

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

**С.К. Карякин**

# **КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ**

## **Тепловой расчет котлов**

*Рекомендовано в качестве учебного пособия  
Редакционно-издательским советом  
Томского политехнического университета*

Издательство  
Томского политехнического университета  
2010

УДК 621.181(075.8)

ББК 31.361я73

К27

**Карякин С.К.**

К27

Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет котлов: учебное пособие / С.К. Карякин; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 156 с.

Пособие содержит сведения о тепловом расчете паровых котлов, изучаемые студентами в рамках учебной дисциплины «Котельные установки и парогенераторы». В пособии рассматривается методика выполнения поверочного теплового расчета котлов и анализа получаемых результатов, а также приводятся нормативные данные, необходимые для проведения расчета.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности 140101 «Тепловые электрические станции».

**УДК 621.181.(075.8)**

**ББК 31.361я73**

*Рецензенты*

Доктор технических наук,  
профессор Сибирского федерального университета  
*С.А. Михайленко*

Доктор физико-математических наук,  
профессор ТГУ  
*А.В. Старченко*

© ГОУ ВПО НИ ТПУ, 2010

© Карякин С.К., 2010

© Обложка. Издательство Томского  
политехнического университета, 2010

## ВВЕДЕНИЕ

«Котельные установки и парогенераторы» – одна из специальных учебных дисциплин, изучаемых студентами специальности 140101 «Тепловые электрические станции».

Котельная установка как основной объект тепловой электрической станции (ТЭС) представляет собой комплекс оборудования, предназначенный для выработки водяного пара, потребляемого паровыми турбинами, приводящими во вращение электрические генераторы.

Основным агрегатом котельной установки является паровой котел. Для обеспечения работы котла в составе котельной установки имеется вспомогательное оборудование, которое при работе котла на твердом топливе представлено топливоприготовительной установкой, тягодутьевой установкой, золоулавливающей установкой. При работе котла на жидком или газообразном топливе котельная установка золоулавливающих устройств не имеет, поскольку золы в этих топливах практически нет.

Котельные установки крупных теплоэлектростанций (ТЭС) оснащаются паровыми котлами с естественной циркуляцией барабанного типа среднего (10 МПа) и высокого (14 МПа) давления производительностью до 670 т/ч. На конденсационных электрических станциях (КЭС) устанавливаются (в качестве основных) прямоточные котлоагрегаты высокого и сверхкритического (25 МПа) давления производительностью 670, 1000, 1650, 2500, 3650 т/ч.

Основными частями (элементами) парового котла являются топка, пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель. Котлы с естественной циркуляцией имеют барабан, в прямоточных котлах барабан отсутствует.

Рабочей программой учебной дисциплины «Котельные установки и парогенераторы» предусматривается изучение и непосредственное выполнение студентами теплового расчета парового котла.

Настоящее учебное пособие содержит сведения об основах теплового расчета паровых котлов, о методике его выполнения поверочным методом. Приводятся нормативные данные, необходимые для проведения расчета. Даются рекомендации по проведению анализа полученных результатов.

Материал пособия основывается на нормативном методе расчета котлов [1], учебных пособиях Фурсова И.Д. и Коновалова В.В. [2], Липова Ю.М. и др. [3], А.П. Ковалева [4] и других авторов.

# 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛА И СЖИГАЕМОГО ТОПЛИВА

## 1.1. Составные части котла и его характеристики

1.1.1. Паровой котел состоит из следующих основных частей (элементов):

- топки;
- фестона;
- пароперегревателя;
- экономайзера;
- воздухоподогревателя.

1.1.2. Основными характеристиками паровых котлов являются:

- тип (модель) котла, например ТПЕ-87;
- паропроизводительность котла  $D_{пе}$ , т/ч (кг/с);
- давление перегретого пара  $p_{пе}$ , МПа;
- температура перегретого пара  $t_{пе}$ , °С;
- температура питательной воды  $t_{п.в}$ , °С.

1.1.3. Дополнительные характеристики паровых котлов:

- давление в барабане  $p_{б}$ , МПа;
- продувка котла  $p_{пр}$ , %;
- топливо, например уголь марки Д Кузнецкого бассейна;
- способ сжигания топлива, например камерный;
- способ удаления шлака (твердое шлакоудаление, жидкое шлакоудаление);
- система пылеприготовления (замкнутая, разомкнутая, с прямым вдуванием, с промежуточным бункером);
- характеристики углеразмельняющих мельниц (шаровые барабанные, валковые, молотковые, мельницы-вентиляторы и др.);
- система сушки топлива (горячим воздухом, топочными газами, смесью газов с воздухом и т. п.);
- другие характеристики.

