинальной теплопроизводительности.

Топка и задняя стена конвективного газохода полностью экранированы трубами Ø 60×3 мм с шагом S = 64 мм.

Таблица 3.14

Технические характеристики котлов КВ-ГМ-50 и КВ-ГМ-100

Наименование	КВ-ГМ-50	КВ-ГМ-100
Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	58,2 (50)	116,3 (100)
Давление воды, МПа:		
расчетное изб.	2,5	2,5
минимальное на выходе абс.	1,03	1,03
Температура воды, ºС:		
на входе:		
в пиковом режиме	110	110
в основном режиме, не менее	70	70
на выходе на мазуте, не менее	150	150
на выходе на газе, не более	150	150
Расход воды, т/ч, не менее:		
в пиковом режиме	1230	2460
в основном режиме	618	1235
Расход топлива:		
газа, $м^3$/ч	6260	12520
мазута, кг/ч	5750	11550
Температура уходящих газов (газ/мазут), ºС	142/180	138/180
Площадь поверхности нагрева, $м^2$:		
радиационная	245	325
конвективная	1223	2385
Объем топочной камеры, $м^3$	251	388
Габаритные размеры, м:		
длина	18,000	18,000
ширина	12,000	18,000
высота	15,000	15,000
Масса в объеме поставки, т	85,0	127,0
КПД котла, %:		
на газе	92,6	92,7
на мазуте	91,1	91,3

Конвективная поверхность нагрева котлов состоит из трех пакетов, расположены в вертикальном газоходе. Каждый пакет набирается из

П-образных ширм, выполненных из труб Ø 28×3 мм. Ширмы пакетов расположены параллельно фронту котла и установлены таким образом, что из трубы образуют шахматный пучок с шагами S_1 = 64 мм и S_2 = 40 мм. Боковые стены конвективного вертикального газохода закрыты трубами Ø 83×3,5 мм с шагом S = 128 мм, являющимися коллекторами для П-образных ширм конвективных пакетов.

Котлы полностью унифицированы между собой и отличаются только глубиной топочной камеры и конвективного газохода.

При работе на мазуте котлы по воде должны включаться по прямоточной схеме (подвод воды осуществляется в поверхности нагрева топочной камеры, а отвод воды – из конвективных поверхностей нагрева). При работе только на газообразном топливе включение котлов по воде выполняется по противоточной схеме (подвод вода – в конвективные поверхности нагрева, а отвод воды – из поверхностей нагрева топочной камеры).

Продукты горения выходят из топки через проход между задним экраном и потолком топочной камеры и движутся сверху вниз через конвективную шахту.

Техническая характеристика котлов типов КВ-ГМ-50-150, КВ-ГМ-100-150 приведена в табл. 3.14.

Водогрейные котлы типа ПТВМ предназначены для работы на газообразном (основное) и жидком (для кратковременной работы) топливе. Эти котлы имеют башенную компоновку, т.е. конвективные поверхности нагрева располагаются непосредственно над топочной камерой, выполненной в виде прямоугольной шахты. Топочная камера котлов полностью экранирована трубами Ø 60×3 мм, расположенными с относительным шагом S/d = 1,07. Топка котлов типа ПТВМ-180 помимо фронтового, заднего и двух боковых экранов имеет два ряда двухсветных экранов, которыми она разделяется на три сообщающиеся камеры.

Конвективные поверхности нагрева котлов типа ПТВМ различной теплопроизводительности однотипны и отличаются только длиной П-образных змеевиков и числом параллельных змеевиков, составляющих одну секцию. Змеевики выполнены из труб Ø 28×3 мм. Поперечный шаг труб равен S_1 = 64 мм, а продольный – S_2 = 33 мм. Трубы располагаются горизонтально, в шахматном порядке и омываются перпендикулярно к ним направленным газовым потоком.

Принципиальной особенностью котлов башенной компоновки является применение большого числа сравнительно мелких горелок с подводом воздуха от индивидуальных дутьевых вентиляторов. В качестве горелочных устройств на котлах типа ПТВМ используются газомазут-

ные горелки с периферийным подводом газа и механическим распыливанием мазута. Число устанавливаемых горелок в зависимости от теплопроизводительности котла различно, но располагаются они во всех типоразмерах на двух противоположных сторонах поровну. Регулирование тепловой производительности котлов осуществляется изменением числа работающих горелок без изменения режима остальных при постоянном расходе воды и переменном температурном перепаде. Котлы работают на естественной тяге, и каждый котел имеет собственную дымовую трубу, высота которой от уровня земли должна быть не менее 55 м; как правило, трубы располагаются непосредственно над котлами и крепятся к их каркасу.

На рис. 3.21 показан котел ПТВМ-50. Газовые горелки размещаются на боковых стенах, поэтому трубы боковых экранов в местах установки горелок разведены. Фронтовой и задний экраны выполнены одинаково. Конвективные поверхности размещены по высоте в два ряда.

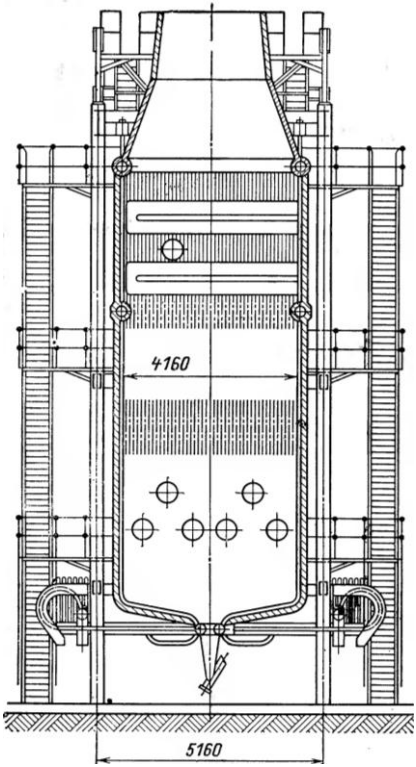


Рис. 3.21. Общий вид башенного котла ПТВМ-50

Таблица 3.15

Техническая характеристика котлов ПТВМ-50, ПТВМ-100 и ПТВМ-180

Наименование	ПТВМ-50	ПТВМ-100	ПТВМ-180
Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	58,20 (50)	116,30 (100)	209,34 (180)
Избыточное давление воды, МПа:			
расчетное	2,5	2,5	2,5
минимальное на выходе	0,8	0,8	0,8
Температура воды, ºС:			
на входе в котел:			
в основном режиме	70	70	–
в пиковом режиме	104	104	104
на выходе из котла	150	150	150
Расход воды, т/ч:			
в основном режиме	625	1250	–
в пиковом режиме	1200	2140	3680
Расход топлива:			
газа, $м^3$/ч	6720	14100	25300
мазута, кг/ч	6340	12800	22300
Температура уходящих газов (газ/мазут), ºС	180/190	185/230	182/223
Площадь поверхности нагрева, $м^2$:			
радиационная	138	224	479
конвективная	1110	2960	5500
Объем топочной камеры, $м^3$	124,5	245,0	461,0
Количество газомазутных горелок, шт.	12	16	20
Габаритные размеры, м:			
длина	9,200	11,200	16,700
ширина	8,680	10,620	11,850
высота	12,540	14,600	15,600
Масса в объеме поставки, т	83,5	209,6	286,0
КПД котла, %:			
на газе	89,6	88,6	88,8
на мазуте	87,8	86,8	87,3

Циркуляционная схема котлов четырехходовая для основного режима и двухходовая для пикового. В основном режиме вода подается в нижний коллектор фронтового экрана, откуда по экранным трубам поднимается в верхний коллектор фронтового экрана. Из верхнего коллектора фронтового экрана вода попадает конвективный пучок. Из верхнего коллектора конвективного пучка вода перетекает в верхние коллек-

торы боковых экранов. В боковых экранах вода опускается по части труб, расположенных ближе к фронту котла, в нижние коллекторы, а затем по части труб, расположенных в задней части котла, возвращается в верхние коллекторы. Для обеспечения такого характера движения воды верхние коллекторы боковых экранов разделены на две части глушками. Из задней части верхних коллекторов боковых экранов вода перетекает в верхний коллектор конвективного пучка и, пройдя последовательно по трубам конвективного пучка и трубам заднего экрана, отводится в тепловую сеть из нижнего коллектора заднего экрана. В пиковом режиме вода подводится в нижние коллекторы фронтового и заднего экранов, поднимается по экранным трубам и трубам конвективного пучка, опускается по трубам боковых экранов и отводится в тепловую сеть из нижних коллекторов боковых экранов.

Конструкция котлов допускает полуоткрытую установку в районах со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки до –30 °С при размещении в закрытом помещении горелочных устройств, дутьевых вентиляторов и арматуры.

Технические характеристики котлов башенной компоновки приведены в табл. 3.15.

Вопросы для самопроверки

1. Принцип действия паровых котлов МЗК-7Г.
2. Принцип действия двухбарабанных паровых котлов типа Е-1/9-1Г.
3. Принцип действия паровых котлов типа ДКВР малой мощности.
4. Принцип действия паровых котлов типа ДКВР паропроизводительностью 10 и 20 т/ч.
5. Принцип действия двухбарабанных паровых котлов типа ДЕ.
6. Основные особенности устройства и работы паровых котлов средней производительности.
7. Принцип действия водогрейных котлов типа ТВГ и КВ-Г.
8. Водогрейные котлы типа КВ-ГМ. Основные конструктивные отличия в зависимости от производительности.
9. Конструкция и принцип действия водогрейных котлов типа ПТВМ.

Глава 4. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

4.1. Составление теплового баланса котла

При тепловом расчете парогенератора или водогрейного котла тепловой баланс составляется для определения КПД брутто и расчетного расхода топлива. Расчет КПД брутто котла производится в следующей последовательности.

1. Определяется располагаемая теплота:

1 кг твердого или жидкого топлива, кДж/кг

$$Q_{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + i_{\text{тл}} + (1-k)Q_{\text{крб}}, \qquad (4.1)$$

1 м^3 газообразного топлива, кДж/м^3

$$Q_{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{с}} + i_{\text{тл}}, \qquad (4.2)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, $Q_{\text{н}}^{\text{с}}$ – низшая теплота сгорания рабочей массы твердого (жидкого) и сухой массы газообразного топлив, кДж/кг (кДж/м^3); $i_{\text{тл}}$ – физическая теплота, внесенная топливом, кДж/кг (кДж/м^3); $Q_{\text{крб}}$ – теплота, затраченная на разложение карбонатов (учитывается только при сжигании сланцев), кДж/кг (кДж/м^3); k – коэффициент разложения карбонатов, равный при слоевом сжигании 0,7; при камерном – 1,0.

Расчет $Q_{\text{р}}$ котлов, температура уходящих газов которых ниже температуры точки росы, следует вести по высшей теплоте сгорания $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$, ($Q_{\text{в}}^{\text{с}}$) для учета частичного использования теплоты парообразования водяных паров.

Физическое тепло топлива определяется по формуле, кДж/кг (кДж/м^3)

$$i_{\text{тл}} = c_{\text{тл}} t_{\text{тл}}, \qquad (4.3)$$

где $c_{\text{тл}}$ – теплоемкость рабочего топлива, кДж/(кг·К) или кДж/(м^3·К); $t_{\text{тл}}$ – температура рабочего топлива, °С.

Теплоемкость рабочей массы твердого топлива, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{тл}}^{\text{р}} = 4{,}19\frac{W_t^{\text{р}}}{100} + c_{\text{тл}}^{\text{с}}\frac{100 - W_t^{\text{р}}}{100}, \qquad (4.4)$$

мазута при температуре $t_{\text{м}} < 100$ °С, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{тл}} = 1{,}89 + 0{,}0053t, \qquad (4.5)$$

а при температуре $t_{\text{м}} = 100$–150 °С, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{тл}} = 1{,}30 + 0{,}0112t; \qquad (4.6)$$

теплоемкость газообразного топлива, отнесенная к 1 м^3 сухого газа, кДж/(м^3·К)

$$c_{\text{г.тл}} = 0{,}01\left(c_{H_2}H_2 + c_{CO}CO + c_{CH_4}CH_4 + c_{CO_2}CO_2 + \ldots\right) + 0{,}00124 c_{H_2O} d_{\text{г.тл}}, \quad (4.7)$$

где c_{H_2}, c_{CO}, c_{CH_4},…, c_{CO_2}, c_{H_2O} – теплоемкости компонентов газообразного топлива, определяемые при температуре топлива из табл. 4.1, 4.2; W_t^{p} – содержание влаги в рабочей массе топлива, %; $c_{\text{тл}}^{\text{c}}$ – теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг·К); H_2, CO, CH_4,…, CO_2, H_2O – содержание компонентов в сухой массе газообразного топлива, %; $d_{\text{г.тл}}$ – влагосодержание газообразного топлива, г/м^3.

Таблица 4.1

Средняя теплоемкость воздуха и газов

t, °С	$c_{\text{с.в}}$	$c_{\text{в}}$	c_{CO_2}	c_{N_2}	c_{O_2}	c_{H_2O}
	кДж/(м^3·К)					
0	1,2981	1,3198	1,6010	1,2955	1,3069	1,4954
100	1,3014	1,3253	1,7016	1,2968	1,3186	1,5063
200	1,3081	1,3328	1,7887	1,3006	1,3362	1,5235
300	1,3182	1,3433	1,8641	1,3077	1,3571	1,5436
400	1,3299	1,3555	1,9312	1,3173	1,3785	1,5666
500	1,3437	1,3693	1,9902	1,3286	1,3990	1,5909
600	1,3576	1,3840	2,0426	1,3412	1,4179	1,6161
700	1,3718	1,3986	2,0900	1,3546	1,4355	1,6425
800	1,3852	1,4124	2,1327	1,3680	1,4510	1,6693
900	1,3986	1,4259	2,1708	1,3806	1,4657	1,6969
1000	1,4108	1,4384	2,2052	1,3928	1,4786	1,7242
1100	1,4225	1,4594	2,2366	1,4045	1,4904	1,7514
1200	1,4338	1,4623	2,2655	1,4154	1,5017	1,7782
1300	1,4443	1,4736	2,2915	1,4263	1,5117	1,8042
1400	1,4539	1,4841	2,3154	1,4359	1,5214	1,8293
1500	1,4631	1,4937	2,3372	1,4451	1,5306	1,8541
1600	1,4719	1,5029	2,3573	1,4539	1,5390	1,8775
1700	1,4799	1,5113	2,3761	1,4623	1,5474	1,9010
1800	1,4879	1,5189	2,3933	1,4698	1,5553	1,9228
1900	1,4950	1,5268	2,4092	1,4770	1,5629	1,9437
2000	1,5021	1,5340	2,4239	1,4837	1,5704	1,9643
2100	1,5084	1,5411	2,4377	1,4904	1,5771	1,9840
2200	1,5147	1,5474	2,4503	1,4962	1,5842	2,0024
2300	1,5205	1,5536	2,4620	1,5021	1,5909	2,0204

Физическое тепло топлива учитывается в тех случаях, когда топливо предварительно подогрето посторонним источником тепла (паровой подогрев мазута, паровые сушилки и т.п.), а также при сушке по разомкнутому циклу. В последнем случае температуру и влажность топлива следует принимать по состоянию перед топкой. При отсутствии постороннего подогрева физическое тепло может учитываться только для бурых углей и торфа. При этом температура топлива принимается 20 °С. При замкнутой схеме пылеприготовления тепло подогрева и подсушки топлива в мельничной системе в балансе не учитывается.

Таблица 4.2

Средняя теплоемкость горючих газов

t, °С	c_{CO}	c_{H_2}	c_{H_2S}	c_{CH_4}	$c_{C_2H_6}$	$c_{C_3H_8}$	$c_{C_4H_{10}}$	$c_{C_5H_{12}}$
	кДж/(м^3·К)							
0	1,300	1,278	1,508	1,548	2,210	3,049	4,129	5,130
100	1,303	1,289	1,534	1,642	2,495	3,510	4,705	5,836
200	1,307	1,300	1,562	1,757	2,776	3,964	5,256	6,516
300	1,314	1,300	1,595	1,883	3,046	4,370	5,774	7,135
400	1,328	1,303	1,634	2,012	3,308	4,759	6,268	7,740
500	1,343	1,307	1,670	2,138	3,557	5,094	6,689	8,255
600	1,357	1,307	1,710	2,261	3,776	5,429	7,114	8,784
700	1,372	1,310	1,746	2,380	3,985	5,724	7,484	9,230
800	1,386	1,314	1,782	2,495	4,183	5,987	7,808	9,626
900	1,397	1,325	1,818	2,603	4,363	6,232	8,114	9,990
1000	1,411	1,328	1,850	2,700	4,529	6,462	8,402	10,346

2. Определяется тепло, внесенное в топку воздухом, при его подогреве вне котла – паром из отборов, отработанным теплом и т.п., кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{в.вн} = (\beta' - \beta_{изб})\left(I'_{0.вп} - I_{0.х.в}\right), \qquad (4.8)$$

где β' – отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт к теоретически необходимому. При рециркуляции горячего воздуха (в том числе и при схеме с избыточным воздухом) доля рециркулирующего воздуха не включается в β'; $\beta_{изб}$ – отношение количества избыточного (отдаваемого “на сторону”) воздуха к теоретически необходимому; $I'_{0.вп}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздухоподогреватель (котел), кДж/кг (кДж/м^3), определяется

по I-ϑ-таблице (см. табл. 1.3) при температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель (см. табл. 4.3); $I_{0.х.в}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздушный тракт (перед калорифером, вентилятором и т.п.), кДж/кг (кДж/м^3). Температура холодного воздуха принимается равной 30 °С, если не задана другая величина.

Таблица 4.3

Параметры теплоносителей в опорных точках газовоздушного и водопарового трактов котлов

Параметр	Рекомендуемое значение
Газовый тракт	
Температура на выходе из топки ϑ'', °С:	
твердые топлива	900–1200[*1]
мазут малосернистый	≤ 1350
мазут высокосернистый с повышенным содержанием ванадия	≤ 1200
газ	≤ 1350[*2]
Температура газов перед промежуточным пароперегревателем $\vartheta'_{\text{кпнд}}$, °С	При однобайпасной пусковой схеме: 800–850 для твердого топлива и до 900 для газа
Температура газов перед трубчатым воздухоподогревателем второй ступени $\vartheta'_{\text{твп2}}$, °С	≤ (515–530)
Температура газов за экономайзером $\vartheta''_{\text{эк}}$, °С	Не более $t'_{\text{эк}} + 40$ ($t'_{\text{эк}}$ – температура воды перед экономайзером)
Температура уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}}$, °С	см. табл. 4.4
Воздушный тракт	
Температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}}$, °С	см. табл. 4.5
Температура воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя при двухступенчатом подогреве $t''_{\text{вп1}}$, °С	Не менее $t'_{\text{эк}} + 15$
Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{\text{вп1}}$, °С:	
мазут с содержанием серы более 0,5 %	110/70[*3]
мазут с содержанием серы 0,5 % и менее	90/50[*3]
газ	≥ 30

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Рекомендуемое значение
Водопаровой тракт барабанных котлов	
Энтальпия воды на выходе из первой ступени двухступенчатого кипящего экономайзера $i''_{эк1}$, кДж/кг	$i'_s - (125–167)$, i'_s – энтальпия воды на линии насыщения при давлении $p''_{эк}$ за экономайзером
Снижение энтальпии пара в регуляторах перегрева $\Delta i_{рег}$, кДж/кг	65–68
Температура пара за ширмами $t''_{Ш}$, °С	$\le$ (480–485)
Приращение энтальпии пара в горячих ступенях пароперегревателя $\Delta i_{г.с}$, кДж/кг	$\le$ (160–200)

*1 Рекомендуемые значения температур зависят от вида топлива и поверхности нагрева, находящейся за топкой.

*2 Для котлов, работающих только на газе, по условиям работы ширм и конвективных поверхностей нагрева может быть допущена более высокая температура.

*3 В числителе температура воздуха на входе в трубчатый воздухоподогреватель, в знаменателе – в регенеративный.

Количество воздуха, поступающее в воздушный тракт котла, отнесенное к теоретически необходимому определяется по формуле

$$\beta' = \alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл} - \Delta\alpha_{вп}, \qquad (4.9)$$

где $\alpha_т$ – коэффициент избытка воздуха в топке (см. табл. 1.4); $\Delta\alpha_т$, $\Delta\alpha_{пл}$, $\Delta\alpha_{вп}$ – присос воздуха в топку, систему пылеприготовления и воздухоподогреватель (см. табл. 1.5).

Таблица 4.4

Температура уходящих газов

Топливо	Рекомендуемые значения $\vartheta_{ух}$, °С, при температуре питательной воды $t_{пв}$, °С			
	150	215–235	265	
	Содержание серы (для мазута), %			
	до 1	1,1–2	2,1–3	> 3
Твердое топливо с приведенной влажностью, %/(1000 кДж/кг):				
сухое, $W^r_{пр} < 0{,}7$	110–120	120–130	130–140	
влажное, $W^r_{пр}$ =1–5	120–130	140–150	150–160	
сильно влажное, $W^r_{пр} > 5$	130–140	160–170	170–180	
Мазут	140	150	160	165
Газ без сернистых соединений	Не ниже 90			

Таблица 4.5

Температура горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя

Топочное устройство	Система пылеприготовления	Топливо	$t_{г.в}$, °С
Топки с твердым шлакоудалением	Замкнутая, с воздушной сушкой	Антрацитовый штыб (АШ)	450–470
		Тощий (Т)	420–450[*1]
		Прочие каменные угли	300–420[*1]
		Бурые угли, торф	350–400[*2]
		Сланцы	250–300
	Замкнутая, с газовой сушкой	Бурые угли	300–350[*3]
	Разомкнутая, с газовой сушкой	Для всех топлив	Не более 350
Топки с жидким шлакоудалением	Полуразомкнутая или разомкнутая, с подачей пыли горячим воздухом	АШ	450–470
		Т	400–450[*1]
Газомазутные топки	–	Газ, мазут	230–270

[*1] Большие значения для окисленных углей 2-й группы и тощих 2Т.

[*2] При высоковлажном торфе $W^r_{пр} \geq 50\%$ принимается $t_{г.в} = 400$ °С.

[*3] Большие значения при высокой влажности топлива.

3. Рассчитывается теплота, вносимая в агрегат через форсунку при паровом распыливании жидкого топлива, определяется следующим образом, кДж/кг

$$Q_ф = G_ф\left(i_ф - 2400\right), \qquad (4.10)$$

где $G_ф$ – расход пара на распыливание 1 кг мазута, кг/кг ($G_ф$ = 0,30–0,35 кг/кг); $i_ф$ – энтальпия пара, подаваемого в форсунки кДж/кг (определяется из таблиц для водяного пара по его параметрам, кДж/кг).

4. Определяется (только при сжигании твердого топлива) потеря теплоты от механической неполноты горения, %

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_р}100 = \frac{\left(a_{шл+пр}\dfrac{\Gamma_{шл+пр}}{100 - \Gamma_{шл+пр}} + a_{ун}\dfrac{\Gamma_{ун}}{100 - \Gamma_{ун}}\right)32{,}7\cdot 10^3 A^р}{Q_р}, \qquad (4.11)$$

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

Значения потери теплоты от механического недожога в зависимости от типа топочного устройства, вида топлива и шлакоудаления приво-

дятся в нормативном методе теплового расчета котлов и в справочной литературе.