1.1.4. Характеристики некоторых котлов, выдаваемых студентам в качестве объектов курсового проектирования, представлены в табл. 1.1.

**Таблица 1.1**

Характеристики котлов	Типы (модели) котлов							
	ТП-230	БКЗ-320	ТП-42	БКЗ-210	ПК-14	БКЗ-220	ПК-10	ТП-87
Паропроизводительность $D_{пе}$ , т/ч (кг/с)	230 (63,9)	320 (88,9)	230 (63,9)	210 (58,3)	230 (63,9)	220 (61,1)	230 (63,9)	420 (117)
Давление перегретого пара $p_{пе}$ , МПа	9,8	14,0	9,8	14,0	9,8	10,0	9,8	13,7
Давление в барабане $p_{б}$ , МПа	10,8	15,8	10,8	15,4	10,8	11,0	10,8	15,1
Температура перегретого пара $t_{пе}$ , °С	510	570	510	560	510	540	510	550
Температура питательной воды $t_{п.в}$ , °С	215	230	215	230	215	215	215	230
Шлакоудаление	твердое	жидкое	твердое	твердое	твердое	твердое	твердое	жидкое

## 1.2. Теплотехнические характеристики топлива

1.2.1. Энергетические топлива обладают многими свойствами, которые оценивают большим числом различных технических характеристик. Технические характеристики топлива (каждая по-своему) оказывают влияние на работу котельной установки в целом. Поскольку рассмотрение и анализ всех технических характеристик различных топлив выходит за рамки настоящего пособия, остановимся лишь на той ее части, которая получила название теплотехнической.

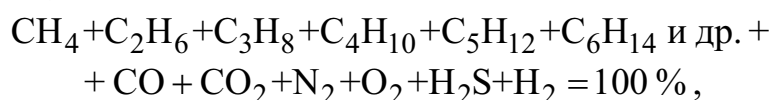
1.2.2. К теплотехническим относят те характеристики топлива, которые непосредственно определяют тепловые аспекты работы оборудования котельной установки: горение топлива, теплообмен в топке и в поверхностях нагрева котла, надежность теплообменного оборудования. Основными теплотехническими характеристиками энергетического топлива любого вида являются элементный состав и теплота сгорания.

1.2.3. Элементный состав твердого и жидкого топлив в рабочем состоянии (верхний индекс  $r$ ) представляется в виде суммы элементов, равной 100 %:

$$C^r + H^r + S_{p+o}^r + N^r + O^r + A^r + W_t^r = 100 \%,$$

где  $C^r$  – содержание углерода, %;  
 $H^r$  – содержание водорода, %;  
 $S_{p+o}^r$  – содержание пиритной и органической серы, %;  
 $N^r$  – содержание азота, %;  
 $O^r$  – содержание кислорода, %;  
 $A^r$  – влажность, %;  
 $W_t^r$  – зольность, %.

1.2.4. Элементный состав сухого газообразного топлива представляется в виде суммы различных газов, равной 100 %:



где  $\text{CH}_4$  – содержание метана, %;  
 $\text{C}_2\text{H}_6$  – содержание этана, %;  
 $\text{C}_3\text{H}_8$  – содержание бутана, %;  
 $\text{C}_4\text{H}_{10}$  – содержание пропана, %;  
 $\text{C}_5\text{H}_{12}$  – содержание пентана, %;  
 $\text{C}_6\text{H}_{14}$  и др. – содержание гексана и других гомологов, %;  
 $\text{CO}$  – содержание окиси углерода, %;  
 $\text{CO}_2$  – содержание углекислого газа, %;  
 $\text{N}_2$  – содержание азота, %;  
 $\text{O}_2$  – содержание кислорода, %;  
 $\text{H}_2\text{S}$  – содержание сероводорода, %;  
 $\text{H}_2$  – содержание водорода, %.

1.2.5. Теплотой сгорания топлива называют количество тепла, выделяющееся при сгорании 1 кг твердого и жидкого топлива или 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива. При расчете котлов, работающих на твердом и жидком топливах, используется низшая теплота сгорания рабочего топлива  $Q_i^r$ , МДж/кг; при расчете котлов, работающих на газообразных топливах, – низшая теплота сгорания сухого газа  $Q_i^d$ , МДж/м<sup>3</sup>.

1.2.6. Твердые топлива, кроме того, характеризуются зольностью, влажностью, выходом летучих веществ и температурными характеристиками золы.

1.2.7. Золой твердого топлива называют продукт его сжигания в лабораторных условиях при температуре 800–850 °С. Количество

этого продукта называют зольностью топлива, которую выражают в процентах и для рабочего состояния обозначают как  $A^r$ .