5. Определяется потеря теплоты с уходящими газами. Этот показатель определяется как разность энтальпий продуктов сгорания на выходе из последней поверхности нагрева и холодного воздуха, %

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_р} 100 = \frac{\left[I_{ух} - \left(\alpha_{ух} - \beta'\right) I_{0.прс} - \beta' I_{0.х.в}\right]\left(100 - q_4\right)}{Q_р}, \qquad (4.12)$$

где $I_{ух}$ – энтальпия уходящих газов при избытке воздуха $\alpha_{ух}$ и температуре $\vartheta_{ух}$ (определяется по I-ϑ-таблице (см. табл. 1.3)), кДж/кг (кДж/м^3); $I_{0.прс}$ – энтальпия воздуха, присасываемого в газоходы котла, кДж/кг (кДж/м^3).

Для определения потери теплоты с уходящими газами необходимо произвести выбор температуры уходящих газов (см. табл. 4.4). Выбор производится на основе технико-экономического расчета по условию оптимального использования топлива и расхода металла на хвостовые поверхности нагрева. Однако во избежание низкотемпературной коррозии при температурах металла, меньших температуры точки росы, приходится выбирать повышенные температуры уходящих газов по сравнению с экономически выгодной или принимать специальные меры по защите воздухоподогревателя.

Таблица 4.6

Потери тепла с недожогом ($q_3 + q_4$) в газомазутных котлах

№ п/п	Топливо	Суммарный недожог $q_3 + q_4$, % при нагрузках котла в процентах от номинальной		
		$D = 100$	$70 \le D < 100$	$D < 70$
1	Мазут	0,10–0,15 (0,15–0,20)*	0,15–0,20 (0,20–0,25)*	0,30–0,40 (0,40–0,50)*
2	Природный газ	0,05–0,07	0,05–0,10	0,10–0,15

* Значения в скобках – для топок, не оборудованных газоплотными цельносварными экранами

Примечание: Для котлов производительностью < 45 кг/с (160 т/ч), величина суммарного недожога $q_3 + q_4$ может быть увеличена в 1,5–2 раза.

6. Определяется потеря теплоты от химической неполноты горения. Потеря теплоты q_3 обусловлена суммарной теплотой сгорания продуктов неполного горения, остающихся в уходящих газах, %

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_р} 100, \qquad (4.13)$$

Потеря теплоты с химическим недожогом для пылеугольных топок с твердым и жидким шлакоудалением принимается равной $q_3 = 0$. Для слоевых топок с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками обратного хода $q_3 < 0{,}1$, а для топок с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками, а также для топок с цепной решеткой прямого хода $q_3 < 1{,}0$. Для камерных топок газомазутных котлов значения этих потерь приведены в табл. 4.6.

7. Определяется потеря теплоты от наружного охлаждения. Потери теплоты от наружного охлаждения при номинальной нагрузке ($q_{5\text{ном}}$) для стационарных паровых котлов приведены в табл. 4.7, для водогрейных котлов – в табл. 4.8. При производительности котла, превышающей 250 кг/с (900 т/ч) принимается $q_{5\text{ном}} = 0{,}2$ %.

При нагрузках, отличающихся от номинальной более чем на 25 %, величина q_5 пересчитывается по формулам, %

$$q_5 = q_{5\text{ном}} \frac{D_{\text{ном}}}{D}; \qquad (4.14)$$

$$q_5^{\text{в.к}} = q_{5\text{ном}}^{\text{в.к}} \frac{N_{\text{ном}}}{N}, \qquad (4.15)$$

где $D_{\text{ном}}$ – номинальная нагрузка парогенератора, т/ч; D – расчетная нагрузка парогенератора, т/ч; $N_{\text{ном}}$ – номинальная мощность водогрейного котла, МВт; N – расчетная мощность водогрейного котла, МВт.

Таблица 4.7

Потери теплоты от наружного охлаждения парогенератора

Номинальная нагрузка парогенератора, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты $q_{\text{ном}}$, %		Номинальная нагрузка парогенератора, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты $q_{\text{ном}}$, %	
	собственно парогенератор	парогенератор с хвостовыми поверхностями		собственно парогенератор	парогенератор с хвостовыми поверхностями
0,55 (2)	3,40	3,80	22,22 (80)	–	0,80
1,11 (4)	3,10	2,90	27,77 (100)	–	0,70
1,67 (6)	1,60	2,40	55,55 (200)	–	0,60
2,22 (8)	1,20	2,00	83,33 (300)	–	0,50
2,78 (10)	–	1,70	100 (360)	–	0,45
4,16 (15)	–	1,50	125 (450)	–	0,40
5,55 (20)	–	1,30	150 (540)	–	0,30
8,33 (30)	–	1,20	175 (630)	–	0,275
11,11 (40)	–	1,00	200 (720)	–	0,25
16,66 (60)	–	0,90	250 (900)	–	0,20

Таблица 4.8

Потери теплоты от наружного охлаждения водогрейного котла (ориентировочно)

Номинальная мощность котла, МВт	1	2	3	5	10	20	30	40	60	100
Потеря $q_{5\text{ном}}^{\text{вк}}$, %	5,0	3,0	2,0	1,7	1,5	1,2	1,0	0,9	0,7	0,5

Разбивка потери тепла от наружного охлаждения котла по отдельным газоходам практически не сказывается на результатах расчета. Доли этой потери, приходящиеся на отдельные газоходы, для упрощения принимаются пропорциональными количеству тепла, отдаваемого газами в соответствующих газоходах. Поэтому при определении количества тепла, отдаваемого газами, потери от наружного охлаждения учитываются введением коэффициента сохранения тепла

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_к + q_5}, \qquad (4.16)$$

где $\eta_к$ – коэффициент полезного действия котла (брутто), %.

8. Определяется потеря в виде физической теплоты шлаков. Потеря с теплом шлака q_6 вводится в расчет для всех твердых топлив при камерном сжигании с жидким шлакоудалением и слоевом. При камерном сжигании с твердым шлакоудалением q_6 может не учитываться при $A^{\text{р}} \le \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{400}$.

Потеря тепла определяется по формуле, %

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_{\text{р}}} 100 = \frac{a_{\text{шл}} (c\vartheta)_{\text{зл}} A^{\text{р}}}{Q_{\text{р}}}, \qquad (4.17)$$

где $a_{\text{шл}}$=1 – $a_{\text{ун}}$ – доля золы в топливе, перешедшей в шлак; $a_{\text{ун}}$ – доля золы топлива в уносе (приводится в справочной литературе при указании характеристик топочных устройств); $(c\vartheta)_{\text{зл}}$ – энтальпия шлака, кДж/кг.

Энтальпия шлака при твердом шлакоудалении принимается равной 560 кДж/кг, а при жидком шлакоудалении определяется по температуре начала нормального жидкого шлакоудаления $t_{\text{н.ж}}$, указываемой в характеристиках твердого топлива. Теплоемкость шлака

$$c_{\text{шл}} = 0{,}832 + 0{,}00167 t_{\text{шл}}, \text{ кДж/(кг·К)}.$$

9. Определяется КПД брутто парогенератора или водогрейного котла из уравнения обратного теплового баланса, %

$$\eta_{к} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (4.18)$$

10. Определяется полное количество тепла, полезно использованное в паровом или водогрейном котле, кВт

$$Q_{к} = D_{пе}(i_{пе} - i_{п.в}) + D_{н.п}\left(i_s'' - i_{п.в}\right) + D_{пр}\left(i_s' - i_{п.в}\right); \quad (4.19)$$

$$Q_{вк} = G_{в}(i_{г.в} - i_{х.в}), \quad (4.20)$$

где $D_{пе}$ – расход выработанного перегретого пара, кг/с; $D_{н.п}$ – расход выработанного насыщенного пара и пара, отданного потребителям помимо пароперегревателя, кг/с; $D_{пр}$ – расход продувочной воды, кг/с (при $D_{пр} < 0{,}02\ D_{пе}$ теплоту продувочной воды можно не учитывать); $i_{пе}$, $i_{п.в}$, i_s'', i_s' – энтальпия перегретого пара, питательной воды, насыщенного пара при давлении в барабане и воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг; $G_{в}$ – расход воды через водогрейный котел, кг/с; $i_{х.в}$ $i_{г.в}$ – энтальпии сетевой воды на входе и на выходе из водогрейного котла, кДж/кг. Энтальпии пара и воды определяются по прил. III–V.

Расход продувочной воды определяется по формуле, кг/с

$$D_{пр} = 0{,}01 p_{пр}(D_{пе} + D_{н.п}), \quad (4.21)$$

где $p_{пр}$ – процент продувки, принимается от 2 до 5 %.

11. Определяется расход топлива, подаваемого в топку парогенератора или водогрейного котла, кг/с ($м^3$/с)

$$B_{пг} = \frac{Q_{к}}{\frac{Q_{р}\eta_{к}}{100} + Q_{в.вн} + Q_{ф}}; \quad (4.22)$$

$$B_{в.к} = \frac{Q_{вк}}{\frac{Q_{р}\eta_{к}}{100} + Q_{в.вн} + Q_{ф}}. \quad (4.23)$$

12. При сжигании твердого топлива определяется расчетный расход топлива с учетом потерь тепла q_4, кг/с

$$B_{р} = B\left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (4.24)$$

В дальнейшем во все формулы для определения объемов и количеств тепла подставляется величина $B_{р}$. В величины удельных объемов газов и воздуха и их энтальпий поправка на механическую неполноту сгорания не вносится.

13. Для последующих расчетов по формуле 4.16 определяется коэффициент сохранения тепла φ.

4.2. Расчет теплообмена в топке

В инженерной практике применяется метод расчета теплообмена в топке, созданный отечественными учеными, основанный на совместном использовании для расчетов законов лучистого теплообмена и приложении теории подобия к топочным процессам. Функциональная зависимость определяющих критериев от различных факторов установлена на основе экспериментальных данных.

Для проведения расчета теплообмена в топке необходимо знать геометрические характеристики топочной камеры. Границами объема топки (см. рис. 4.1) являются осевые плоскости экранных труб или обращенные в топку поверхности защитного огнеупорного слоя; в местах, не защищенных экранами, – стены топочной камеры. В выходном сечении топочной камеры ее объем ограничивается плоскостью, проходящей через оси первого ряда ширм, фестона или котельного пучка. Если ширмовые пакеты вверху топки расположены по всему ее сечению, то верхней границей топки служит проходящая под ширмами горизонтальная плоскость (рис. 4.1, а), даже если расстояния от стенки до пакета и между пакетами больше шага ширм. Нижней границей объема топки служит под. При наличии холодной воронки за нижнюю границу объема топки условно принимается горизонтальная плоскость, отделяющая ее нижнюю половину.

Ширмы, расположенные в районе выходного окна топки с шагом $S_1 \geq 700$ мм, рассчитываются совместно с топочной камерой.

Ширмы, расположенные у стены, противоположной выходному окну, рассчитываются совместно с топочной камерой, независимо от величины поперечного шага ширм.

Для слоевых топок объем топочной камеры ограничивается снизу площадью колосниковой решетки и вертикальной плоскостью, проходящей через концы колосников, скребки шлакоснимателя или элементы шлакового подпора.

Полная поверхность стен топки $F_{ст}$, без ширм, включенных в ее объем, вычисляется как сумма плоскостей $F_{пл}$, ограничивающих объем топочной камеры (рис. 4.1), и двусветных экранов, м^2

$$F_{ст} = \sum F_{пл} \ . \qquad (4.25)$$

Площадь стены, занятая экраном, $F_{пл}$, м^2, определяется по расстоянию между осями крайних труб данного экрана и освещенной длине

экранных труб. Площадь поверхности ширм, включенных в объем топки, и двусветных экранов определяется как удвоенное произведение расстояния между осями крайних труб экранов (ширм) на освещенную факелом длину труб.

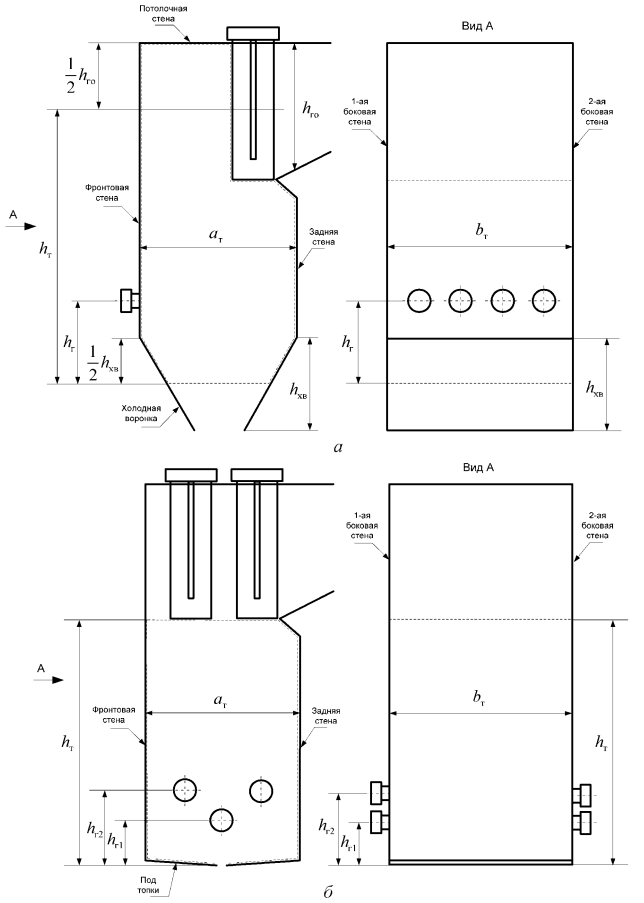


Рис. 4.1. К определению границ расчетного объема топки и основных расчетных размеров:

а – топка с твердым шлакоудалением с одним рядом ширм, оснащенная одним ярусом горелочных устройств, расположенных на фронтальной стене; *б* – топка с жидким шлакоудалением с двумя рядами ширм, оснащенная двумя ярусами горелочных устройств, расположенных на боковых стенах; $h_т$ – высота топки; $h_г$ – высота расположения горелочных устройств; $h_{хв}$ – высота холодной воронки; $h_{го}$ – высота газового окна в плоскости заднего экрана; $a_т$ – глубина топки; $b_т$ – ширина топочной камеры (ширина котла)

Лучевоспринимающая поверхность топки, не имеющей ширм, включенных в ее активный объем, определяется по формуле, м^2

$$H_{л} = \sum F_{пл} x \,, \qquad (4.26)$$

где x – угловой коэффициент экрана.

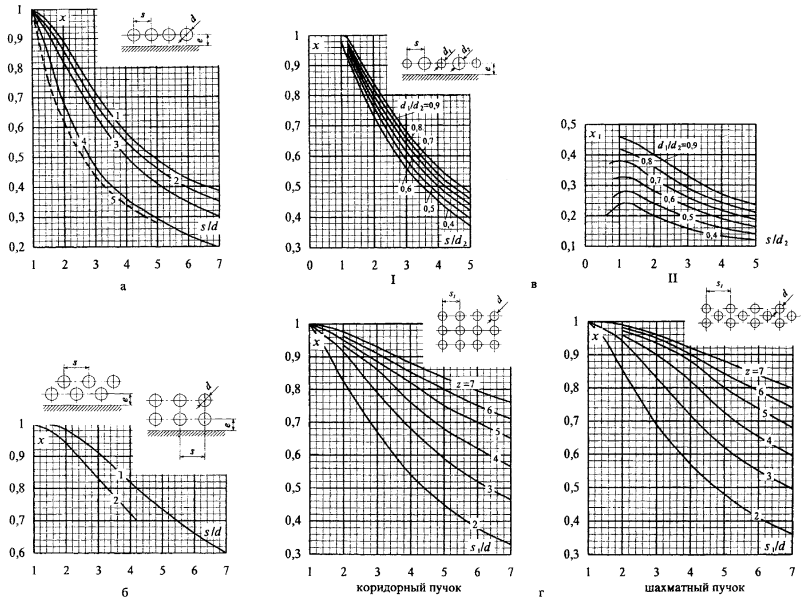


Рис. 4.2. Угловые коэффициенты экранов:

а – однорядный гладкотрубный настенный экран: 1 – с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1{,}4d$; 2 – то же при $e = 0{,}8d$; 3 – то же при $e = 0{,}5d$; 4 – то же при $e = 0$; 5 – без учета излучения обмуровки при $e \geq 0{,}5d$;

б – двухрядный гладкотрубный экран: 1 – с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1{,}4d$; 2 – то же при $e = 0$;

в – однорядный экран из гладких труб разных диаметров: I – для всего экрана; II – для труб малого диаметра;

г – z-рядного пучка; z = 2, 3, 4, 5, 6, 7 – количество рядов в пучке

Угловой коэффициент гладкотрубных экранов в зависимости от их конструкции определяется по номограммам (рис. 4.2). Для ошипованных и плавниковых экранов, а также для экранов, закрытых чугунными плитами, $x = 1$. Угловой коэффициент плоскости, проходящей через оси первого ряда труб котельного пучка (фестона, ширм), расположенного в выходном окне топки, также равен 1. При расчете последующих по-

верхностей нагрева следует учитывать, что коэффициент самого котельного пучка (фестона, ширм) может быть меньше единицы и часть падающего из топки тепла проходит сквозь пучок на расположенные за ним поверхности нагрева. Для участков стен, не закрытых экранами (в том числе горелки, лазы, сопла), угловой коэффициент равен $x = 0$.

Последовательность определения температуры продуктов сгорания на выходе из топки или величин тепловоспринимающих поверхностей нагрева, при которых обеспечивается заданная температура, следующая.

1. При поверочном расчете топочной камеры котельного агрегата предварительно принимается, а при конструктивном задается значение температуры газов на выходе из топки (перед фестоном или фестонированной частью конвективного пакета) $\vartheta''_т$, °С. Рекомендации по ее выбору содержатся в табл. 4.3.

2. Определяется тепло, вносимое в топку воздухом, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_в = \beta'_т I''_{0.в} + (\Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{пл}) I_{0.прс}, \qquad (4.27)$$

где $\beta'_т$ – количество воздуха, подаваемое в топку из воздухоподогревателя, отнесенное к теоретически необходимому для сгорания топлива; $\Delta\alpha_т$, $\Delta\alpha_{пл}$ – величины присосов воздуха, соответственно, в топке и пылеприготовительной системе (определяются по табл. 1.5); $I''_{0.в}$, $I_{0.прс}$ – энтальпии теоретически необходимого количества воздуха при температуре за воздухоподогревателем (рекомендации по выбору температуры см. табл. 4.5) и присасываемого воздуха (определяются по I-ϑ -таблице (см. табл. 1.3)).

Количество воздуха $\beta'_т$ определяется по формуле

$$\beta'_т = \alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл} - (\alpha_{отб} - 1) r_т, \qquad (4.28)$$

где $\alpha_т$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки (принимается по табл. 1.4); $\alpha_{отб}$ – коэффициент избытка воздуха в месте отбора газов на рециркуляцию; $r_т$ – коэффициент рециркуляции газов в низ топки или горелки (при отсутствии рециркуляции $r_т = 0$).

3. Определяется полезное тепловыделение в топке, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_т = Q_р \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_ф + Q_в + \sum r I_{г.отб}, \qquad (4.29)$$

$\sum r I_{г.отб}$ – тепло рециркулирующих газов, кДж/кг (кДж/м^3). Учитывается в случае возврата в топку части газов, отобранных из газоходов котла, за котлом или из верхней части топки.

4. По полезному тепловыделению в топке при избытке воздуха $\alpha_т$ из I-ϑ-таблицы (см. табл. 1.3) определяется адиабатическая температура горения $\vartheta_а$, °С.

5. По принятому с последующим уточнением значению температуры продуктов сгорания на выходе из топки $\vartheta''_т$ при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_т$ из I-ϑ-таблицы (см. табл. 1.3) определяется энтальпия продуктов сгорания 1 кг (1 м^3) топлива на выходе из топки $I''_т$.

6. Определяется средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг (1 м^3) топлива, кДж/(кг·К) [кДж/(м^3·К)]

$$(Vc)_{ср} = \frac{Q_т - I''_т}{\vartheta_а - \vartheta''_т}. \qquad (4.30)$$

7. Рассчитывается параметр M, учитывающий влияние на интенсивность теплообмена относительного уровня расположения горелок, степени забалластированности топочных газов и других факторов

$$M = M_о\left(1 - 0{,}4x_г\right)\sqrt[3]{r_v}, \qquad (4.31)$$

где $M_о$ – коэффициент (значения $M_о$ приведены в табл. 4.9); $x_г$ – относительный уровень расположения горелок в топке; r_v – параметр забалластированности топочных газов, м^3/м^3.

Таблица 4.9

Значения параметра $M_о$

Тип топки	Компоновка горелок	$M_о$
Газомазутные топки	С подовыми горелками ($x_г$ = 0)	0,36
	С настенным расположением горелок	0,40
Пылеугольные топки с твердым шлакоудалением	Тангенциальная или встречная	0,46
	Однофронтовая	0,42
Пылеугольные топки с жидким шлакоудалением	–	0,44

Относительный уровень расположения горелок в топке определяется как отношение среднего уровня расположения настенных и угловых горелок $h_г$ к высоте топочной камеры $h_т$ (см. рис. 4.1)

$$x_г = \frac{h_г}{h_т}. \qquad (4.32)$$

Средний уровень расположения настенных и угловых горелок при сжигании одного вида топлива

$$h_{\text{г}} = \frac{\sum^{m} nBh_{\text{г}}}{\sum^{m} nB}, \qquad (4.33)$$

где m – число ярусов горелок; n – число горелок в ярусе; B – расход топлива, подаваемого в горелку яруса, кг/с (м^3/с); $h_{\text{г}}$ – уровень расположения осей горелок в ярусе (см. рис. 4.1); определяется как расстояние от середины холодной воронки (пода топки) до оси горелок в ярусе.

Параметр забалластированности топочных газов, м^3/м^3

$$r_v = \frac{V_{\text{г}}^{\text{н}}(1+r)}{V_{0.\text{N}_2}^{\text{н}} + V_{\text{RO}_2}^{\text{н}}}, \qquad (4.34)$$

где r – коэффициент рециркуляции; $V_{\text{г}}^{\text{н}}$ – объем газов на выходе из топки без учета рециркуляции, м^3/кг (м^3/м^3); определяется при расчете горения топлива.

8. Определяется эффективная толщина излучающего слоя топки, м

$$s = 3{,}6\frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}}, \qquad (4.35)$$

где $V_{\text{т}}$, $F_{\text{ст}}$ – объем и поверхность стен топки, м^3, м^2.

9. Рассчитывается коэффициент поглощения лучей газовой фазой (трехатомными газами – RO_2, H_2O), 1/(м·МПа)

$$k_{\text{г}} = k_{\text{г}}^{\text{o}} r_{\text{п}} = \left(\frac{7{,}8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10pr_{\text{п}}s}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37\frac{T_{\text{т}}''}{1000}\right)r_{\text{п}}, \qquad (4.36)$$

где $r_{\text{п}} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2}$ – суммарная объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания; $T_{\text{т}}''$ – абсолютное значение температуры газов на выходе из топки, К; p – давление в топочной камере, МПа.

Объемные доли трехатомных газов r_{RO_2} и $r_{\text{H}_2\text{O}}$ определяются при расчете горения топлива (см. формулы 1.15 и 1.16).

Давление в топочной камере котлов с уравновешенной тягой принимается равным 0,1 МПа. Для котлов, работающих под наддувом, в формулу 4.36 подставляется значение рабочего давления в топочной камере.

10. Определяется коэффициент поглощения лучей сажистыми частицами, 1/(м·МПа)

$$k_{\text{с}} = \frac{1{,}2}{1+\alpha_{\text{т}}^2}\left(\frac{\text{C}^{\text{р}}}{\text{H}^{\text{р}}}\right)\left(1{,}6\frac{T_{\text{т}}''}{1000}-0{,}5\right), \qquad (4.37)$$

где $\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки; $\text{C}^{\text{р}}/\text{H}^{\text{р}}$ – соотношение углерода и водорода в рабочей массе топлива.

При сжигании газа

$$\frac{\text{C}^{\text{р}}}{\text{H}^{\text{р}}} = 0{,}12\sum\frac{m}{n}\text{C}_m\text{H}_n, \qquad (4.38)$$

где m и n – соответственно, количество атомов углерода и водорода в соединении; C_mH_n – содержание отдельных углеводородов в топливе, % об.

11. При сжигании твердого топлива определяются коэффициенты поглощения лучей частицами золы и частицами кокса.

Коэффициент поглощения лучей частицами золы, 1/(м·МПа)

$$k_{\text{зл}}\mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 A_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{\left(T_{\text{т}}''\right)^2}}\frac{\mu_{\text{зл}}}{1+1{,}2\mu_{\text{зл}}s}, \qquad (4.39)$$

где $\mu_{\text{зл}}$ – концентрация золы в продуктах сгорания, кг/кг.

Коэффициент $A_{\text{зл}}$ для топок с твердым шлакоудалением принимается по табл. 4.10. Для топок с жидким шлакоудалением $A_{\text{зл}}$ принимается на 0,10 выше приведенных в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Значения коэффициента $A_{\text{зл}}$ для топок с твердым шлакоудалением

Вид топлива	$A_{\text{зл}}$
Антрацитовый штыб (АШ)	1,00
Экибастузский уголь при $R_{90} \le 15$ %	1,00
Каменный и тощий угли	0,80
Бурый уголь, сланцы	0,75
Торф	0,60

Концентрация золы в продуктах сгорания рассчитывается по формуле, кг/кг

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^{\text{р}}a_{\text{ун}}}{100G_{\text{г}}}, \qquad (4.40)$$

где $A^{\text{р}}$ – зольность, отнесенная к рабочей массе топлива, %; $a_{\text{ун}}$ - доля золы топлива, уносимой газами (приводится в справочной литературе

при указании характеристик топок для сжигания твердого топлива); $G_г$ – масса продуктов сгорания, кг/кг.

Масса продуктов сгорания

$$G_г = 1 - \frac{A^р}{100} + 1{,}306\alpha V_0^н, \qquad (4.41)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, идущего на горение; $V_0^н$ – теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, м^3/кг (определяется при расчете горения топлива).

Коэффициент поглощения лучей частицами кокса $k_{кокс}\mu_{кокс}$ принимается по табл. 4.11

Таблица 4.11

Значения коэффициента поглощения лучей частицами кокса

Вид топлива	$k_{кокс}\mu_{кокс}$, 1/(м·МПа)
АШ, тощий уголь	0,25
Каменный уголь	0,20
Бурый уголь, сланцы, торф	0,10

12. Производится расчет коэффициента поглощения топочной среды. Принимается, что при сжигании газа и мазута основными излучающими компонентами являются газообразные продукты сгорания (RO_2, H_2O) и взвешенные в их потоке сажевые частицы, при сжигании твердого топлива – газообразные продукты сгорания (RO_2, H_2O) и взвешенные в их потоке частицы золы и кокса.

При сжигании газа или мазута коэффициент поглощения топочной среды рассчитывается с учетом относительного заполнения топочной камеры светящимся пламенем (частицами сажи), характеризуемым коэффициентом *m*. Расчет производится по формуле, 1/(м·МПа)

$$k = k_г + mk_с. \qquad (4.42)$$

При сжигании мазута в газоплотных котлах коэффициент *m* равен *m* = 0,3; для негазоплотных котлов *m* = 0,6. При сжигании природного газа, а также других газов, кроме доменного *m* = 0,1. Для доменного газа *m* = 0.

При сжигании твердых топлив коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа)

$$k = k_г + k_{зл}\mu_{зл} + k_{кокс}\mu_{кокс}. \qquad (4.43)$$

Для слоевых топок принимается $k_{кокс}\mu_{кокс} = 0$.

13. Определяется критерий поглощательной способности (критерий Бугера). Критерий поглощательной способности является основной радиационной характеристикой продуктов сгорания

$$\mathrm{Bu} = kps\,. \tag{4.44}$$

14. По найденному значению Bu определяется эффективное значение критерия Бугера

$$\mathrm{B\tilde{u}} = 1{,}6\ln\left(\frac{1{,}4\mathrm{Bu}^2 + \mathrm{Bu} + 2}{1{,}4\mathrm{Bu}^2 - \mathrm{Bu} + 2}\right). \tag{4.45}$$

Приближенно эффективное значение критерия Бугера может быть найдено по рис. 4.3.

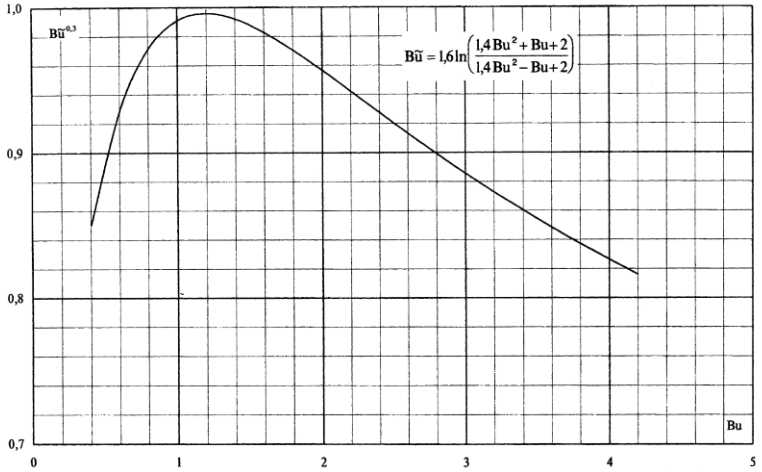


Рис. 4.3. Эффективное значение критерия Бугера

15. Определяется коэффициент тепловой эффективности экранов. Коэффициент тепловой эффективности экранов равен произведению углового коэффициента экрана x на коэффициент ζ, учитывающий тепловое сопротивление загрязнения или закрытие изоляцией

$$\psi = x\zeta\,. \tag{4.46}$$

Если стены топки закрыты экранами с разными значениями коэффициента тепловой эффективности ψ или экраны покрывают часть поверхности стен, среднее значение коэффициента тепловой эффективности

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\sum \psi F_{\text{ст}}}{F_{\text{ст}}}\,. \tag{4.47}$$

Для неэкранированных участков топочных стен принимается $\psi = 0$.

Угловой коэффициент экранов *x* определяется по рис. 4.2.

Коэффициент ζ, учитывающий снижение тепловосприятия экрана при его загрязнении или закрытии его поверхности изоляцией, принимается по табл. 4.12.

Таблица 4.12

Значения коэффициента ζ

Тип экрана	Топливо	$\zeta = \psi / x$
Настенные гладкотрубные и мембранные цельносварные экраны в камерных топках	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	АШ, тощий уголь, каменные и бурые угли средней шлакующей способности, фрезерный торф	0,45
	Каменные и бурые угли высокой шлакующей способности	0,35–0,40
	Сланцы	0,25
Настенные гладкотрубные и плавниковые экраны в слоевых топках	Все топлива	0,60
Ошипованные экраны, покрытые огнеупорной массой	Все топлива	0,20
Экраны, закрытые шамотным кирпичом	Все топлива	0,10

Для выходного окна топки, отделяющего топку от расположенной за ним поверхности нагрева, коэффициент $\zeta_{вых}$ определяется по формуле

$$\zeta_{вых} = \zeta\beta \ . \qquad (4.48)$$

где ζ – коэффициент, принимаемый по табл. 4.12 таким же, как для настенных экранов; β – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и поверхностью нагрева.

При размещении за окном топки ширм коэффициент β принимается равным 0,6 при сжигании твердых топлив и 0,8 при сжигании мазута и газа. При размещении за окном фестона – $\beta = 0{,}9$, котельного пучка – $\beta = 1{,}0$. При отсутствии непосредственно за окном поверхности нагрева $\zeta_{вых} = 0{,}5$.

16. Для расчета температуры газов в конце топки (при поверочном расчете) или для определения поверхности стен топочной камеры (при конструктивном расчете) используются формулы:

- при расчете температуры газов в конце топки, ºС

$$\vartheta_{\text{т}}'' = \frac{T_{\text{а}}}{1 + M\text{Bu}^{0,3}\left[\dfrac{5{,}67\cdot 10^{-11}\psi_{\text{ср}}F_{\text{ст}}T_{\text{а}}^3}{\varphi B_{\text{р}}(Vc)_{\text{ср}}}\right]^{0,6}} - 273, \qquad (4.49)$$

где $5{,}67\cdot 10^{-11}$ кВт/(м$^2\cdot$К^4) – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Если рассчитанная по формуле (4.49) выходная температура газов отличается от принятой более, чем на ± 100 °С, следует уточнить величины Bu и $(Vc)_{\text{ср}}$ по найденному значению температуры газов и повторить расчет.

- при определении площади поверхности стен топочной камеры, м^2

$$F_{\text{ст}} = \frac{B_{\text{р}}Q_{\text{л}}\sqrt[3]{\dfrac{1}{M^2}\left(\dfrac{T_{\text{а}}}{T_{\text{т}}''} - 1\right)^2}}{5{,}67\cdot 10^{-11}M\psi_{\text{ср}}\text{Bu}^{0,3}T_{\text{т}}''T_{\text{а}}^3} - 273. \qquad (4.50)$$

После расчета поверхностей стен и уточнения размеров топки необходимо проверить соответствие принятого и полученного в результате расчета коэффициента тепловой эффективности; расхождение их не должно превышать ± 5 % величины ψ.

17. По рассчитанному значению температуры продуктов сгорания на выходе из топки $\vartheta_{\text{т}}''$ при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_{\text{т}}$ из I-ϑ-таблицы (см. табл. 1.3) определяется расчетное значение энтальпия продуктов сгорания 1 кг (1 м^3) топлива на выходе из топки $I_{\text{т}}''$.

18. Рассчитывается количество тепла, воспринятого в топке на 1 кг (1 м^3) топлива, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{\text{л}} = \varphi\left(Q_{\text{т}} - I_{\text{т}}''\right). \qquad (4.51)$$

4.3. Расчет конвективных поверхностей нагрева

Расчет конвективных поверхностей нагрева базируется на совместном решении системы уравнений теплового баланса и теплообмена. Уравнения теплового баланса отражают равенство между теплом, отданным дымовыми газами и воспринятым паром, водой или воздухом. Уравнение теплообмена связывает количество передаваемого тепла с величиной поверхности нагрева. Для поверхностей, у которых тепло,

передаваемое рабочей среде, включает в себя тепловосприятие от газов и излучение из топочного объема, приходится отдельно учитывать оба слагаемых.

Поверочный расчет конвективных поверхностей производится в следующей последовательности.

1. Принимается с последующим уточнением температура продуктов сгорания на выходе из рассчитываемой поверхности $\vartheta''_{\text{пп}}$, $\vartheta''_{\text{вэ}}$ или $\vartheta''_{\text{вп}}$ и при соответствующем коэффициенте избытка воздуха по I-ϑ-таблице (см. табл. 1.3) определяется их *энтальпия*.

2. Определяется *количество тепла*, отданное продуктами сгорания рассчитываемой поверхности, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{\text{б}} = \varphi\left(I' - I'' + \Delta\alpha I_{0.\text{прс}}\right) - Q_{\text{доп}}. \qquad (4.52)$$

где I', I'' – энтальпии газов, соответственно, на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг (кДж/м^3); $\Delta\alpha I_{0.\text{прс}}$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг (кДж/м^3); $\Delta\alpha$ – присос воздуха в газоход; $I_{0.\text{прс}}$ – энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха, кДж/кг (кДж/м^3); $Q_{\text{доп}}$ – тепловосприятие дополнительной поверхности, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью, кДж/кг (кДж/м^3).

Энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха для всех газоходов определяется из I-ϑ-таблицы (см. табл. 1.3) по температуре присасываемого воздуха $t_{\text{прс}}$. Для воздухоподогревателя $I_{0.\text{прс}}$ находится по средней температуре воздуха

$$t_{\text{прс}} = 0{,}5\left(t'_{\text{вп}} + t''_{\text{вп}}\right), \qquad (4.53)$$

где $t'_{\text{вп}}$, $t''_{\text{вп}}$ – температура воздуха, соответственно, на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него, °С.

3. При *двухступенчатой компоновке* хвостовых поверхностей нагрева котла после расчета всех поверхностей нагрева, расположенных по ходу газов до второй по ходу воды ступени экономайзера, известна только температура газов на входе в эту ступень $\vartheta'_{\text{эк2}}$. Поэтому нужно задаться энтальпией воды на выходе из экономайзера, кДж/кг

$$i''_{\text{эк2}} \approx \frac{D}{D_{\text{эк}}}\left(i_{\text{пе}} + \Delta i_{\text{по}}\right) - \frac{B_{\text{р}}}{D_{\text{эк}}}\left(Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{пе}} + Q_{\text{пп}}\right), \qquad (4.54)$$

где D – паропроизводительность котла, кг/с; $D_{\text{эк}}$ – расход воды через экономайзер, кг/с; $i_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара перед главной паровой задвижкой, кДж/кг; $\Delta i_{\text{по}}$ – тепловосприятие пароохладителя с

впрыском “собственного” конденсата или поверхностного при возврате охлаждающей воды в экономайзер, кДж/кг (если охлаждающая вода из пароохладителя вводится в пароводяной тракт за экономайзером, то $\Delta i_{по}$ в формуле (4.54) не учитывается); $B_р$ – расчетный расход топлива, кг/с ($м^3$/с); $Q_л$, $Q_к$, $Q_{пе}$, $Q_{пп}$ – количество тепла, воспринятое на 1 кг (1 $м^3$) топлива, соответственно, в топке, котельными пучками и фестонами, пароперегревателем (кроме радиационного), промперегревателями, кДж/кг (кДж/$м^3$).

По найденной величине $i''_{эк2}$ из таблиц воды и пара (см. прил. IV) при рабочем давлении определяется температура воды на выходе из экономайзера $t''_{эк2}$.

Температура газов на входе во вторую по ходу воздуха ступень воздухоподогревателя известна из расчета предыдущей поверхности. Эта ступень рассчитывается по значению температуры горячего воздуха, принятому в расчете топки ($t''_{вп2} = t_{г.в}$).

Первая ступень экономайзера рассчитывается по известной из расчета предыдущей по ходу газов поверхности нагрева температуре газов и заданной температуре воды на входе в ступень (температуре питательной воды).

В ходе дальнейшего расчета последовательными приближениями определяются температуры газов и воды на выходе из рассчитываемой ступени экономайзера; в общем случае найденная температура воды на выходе из первой ступени может не совпадать с рассчитанной температурой воды на входе во вторую ступень.

Расчет первой по ходу воздуха ступени воздухоподогревателя ведется по известной из расчета предыдущей поверхности температуре газов и заданной температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель. Последовательными приближениями в ходе последующих расчетов определяются температуры уходящих газов и горячего воздуха на выходе из рассчитываемой ступени.

В остальном расчет двухступенчатых хвостовых поверхностей нагрева производится аналогично расчету одноступенчатых поверхностей нагрева.

Если полученная температура уходящих газов отличается от принятой не более, чем на ± 10 °С, но любая из невязок между промежуточными значениями температур воды и воздуха превышает ± 10 °С, необходимо повторить расчет экономайзера и воздухоподогревателя. При этом в отличие от предыдущего расчета, вторые ступени экономайзера

и воздухоподогревателя рассчитываются по температурам воды и воздуха на входе, которые принимаются равными температурам на выходе из первых ступеней, определенным при первом приближении.

При отклонении полученной в результате расчета температуры уходящих газов от принятой больше, чем на ± 10 °С, следует повторить расчет всего котла. Рекомендуется температуру подогрева воздуха принимать близкой значению, которое получилось бы при первом приближении, если к температуре воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя прибавить расчетный перепад температур воздуха во второй ступени.

4. При одноступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева *энтальпия* нагреваемого теплоносителя на выходе из поверхности нагрева (при двухступенчатой компоновке – энтальпии воды и воздуха на входе во вторую ступень, а также на выходе из первой ступени) может быть определена из уравнения теплового баланса:

- для конвективного пароперегревателя и экономайзера, не получающего излучение из топки

$$Q_{б} = \frac{D}{B_{р}}\left(i'' - i'\right), \qquad (4.55)$$

где $Q_{б}$ – тепло, воспринятое нагреваемой средой, кДж/кг (кДж/м^3); D – расход пара (воды) через поверхность, кг/с; i'', i' – энтальпии пара (воды) на выходе из поверхности нагрева и на входе в нее, кДж/кг;

- для воздухоподогревателя без промежуточных отборов и подводов воздуха

$$Q_{б} = \left(\beta'_{т} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} + \beta_{рц} + \beta_{изб}\right)\left(I''_{0.вп} - I'_{0.вп}\right), \qquad (4.56)$$

где $\beta'_{т}$, $\beta_{рц}$, $\beta_{изб}$ – отношения количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя (см. формулу 4.28), рециркулирующего в воздухоподогревателе и избыточного (отдаваемого на “сторону”) к теоретически необходимому; $I'_{0.вп}$, $I''_{0.вп}$ – энтальпии воздуха, теоретически необходимого для горения топлива, при температурах на входе в воздухоподогреватель и выходе из него, кДж/кг (кДж/м^3); $\Delta\alpha_{вп}$ – присос воздуха в воздухоподогреватель, принимаемый равным перетечке с воздушной стороны (см. табл. 1.5).

Энтальпии воздуха, теоретически необходимого для горения топлива, при температурах на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него определяются по I- ϑ -таблице (см. табл. 1.3).

- при расчете котельных пучков (в том числе фестонов) с постоянной температурой внутренней среды уравнение тепловосприятия обогреваемой среды не составляется

5. По полученным значениям энтальпии нагреваемой среды на том или ином конце поверхности нагрева определяются *температуры* теплоносителя.

Температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя при одноступенчатой компоновке, а также температура воздуха на входе во вторую ступень или на выходе из первой ступени при двухступенчатой компоновке определяются по I-ϑ -таблице (см. табл. 1.3).

Температура воды на выходе из водяного экономайзера при одноступенчатой компоновке, а также температура воды на входе во вторую ступень или на выходе из первой ступени при двухступенчатой компоновке определяются по таблицам воды и пара (см. прил. IV).

При расчете пароперегревателя по известным параметрам насыщенного пара на входе в поверхность нагрева и перегретого пара на выходе из нее из таблиц воды и пара (см. соответственно прил. III и прил. V) определяются энтальпии пара. По известным значениям энтальпий пара рассчитывается количество теплоты, воспринятое паром в пароперегревателе $Q_{\text{б}}$ (см. формулу 4.55). Затем, воспользовавшись формулой (4.52), можно определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя $I''_{\text{пе}}$. По известному значению энтальпии из I-ϑ -таблицы при соответствующем коэффициенте избытка воздуха определяется температура газов на выходе из пароперегревателя $\vartheta''_{\text{пе}}$.

6. Определяется *средний температурный напор* в поверхности нагрева. Температурный напор для противоточной и прямоточной схем движения теплоносителя, а также при постоянной температуре одной из сред определяется как среднелогарифмическая разность температур, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \dfrac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \qquad (4.57)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ – разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, К; $\Delta t_{\text{м}}$ – разность температур сред на другом конце поверхности, К

Для прямоточной схемы $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ будет определяться как

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta' - t', \quad \Delta t_{\text{м}} = \vartheta'' - t''$$

Для противоточной схемы – $\Delta t_{\text{б}} = \vartheta' - t''$, $\Delta t_{\text{м}} = \vartheta'' - t'$

В случае, если отношение $\Delta t_б/\Delta t_м \le 1{,}7$, температурный напор можно с достаточной точностью определять как среднеарифметическую разность температур, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2} = \vartheta - t\,, \qquad (4.58)$$

где ϑ, t средние температуры обеих сред.

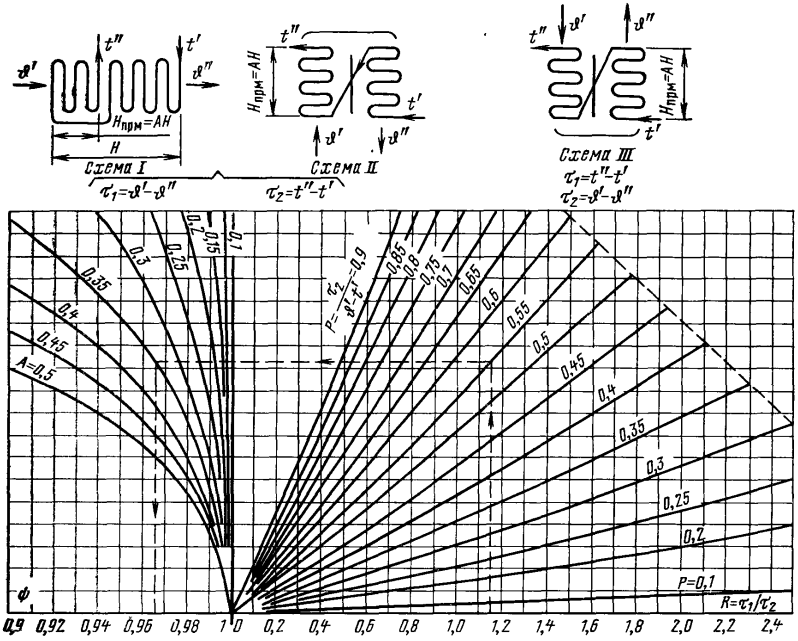


Рис. 4.4. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при последовательно-смешанном токе

Для схем, отличных от чистого противотока и прямотока, температурный напор определяют по формуле, К

$$\Delta t = \psi \Delta t_{прт}\,, \qquad (4.59)$$

где $\Delta t_{прт}$ – температурный напор для случая противотока, К; ψ – коэффициент пересчета от противоточной схемы к более сложной, определяемый, в зависимости от схемы тока, по номограммам (см. рис. 4.4– – 4.6).