1.2.8. Влажностью твердого топлива называют количество водяных паров, выделяющихся при его просушивании в лабораторных условиях при температуре 105 °С. Выражают влажность топлива в процентах и для рабочего состояния обозначают как  $W_t^r$ .

1.2.9. Летучими веществами твердого топлива называют газообразные продукты термического разложения его органических компонент. Количество выделившихся летучих веществ при выдержке топлива при температуре 850 °С без доступа воздуха в течение семи минут называют выходом летучих. Выражают выход летучих в процентах, относят к сухому беззольному состоянию топлива, а обозначают как  $V^{\text{daf}}$ .

1.2.10. Температурные характеристики золы определяют процесс перехода золы топлива при ее нагреве от твердого состояния до размягчения и плавления. Поскольку данный процесс происходит постепенно, при отсутствии фиксации какой-либо конкретной температуры перехода золы из одного состояния в другое, то отмечают значения температуры, которые условно разграничивают процесс размягчения и плавления золы на отдельные этапы. Такими температурами являются: температура начала деформации золы  $t_A$ , температура начала размягчения золы  $t_B$  и температура начала жидкоплавкого состояния золы  $t_C$ .

1.2.11. Теплотехнические характеристики твердых топлив большинства бассейнов и месторождений России, а также государств ближнего зарубежья представлены в [1, табл. I, табл. III.2.12]. Теплотехнические характеристики жидких топлив (мазатов) приведены в [1, табл. III], газообразных топлив – в [1, табл. IV].

### **1.3. Пересчет элементного состава и теплоты сгорания твердого топлива**

1.3.1. Пересчет нормативного элементного состава твердого топлива производится в том случае, когда расчетные влажность и зольность заданного топлива отличаются от их нормативных значений.

1.3.2. Данный пересчет производится путем умножения содержания каждого элемента на коэффициент пересчета

$$k = \frac{(100 - W_t^r - A^r)}{[100 - (W_t^r)_н - (A^r)_н]},$$

где  $(W_t^r)_H, (A^r)_H$  – нормативные значения влажности и зольности твердого топлива, %;

$W_t^r, A^r$  – заданные (расчетные) значения влажности и зольности твердого топлива, %.

1.3.3. Расчетная теплота сгорания низшая твердого топлива определяется путем пересчета с использованием того же коэффициента по выражению

$$Q_i^r = \left[ (Q_i^r)_H + 2442 \cdot \frac{(W_t^r)_H}{100} \right] \cdot k - 2442 \cdot \frac{W_t^r}{100}, \text{ кДж/кг},$$

в которое нормативное значение теплоты сгорания топлива  $(Q_i^r)_H$  подставляется в кДж/кг, а нормативные  $(W_t^r)_H$  и расчетные  $W_t^r$  значения влажности – в %.

Число 2442, входящее в формулу пересчета теплоты сгорания топлива, является теплотой конденсации водяных паров при атмосферном давлении, кДж/кг.

1.3.4. Все последующие расчеты проводятся с использованием расчетного (пересчитанного) элементного состава топлива и расчетной теплоты сгорания топлива.

1.3.5. Остальные характеристики топлива пересчета не требуют, поскольку они не зависят ни от его зольности, ни от влажности.



## 2. КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА И ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

2.1. Сжигание топлива в топочных устройствах котельных агрегатов является довольно сложным процессом, который связан с подготовкой и вводом топлива и окислителя в топку, организацией их смесеобразования, прогрева, воспламенения и горения. Воздух подается в топку котла для обеспечения горения топлива, а именно для обеспечения химического реагирования горючих компонентов (элементов) топлива с кислородом.

2.2. Для удобства проведения расчетов все количество воздуха, используемое в процессе горения топлива, разделяют на действительное и теоретически необходимое.

2.3. Теоретически необходимым называют такое количество воздуха  $V_0^H$ , которое требуется для протекания химических реакций взаимодействия горючих элементов топлива с кислородом воздуха, что возможно только теоретически.

На практике же такое количество воздуха не обеспечивает должного протекания химических реакций горения, и этот процесс существенно замедляется по мере расходования топлива и кислорода. Поэтому в топку подается действительное количество воздуха  $V$ , которое несколько больше теоретически необходимого его количества.