Если выполняется условие $\Delta t_{прм} \ge 0{,}92\Delta t_{прт}$ ($\Delta t_{прм}$ – температурный напор для случая прямотока), то температурный напор для любой слож-

ной схемы включения может быть приближенно оценен по зависимости, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}}}{2}, \qquad (4.60)$$

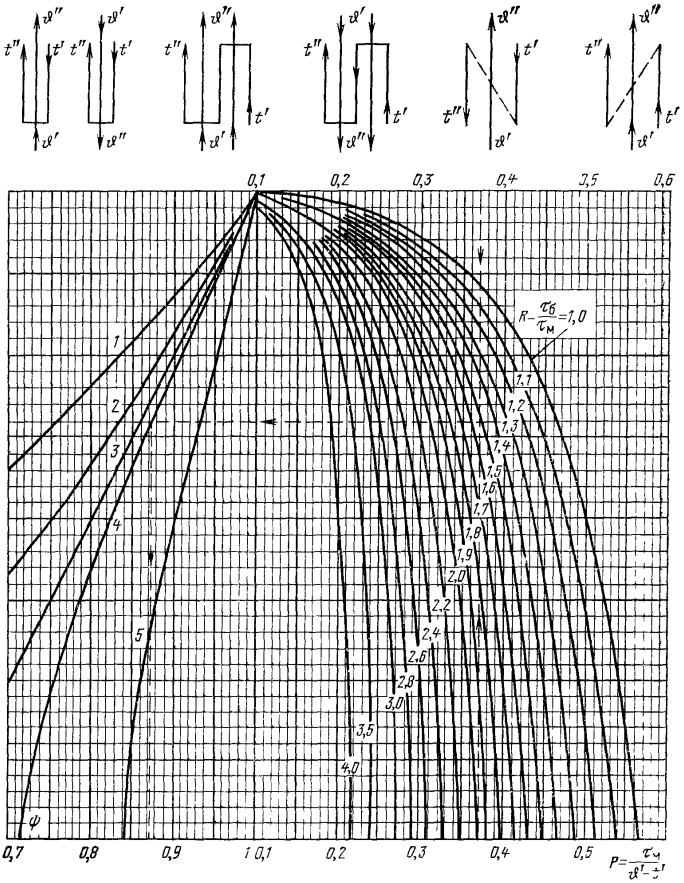


Рис. 4.5. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при параллельно-смешанном токе:

1 – оба хода многоходовой среды прямоточные; *2* – три хода многоходовой среды: два прямо- и один противоточный; *3* – два хода многоходовой среды: один противо- и один прямоточный – или для схем с любым четным количеством ходов при равном количестве прямоточных и противоточных; *4* – три хода многоходовой среды: два противо- и один прямоточный; *5* – оба хода многоходовой среды противоточные

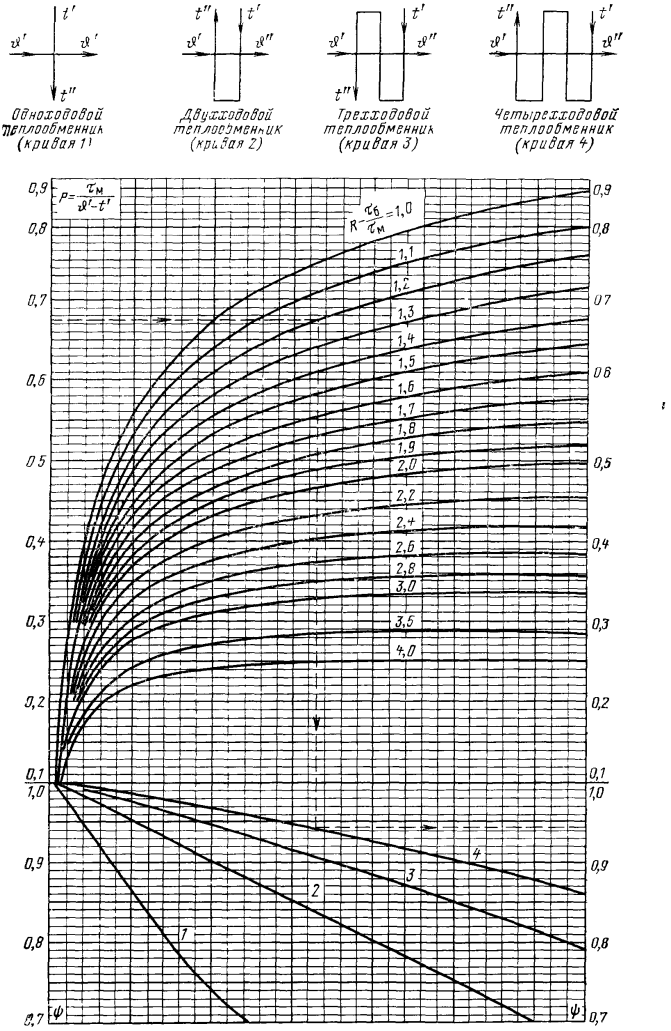


Рис. 4.6. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при перекрестном токе:
1 – однократный; *2* – двукратный; *3* – трехкратный; *4* - четырехкратный

При числе ходов, превышающем 4, перекрестно-точные поверхности нагрева могут рассматриваться как противо- или прямоточные.

7. Определяется *расчетная температура* потока продуктов сгорания в поверхности нагрева. Расчетная температура потока газов равна сумме средней температуры обогреваемой среды и температурного напора, °С

$$\vartheta = t + \Delta t \,. \qquad (4.61)$$

При охлаждении газов в пределах поверхности нагрева не более чем на 300 °С расчетную температуру потока с достаточной точностью можно определять как полусумму температур газов на входе в поверхность нагрева ϑ' и на выходе из нее ϑ'', °С

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2} \,. \qquad (4.62)$$

Таблица 4.13

Физические характеристики воздуха и дымовых газов

	Воздух			Дымовые газы среднего состава		
t, °С	$\nu \cdot 10^6$ м/с	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Pr –	$\nu \cdot 10^6$ м/с	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Pr –
0	13,6	2,42	0,70	11,9	2,27	0,74
100	23,5	3,18	0,69	20,8	3,12	0,70
200	35,3	3,89	0,69	31,6	4,00	0,67
300	48,9	4,47	0,69	43,9	4,82	0,65
400	63,8	5,03	0,70	57,8	5,68	0,64
500	73,2	5,60	0,70	73,0	6,54	0,62
600	98,0	6,14	0,71	89,4	7,40	0,61
700	116,0	6,65	0,71	107,0	8,25	0,60
800	136,0	7,12	0,72	126,0	9,13	0,59
900	157,0	7,59	0,72	146,0	9,99	0,58
1000	179,0	8,03	0,72	167,0	10,87	0,58
1100	202,0	8,44	0,72	188,0	11,72	0,57
1200	226,0	8,85	0,73	211,0	12,53	0,56
1300	247,0	9,24	0,73	234,0	13,46	0,55
1400	277,0	9,63	0,73	258,0	14,38	0,54
1500	300,0	10,00	0,73	282,0	15,31	0,53
1600	331,0	10,36	0,74	307,0	16,24	0,52
1700	355,0	10,72	0,74	333,0	17,28	0,51
1800	390,0	11,08	0,74	361,0	18,10	0,50
1900	415,0	11,43	0,74	389,0	18,91	0,49
2000	445,0	11,83	0,74	419,0	19,84	0,49
2100	478,0	12,06	0,75	450,0	20,65	0,48
2200	511,0	12,41	0,75	482,0	21,58	0,47

Зная расчетную температуру потока газов, из табл. 4.13 определяют физические характеристики продуктов сгорания среднего состава ($r_{H_2O} = 0{,}11$ и $r_{RO_2} = 0{,}13$): коэффициент кинематической вязкости $\nu_г^o$, м^2/с; коэффициент теплопроводности $\lambda_г^o$, Вт/(м·К); критерий Прандтля $Pr_г^o$.

Если состав газов отличается от среднего, то для определения их физических характеристик вводятся поправочные множители, соответственно, M_ν, M_λ, M_{Pr},которые определяются по рис. 4.7.

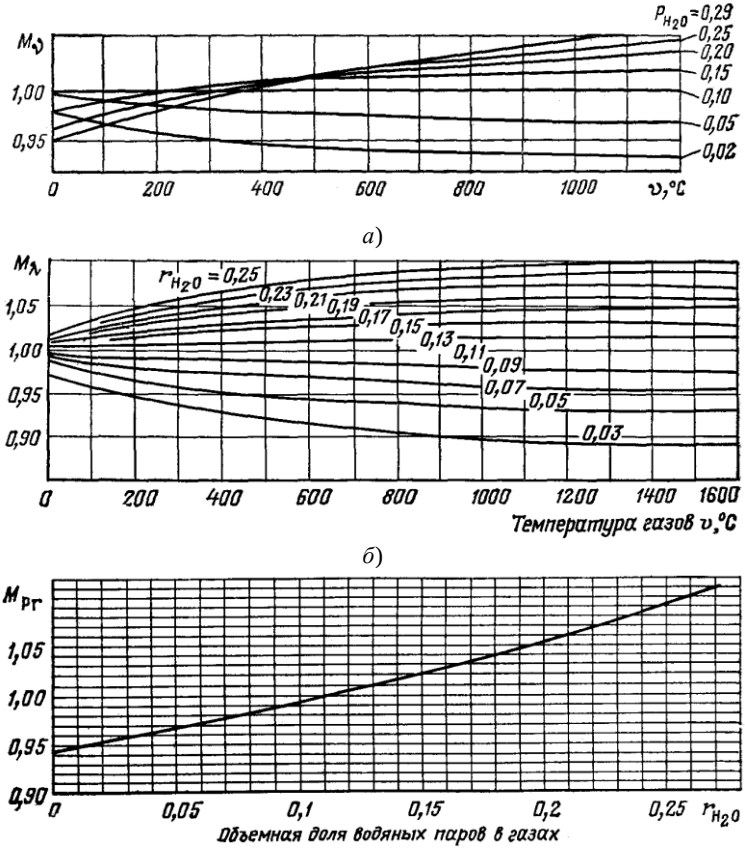


Рис. 4.7. Поправки для пересчета физических характеристик дымовых газов среднего состава на заданный: *а* – M_ν; *б* – M_λ; *в* – M_{Pr}

Таким образом, коэффициент кинематической вязкости, коэффициент теплопроводности и критерий Прандтля дымовых газов заданного состава, соответственно

$$\nu = M_{\nu}\nu_{\text{г}}^{\text{o}}, \text{ м}^2/\text{с}, \tag{4.63}$$

$$\lambda = M_{\lambda}\lambda_{\text{г}}^{\text{o}}, \text{ Вт/(м·К)}, \tag{4.64}$$

$$\text{Pr} = M_{\text{Pr}}\,\text{Pr}_{\text{г}}^{\text{o}}. \tag{4.65}$$

8. Определяется *расчетная скорость* среды. Расчетная скорость дымовых газов находится по формуле, м/с

$$w_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}}V_{\text{г}}^{\text{н}}\left(\vartheta + 273\right)}{f\,273}, \tag{4.66}$$

где $B_{\text{р}}$ – расчетный расход топлива, кг/с (м^3/с); $V_{\text{г}}^{\text{н}}$ – объем газов на 1 кг (1 м^3) топлива (определяется по среднему избытку воздуха в поверхности при нормальных условиях), м^3/кг (м^3/м^3); f – площадь живого сечения для прохода среды, м^2.

Расчетная скорость воздуха в воздухоподогревателе, м/с

$$w_{\text{в}} = \frac{B_{\text{р}}\beta_{\text{вп}}V_0^{\text{н}}\left(t + 273\right)}{f\,273}, \tag{4.67}$$

где $V_0^{\text{н}}$ – количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания используемого топлива при нормальных условиях, м^3/кг (м^3/м^3); $\beta_{\text{вп}}$ – средний избыток воздуха по воздушной стороне в воздухоподогревателе; t – средняя температура воздуха, °С.

Для воздухоподогревателей без промежуточных отборов и подводов воздуха $\beta_{\text{вп}}$ рассчитывается по формуле

$$\beta_{\text{вп}} = \beta_{\text{т}}^{'} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} + \beta_{\text{рц}} + \beta_{\text{изб}}. \tag{4.68}$$

Обозначения величин $\beta_{\text{т}}^{'}$, $\beta_{\text{рц}}$, $\beta_{\text{изб}}$, $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ см. формулу 4.56.

Расчетная скорость водяного пара и воды, м/с

$$w_{\text{в}} = \frac{D\upsilon}{f}, \tag{4.69}$$

где D – расход пара (воды), кг/с; υ – средний удельный объем пара или воды (определяется по таблицам воды и пара (см. прил. III–прил. V) при расчетных параметрах нагреваемой среды), м^3/кг.

Площадь живого сечения для прохода газов и воздуха в газоходах, заполненных поперечно и косо обтекаемыми гладкими и ребристыми трубами, рассчитывается по сечению, проходящему через оси попереч-

ного ряда труб, равному разности между полной площадью поперечного сечения газохода в свету и частью этой площади, занятой трубами и ребрами. В указанном сечении площадь для прохода газов наименьшая по сравнению с любым другим параллельным сечением. В шахматных пучках труб меньшим может оказаться диагональное сечение.

Площадь живого сечения для прохода газов и воздуха при поперечном обтекании гладкотрубных и мембранных пучков труб, м^2

$$f = ab - z_1 l d \,, \qquad (4.70)$$

где a, b – размеры газохода в расчетном сечении, м (в экранированном газоходе a и b принимаются по осям труб экранов); z_1 – число труб в ряду; d – наружный диаметр труб, м; l – длина труб, м (при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода).

Площадь живого сечения для прохода газов и воздуха при поперечном обтекании пучков труб с поперечными ребрами, м^2

$$f = \left[1 - \frac{1}{\sigma_1}\left(1 + 2\frac{h_{\text{рб}}}{s_{\text{рб}}}\frac{\delta_{\text{рб}}}{d}\right)\right] ab \,, \qquad (4.71)$$

где $\sigma_1 = s_1/d$ – относительный поперечный шаг труб; $h_{\text{рб}}$ – высота ребра, м; $\delta_{\text{рб}}$ – средняя толщина ребра, м; $s_{\text{рб}}$ – шаг ребер, м; d – диаметр несущей трубы, м; s_1 – поперечный шаг труб, м.

Для шахматных пучков при $\dfrac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} > 1{,}7$ максимальная скорость газов имеет место в диагональном сечении, м^2

$$f_{\text{д}} = 2 f \frac{\sigma_2' - 1}{\sigma_1 - 1}, \qquad (4.72)$$

где $\sigma_2' = \sqrt{(\sigma_1/2)^2 + \sigma_2^2}$ – относительный диагональный шаг труб; $\sigma_2 = s_2/d$ – относительный продольный шаг труб; s_2 – продольный шаг труб, м; f – сечение участка газохода, м^2, определяемое по формуле (4.70) или (4.71).

Проходное сечение при продольном омывании и движении теплоносителя внутри труб определяется по формуле, м^2

$$f = z \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \,, \qquad (4.73)$$

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

Проходное сечение при продольном омывании и движении теплоносителя между трубами определяется по формуле, м^2

$$f = ab - z\frac{\pi d^2}{4}, \qquad (4.74)$$

где z – число труб в пучке.

При различиях в значениях сечений на входе f' и на выходе f'' из поверхности нагрева среднее значение можно найти по формуле, м^2

$$f = \frac{2f'f''}{f' + f''}. \qquad (4.75)$$

9. Определяется *коэффициент теплоотдачи конвекцией* от дымовых газов стенкам поверхностей нагрева.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при *поперечном омывании коридорных* гладкотрубных пучков и ширм, отнесенный к полной наружной поверхности труб, Вт/(м^2·К)

$$\alpha_к = 0{,}2C_S C_Z \frac{\lambda}{d}\left(\frac{w_г d}{\nu}\right)^{0{,}65} \mathrm{Pr}^{0{,}33}, \qquad (4.76)$$

где C_S – поправка на геометрическую компоновку пучка; C_Z – поправка на число рядов труб по ходу газов.

Поправка C_S определяется в зависимости от относительных шагов труб (σ_1, σ_2)

$$C_S = \left[1 + (2\sigma_1 - 3)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2}. \qquad (4.77)$$

При $\sigma_2 \geq 2$, а также при $\sigma_1 \leq 1{,}5$ $\quad C_S = 1$;

При $\sigma_2 < 2$ и $\sigma_1 > 3$ в формуле (4.77) принимается значение $\sigma_1 = 3$.

Поправка C_Z определяется в зависимости от среднего числа рядов в отдельных пакетах рассчитываемого пучка (z_2):

при $z_2 < 10$, $\quad C_Z = 0{,}91 + 0{,}0125(z_2 - 2)$;

при $z_2 \geq 10$, $\quad C_Z = 1$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при *поперечном омывании шахматных* гладкотрубных пучков, отнесенный к полной наружной поверхности труб, Вт/(м^2·К)

$$\alpha_к = 0{,}36C_S C_Z \frac{\lambda}{d}\left(\frac{w_г d}{\nu}\right)^{0{,}6} \mathrm{Pr}^{0{,}33}, \qquad (4.78)$$

Коэффициент C_S определяется в зависимости от относительного поперечного шага σ_1 и значения $\varphi = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1)$.

При $0{,}1 \le \varphi \le 1{,}7$ и всех σ_1 $C_S = 0{,}95\varphi^{0,1}$;

при $1{,}7 \le \varphi \le 4{,}5$ и $\sigma_1 < 3$ $C_S = 0{,}77\varphi^{0,5}$;

при $1{,}7 \le \varphi \le 4{,}5$ и $\sigma_1 \ge 3$ $C_S = 0{,}95\varphi^{0,1}$.

Поправка на число рядов труб по ходу газов C_Z:

при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 \le 3{,}0$ $C_Z = 3{,}12 z_2^{0,05} - 2{,}5$;

при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 > 3{,}0$ $C_Z = 4{,}0 z_2^{0,02} - 3{,}2$;

при $z_2 \ge 10$ $C_Z = 1$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией *при продольном обтекании* поверхности однофазным турбулентным потоком, Вт/(м^2·К)

$$\alpha_к = 0{,}023 \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{w_г d_э}{\nu} \right)^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,4} C_t C_l C_k , \qquad (4.79)$$

где $d_э$ – эквивалентный диаметр, м; C_t – поправка, зависящая от температуры потока и стенки; C_l – поправка на относительную длину.

При течении в круглой трубе ее эквивалентный диаметр равен внутреннему. При течении в трубе некруглого сечения, в кольцевом канале и при продольном омывании пучка эквивалентный диаметр подсчитывается по формуле, м

$$d_э = \frac{4f}{U}, \qquad (4.80)$$

где f – площадь живого сечения канала, м^2; U – омываемый периметр, м.

Поправка C_t для дымовых газов и воздуха вводится только при их нагревании

$$C_t = \left(\frac{T}{T_{ст}} \right)^{0,5}, \qquad (4.81)$$

где T – температура газов (воздуха), К; $T_{ст}$ – температура стенки, К.

При охлаждении газов (воздуха), а также для пара и воды во всех случаях принимается C_t =1.

Для трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателей температура стенки принимается равной средней между температурами воздуха и газов.

Поправка C_l вводится в случае прямого входа в трубу без закругления при значении l/d < 50 (где l – длина трубы) и определяется по рис. 4.8.

Поправка C_k вводится только при течении в кольцевых каналах с односторонним обогревом (внутренней или наружной поверхности). При двустороннем обогреве $C_k = 1$.

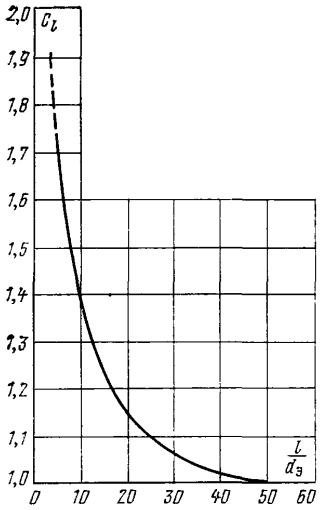


Рис. 4.8. К определению поправки на относительную длину трубы

10. При расчете фестона, конвективного котельного пучка, пароперегревателя, водяного экономайзера, второй (по ходу воздуха) ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется *степень черноты газового потока*

$$a = 1 - e^{-k_г ps}, \qquad (4.82)$$

где $k_г ps$ – суммарная оптическая толщина продуктов сгорания; $k_г$ – коэффициент ослабления лучей газовой фазой продуктов сгорания, 1/(м·МПа); p – давление в газоходе, МПа; s – эффективная толщина излучающего слоя, м.

Для котлов без наддува и с наддувом $p \le 0{,}105$ МПа принимается $p = 0{,}1$ МПа.

Эффективная толщина излучающего слоя, ограниченного со всех сторон газового объема, на ограждающие поверхности для гладкотрубных пучков, м

$$s = 3{,}6\frac{V}{F_{ст}} = 0{,}9d\left(\frac{4}{\pi}\sigma_1\sigma_2 - 1\right), \qquad (4.83)$$

где V – объем излучающего слоя, м^3; $F_{ст}$ – площадь ограждающих поверхностей, м^2; d – наружный диаметр труб поверхности нагрева, м.

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2, H_2O), 1/(м·МПа)

$$k_г = k_г^{\circ} r_п = \left(\frac{7{,}8 + 16 r_{H_2O}}{\sqrt{10 p r_п s}} - 1 \right) \left(1 - 0{,}37 \frac{T_г}{1000} \right) r_п , \qquad (4.84)$$

где $T_г$ – абсолютная расчетная температура потока продуктов сгорания, К; остальные обозначения см. формулу (4.36).

11. При расчете фестона, конвективного котельного пучка, пароперегревателя, водяного экономайзера, второй (по ходу воздуха) ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется *температура загрязненной стенки труб*, К

$$T_з = t + \Delta t_з + 273 , \qquad (4.85)$$

Для фестонов, расположенных на выходе из горизонтального газохода, $\Delta t_з$ = 50 °С. Для одноступенчатых экономайзеров при ϑ' >400°С и вторых ступеней двухступенчатых экономайзеров, котельных пучков котлов малой мощности при сжигании твердых и жидких топлив $\Delta t_з$ = 60 °С. Для одноступенчатых экономайзеров при $\vartheta' \le$400°С и первых ступеней двухступенчатых экономайзеров при сжигании твердых и жидких топлив $\Delta t_з$ = 25 °С.

При сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_з$ = 25 °С.

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

12. При расчете фестона, конвективного котельного пучка, пароперегревателя, водяного экономайзера, второй (по ходу воздуха) ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется *коэффициент теплоотдачи излучением*.

Для запыленного потока с учетом излучения золы, Вт/(м^2·К)

$$\alpha_л = 5{,}67 \cdot 10^{-8} \frac{a_з + 1}{2} a T_г^3 \frac{1 - \left(\frac{T_з}{T_г} \right)^4}{1 - \frac{T_з}{T_г}} ; \qquad (4.86)$$

При сжигании газа и мазута, Вт/(м^2·К)

$$\alpha_л = 5{,}67 \cdot 10^{-8} \frac{a_з + 1}{2} a T_г^3 \frac{1 - \left(\frac{T_з}{T_г} \right)^{3{,}6}}{1 - \frac{T_з}{T_г}} , \qquad (4.87)$$

где $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м^2·К^4); $a_з$ – степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_з = 0{,}8$.

13. Определяется суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания стенкам труб поверхности нагрева, Вт/(м^2·К)

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_к + \alpha_л), \qquad (4.88)$$

где ξ – коэффициент использования поверхности нагрева, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания её продуктами сгорания, частичного протекания продуктов сгорания мимо неё и образования застойных зон.

Для поперечно омываемых пучков труб принимается $\xi = 1$, для сложно омываемых пучков – $\xi = 0{,}95$.

14. При расчете пароперегревателя и воздухоподогревателя определяется коэффициент теплоотдачи от стенки нагреваемому теплоносителю α_2. Коэффициент теплоотдачи α_2 определяется в зависимости от характера омывания теплоносителем поверхности нагрева и компоновки трубного пучка по формулам (4.76), (4.78) или (4.79).

15. Определяется коэффициент теплопередачи в поверхности нагрева. В конвективных гладкотрубных пучках и фестонах, не получающих прямое излучение из топки, коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/(м^2·К)

$$k = \frac{\psi\alpha_1}{1 + \dfrac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \qquad (4.89)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности.

Коэффициент тепловой эффективности ψ для всех конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей нагрева при сжигании мазута с малыми избытками воздуха $\alpha_т \le 1{,}03$ принимается по табл. 4.14.

Таблица 4.14

Значения коэффициента ψ при сжигании мазута

Наименование поверхности нагрева	ψ
Перегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны – все с коридорным расположением труб и ширмоконвективные поверхности	0,65
Перегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны – все с шахматным расположением труб	0,60
Экономайзеры и газоводяные подогреватели – горячие и холодные ступени	0,65
То же при температуре воды на входе 100 °С и ниже	0,45–0,50

При работе котлов с $\alpha_т > 1{,}03$ значения ψ для всех поверхностей нагрева снижают на 0,05.

При сжигании газа для всех конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей нагрева значения коэффициента тепловой эффективности ψ принимаются по табл. 4.15.

Таблица 4.15

Значения коэффициента ψ при сжигании газового топлива

Наименование поверхности нагрева	ψ
Перегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны, горячие ступени экономайзеров	0,80
Экономайзеры – холодные ступени и одноступенчатые, газоводяные подогреватели	0,85
Ширмоконвективные поверхности	0,75

Для гладкотрубных экономайзеров и испарительных поверхностей тепловым сопротивлением со стороны нагреваемого теплоносителя пренебрегают, и коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/(м^2·К)

$$k = \psi\alpha_1. \qquad (4.90)$$

16. По уравнению теплообмена рассчитывается величина тепловосприятия поверхности нагрева, отнесенного к 1 кг (1 м^3) топлива, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_т = \frac{kF\Delta t}{B_р}\cdot 10^{-3}, \qquad (4.91)$$

где F – расчетная поверхность нагрева, м^2; $B_р$ – расчетный расход топлива, кг/с (м^3/с).

Расчетный расход топлива при сжигании газа и мазута определяется по формуле (4.22) или (4.23), а при сжигании твердого топлива – по формуле (4.24).

В гладкотрубных конвективных пучках расчетная поверхность принимается равной полной поверхности труб с газовой стороны. Поверхность нагрева рекуперативного воздухоподогревателя (трубчатого, пластинчатого) и воздуховоздушного теплообменника находится как средняя по газовой и воздушной сторонам.

Если полученное из уравнения теплообмена значение тепловосприятия $Q_т$ отличается от определенного по уравнению баланса $Q_б$ не более, чем на 2 %, расчет поверхности не уточняется. При большем расхождении $Q_т$ и $Q_б$ принимают новое значение конечной температуры и повторяют расчет.

Если при первом приближении величина $Q_т$ оказалась больше $Q_б$, то значение конечной температуры для второго приближения принимается таким, чтобы разница между температурами дымовых газов на входе и на выходе была больше, чем при первом приближении, и наоборот.

Если для второго приближения выбирается значение температуры газов, отличающееся от принятого при первом приближении не более, чем на 50 °С, коэффициент теплопередачи можно не пересчитывать. Следует пересчитать только температурный напор и заново решить уравнения теплового баланса и теплообмена.

Если после второго приближения расхождение $Q_т$ и $Q_б$ окажется больше указанного предела, искомую температуру находят линейной интерполяцией.

Если найденное интерполяцией значение температуры газов отличается от того, по которому определялся коэффициент теплопередачи, не более, чем на 50 °С, то для завершения расчета необходимо по этой температуре уточнить только тепловосприятие и искомую температуру тепловоспринимающей среды из уравнения баланса. При большем расхождении необходимо по этой температуре повторить весь расчет.

17. Из уравнения баланса (4.52) определяется расчетная энтальпия продуктов сгорания на выходе из поверхности I'' и по I-ϑ-таблице определяется расчетное значение температуры продуктов сгорания ϑ''.

Если температура уходящих газов (полученная при расчете последней поверхности нагрева по ходу дымовых газов) отличается от принятой в начале расчета не более, чем на ±10 °С, а температура горячего воздуха не более, чем на ±40 °С, то расчет теплообмена можно считать законченным и найденные температуры окончательными.

С учетом найденного значения температуры уходящих газов уточняется потеря теплоты с уходящими газами, КПД котла и расход топлива. По полученной температуре горячего воздуха и температуре газов на выходе из топки уточняется тепловосприятие поверхностей топки, отнесенное к 1 кг (1 м^3) топлива.

Определяется невязка теплового баланса котла, кДж/кг (кДж/м^3)

$$\Delta Q = Q_р \eta_к + Q_ф + Q_{в.вн} - \left(Q_л + Q_к + Q_{пе} + Q_{эк} + Q_{изб}\right)\left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \qquad (4.92)$$

где количество тепла, воспринятое на 1 кг (1 м^3) топлива: $Q_л$ – в топке; $Q_к$, $Q_{пе}$, $Q_{эк}$ – котельными пучками и фестонами, пароперегревателем и экономайзером; $Q_{изб}$ – избыточным воздухом, кДж/кг (кДж/м^3).

В формулу подставляют значения, определенные из уравнений баланса. Величина невязки не должна превышать 0,5 % от $Q_р$.

Если температуры уходящих газов и (или) воздуха отличаются от принятых в начале расчета более, чем на ±10 °С и ±40 °С соответственно, то расчет необходимо повторить. Для этого новые значения температур уходящих газов и горячего воздуха приравнивают к найденным из первого расчета или близким к ним. Если расхождение значений температуры уходящих газов, принятых при первом и втором приближениях, приводит к изменению расчетного расхода топлива не более, чем на 2 %, коэффициенты теплопередачи поверхностей при втором приближении можно не пересчитывать. Уточняются только температуры, температурные напоры и тепловосприятия.

Вопросы для самопроверки

1. Какова последовательность определения КПД брутто котельного агрегата?
2. На чем основывается метод расчета теплообмена в топке?
3. В каком случае можно считать завершенным расчет теплообмена в топке при поверочном тепловом расчете котла?
4. На чем основывается тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева?
5. Каким образом определяется средний температурный напор в поверхности нагрева?
6. В каком случае тепловой расчет котла можно считать завершенным?

Глава 5. РАСЧЕТ РАССЕИВАНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ И ВЫБОР ВЫСОТЫ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Расчет рассеивания вредных примесей в атмосфере производится при неблагоприятных метеорологических условиях, а именно при опасной скорости ветра. Под опасной скоростью ветра понимают скорость, при которой концентрация вредных примесей на уровне обитания человека достигает максимальных значений.

В современных производственных и отопительных котельных дымовая труба служит не для создания тяги, а для отвода продуктов сгорания на определенную высоту, при которой обеспечивается рассеивание вредных веществ до допустимых санитарными нормами концентраций в зоне нахождения людей (ПДК).

С целью определения минимальной высоты дымовой трубы предварительно определяются выбросы вредных компонентов с уходящими газами.

Определяется выброс твердых частиц (летучей золы и несгоревшего топлива), г/с

$$M_{т} = 0{,}01B\left(a_{ун}A^{р} + q_4 \frac{Q_{н}^{р}}{32{,}68} \right) \cdot \left(1 - \eta_{зу}\right), \qquad (5.1)$$

где B – расход топлива, г/с; $A^{р}$ – зольность топлива на рабочую массу, %; q_4 – потери теплоты из-за механической неполноты сгорания топлива, %; $Q_{н}^{р}$ – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг; $a_{ун}$ – доля золы, уносимой газами из котла; $\eta_{зу}$ – степень улавливания золы в золоуловителе.

Степень улавливания золы в золоуловителе определяется по формуле

$$\eta_{зу} = \frac{C_{вх} - C_{вых}}{C_{вх}}, \qquad (5.2)$$

где $C_{вх}$ и $C_{вых}$ – концентрация золы на входе и выходе золоуловителя.

Определяется выброс оксидов серы (по сернистому ангидриду), г/с

$$M_{SO_2} = 0{,}02BS^{р}\left(1 - \eta'_{SO_2}\right) \cdot \left(1 - \eta''_{SO_2}\right) \cdot \left(1 - \eta^{с}_{SO_2} \frac{n_{о}}{n_{к}}\right), \qquad (5.3)$$

где $S^{р}$ – содержание серы в топливе, %; η'_{SO_2} – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в котле; η''_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых в мокрых золоуловителях (зависит от расхода и общей щелочности

орошающей воды, а также от приведенной сернистости топлива); $\eta_{SO_2}^c$ – доля оксидов серы, улавливаемых в установках сероочистки дымовых газов; n_o, $n_к$ – длительность работы установки сероочистки и котла соответственно, ч/год.

Определяется выброс оксидов азота. Приведенная ниже формула для расчета выбросов оксидов азота эмпирическая и приемлема для паровых котлов паропроизводительностью более 30 т/ч и водогрейных котлов тепловой производительностью более 35 МВт.

Суммарное количество оксидов азота M_{NO_x}, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами при сжигании твердого, жидкого или газообразного топлива, вычисляют по формуле, г/с

$$M_{NO_x} = 10^{-3} KB\left(1-\frac{q_4}{100}\right)\beta_1(1-\varepsilon_1 r)\beta_2\beta_3\varepsilon_2\left(1-\eta_{аз}\frac{n_{аз}}{n_к}\right), \qquad (5.4)$$

где B – расход топлива, г/с; K – коэффициент, характеризующий выход оксидов азота в зависимости от номинальной и фактической производительности котла, кг/т у.т.; β_1 – коэффициент, учитывающий влияние на выход оксида азота качества сжигаемого топлива (содержание N^r); β_2 – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок; β_3 – коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления; ε_1 – коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркулирующих газов на снижение NO_x в зависимости от условий подачи их в топку; ε_2 – коэффициент, характеризующий снижение выбросов оксидов азота при подаче части воздуха помимо основных горелок (при двухступенчатом сжигании); r – степень рециркуляции дымовых газов; $\eta_{аз}$ – доля оксидов азота, улавливаемых в азотоочистной установке; $n_{аз}$, $n_к$ – длительность работы азотоочистной установки и котла, ч/год.

С учетом трансформации монооксида азота в диоксид в атмосферном воздухе доля NO_2 и NO в приземном слое атмосферы составляет, г/с

$$M_{NO_2} = 0{,}8M_{NO_x}, \qquad (5.5)$$

$$M_{NO} = (1-0{,}8)M_{NO_x}\frac{\mu_{NO}}{\mu_{NO_2}} = 0{,}13M_{NO_x}, \qquad (5.6)$$

где μ_{NO}, μ_{NO_2} – молекулярные массы NO и NO_2.

При наличии в дымовых газах диоксида серы и диоксида азота необходимо учитывать их совместное воздействие на атмосферу. В этом случае количество вредных примесей определяется по формуле, г/с

$$M = M_{SO_2} + 5{,}88M_{NO_2}. \qquad (5.7)$$

Высота дымовой трубы определяется из выражения, м

$$H = \sqrt{\frac{AMFm}{\text{ПДК} - c_\text{ф}}\sqrt[3]{\frac{N}{V_\text{тр}\Delta T}}}, \qquad (5.8)$$

где A – коэффициент, учитывающий условия рассеивания (принимается в зависимости от климатических условий района размещения ТЭС или котельной от 120 до 240); M – суммарное количество вредных примесей, г/с; F – коэффициент, учитывающий скорость оседания (для газообразных примесей F = 1, для пыли F = 2); m – безразмерный коэффициент, учитывающий условия выхода дымовых газов из устья трубы; $c_\text{ф}$ – фоновая концентрация вредных примесей в атмосфере, мг/м^3; N – число дымовых труб одинаковой высоты; ΔT – разность между температурой дымовых газов на выходе из трубы и средней температурой воздуха, К; $V_\text{тр}$ – объемный расход дымовых газовчерез трубу при температуре их в выходном сечении, м^3/с.

Диаметр устья трубы, м

$$D_0 = \sqrt{\frac{4V_\text{тр}}{\pi N w_0}}, \qquad (5.9)$$

где w_0 – скорость газов в устье, м/с (принимается от 15 до 45 м/с в зависимости от высоты трубы).

Если в дымовых газах имеются вещества, отличающиеся значениями ПДК, высоту трубы принимают по наибольшему значению, определяемому из соотношения (5.8).

Наилучшее рассеивание вредных веществ в атмосфере достигается при отводе всех дымовых газов котельной или ТЭС через одну трубу.

Конструкция дымовой трубы зависит от высоты, агрессивности дымовых газов, мощности источника выброса дымовых газов, свойств золы и способа золоулавливания.

При слабоагрессивных и неагрессивных дымовых газах применяются дымовые трубы с коническим газоотводящим стволом и с вентилируемым воздушным зазором или без него. При сжигании сернистых мазутов или углей, образующих агрессивные дымовые газы, целесообразна установка обслуживаемых дымовых труб высотой более 240 м с газоотводящим стволом постоянного сечения из стали или кислотоупорного материала. Трубы с противодавлением в зазоре рекомендуется сооружать высотой 240 м и ниже.

Основное требование, предъявляемое к дымовым трубам, – это их высокая надежность. В течение всего срока эксплуатации (30 – 50 лет) труба должна обеспечивать работу ТЭС или котельной без проведения ремонтов.

Вопросы для самопроверки

1. Что понимается под опасной скоростью ветра?
2. Что является критерием выбора высоты дымовой трубы?
3. Каков алгоритм определения минимальной высоты дымовой трубы?
4. Какие требования предъявляются к дымовым трубам?

Глава 6. ВЫБОР И РАСЧЕТ СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ

6.1. Выбор и расчет схемы водоподготовки

1. Задается (рассчитывается) производительность котельной D, т/ч, при известных параметрах пара.

2. Количество конденсата, возвращаемого с производства, определяется заданием, конденсат имеет, например, следующие характеристики:

– сухой остаток $S_{кон} = 10$ мг/кг;

– щелочность $Щ_{кон} = 0{,}1$ мг-экв/кг;

– жесткость общая $Ж_{кон} = 0$.

3. Исходная вода, возмещающая потери конденсата, поступает из источника (согласно заданию) в количестве, восполняющем потери воды сети и котельной с характеристиками согласно заданию:

– сухой остаток $S_{ив}$, мг/кг;

– общая жесткость $Ж_{ив}$, мг-экв/кг;

– некарбонатная постоянная $Ж_{нк}$, мг-экв/кг.

Щелочность принимают эквивалентной карбонатной жесткости, мг-экв/кг, т.е.

$$Щ_{ив} = Ж_{ив} – Ж_{нк}. \qquad (6.1)$$

4. Характеристики питательной воды, являющейся смесью конденсата и добавки исходной воды (в том случае, когда докотловая химическая очистка отсутствует):

– сухой остаток, мг/кг

$$S_{пв} = S_{кон}\beta + S_{ив}(1 – \beta); \qquad (6.2)$$

– общая жесткость, мг-экв/кг

$$Ж'_{пв} = Ж_{кон}\beta + Ж_{ив}(1 – \beta); \qquad (6.3)$$

– щелочность, мг-экв/кг

$$Щ_{пв} = Щ_{кон}\beta + Щ_{ив}(1 – \beta). \qquad (6.4)$$

где β – возврат конденсата от потребителя.

В том случае, когда применяется докотловая химическая очистка, в частности двухступенчатое натрий-катионирование, изменяется только жесткость, мг-экв/кг

$$Ж_{пв} = Ж_{кон}\beta + 0{,}02\,(1– \beta). \qquad (6.5)$$

5. Качество котловой воды (при двухступенчатом испарении – продувочной) рассчитывают в зависимости от требований, указанных в табл. 6.1, принимая предварительно определенную систему сепарации пара в барабане котла.

Для котлов типа ДЕ и КЕ применяют сепарационные устройства по первому или второму типу (см. табл.6.1).

Таблица 6.1

Расчетные нормы качества котловой (продувочной) воды при докотловой обработке воды

Вертикально-водотрубные котлы	При докотловой водоподготовке	
	Сухой остаток $S_{пр}$, мг/кг	Абсолютная щелочность $Щ_а$, мг-экв/кг
С барабанным сепарирующим устройством	3000	–
С внутрибарабанным циклоном	4000	Не менее 1 мг-экв/кг максимальное значение
С двухступенчатым испарением	6000	Не менее 1 мг-экв/кг максимальное значение
С двухступенчатым испарением и выносными циклонами	10000	То же

Из данных определяем размер продувки котлов, который должен быть не более 10 % общей паропроизводительности;

$$p = \frac{S_{пв}}{S_{пр} - S_{пв}} \cdot 100\% \le 10\% . \qquad (6.6)$$

Если p > 10 %**,** то необходимо принять более совершенное сепарационное устройство, при котором допустимое значение сухого остатка продувочной воды имеет большую величину. Полученный размер продувки является суммарным: непрерывная продувка – не более 3% и остальное – периодическая. Если рассчитанная продувка имеет величину менее 2%, используется только периодическая продувка.

Согласно правилам Госгортехнадзора, для котлов производительностью более 0,7 т/ч, а также имеющих экранные поверхности нагрева, обязательно применение докотловой химической обработки исходной воды. С этой целью используют в основном метод катионного обмена. При его применении необходимо соблюсти следующие требования:

– обеспечение размера продувки из котлов не более 10% от паропроизводительности;

– относительная щелочность котловой воды $Щ_{ох}$ не должна быть более чем 20 %;

– содержание углекислоты в паре – не более 20 мкг/кг.

Наиболее распространенным методом умягчения воды для котельных с котлами малой мощности является натрий-катионирование, которое снижает общую жесткость питательной воды.

Определив величину общей жесткости питательной воды для конкретного источника $Ж'_{пв}$, необходимо сравнить ее с допускаемой, которая для нашего случая составляет $Ж^{доп}_{об} = 0{,}02$мг-экв/кг.

Условием обязательного использования двухступенчатого натрий-катионирования является выполнение неравенства

$$Ж'_{пв} \geq Ж^{доп}_{об}. \qquad (6.7)$$

Относительная щелочность котловой воды, %

$$Щ_{ок} = Щ_{ох} = \frac{40Щ_{ив}100}{S_х}, \qquad (6.8)$$

где $Щ_{ох}$ – относительная щелочность химически очищенной воды, %; $S_х$ – сухой остаток химически очищенной воды, мг/кг, несколько больший, чем сухой остаток исходной воды

$$S_х = (1{,}05 \div 1{,}1)\, S_{ис}. \qquad (6.9)$$

Так же, как относительная, абсолютная щелочность химически очищенной воды $Щ_х$, мг-экв/кг, остается неизменной и равна щелочности исходной воды, т.е. $Щ_х = Щ_{ив}$.

Содержание углекислоты в паре определяют в зависимости от щелочности исходной воды, мкг/кг:

$$CO_2 = 22Щ_{ив}(1 - \beta) \cdot 1{,}7. \qquad (6.10)$$

Полученные значения относительной щелочности $Щ_{ок}$ и содержания CO_2 сравнивают с нормативными значениями, указанными выше. Если они превышают эти значения, то при использовании натрий-катионирования снижение щелочности достигают дополнительной обработкой химической очищенной воды, например, нитратами натрия. Повышенное содержание углекислоты в паре может быть снижено при термической деаэрации питательной воды, совмещенной с барботажем. Использование двухступенчатого натрий-катионирования необходимо практически во всех производственно-отопительных котельных, так как возврат конденсата β в них всегда меньше 1.

6. Расчет и подбор фильтров.

Ориентировочно производительность химической водоподготовки с учетом продувки и собственных нужд котельной, $м^3/ч$

$$D_{вод} = 1{,}2G_{хов}, \qquad (6.11)$$

где $G_{хов}$ – количество химочищенной воды, возмещающей потери конденсата, т/ч.

В качестве катионита в фильтрах используют сульфоуголь с обменной способностью Е = 300 г-экв/кг. Рекомендуется выбирать фильтры исходя из следующих условий:

– число фильтров первой ступени n_1 не более четырех, при этом один из них – резервный, т.е. $(n_1+ 1) \le 4$;

– число фильтров второй ступени, n_2 = 1–2 шт.;

– число регенераций каждого фильтра не должно быть более трех в сутки, т.е. одного раза в смену.

Скорость фильтрации в фильтрах первой ступени принимают в пределах $W_{доп}$ = 10–25 м/ч, а в фильтрах второй ступени она может быть принята равной или менее 40 м/ч.

В справочной литературе приведены характеристики стандартных натрий-катионовых фильтров первой и второй ступени. Выбирают тип фильтра первой ступени и соответственно его диаметр $d_{вн}$, а затем – второй; далее рассчитывают количество фильтров первой ступени, шт.

$$n_1 = \frac{D_{вод}}{W_{доп} f_{ф1}}, \qquad (6.12)$$

где $f_{ф1}$ – сечение фильтра, м^2.

$$f_{ф1} = 0{,}785 d_{вн}^2, \qquad (6.13)$$

Если $n_1 \le 3$, то данный тип фильтра удовлетворяет требуемым условиям. Соответственно для второй ступени натрий-катионирования

$$n_2 = \frac{D_{вод}}{W_{доп} f_{ф2}}, \qquad f_{ф2} = 0{,}785 d_{вн}^2 \qquad (6.14)$$

Если диаметры фильтров равны, то $f_{ф1} = f_{ф2}$.

После прохождения через фильтры первой ступени вода снижает свою первоначальную жесткость до 0,2–0,1 мг-экв/кг. Общее количество солей жесткости, г-экв/сут, поглощаемое в фильтрах первой ступени, при конечной жесткости 0,2 мг-экв/кг составляет

$$A_1 = (Ж_{ив} – 0{,}2) D_{вод} \cdot 24. \qquad (6.15)$$

Объем сульфоугля в каждом фильтре, м^3

$$V = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} H, \qquad (6.16)$$

где H – высота загрузки фильтра, м.

Число регенераций натрий-катионитных фильтров первой ступени в сутки, рег/сут

$$R_1 = \frac{A_1}{VE}, \qquad (6.17)$$

а каждого фильтра первой ступени, рег/сут

$$R_{ф1} = \frac{R_1}{n_1}. \qquad (6.18)$$

Межрегенерационный период, ч

$$T_1 = \frac{24}{R_{ф1}} - \tau_{рег}. \quad (6.19)$$

где $\tau_{рег}$ – время одной регенерации, ч.

Жесткость воды, поступающей на фильтры второй ступени, была принята равной 0,2 мг-экв/кг, а ее содержание на выходе из фильтра – нулю, следовательно, количество солей жесткости, поглощаемое в фильтре второй ступени, г-экв/сут

$$A_2 = 0{,}2Д_{вод}\,24; \quad (6.20)$$

– число регенераций фильтров второй ступени в сутки, рег/сут

$$R_2 = \frac{A_n}{VE}; \quad (6.21)$$

– на один фильтр, рег/сут

$$R_{ф2} = \frac{R_2}{n_2}; \quad (6.22)$$

– межрегенерационный период работы фильтра, ч

$$T_2 = \frac{24}{R_{ф2}} - \tau_{рег}, \quad (6.23)$$

т.е. регенерация фильтра второй ступени должна производиться примерно один раз в $T_2/24$ дней.

7.Определение расхода соли, необходимого для регенерации.

Расход соли на одну регенерацию, кг/рег

$$G_с = \frac{aEV}{1000}, \quad (6.24)$$

где a – удельный расход соли, принимается 200–235 г/г-экв обменной способности катионита.

Объем 26%-ного раствора соли на одну регенерацию, м^3

$$V_с = \frac{100G_с}{1000\rho P}, \quad (6.25)$$

где ρ – плотность раствора соли при t = 20°С; ρ = 1,2 т/м^3; P – содержание соли в растворе, % (26%).

Расход технической соли в сутки, кг/сут

$$G_{сут} = G_с\,(R_1 + R_2). \quad (6.26)$$

Расход соли на регенерацию фильтров в месяц, т/мес

$$G_{мес} = \frac{30G_{сут}}{1000}. \quad (6.27)$$

Резервуар мокрого хранения соли находят из расчета месячного расхода с запасом в 50 %, согласно СНиП, м^3

$$V_{\text{рез}} = 1{,}5G_{\text{мес}}\,. \qquad (6.28)$$

Устанавливают железобетонный резервуар вместимостью $V_{\text{рез}}$, м^3, размерами $a\times b\times c$, м. Вместимость мерника раствора соли, м^3, принимают по расходу соли на регенерацию фильтров с запасом 30%, т.е.

$$V_{\text{мер}}=1{,}3\cdot V_{\text{с}}. \qquad (6.29)$$

Высоту мерника желательно выполнять одинаковой с высотой резервуара хранения соли, т.е. в данном случае равной c, м, а диаметр мерника, м

$$d_{\text{м}} = \sqrt{\frac{V_{\text{мер}}}{0{,}785c}}\,. \qquad (6.30)$$

6.2. Пример расчета системы водоподготовки при использовании водопроводной воды

Вода подается в котельную из водопровода.

Общая жесткость $Ж_{\text{о}}$=8,37 мг-экв/л.

Некарбонатная жесткость $Ж_{\text{нк}}$=2,48 мг-экв/л.

Сухой остаток исходной воды $S_{\text{ив}}$=875,5 мг/л.

Щелочность равна жесткости исходной воды.

Предварительно выбирается схема одноступенчатого натрий-катионирования $Щ_{\text{ив}} = Ж_{\text{ив}} = 5{,}89$ мг-экв/л

Карбонатная жесткость

$Ж_{\text{о}}=Ж_{\text{к}}+Ж_{\text{нк}}$,

$Ж_{\text{к}}=Ж_{\text{о}}-Ж_{\text{нк}}$,

$Ж_{\text{к}} = 8{,}37 - 2{,}48 = 5{,}89$ мг-экв/л.

Общая жесткость питательной воды

$Ж_{\text{пв}} = (1 - \beta)Ж_{\text{о}} + Ж_{\text{конд}}\beta$,

$Ж_{\text{пв}} = (1 - 0{,}63)8{,}37 + 0{,}05\cdot 0{,}63 = 3{,}128$ мг-экв/л.

Щелочность питательной воды

$Щ_{\text{пв}}=(1 - \beta)Щ_{\text{хво}} + \beta Щ_{\text{конд}}$,

$Щ_{\text{хво}} = 0{,}5$–$0{,}7$ мг- экв/л, $Щ_{\text{конд}} = Ж_{\text{конд}} = 0{,}05$ мг-экв/л

$Щ_{\text{пв}}=(1 - 0{,}63)0{,}5 + 0{,}63\cdot 0{,}05 = 0{,}2165$ мг-экв/л.

Размер продувки котлов

$$p_{\text{щ}} = \frac{0{,}2165}{30 - 0{,}2165}100\% = 0{,}727\%\,,$$

где $Щ_{кв}$ = 30 мг-экв/л – щелочность котловой воды.

Щелочность котловой воды

$$Щ_{кв} = Щ_{пв}\frac{100 + p_{щ}}{p_{щ}},$$

$$Щ_{кв} = 0{,}2165\frac{100 + 0{,}727}{0{,}727} = 30{,}00 \text{ мг-экв/л}.$$

Величина относительной щелочности

$$Щ_{отн} = \frac{40Щ_{кв}}{S_{кв}^{доп}}100\%,$$

где $S_{кв}^{доп}$ – допустимое солесодержание котловой воды, мг/л (по нормам качества котловой воды $S_{кв}^{доп}$ = 5000 мг/л).

$$Щ_{отн} = \frac{40 \cdot 30{,}00}{5000}100\% = 24\%.$$

Схема водоподготовки $p \le 10$ %, (P = 0,73 %),

$Щ_{отн} \le 40$ %, ($Щ_{отн}$ = 24,0 %) одноступенчатое Na–катионирование, $C_{CO_2} \le 10$ %, (C_{CO_2} = 4,477 %).

Общее количество устанавливаемых фильтров 1-ой ступени, n_1 – 2 шт. Количество резервных фильтров, $n_{рез}$ – 1 шт.

Количество воды, подвергаемое химводоочистке, $G_{хво}$ = 0,5 т/ч. Площадь фильтрации фильтров 1-ой ступени

$$F_1 = \frac{G_{хво}}{W_1 n_1} = \frac{0{,}5}{5 \cdot 2} = 0{,}05 \text{ м}^2.$$

Диаметр фильтра 1-ой ступени

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}05}{\pi}} = 0{,}25 \text{ м}.$$

Выбираем стандартный диаметр 700 мм. Марка фильтра ФИПа 1-0,7-0,6-Na, рабочее давление составляет 0,6 МПа, температура – 40 °С, вместимость корпуса 1,1 м^3, производительность 10 м^3/ч, фильтрующая нагрузка: высота $h_{сл}$ = 2 м, объем 0,77 м^3, высота фильтра 3000 мм, толщина стенки 8 мм, изготовитель – Бийский котельный завод.

Фактическая скорость фильтрации. Пересчитываем по стандартному диаметру

$$\frac{4F_1}{\pi} = 0{,}7 \text{ , отсюда } F_1 = 0{,}38 \text{ м}^2.$$

$$W_1 = \frac{G_{\text{хво}}}{F_1 n_1} = \frac{0{,}5}{0{,}38 \cdot 2} = 0{,}66 \text{ м/ч}.$$

Высота слоя катионита в фильтрах 1-й ступени: $h_{\text{сл}} = 2{,}0$ м.

Число регенераций каждого фильтра 1-й ступени в сутки

$$R_{\text{ф1}} = \frac{A_1}{h_{\text{сл}} F_1 n_1 E_p},$$

где E_p – емкость поглощения, г·кв/м^3 (E_p=280 г·кв/м^3).

При принятой производительности системы химводоочистки $D_{\text{вод}}$ = = 0,72 м^3/ч

$$R_{\text{ф1}} = \frac{144{,}63}{2{,}0 \cdot 0{,}38 \cdot 2 \cdot 280} \approx 0{,}68 \text{ рег/сут}.$$

Межрегенерационный период работы фильтров 1 ступени

$$T_1 = \frac{24}{R_{\text{ф1}}} - \tau_{\text{рег}} = \frac{24}{0{,}68} - 1{,}5 = 33{,}8 \text{ ч}.$$

Расход солей на одну регенерацию фильтров 1 ступени

$$G_{\text{с}_1 1} = \frac{E_p F_1 h_{\text{сл}} a_{\text{с}}}{1000},$$

где $a_{\text{с}} = 200$ кг/(г-экв) – удельный расход поваренной соли на регенерацию

$$G_{\text{с}_1 1} = \frac{280 \cdot 0{,}38 \cdot 2{,}0 \cdot 200}{1000} = 42{,}56 \text{ кг/рег}.$$

Суточный расход соли на фильтры 1 ступени

$$G_{1,\text{сут}} = \frac{100 G_{\text{с}_1 1} R_{\text{ф1}} n_1}{96{,}5} = \frac{100 \cdot 42{,}56 \cdot 0{,}68 \cdot 2}{96{,}5} = 26{,}46 \text{ кг/сут}.$$

Расход соли на регенерацию фильтров 1 ступени в месяц

$$G_{\text{мес}} = \frac{30 G_{1,\text{сут}}}{1000} = \frac{30 \cdot 26{,}46}{1000} = 0{,}794 \text{ т/мес}.$$

Так как $G_{\text{мес}} < 30$ т/мес, то устанавливается солерастворитель.

Расчет солерастворителя.

Объем соли на 1 регенерацию:

$$V_{\text{с}} = \frac{100 G_{\text{с}_1 1}}{1000 \rho P} = \frac{100 \cdot 26{,}46}{1000 \cdot 1{,}2 \cdot 26} = 0{,}1 \text{ м}^3.$$

Высота загрузки соли $h_{\text{с}}$=0,5 м. Площадь солерастворителя принимается

$$f_{\text{с}} = \frac{V_{\text{с}}}{h_{\text{с}}} = \frac{0{,}1}{0{,}5} = 0{,}2 \text{ м}^2.$$

Диаметр солерастворителя

$$d_{\text{с}} = \sqrt{\frac{4 f_{\text{с}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}2}{\pi}} = 0{,}5 \text{ м}.$$

Фильтр солерастворителя С-1,0-1,0; диаметр – 1020мм.

Выписываем характеристику:

Площадь фильтрования - 0,8 м^2, вместимость - 1 м^3, изготовитель – Саратовский завод энергетического машиностроения.

6.3. Пример расчета системы водоподготовки при использовании речной воды

Надежность работы поверхностей нагрева котельных агрегатов и систем теплоснабжения зависит от качества питательной и подпиточной воды. Показателями качества воды являются: прозрачность, сухой остаток, жесткость, щелочность, содержание агрессивных газов (O_2 и CO_2). Наиболее важным показателем качества воды является ее жесткость.

Студент при выборе схемы водоподготовки исходит из качества исходной воды реки или водохранилища, расположенных в районе размещения котельной ([5, прил. 8, с. 201-205]), и рекомендаций [5, §1.14, с. 59-60; §1.13, с. 57, схема 4].

Выбор схемы обработки воды для котлов определяется следующими условиями:

1. Качество исходной воды

$S_{\text{о}}$=110 мг/л; $Щ_{\text{о}}$=0,7 (мг-экв)/л; $Ж_{\text{о}}$=1,2 (мг-экв)/л;Na^+=1,2 мг/л.

2. Общий коэффициент возврата конденсата:

$$K = \frac{Q_{\text{ов}} + Q_{\text{гв}} + Q_{\text{техн}} \dfrac{K_{\text{техн}}}{100} + 0{,}5 Q_{\text{с.н}}}{Q_{\text{макс}}}, \qquad (6.31)$$

где $Q_{\text{ов}}$ – тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию, МВт; $Q_{\text{гв}}$ – тепловая нагрузка на горячее водоснабжение, МВт; $Q_{\text{техн}}$ – тепловая нагрузка на технические нужды, МВт; $Q_{\text{сн}}$ – тепловая нагрузка на собственные нужды, МВт; $K_{\text{техн}}$ = 40 % – возврат технологического конденсата.

Рассчитываются три показателя водно-химического режима: продувка, содержание углекислоты в паре и относительная щелочность котловой воды. Расчеты делаются с целью определить, можно ли при-

менить самую экологически чистую химическую водоподготовку – Na–катионирование.

$$K = \frac{12{,}7238 + 5{,}8656 + 0{,}9871\dfrac{40}{100} + 0{,}5 \cdot 1{,}6883}{22{,}7917} = 0{,}86998.$$

3. Допустимая величина сухого остатка котловой воды $S_{кв}$ ([5], табл. 3-4), $S_{кв}$=2500 мг/л.

Другими критериями выбора схемы водоподготовки для паровых котлов являются:

1. Продувка котла.

Величина продувки для теплогенераторов с давлением ≤ 1,4 МПа не должна быть более 10%

$$p = \frac{S_{хов}(1-K) + S_к K}{S_{кв} - S_{хов}(1-K) + S_к K}, \qquad (6.32)$$

где $S_{хов}$ – солесодержание химически обработанной воды, мг/л (принимается равным $S_о$ – сухому остатку исходной воды, мг/л); K – общая доля возврата конденсата; $S_к$ – солесодержание обратного конденсата, мг/л ($S_к$=5 мг/л); $S_{кв}$ – солесодержание котловой воды, мг/л (принимается равным 1500–3000 мг/л);

Если при расчете оказывается, что величина продувки менее 2%, то для дальнейших расчетов принимают p=2%.

$$p = \frac{110(1-0{,}86998) + 5 \cdot 0{,}86998}{2500 - 110(1-0{,}86998) + 5 \cdot 0{,}86998} = 7{,}5169 \cdot 10^{-3} = 0{,}7517\%.$$

Принимаем продувку p = 2 %.

2. Относительная щелочность обработанной воды.

По правилам Госгортехнадзора при наличии клепаных соединений относительная щелочность не должна превосходить 20%, при наличии вальцовочных соединений – 50%, а при сварных соединениях не нормируется.

При Na–катионировании относительная щелочность котловой воды равна относительной щелочности питательной воды и определяется по формуле, %

$$Щ^{кв}_{отн} = \frac{40 Щ_{пв} \cdot 100}{S_{пв}}, \qquad (6.33)$$

где 40 – эквивалент NaOH; $Щ_{пв}$ – общая щелочность питательной воды, мг-экв/л;

$$Щ_{пв} = Щ_{хов} \cdot (1 - K) + Щ_к \cdot K, \qquad (6.34)$$

где $Щ_{хов}$– общая щелочность химически очищенной воды (при натрий-катионировании равна щелочности исходной воды), мг-экв/л ($Щ_{хов}$ = = 0,7 мг-экв/л); $Щ_к$ – общая щелочность конденсата, мг-экв/л ($Щ_к$ = 0,05 мг-экв/л); $S_{пв}$ – сухой остаток питательной воды, мг/л;

$$S_{пв} = S_{хов}(1-K)+S_к K, \qquad (6.35)$$

$$S_{пв} = 110(1-0{,}86998)+5\cdot 0{,}86998 = 18{,}6521 \text{ мг/л};$$

$$Щ_{пв}=0{,}7\cdot(1-0{,}86998)+0{,}05\cdot 0{,}86998 = 0{,}1345 \text{ мг-экв/л};$$

$$Щ^{кв}_{отн} = \frac{40\cdot 0{,}1345\cdot 100}{18{,}6521} = 28{,}8439 \ \%.$$

Так как $Щ^{кв}_{отн} > 20$ %, то рекомендуется проводить нитратирование, т.е. введение в воду соли $NaNO_3$, которая блокирует межкристаллитную коррозию.

3. Содержание углекислоты в паре.

Содержание углекислоты в паре допускается при центральном потреблении пара до 100 мг/кг, а при разветвленной сети потребителей пара – не выше 20 мг/кг.

При разветвленных сетях допускается не более 20 мг/л CO_2 в паре. В питательной воде CO_2 не допустим, что достигается обработанной воды в деаэраторе. Однако в котел поступают соли, например сода Na_2CO_3, которая при нагревании разлагается с выделением CO_2 . Точно также разлагается бикарбонатный ион HCO^-. Концентрация равна, мг/кг

$$CO_2 = 22\cdot Щ_{пв}(1-К)(0{,}4+\sigma), \qquad (6.36)$$

где 22 – эквивалент углекислоты; σ – доля разложения Na_2CO_3 в котле (зависит от давления); при давлении 1,4 МПа доля составляет 0,7.

$$CO_2 = 22\cdot 0{,}1345(1-0{,}86998)(0{,}4+0{,}7) = 0{,}4232 \text{ мг/кг}.$$

Для котлов с преобладанием отопительной нагрузки, т.е. большой долей возвращаемого конденсата, наиболее часто подходит схема обработки воды по методу натрий-катионирования [5, § 1.5.1, с. 22–26]. Если вычисляемые выше показатели удовлетворяют требованиям, то Na–катионирование следует принять в качестве рабочего процесса химической обработки воды. Для паровых котлов требуется глубокое умягчение воды до остаточной жесткости 0,01–0,03 мг-экв/л, что достигается при двухступенчатом натрий-катионировании.

Выбираем способ умягчения воды Na-катионирования. Для получения глубоко умягченной воды для питания паровых котлов применяется двухступенчатое Na-катионирование.

Расчет Na-катионитных фильтров.

Производительность водоподготовки, $м^3$/ч (т/ч)

$$D_{\text{вод}} = \left(D + D\frac{p}{100} \right)(1 - K) \cdot 1{,}1n, \qquad (6.37)$$

где D – паропроизодительность котла, т/ч; n – количество котлов в котельной; p – продувка котла, %; K – общая доля возвращаемого конденсата; 1,1 – коэффициент запаса.

$$D_{\text{вод}} = \left(10 + 10\frac{2}{100} \right)(1 - 0{,}86998) \cdot 1{,}1 \cdot 4 = 5{,}8353 \text{ м}^3\text{/ч (т/ч)}.$$

Скорость фильтрования в зависимости от жесткости

Рекомендуемые значения скорости фильтрования для первой ступени указаны в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Рекомендуемые значения скорости фильтрования для первой ступени

Жесткость воды, мг-экв/л	Скорость фильтрования W, м/ч
5	25
5–10	15
10–15	10

Для второй ступени рекомендуется скорость фильтрования не более $W = 40$ м/ч.

В установке принимаются в первой ступени два рабочих и один резервный фильтр, во второй ступени – один рабочий и один резервный.

Площадь сечения, диаметр и тип фильтра

Расчет площади сечения одного фильтра производят для первой и второй ступеней по формуле, м^2

$$f_{\text{Na}} = \frac{D_{\text{вод}}}{nW}, \qquad (6.38)$$

где a – число рабочих фильтров для каждой ступени.

Условный диаметр фильтра, м

$$d_{\text{у}} = \sqrt{\frac{4 f_{\text{Na}}}{\pi}}. \qquad (6.39)$$

По расчетному диаметру $d_{\text{У}}$ с учетом производительности фильтра выбирают по расчетному каталогу [17, с.360, табл.12.14] подходящий фильтр (см. табл. 6.3).

Проверяют скорость фильтрации, которая должна быть не менее рекомендованной, м/ч

$$W' = D_{\text{вод}} / nf. \qquad (6.40)$$

Таблица 6.3

Фильтры Na–катионитные параллельно-точные первой ступени

$d_у$, мм	700	1000	1500
f, м^2	0,38	0,76	1,72

Удобно для обеих ступеней фильтрования использовать фильтры одной конструкции.

Первая ступень:

$$f_{Na} = \frac{5{,}8353}{2 \cdot 25} = 0{,}1167 \text{ м}^2;$$

$$d_у = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}1167}{\pi}} = 0{,}3855 \text{ м};$$

$$W' = \frac{5{,}8353}{2 \cdot 0{,}1167} = 25{,}2 \text{ м/ч}.$$

Вторая ступень:

$$f_{Na} = \frac{5{,}8353}{1 \cdot 40} = 0{,}1459 \text{ м}^2;$$

$$d_у = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}1459}{\pi}} = 0{,}431 \text{ м};$$

$$W' = \frac{5{,}8353}{1 \cdot 0{,}1459} = 40{,}0 \text{ м/ч}.$$

Удаляемое количество солей жесткости в сутки, г-экв/сутки

$$A = 24 Ж_о D_{вод}, \qquad (6.41)$$

где $Ж_о$ – жесткость исходной воды, г-экв/м^3 (мг-экв/л).

Для второй ступени жесткость поступающей воды принять 0,1 мг-экв/л.

Первая ступень: $A = 24 \cdot 1{,}2 \cdot 5{,}8353 = 168{,}0566$ г-экв/сутки.

Вторая ступень: $A = 24 \cdot 0{,}1 \cdot 5{,}8353 = 14{,}0047$ г-экв/сутки.

Рабочая обменная способность катионита определяется по уравнению, г-экв/м^3

$$E_р = \alpha\beta E_п - 0{,}5 g_в Ж_о, \qquad (6.42)$$

где α – коэффициент эффективности регенерации в зависимости от удельного расхода соли $g_с$, г/г-экв, на регенерацию; β - коэффициент, учитывающий снижение обменной способности по Ca^{2+} и Mg^{2+} за счет частичного захвата катионов Na^+; $E_п$ – полная обменная способность

катионита, г-экв/м^3, (для сульфоугля можно принять 500–550); $g_в$ – удельный расход воды на отмывку катионита , м^3/м^3 (для обеих ступеней фильтрования $g_в$ = 5 м^3/м^3), Ж$_о$ – общая жесткость исходной воды, мг-экв/л; 23 – эквивалент натрия, мг/мг-экв.

Первая ступень:

Количество соли на регенерацию зависит от общей жесткости исходной воды (см. табл. 6.4).

Таблица 6.4

Зависимость количества соли на регенерацию от общей жесткости исходной воды

Жесткость Ж$_о$, г-экв/м^3.	Количество соли $g_с$, мг/мг-экв
5	100
7	100÷120
10	120÷150
15	170÷250
20	275÷300

Зависимость коэффициента α от количества соли на регенерацию дается табличной зависимостью (см. табл. 6.5).

Таблица 6.5

Зависимость коэффициента α от количества соли на регенерацию

$g_с$, мг/мг-экв	100	150	200	250	300
α	0,62	0,74	0,81	0,86	0,90

Зависимость коэффициента β от ниже определенного параметра приводится в табл. 6.6.

Таблица 6.6

Зависимость коэффициента β от параметра *С*/Ж$_о$

С/Ж$_о$	0,01	0,05	0,1	0,5	1,0	5,0	10,0
β	0,93	0,88	0,83	0,7	0,65	0,54	0,5

Эквивалентная концентрация ионов Na^+ в исходной воде, мг-экв/л

$$C_{Na} = Na^+/23, \qquad (6.43)$$

где Na^+ – содержание катионов натрия в исходной воде, мг/л;

$E_р = 0{,}62 \cdot 0{,}8881 \cdot 530 - 0{,}5 \cdot 5 \cdot 1{,}2 = 288{,}8297$ г-экв/м^3.

Вторая ступень:

Для второй ступени принять без расчета $E_р$=280 г-экв/м^3.

Для второй ступени расход соли на регенерацию $g_с$ =300 мг/мг-экв.

Число регенераций каждого фильтра в сутки, 1/сутки

$$R_ф = \frac{A}{fh_{сл}E_р n}, \qquad (6.44)$$

где f – сечение фильтра, м^2; $h_{сл}$ – высота слоя катионита в фильтре, м (для фильтров первой ступени $h_{сл}$ = 2–2,5 м, для второй – $h_{сл}$ = 1,5 м); n – число рабочих фильтров для каждой ступени.

Первая ступень: $R_{ф1} = \frac{168{,}0566}{0{,}38 \cdot 2{,}3 \cdot 288{,}8297 \cdot 2} = 0{,}3329$ 1/сутки.

Вторая ступень: $R_{ф2} = \frac{14{,}0047}{0{,}38 \cdot 1{,}5 \cdot 280 \cdot 1} = 0{,}0877$ 1/сутки.

Расход 100% поваренной соли на одну регенерацию в сутки (для каждой ступени), кг

$$G_с = \frac{E_р fh_{сл} g_с}{1000}. \qquad (6.45)$$

Первая ступень: $G_{с1} = \frac{288{,}8297 \cdot 0{,}38 \cdot 2{,}3 \cdot 100}{1000} = 25{,}2437$ кг.

Вторая ступень: $G_{с1} = \frac{280 \cdot 0{,}38 \cdot 1{,}5 \cdot 100}{1000} = 47{,}88$ кг.

Суточный расход технической (93%) соли в сутки на регенерацию фильтров (рассчитывается для каждой ступени), кг/сутки

$$G_{сут} = \frac{100 G_{с1} R_ф n}{93}. \qquad (6.46)$$

Первая ступень: $G_{сут1} = \frac{100 \cdot 25{,}2437 \cdot 0{,}3329 \cdot 2}{93} = 18{,}0723$ кг/сутки.

Вторая ступень: $G_{сут2} = \frac{100 \cdot 47{,}88 \cdot 0{,}0877 \cdot 1}{93} = 4{,}5151$ кг/сутки.

Межрегенерационный период работы фильтров, ч

$$T = \frac{24}{R_ф} - \tau_{рег}. \qquad (6.47)$$

При загрузке фильтров сульфоуглем время для первой ступени – 2 часа, для второй ступени – 2,5–3,5 часа. Если время T окажется менее 6 часов, то следует сменить фильтр на ближайший больший.

Первая ступень: $T = \frac{24}{0{,}3329} - 2 = 70{,}0937$ ч.

Вторая ступень: $T = \frac{24}{0{,}0877} - 3 = 270{,}6602$ ч.

По результатам расчета [17, стр. 360, табл. 12.14] выбираем фильтр ФИПаI-0,7-0,6-Na. Техническая характеристика фильтра приведена в табл. 6.7.

Таблица 6.7

Техническая характеристика фильтра ФИПаI-0,7-0,6-Na

Давление, МПа (кгс/см^2):	
- рабочее	0,6(6)
- пробное гидравлическое	0,9(9)
Температура, °С	40
Вместимость корпуса, м^3	1,1
Производительность, м^3/ч	10
Фильтрующая загрузка:	
- высота, м	2,0
- объем, м^3	0,77
Масса, т:	
- сульфоугля при насыпной массе γ = 0,65–0,70 т/м^3	0,5–0,54
- катионита КУ-2 при насыпной массе γ= 0,71 т/м^3	0,55
Внутренний диаметр корпуса, мм:	700
Высота фильтра, мм:	3320
Толщина стенки, мм:	8
Условный диаметр арматуры, мм:	
- для подвода исходной и отмывочной воды	40
- для отвода обработанной воды;	40
- для подвода регенерационного раствора;	25
- для подвода и отвода взрыхляющей воды;	40
- для отвода регенерационного раствора, отмывочной воды и первого фильтрата;	40
- для гидровыгрузки фильтрующего материала;	25
Масса конструкции фильтра, т:	0,62

Изготовитель: Саратовский завод энергетического машиностроения.

Выбор и расчет деаэратора. Расход пара на деаэратор.

Наиболее универсальным способом удаления растворенных газов из питательной воды паровых котлов является термическая деаэрация при практически атмосферном давлении (p = 0,12 МПа, t = 104 °С [5, § 1.12., стр. 53-54]) .

Дегазация воды является последним этапом докотловой подготовки воды. В питательной воде не допускается содержание CO_2, а содержание O_2 не должно быть выше 0,03 мг/л.

Деаэратор подбирается по расходу питательной воды. Количество воды для питания котла, т/ч

$$D_{\text{д}} = \left(D + D\frac{p}{100} \right) n_{\text{тг}} + D_{\text{подп}}, \qquad (6.48)$$

где $D_{\text{подп}}$ – расход подпиточной воды, т/ч; p – продувка, %; $n_{\text{тг}}$ – число теплогенераторов; D – паропроизводительность котла, т/ч.

$$D_{\text{д}} = \left(10 + 10\frac{2}{100} \right) \cdot 4 + 3{,}9482 = 44{,}7482 \text{ т/ч}.$$

Расход пара $D_{\text{п}}$ для нагрева воды в деаэраторе, т/ч

$$D_{\text{п}} = D_{\text{д}} \frac{h'_{\text{д}} - h_{\text{ср}}}{h''_{\text{д}} - h'_{\text{д}}} + D_{\text{вып}}, \qquad (6.49)$$

$h'_{\text{д}}$ – энтальпия насыщенной воды при p = 0,12 МПа, кДж/кг ($h'_{\text{д}}$ = 437 кДж/кг); $h''_{\text{д}}$ – энтальпия сухого пара при p = 0,12 МПа, кДж/кг ($h''_{\text{д}}$ = = 2683 кДж/кг); $h_{\text{ср}}$ – энтальпия смеси химочищенной воды и обратного конденсата, кДж/кг ($h_{\text{ср}}$= 334 кДж/кг); $D_{\text{вып}}$ – потеря пара с выпаром, т/ч.

Потеря пара с выпаром $D_{\text{вып}}$, т/ч

$$D_{\text{вып}} = D_{\text{д}} \frac{X}{1000}, \qquad (6.50)$$

где X – величина выпара на тонну деаэрируемой воды (при отсутствии охладителя выпара X=10 кг/т воды).

$$D_{\text{вып}} = 44{,}7482 \frac{10}{1000} = 0{,}4475 \text{ т/ч}.$$

$$D_{\text{п}} = 44{,}7482 \frac{437 - 334}{2683 - 437} + 0{,}4475 = 2{,}4996 \text{ т/ч}.$$

Выбор деаэратора производится по расходу питательной воды.

Выбираем деаэратор марки ДА-50:

Рабочее давление 0,12 МПа (1,2 кгс/см^2);

Температура деаэрированной воды 104 °С;

Средняя температура подогрева воды в деаэраторе 10–40 °С;

Размеры колонки, мм:

диаметр и толщина стенки корпуса 530*6;

высота 2195;

Масса 474 кг;

Пробное гидравлическое давление 0,3 (3,0) МПа (кгс/см^2);

Допускаемое повышение давления при работе защитного устройства 0,17 МПа (1,7 кгс/см^2);
Полезная вместимость аккумуляторного бака 15 м^3;
Диаметр и толщина стенки аккумуляторного бака 2016×8 мм;
Поверхность охладителя выпара 2 м^2;
Изготовитель: ПО «Красный котельщик».

Вопросы для самопроверки

1. Какова максимальная величина продувки котлов?
2. Какой метод умягчения воды наиболее часто применяется в котельных с котлами малой мощности?
3. Укажите условие обязательного использования двухступенчатого натрий-катионирования.
4. Укажите рекомендуемые скорости фильтрования для Na-катионитных фильтров первой и второй ступени.
5. От чего зависит количество соли, подаваемое на регенерацию Na-катионитных фильтров?

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Вариант 1

Произвести расчет тепловой схемы отопительной котельной I$^{\text{й}}$ категории с водогрейными котлами, работающими на закрытую систему теплоснабжения. Котельная предназначена для теплоснабжения жилых и общественных зданий на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Котельная расположена в г. (город, см. табл. 3) и работает на (топливо, см. табл. 3). Расчет производится для трех режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего. Для горячего водоснабжения принята параллельная схема присоединения местных теплообменников. Деаэрация химически очищенной воды производится в деаэраторе при давлении 0,12 МПа. Тепловые сети работают по температурному графику (t_1, °С, прямой отопительной воды / t_2, °С, обратной отопительной воды, см. табл. 3).

Произвести выбор количества и типов водогрейных котлов, установленных в котельной.

Произвести поверочный тепловой расчет одного из котлов, установленных в котельной, при сжигании (топливо, см. табл. 3).

Исходные данные для расчета заносятся в табл. 1

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Наименование	Обозначение	Значение величины при характерных режимах работы котельной		
		Максимально-зимний (м.з)	Наиболее холодного месяца (н.х)	Летний (летн.)
1	**2**	**3**	**4**	**5**
Максимальные расходы теплоты, МВт:		см. табл. 3	см. табл. 3	см. табл. 3
- на нужды отопления	$Q_{\text{о}}$			
- на нужды вентиляции	$Q_{\text{в}}$			
- на нужды горячего водоснабжения	$Q_{\text{г.в}}$			
Температура воздуха внутри помещения, °С	$t_{\text{вн}}$	см. табл. 3	см. табл. 3	см. табл. 3
Расчетная температура горячей воды после местных теплообменников, °С	$t_{\text{г.в}}^{\text{потр}}$	см. табл. 3	см. табл. 3	см. табл. 3

1	2	3	4	5
Расход химочищенной воды (принять с последующим уточнением), т/ч	$G'_{\text{х.о.в}}$	см. табл. 3	см. табл. 3	см. табл. 3

Графическая часть:

1й лист – тепловая схема котельной;

2й лист – продольный разрез котла.

Вариант 2

Произвести расчет тепловой схемы производственной котельной Iй категории, работающей на закрытую систему теплоснабжения. Котельная предназначена для снабжения паром технологических потребителей с небольшим расходом горячей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Тепловые сети работают по температурному графику (t_1, °С, прямой отопительной воды / t_2, °С, обратной отопительной воды, см. табл. 4).

Котельная расположена в г. (город, см. табл. 4) и работает на (топливо, см. табл. 4).

Произвести выбор количества и типов паровых котлов, установленных в котельной.

Произвести поверочный тепловой расчет одного из котлов, установленных в котельной, при сжигании (топливо, см. табл. 4).

Исходные данные для расчета заносятся в табл. 2

Таблица 2

Исходные данные для расчета

Наименование	Обозначение	Значение величины при характерных режимах работы		
		Максимально-зимний (м.з)	Наиболее холодного месяца (н.х)	Летний (летн.)
1	**2**	**3**	**4**	**5**
Расход теплоты на нужды отопления и вентиляции, МВт	$Q_{\text{о.в}}$	см. табл. 4	см. табл. 4	см. табл. 4
Расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт	$Q_{\text{г.в}}$	см. табл. 4	см. табл. 4	см. табл. 4
Возврат конденсата технологическими потребителями, %	β	см. табл. 4	см. табл. 4	см. табл. 4

1	2	3	4	5
Параметры пара на технологические нужды: - давление, МПа - температура, °С - расход, т/ч	 $p'_т$ $t'_т$ $D'_т$	см. табл. 4	м. табл. 4	см. табл. 4
Параметры редуцированного пара на технологические нужды: - давление, МПа - температура, °С - расход, т/ч	 $p''_т$ $t''_т$ D'	см. табл. 4	см. табл. 4	см. табл. 4
Температура питательной воды, °С	$t_{п.в}$	см. табл. 4	см. табл. 4	см. табл. 4
Температура конденсата, возвращаемого потребителями, °С	$t_к$	см. табл. 4	см. табл. 4	см. табл. 4
Температура сырой воды, °С	$t_{с.в}$	см. табл. 4	см. табл. 4	см. табл. 4
Температура химически очищенной воды перед охладителем деаэрированной воды, °С	$t'_{х.о.в}$	см. табл. 4	см. табл. 4	см. табл. 4

Графическая часть:

1[й] лист – тепловая схема котельной;

2[й] лист – продольный разрез котла.

Таблица 3

Исходные данные для выполнения курсового проекта (вариант задания №1)

№ п/п	Населенный пункт	Параметры при характерных режимах работы котельной (м.з / н.х / летн.)			
		$Q_о$, МВт	$Q_в$, МВт	$Q_{г.в}$, МВт	$G_{х.о.в}$, т/ч
1	Архангельск	44,0	7,5	15/15/12	12/12/4,5
2	Барнаул	220,0	38,0	75/75/60	60/60/22,5
3	Белгород	9,0	1,5	3/3/2,4	2,5/2,5/0,9
4	Брянск	395,0	70	135/135/108	110/110/41
5	Владивосток	9,5	1,5	3,5/3,5/2,5	2,6/2,6/1,0
6	Владикавказ	110,0	19,0	40/40/30	30/30/11,5
7	Владимир	18,0	3,2	6,2/6,2/5,0	5/5/2
8	Волгоград	66,0	11,5	22,5/22,5/18	18/18/7
9	Воронеж	14,5	2,0	5/5/4	4/4/1,5
10	Екатеринбург	111,0	18,5	37/37/28	28/28/11
11	Иркутск	22,0	4,0	7,5/7,5/6,0	6,5/6,5/2,5
12	Казань	215,0	40,0	72/72/55	58/58/20
13	Краснодар	8,5	1,8	2,7/2,7/2,0	2,2/2,2/1,0
14	Красноярск	400,0	65,0	130/130/105	105/105/40
15	Курск	18,5	3,0	6,0/6,0/4,5	4,8/4,8/1,7
16	Липецк	65,0	12,0	23/23/19	19/19/8
17	Москва	14,0	2,7	4,6/4,6/3,8	3,9/3,9/1,3
18	Н. Новгород	45,0	8,0	13/13/10	10/10/4
19	Новосибирск	109,0	21,0	35/35/26	29/29/12
20	Омск	10,0	1,3	3,2/3,2/2,4	2,4/2,4/0,9
21	Орел	218,0	37,0	77/77/63	61/61/21
22	Пенза	8,7	1,7	3,1/3,1/2,2	2,3/2,3/0,8
23	Пермь	65,5	11,0	22/22/18,5	19/19/7,5
24	Псков	21,5	3,8	8/8/6,5	6/6/2,3
25	Ростов-на-Дону	112,0	18,0	36/36/27	26/26/10,5

Продолжение табл. 3

№ п/п	Топливо	Параметры при характерных режимах работы котельной (м.з / н.х / летн.)		
		$t_{вн}$, °С	$t_{г.в}^{потр}$, °С	t_1 / t_2, °С
1	прил. II. № 1	18,0	57	150/70
2	прил II. № 2	18,5	58	150/70
3	прил II. № 3	19,0	59	150/70
4	прил II. № 4	19,5	60	150/70
5	прил I. № 1	20,0	55	150/70
6	прил I. № 2	18,0	56	150/70
7	прил I. № 3	18,5	57	150/70
8	прил I. № 4	19,0	58	150/70
9	прил I. № 5	19,5	59	150/70
10	прил I. № 6	20,0	60	150/70
11	прил I. № 7	18,0	55	150/70
12	прил I. № 8	18,5	56	150/70
13	прил I. № 9	19,0	57	150/70
14	прил I. № 10	19,5	58	150/70
15	прил I. № 11	20,0	59	150/70
16	прил II. № 1	18,0	60	150/70
17	прил II. № 2	18,5	55	150/70
18	прил II. № 3	19,0	56	150/70
19	прил II. № 4	19,5	57	150/70
20	прил I. № 1	20,0	58	150/70
21	прил I. № 2	18,0	59	150/70
22	прил I. № 3	18,5	60	150/70
23	прил I. № 4	19,0	55	150/70
24	прил I. № 5	19,5	56	150/70
25	прил I. № 6	20,0	57	150/70

Таблица 4

Исходные данные для выполнения курсового проекта (вариант задания №2)

№ п/п	Населенный пункт	Параметры при характерных режимах работы котельной (м.з / н.х / летн.)						
		$p'_т$, МПа	$t'_т$, °С	$D'_т$, т/ч	$p''_т$, МПа	$t''_т$, °С	D', т/ч	β, %
1	Рязань	1,4	225	1,0/1,0/0,85	0,6	170	13/13/9	60
2	Санкт-Петербург	3,9	440	13,5/13,5/10,5	0,6	190	157,5/157,5/ /105	61
3	Томск	1,4	225	2,0/2,0/1,5	0,6	188	21/21/14	62
4	Тула	3,9	440	6,0/6,0/4,5	0,6	175	74/74/50	63
5	Хабаровск	3,9	440	2,0/2,0/1,5	0,6	185	20/20/15	64
6	Челябинск	1,4	250	9,0/9,0/7,0	0,6	180	105/105/70	65
7	Ярославль	1,4	225	3,0/3,0/2,5	0,6	172	30/30/20	60
8	Архангельск	3,9	440	8,5/8,5/7,0	0,6	177	102/102/65	61
9	Барнаул	1,4	225	4,5/4,5/3,5	0,6	181	53/53/35	62
10	Белгород	3,9	440	14,0/14,0/11,0	0,6	176	155/155/102	63
11	Брянск	1,4	225	1,1/1,1/0,9	0,6	183	13,5/13,5/9	64
12	Владивосток	3,9	440	8,0/8,0/6,0	0,6	187	94/94/63	65
13	Владикавказ	1,4	225	2,1/2,1/1,6	0,6	173	22/22/15	60
14	Владимир	1,4	250	8,7/8,7/6,8	0,6	182	103/103/68	61
15	Волгоград	1,4	225	2,8/2,8/2,2	0,6	178	33/33/22	62
16	Воронеж	3,9	440	6,3/6,3/5,0	0,6	184	73/73/49	63
17	Екатеринбург	1,4	225	4,0/4,0/3,2	0,6	171	52/52/33	64
18	Иркутск	3,9	440	9,3/9,3/7,5	0,6	189	100/100/65	65
19	Казань	3,9	440	1,8/1,8/1,3	0,6	179	21,5/21,5/14	60
20	Краснодар	1,4	225	1,3/1,3/1,0	0,6	175	14/14/9,5	61
21	Красноярск	3,9	440	5,8/5,8/4,4	0,6	178	72,5/72,5/48	62
22	Курск	1,4	225	3,5/3,5/2,6	0,6	186	34/34/23	63
23	Липецк	1,4	225	5,0/5,0/4,0	0,6	176	52,5/52,5/34	64
24	Москва	3,9	440	9,5/9,5/7,5	0,6	190	106/106/72	65
25	Н. Новгород	3,9	440	8,1/8,1/6,3	0,6	174	95/95/65	60

Продолжение табл. 4

№ п/п	Топливо	Параметры при характерных режимах работы котельной (м.з / н.х / летн.)						
		$Q_{о.в}$, МВт	$Q_{г.в}$, МВт	$t_{п.в}$, °С	$t_к$, °С	$t_{с.в}$, °С	$t'_{х.о.в}$, °С	t_1 / t_2, °С
1	прил I. № 1	1,25	0,3/0,3/0,25	104	85	5/5/15	20	150/70
2	прил I. № 2	14,0	3,75/3,75/3,0	145	84	5/5/15	20	150/70
3	прил I. № 3	1,9	0,5/0,5/0,4	104	83	5/5/15	20	150/70
4	прил I. № 4	6,5	1,8/1,8/1,4	145	82	5/5/15	20	150/70
5	прил I. № 5	1,8	0,55/0,55/0,45	145	81	5/5/15	20	150/70
6	прил I. № 6	9,5	2,5/2,5/2,0	104	80	5/5/15	20	150/70
7	прил I. № 7	2,5	1,0/1,0/0,6	104	79	5/5/15	20	150/70
8	прил I. № 8	9,0	2,8/2,8/2,2	145	78	5/5/15	20	150/70
9	прил I. № 9	4,5	1,2/1,2/1,0	104	77	5/5/15	20	150/70
10	прил I. № 10	14,5	4,0/4,0/3,3	145	76	5/5/15	20	150/70
11	прил I. № 11	1,2	0,28/0,28/0,2	104	75	5/5/15	20	150/70
12	прил II. № 1	8,5	2,3/2,3/1,8	145	74	5/5/15	20	150/70
13	прил II. № 2	1,8	0,45/0,45/0,35	104	73	5/5/15	20	150/70
14	прил II. № 3	9,7	2,3/2,3/1,7	104	72	5/5/15	20	150/70
15	прил II. № 4	3,0	0,8/0,8/0,65	104	70	5/5/15	20	150/70
16	прил I. № 6	6,7	1,7/1,7/1,35	145	85	5/5/15	20	150/70
17	прил I. № 7	4,8	1,25/1,25/1,0	104	84	5/5/15	20	150/70
18	прил I. № 8	10,0	3,0/3,0/2,3	145	83	5/5/15	20	150/70
19	прил I. № 9	2,0	0,4/0,4/0,3	145	82	5/5/15	20	150/70
20	прил I. № 10	1,1	0,25/0,25/0,21	104	81	5/5/15	20	150/70
21	прил I. № 11	7,0	1,75/1,75/1,3	145	80	5/5/15	20	150/70
22	прил II. № 1	2,2	0,7/0,7/0,55	104	79	5/5/15	20	150/70
23	прил II. № 2	4,65	1,15/1,15/0,8	104	78	5/5/15	20	150/70
24	прил II. № 3	9,2	2,4/2,4/1,6	145	77	5/5/15	20	150/70
25	прил II. № 4	8,0	2,5/2,5/2,1	145	76	5/5/15	20	150/70

Расчетные характеристики газообразных топлив

№ п/п	Газопровод	Состав газа по объему, %									Низшая теплота сгорания, МДж/м^3	Плотность при н.у., кг/м^3
		CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	C_6H_{14}*	CO_2	N_2	H_2S		
1	Уренгой-Надым-Пунга-Ухта	98,72	0,12	0,01	<0,01	–	–	0,14	1,00	–	35,50	0,724
2	Уренгой-Ужгород	98,90	0,12	0,01	0,01	–	–	<0,06	0,90	–	35,59	0,724
3	Уренгой-Новопсков	98,90	0,13	0,01	<0,01	–	–	0,08	0,87	–	35,59	0,723
4	Уренгой-Сургут-Челябинск	98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	–	0,14	1,00	–	35,80	0,729
5	Надым-Пунга-Н.Тура-Екатеринбург-Челябинск	98,67	0,16	0,08	0,01	–	–	0,08	1,00	–	35,59	0,725
6	Н.Новгород-Иваново-Череповец	98,99	0,25	0,04	0,02	–	–	0,10	0,60	–	35,75	0,725
7	Бухара-Урал	94,24	3,00	0,89	0,39	0,17	0,13	0,28	0,90	–	37,56	0,771
8	Средняя Азия-Центр	94,08	2,80	0,73	0,30	0,07	0,02	1,00	1,00	–	36,76	0,771
9	Саратов-Москва	90,29	2,80	1,10	0,75	0,34	0,20	0,32	4,20	–	37,01	0,807
10	Мострансгаз (кольцо)	96,57	1,40	0,40	0,18	0,07	0,03	0,15	1,20	–	36,30	0,747
11	Оренбург-Александров Гай	86,43	3,90	1,72	0,87	0,30	0,07	0,01	6,70	–	36,80	0,828

* Сумма высших гомологов (гексан C_6H_{14} и др.)

Приложение II

Расчетные характеристики жидких топлив

№ п/п	Марка топлива	Класс	Рабочая масса топлива, соста, %								Низшая теплота сгорания, МДж/кг
			W_t^p	A^p	S_p^p	S_o^p	C^p	H^p	N^p	O^p	
1	Мазут 40 и 100	низкосернистый	0,15	0,03	0,39		87,33	11,90	0,20*		41,68
2		малосернистый	0,20	0,03	0,85		86,58	12,04	0,30*		40,53
3		сернистый	0,49	0,05	1,80		85,71	11,45	0,50*		39,57
4		высокосернистый	1,00	0,06	2,55		85,04	10,64	0,71*		39,06

* Для расчетов принимать как кислород

Приложение III

Удельные объемы и энтальпии сухого насыщенного пара и воды на линии насыщения

Давление	Температура	Удельный объем		Удельная энтальпия		Удельная теплота испарения
p, МПа	t, °С	υ', м^3/кг	υ'', м^3/кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	r, кДж/кг
0,10	99,61	0,0010431	1,6940	417,44	2674,9	2257,5
0,15	111,35	0,0010527	1,1594	467,08	2693,1	2226,0
0,20	120,21	0,0010605	0,88574	504,7	2706,2	2201,6
0,25	127,41	0,0010672	0,71870	535,4	2716,5	2181,2
0,30	133,53	0,0010732	0,60579	561,5	2724,9	2163,4
0,35	138,86	0,0010786	0,52420	584,3	2732,0	2147,7
0,40	143,61	0,0010836	0,46239	604,7	2738,1	2133,3
0,45	147,91	0,0010882	0,41390	623,2	2743,4	2120,2
0,50	151,84	0,0010926	0,37480	640,2	2748,1	2107,9
0,60	158,83	0,0011006	0,31558	670,5	2756,1	2085,6
0,70	164,95	0,0011080	0,27276	697,1	2762,7	2065,6
0,80	170,41	0,0011148	0,24003	721,0	2768,3	2047,3
0,90	175,36	0,0011212	0,21487	742,7	2773,0	2030,3
1,00	179,89	0,0011272	0,19435	762,7	2777,1	2014,4
1,10	184,07	0,0011330	0,17744	781,2	2780,7	1999,5
1,20	187,96	0,0011385	0,16325	798,5	2783,8	1985,3
1,30	191,61	0,0011438	0,15117	814,8	2786,5	1971,7
1,40	195,05	0,0011489	0,14077	830,1	2788,9	1958,8
1,50	198,30	0,0011539	0,13170	844,7	2791,0	1946,3
1,60	201,38	0,0011587	0,12373	858,6	2792,9	1934,3

Продолжение прил. III

Давление	Температура	Удельный объем		Удельная энтальпия		Удельная теплота испарения
p, МПа	t, °С	υ', м^3/кг	υ'', м^3/кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	r, кДж/кг
1,70	204,31	0,0011634	0,11667	871,9	2794,5	1922,6
1,80	207,12	0,0011679	0,11036	884,6	2796,0	1911,4
1,90	209,81	0,0011724	0,10470	896,8	2797,3	1900,4
2,00	212,38	0,0011768	0,09958	908,6	2798,4	1889,8
2,10	214,87	0,0011810	0,09493	920,0	2799,4	1879,4
2,20	217,26	0,0011852	0,09070	931,0	2800,2	1869,2
2,30	219,56	0,0011894	0,08681	941,6	2800,9	1859,3
2,40	221,80	0,0011934	0,08324	952,0	2801,5	1849,6
2,50	223,96	0,0011974	0,07995	962,0	2802,0	1840,1
2,60	226,05	0,0012014	0,07690	971,7	2802,5	1830,7
2,70	228,09	0,0012053	0,07407	981,2	2802,8	1821,5
2,80	230,06	0,0012091	0,07143	990,5	2803,0	1812,5
2,90	231,99	0,0012129	0,06897	999,5	2803,2	1803,6
3,00	233,86	0,0012167	0,06666	1008,4	2803,3	1794,9
3,10	235,68	0,0012204	0,06450	1017,0	2803,3	1786,3
3,20	237,46	0,0012241	0,06247	1025,5	2803,2	1777,8
3,30	239,20	0,0012278	0,06056	1033,7	2803,1	1769,4
3,40	240,90	0,0012314	0,05876	1041,8	2803,0	1761,1
3,50	242,56	0,0012350	0,05706	1049,8	2802,7	1753,0
3,60	244,19	0,0012385	0,05545	1057,6	2802,5	1744,9
3,70	245,78	0,0012421	0,05392	1065,2	2802,1	1736,9
3,80	247,33	0,0012456	0,05247	1072,8	2801,8	1729,0
3,90	248,86	0,0012491	0,05109	1080,2	2801,4	1721,2
4,00	250,36	0,0012526	0,04978	1087,4	2800,9	1713,5

Приложение IV

Удельные объемы и энтальпии воды

t, °С	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	υ, м^3/кг	i, кДж/кг
	p = 0,1 МПа		p = 0,2 МПа		p = 0,4 МПа	
0	0,0010002	0,0	0,0010001	0,2	0,0010000	0,4
10	0,0010003	42,1	0,0010003	42,2	0,0010002	42,4
20	0,0010018	84,0	0,0010018	84,1	0,0010017	84,3
30	0,0010044	125,8	0,0010043	125,9	0,0010042	126,1
40	0,0010078	167,6	0,0010078	167,7	0,0010077	167,9
50	0,0010121	209,4	0,0010121	209,5	0,0010120	209,7
60	0,0010171	251,2	0,0010170	251,3	0,0010169	251,5

Продолжение прил. IV

t, °С	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	υ, м^3/кг	i, кДж/кг
	p = 0,1 МПа		p = 0,2 МПа		p = 0,4 МПа	
70	0,0010227	293,1	0,0010227	293,2	0,0010226	293,3
80	0,0010290	335,0	0,0010290	335,1	0,0010289	335,2
90	0,0010359	377,0	0,0010359	377,1	0,0010358	377,2
100	–	–	0,0010434	419,2	0,0010433	419,3
110	–	–	0,0010516	461,4	0,0010514	461,6
120	–	–	0,0010603	503,8	0,0010602	503,9
130	–	–	–	–	0,0010696	546,5
140	–	–	–	–	0,0010797	589,2
	p = 0,6 МПа		p = 0,8 МПа		p = 1,0 МПа	
0	0,0009999	0,6	0,0009998	0,8	0,0009997	1,0
10	0,0010001	42,6	0,0010000	42,8	0,0009999	43,0
20	0,0010016	84,5	0,0010015	84,7	0,0010014	84,9
30	0,0010041	126,3	0,0010041	126,5	0,0010040	126,7
40	0,0010076	168,1	0,0010075	168,2	0,0010074	168,4
50	0,0010119	209,8	0,0010118	210,0	0,0010117	210,2
60	0,0010169	251,6	0,0010168	251,8	0,0010167	252,0
70	0,0010225	293,5	0,0010224	293,6	0,0010223	293,8
80	0,0010288	335,4	0,0010287	335,5	0,0010286	335,7
90	0,0010357	377,4	0,0010356	377,5	0,0010355	377,7
100	0,0010432	419,5	0,0010431	419,6	0,0010430	419,8
110	0,0010513	461,7	0,0010512	461,8	0,0010511	462,0
120	0,0010601	504,1	0,0010600	504,2	0,0010599	504,3
130	0,0010695	546,6	0,0010694	546,7	0,0010693	546,9
140	0,0010796	589,4	0,0010795	589,5	0,0010794	589,6
150	0,0010904	632,3	0,0010903	632,5	0,0010902	632,6
160	–	–	0,0011019	675,7	0,0011017	675,8
170	–	–	0,0011143	719,2	0,0011141	719,3
	p = 1,5 МПа		p = 2,0МПа		p = 4,0 МПа	
0	0,0009994	1,5	0,0009992	2,0	0,0009982	4,0
10	0,0009996	43,5	0,0009994	44,0	0,0009984	45,9
20	0,0010012	85,3	0,0010009	85,8	0,0010000	87,7
30	0,0010037	127,1	0,0010035	127,6	0,0010026	129,4
40	0,0010072	168,9	0,0010070	169,3	0,0010061	171,1
50	0,0010115	210,6	0,0010113	211,0	0,0010104	212,8
60	0,0010164	252,4	0,0010162	252,8	0,0010153	254,5
70	0,0010221	294,2	0,0010219	294,6	0,0010209	296,3
80	0,0010284	336,1	0,0010281	336,5	0,0010272	338,1
90	0,0010352	378,1	0,0010350	378,5	0,0010340	380,0
100	0,0010427	420,1	0,0010425	420,5	0,0010415	422,0

Продолжение прил. IV

t, °C	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг
	p = 1,5 МПа		*p* = 2,0МПа		*p* = 4,0 МПа	
110	0,0010509	462,4	0,0010506	462,7	0,0010495	464,2
120	0,0010596	504,7	0,0010593	505,1	0,0010582	506,5
130	0,0010690	547,2	0,0010687	547,6	0,0010675	548,9
140	0,0010790	589,9	0,0010787	590,3	0,0010775	591,6
150	0,0010898	632,9	0,0010895	633,2	0,0010881	634,4
160	0,0011013	676,1	0,0011010	676,4	0,0010996	677,6
170	0,0011137	719,6	0,0011133	719,9	0,0011118	721,0
180	0,0011270	763,4	0,0011265	763,7	0,0011249	764,7
190	0,0011412	807,7	0,0011408	807,9	0,0011389	808,8
200	–	–	0,0011561	852,6	0,0011540	853,4
210	–	–	0,0011726	897,8	0,0011704	898,5
220	–	–	–	–	0,0011881	944,1
230	–	–	–	–	0,0012073	990,4
240	–	–	–	–	0,0012284	1037,6
250	–	–	–	–	0,0012517	1085,7

Приложение V

Удельные объемы и энтальпии перегретого пара

t, °C	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг
	p = 0,1 МПа		*p* = 0,2 МПа		*p* = 0,4 МПа	
100	1,696	2675,8	–	–	–	–
110	1,745	2696,3	–	–	–	–
120	1,793	2716,6	–	–	–	–
130	1,841	2736,7	0,9104	2727,3	–	–
140	1,889	2756,7	0,9353	2748,3	–	–
150	1,937	2776,6	0,9599	2769,1	0,4709	2752,8
160	1,984	2796,4	0,9843	2789,7	0,4839	2775,2
170	2,031	2816,2	1,0085	2810,1	0,4968	2797,1
180	2,079	2836,0	1,0326	2830,4	0,5094	2818,6
190	2,126	2855,7	1,0566	2850,6	0,5219	2839,9
200	2,172	2875,5	1,0805	2870,8	0,5343	2861,0
210	2,219	2895,2	1,1043	2890,9	0,5467	2881,9
220	2,266	2915,0	1,1281	2911,0	0,5589	2902,7
230	2,313	2934,8	1,1517	2931,1	0,5710	2923,4
240	2,360	2954,7	1,1753	2951,2	0,5831	2944,0
250	2,406	2974,5	1,1989	2971,3	0,5952	2964,6
260	2,453	2994,4	1,2224	2991,4	0,6072	2985,1
270	2,499	3014,4	1,2459	3011,5	0,6192	3005,6

Продолжение прил. V

t, °С	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	υ, м^3/кг	i, кДж/кг
	p = 0,1 МПа		p = 0,2 МПа		p = 0,4 МПа	
280	2,546	3034,4	1,2694	3031,7	0,6311	3026,1
290	2,592	3054,4	1,2928	3051,9	0,6430	3046,6
300	2,639	3074,5	1,3162	3072,1	0,6549	3067,1
310	2,685	3094,7	1,3396	3092,4	0,6667	3087,6
320	2,732	3114,9	1,3630	3112,7	0,6786	3108,2
330	2,778	3135,1	1,3863	3133,0	0,6904	3128,8
340	2,825	3155,5	1,4097	3153,4	0,7022	3149,4
350	2,871	3175,8	1,4330	3173,9	0,7139	3170,0
360	2,917	3196,2	1,4563	3194,4	0,7257	3190,7
370	2,964	3216,7	1,4795	3215,0	0,7375	3211,4
380	3,010	3237,3	1,5028	3235,6	0,7492	3232,2
390	3,056	3257,9	1,5261	3256,3	0,7609	3253,0
400	3,103	3278,5	1,5493	3277,0	0,7726	3273,9
410	3,149	3299,3	1,5726	3297,8	0,7843	3294,8
420	3,195	3320,1	1,5958	3318,6	0,7960	3315,7
430	3,242	3340,9	1,6190	3339,5	0,8077	3336,8
440	3,288	3361,8	1,6423	3360,5	0,8194	3357,8
450	3,334	3382,8	1,6655	3381,5	0,8311	3379,0
	p = 0,6 МПа		p = 0,8 МПа		p = 1,0 МПа	
160	0,3167	2759,0	–	–	–	–
170	0,3258	2783,0	–	–	–	–
180	0,3347	2806,0	0,2472	2792,4	0,1944	2777,4
190	0,3435	2828,6	0,2541	2816,5	0,2003	2803,5
200	0,3521	2850,7	0,2609	2839,8	0,2060	2828,3
210	0,3606	2872,5	0,2675	2862,6	0,2115	2852,2
220	0,3690	2894,0	0,2740	2885,0	0,2170	2875,6
230	0,3774	2915,4	0,2805	2907,1	0,2223	2898,4
240	0,3857	2936,6	0,2869	2928,9	0,2276	2921,0
250	0,3939	2957,7	0,2932	2950,5	0,2327	2943,2
260	0,4021	2978,6	0,2995	2972,0	0,2379	2965,2
270	0,4102	2999,6	0,3057	2993,4	0,2430	2987,0
280	0,4183	3020,4	0,3119	3014,6	0,2480	3008,7
290	0,4264	3041,3	0,3180	3035,8	0,2530	3030,3
300	0,4344	3062,1	0,3242	3056,9	0,2580	3051,7
310	0,4424	3082,9	0,3302	3078,0	0,2629	3073,1
320	0,4504	3103,7	0,3363	3099,1	0,2678	3094,4
330	0,4584	3124,5	0,3424	3120,1	0,2727	3115,7
340	0,4663	3145,3	0,3484	3141,1	0,2776	3136,9
350	0,4743	3166,1	0,3544	3162,2	0,2825	3158,2

Продолжение прил. V

t, °С	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	υ, м^3/кг	i, кДж/кг
	p = 0,6 МПа		p = 0,8 МПа		p = 1,0 МПа	
360	0,4822	3187,0	0,3604	3183,2	0,2873	3179,4
370	0,4901	3207,8	0,3664	3204,2	0,2922	3200,6
380	0,4980	3228,8	0,3724	3225,3	0,2970	3221,9
390	0,5059	3249,7	0,3783	3246,4	0,3018	3243,1
400	0,5137	3270,7	0,3843	3267,6	0,3066	3264,4
410	0,5216	3291,8	0,3902	3288,7	0,3114	3285,7
420	0,5294	3312,8	0,3961	3309,9	0,3162	3307,0
430	0,5373	3334,0	0,4021	3331,2	0,3209	3328,4
440	0,5451	3355,1	0,4080	3352,5	0,3257	3349,8
450	0,5530	3376,4	0,4139	3373,8	0,3304	3371,2
	p = 1,5 МПа		p = 2,0МПа		p = 4,0 МПа	
200	0,1324	2796,0	–	–	–	–
210	0,1366	2823,9	–	–	–	–
220	0,1406	2850,2	0,1022	2821,7	–	–
230	0,1445	2875,5	0,1054	2850,2	–	–
240	0,1483	2900,0	0,1085	2877,2	–	–
250	0,1520	2924,0	0,1115	2903,2	–	–
260	0,1556	2947,5	0,1144	2928,5	0,05178	2837,2
270	0,1592	2970,6	0,1172	2953,1	0,05369	2871,2
280	0,1628	2993,4	0,1200	2977,2	0,05549	2902,9
290	0,1662	3015,9	0,1228	3000,9	0,05721	2932,9
300	0,1697	3038,3	0,1255	3024,3	0,05887	2961,7
310	0,1731	3060,4	0,1282	3047,3	0,06047	2989,4
320	0,1765	3082,5	0,1308	3070,2	0,06202	3016,3
330	0,1799	3104,4	0,1334	3092,8	0,06354	3042,5
340	0,1832	3126,3	0,1360	3115,3	0,06502	3068,1
350	0,1866	3148,0	0,1386	3137,6	0,06647	3093,3
360	0,1899	3169,8	0,1412	3159,9	0,06790	3118,1
370	0,1932	3191,4	0,1437	3182,1	0,06931	3142,5
380	0,1965	3213,1	0,1462	3204,2	0,07070	3166,7
390	0,1998	3234,7	0,1487	3226,2	0,07207	3190,6
400	0,2030	3256,4	0,1512	3248,2	0,07343	3214,4
410	0,2063	3278,0	0,1537	3270,2	0,07478	3237,9
420	0,2095	3299,6	0,1562	3292,2	0,07611	3261,4
430	0,2127	3321,3	0,1586	3314,1	0,07743	3284,7
440	0,2160	3343,0	0,1611	3336,1	0,07874	3307,9
450	0,2192	3364,7	0,1635	3358,1	0,08004	3331,0

Библиографический список

1. *Брюханов, О.Н.* Газифицированные котельные агрегаты: учебник / О.Н. Брюханов, В.А. Кузнецов. – М.: ИНФРА-М, 2007. – 392 с. – (Среднее профессиональное образование).
2. *Бузников, Е.Ф.* Производственные и отопительные котельные / Е.Ф. Бузников, К.Ф. Роддатис, Э.Я. Берзиньш. – М.: Энергия, 1974.
3. *Гусев, Ю.Л.* Основы проектирования котельных установок: учеб. пособие / Ю.Л. Гусев. – 2-е изд. – М.: Стройиздат, 1973. – 248 с.
4. *Жихар, Г.И.* Тепловые электрические станции: укрупненный расчет котла, выбор тягодутьевых машин, охрана окружающей среды: учеб. пособие / Г.И. Жихар, Н.Б. Карницкий, И.И. Стриха; под ред. Н.Б. Карницкого. – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – 380 с.
5. *Кострикин, Ю.М.* Водоподготовка и водный режим энергообъектов низкого и среднего давления: Справочник / Ю.М. Кострикин, Н.А. Мещерский, О.В. Коровина. – М.: Энергоатомиздат, 1990.-254 с.
6. Котлы малой и средней мощности и топочные устройства: Отраслевой каталог. – М.: НИИ Эинформэнергомаш, 1983. – 227 с.
7. *Кущев, Л.А.* Комплексное проектирование теплогенерирующей установки: учеб. пособие / Л.А. Кущев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2005 – 140 с.
8. *Лебедев, В.И.* Расчет и проектирование теплогенерирующих установок систем теплоснабжения: учеб. пособие для вузов / В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков, П.А. Хаванов. – М.: Стройиздат, 1992. – 360 с.
9. *Либерман, Н.Б.* Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения: (Общие вопросы проектирования и основное оборудование) / Н.Б. Либерман, М.Т. Нянковская. – М.: Энергия, 1979. – 224 с.
10. *Липов, Ю.М.* Компоновка и тепловой расчет парогенератора: учеб. пособие для вузов / Ю.М. Липов, Ю.Ф. Самойлов, З.Г. Модель. – М.: Энергия, 1975. – 176 с.
11. *Липов, Ю.М.* Котельные установки и парогенераторы / Ю.М. Липов, Ю.М. Третьяков. – Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2003. – 592 с.
12. *Павлов, И.И.* Котельные установки и тепловые сети: учеб. для техникумов / И.И. Павлов, М.Н. Федоров. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1986. – 232 с.
13. Паровые и водогрейные котлы. –СПб.: Изд-во «Деан», 2000. – 192 с.
14. Паровые и водогрейные котлы для промышленной и коммунальной энергетики: Отраслевой каталог.–М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1996.–44 с.

15. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 632 с. (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 4.)
16. *Резников, М.И.* Паровые котлы тепловых электростанций: учебник для вузов / М.И. Резников, Ю.М. Липов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 240 с.
17. *Роддатис, К.Ф.* Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий. // Под ред. К.Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
18. *Роддатис, К.Ф.* Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис, Я.Б. Соколовский. // Под ред. К.Ф. Роддатиса. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1975. – 368 с.
19. *Сидельковский, Л.Н.* Парогенераторы промышленных предприятий: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика» / Л.Н. Сидельковский, В.Н. Юренев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 336 с.
20. СниП II-35-76 Котельные установки. – М.: Стройиздат, 1977. – 49 с.
21. *Соколов, Б.А.* Котельные установки и их эксплуатация: учебник для нач. проф. образования / Б.А. Соколов. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 432 с.
22. *Столпнер, Е.Б.* Справочное пособие для персонала газифицированных котельных / Е.Б. Столпнер, З.Ф. Панюшева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1990. – 397 с.
23. *Тарасюк, В.М.* Эксплуатация котлов: практ. пособие для оператора котельной / В.М. Тарасюк; под ред. Б.А. Соколова. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2003. – 272 с. – (Книжная полка специалиста).
24. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – 2-е изд. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
25. Тепловые и атомные электростанции: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 648 с. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 3).
26. *Эстеркин, Р.И.* Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование: учебное пособие для техникумов / Р.И. Эстеркин. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 280 с.
27. *Эстеркин, Р.И.* Промышленные котельные установки: учебник для техникумов / Р.И. Эстеркин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1985. – 400 с.

Содержание

Введение……..... 3
Глава 1. РАСЧЕТ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА…… 4
Вопросы для самопроверки……... 11
Глава 2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ…….. 12
2.1. Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами…… 12
2.2. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами... 20
Вопросы для самопроверки……... 26
Глава 3. УСТРОЙСТВО, РАБОТА И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ НУЖД ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ…… 27
3.1. Паровые котлы…… 27
3.2. Водогрейные котлы…… 54
Вопросы для самопроверки……... 68
Глава 4. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК…… 69
4.1. Составление теплового баланса котла…….. 69
4.2. Расчет теплообмена в топке…….. 79
4.3. Расчет конвективных поверхностей нагрева……... 89
Вопросы для самопроверки……... 108
Глава 5. РАСЧЕТ РАССЕИВАНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ И ВЫБОР ВЫСОТЫ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ…… 109
Вопросы для самопроверки……... 112
Глава 6. ВЫБОР И РАСЧЕТ СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ….. 113
6.1. Выбор и расчет схемы водоподготовки…….. 113
6.2. Пример расчета системы водоподготовки при использовании водопроводной воды……... 118
6.3. Пример расчета системы водоподготовки при использовании речной воды…… 121
Вопросы для самопроверки……... 130
Задание на курсовой проект…… 131
Приложения…… 138
Библиографический список…….. 145

Учебное издание

ГУБАРЕВ Артем Викторович
ВАСИЛЬЧЕНКО Юрий Викторович

ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Часть 2

Учебное пособие

Подписано в печать . Формат 60×84/16.
Усл. печ. л. 8,6. Тираж 100экз. Заказ № .
УИЛ 9,3

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете
им. В.Г. Шухова
308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46