2.4. Отношение количества воздуха  $V$ , действительно подаваемого в топку, к теоретически необходимому его количеству  $V_0^H$  называют коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = \frac{V}{V_0^H}. \quad (2.1)$$

2.5. Количество сухого воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива при нормальных условиях ( $0^\circ\text{C}$  и  $101,3$  кПа), определяется содержанием горючих элементов в его составе и может быть подсчитано по формуле

$$V_0^H = 0,0889 \cdot (C^r + 0,375 \cdot S_{p+o}^r) + 0,265 \cdot H^r - 0,0333 \cdot O^r, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.2)$$

2.6. Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания  $1 \text{ м}^3$  сухого газообразного топлива при нормальных условиях ( $0^\circ\text{C}$  и  $101,3$  кПа),

$$V_0^H = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2], \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (2.3)$$

Здесь и далее при наличии в составе газообразного топлива непредельных углеводородов неизвестного состава принимают, что они представлены  $\text{C}_2\text{H}_4$ .

2.7. Полный объем газообразных продуктов сгорания (дымовых газов) представляют в виде суммы объемов газов, входящих в их состав:

$$V_{\Gamma}^H = V_{\text{CO}_2}^H + V_{\text{SO}_2}^H + V_{\text{N}_2}^H + V_{\text{H}_2\text{O}}^H, \text{ м}^3/\text{кг} (\text{м}^3/\text{м}^3). \quad (2.4)$$

Такие газы, как  $\text{CO}_2$  и  $\text{SO}_2$ , получили название трехатомных –  $\text{RO}_2$ . Поскольку они очень близки по своим теплофизическим свойствам, то объемы этих газов объединяют и представляют как

$$V_{\text{CO}_2}^H + V_{\text{SO}_2}^H = V_{\text{RO}_2}^H, \quad (2.5)$$

где  $V_{\text{RO}_2}^H$  называют объемом трехатомных газов.

С учетом сказанного, полный объем газообразных продуктов сгорания представляют в виде

$$V_{\Gamma}^H = V_{\text{RO}_2}^H + V_{\text{N}_2}^H + V_{\text{H}_2\text{O}}^H, \text{ м}^3/\text{кг} (\text{м}^3/\text{м}^3). \quad (2.6)$$

2.8. Для удобства проведения расчетов полный объем газообразных продуктов сгорания разделяют (по аналогии с количеством воздуха) на объемы теоретический и действительный.

2.9. Теоретическим называют такой объем дымовых газов, который образуется при сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха, т. е. при  $\alpha = 1$ . Действительный же объем газов имеет место при сгорании топлива с действительным количеством воздуха, т. е. при  $\alpha > 1$ .

2.10. Теоретический объем газов  $V_{0\Gamma}^H$  складывается из теоретического объема трехатомных газов  $V_{0\text{RO}_2}^H$ , теоретического объема азота  $V_{0\text{N}_2}^H$  и теоретического объема водяных паров  $V_{0\text{H}_2\text{O}}^H$ :

$$V_{0\Gamma}^H = V_{0\text{RO}_2}^H + V_{0\text{N}_2}^H + V_{0\text{H}_2\text{O}}^H. \quad (2.7)$$

2.11. Теоретический объем трехатомных газов при сжигании твердого и жидкого топлив

$$V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} = 1,866 \cdot \frac{C^r + 0,375 \cdot S_{p+o}^r}{100}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.8)$$

Здесь и далее индекс «0» в обозначении теоретического объема трехатомных газов не используется, т. к. он ( $V_{\text{RO}_2}^{\text{H}}$ ) не зависит от коэффициента избытка воздуха и его теоретический объем не отличается от действительного.

2.12. Теоретический объем азота при сжигании твердого и жидкого топлив

$$V_{0\text{N}_2}^{\text{H}} = 0,79 \cdot V_0^{\text{H}} + 0,8 \cdot \frac{N^r}{100}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.9)$$

2.13. Теоретический объем водяных паров при сжигании твердого и жидкого топлив

$$V_{0\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = 0,111 \cdot H^r + 0,0124 \cdot W_t^r + 0,0161 \cdot V_0^{\text{H}}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.10)$$

2.14. Масса продуктов сгорания (дымовых газов) при сжигании твердого и жидкого топлив

$$G_{\text{T}} = 1 - \frac{A^r}{100} + 1,306 \cdot \alpha \cdot V_0^{\text{H}}, \text{ кг/кг}. \quad (2.11)$$

2.15. Теоретический объем трехатомных газов, образующихся при сжигании газообразного топлива,

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m \cdot \text{C}_m\text{H}_n). \quad (2.12)$$

2.16. Теоретический объем азота, образующегося при сжигании газообразного топлива,

$$V_{0\text{N}_2}^{\text{H}} = 0,79 \cdot V_0^{\text{H}} + 0,01 \cdot N_2, \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (2.13)$$

2.17. Теоретический объем водяных паров, образующихся при сжигании газообразного топлива,

$$V_{0\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = 0,01 \cdot \left( \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} \cdot \text{C}_m\text{H}_n + 0,124 \cdot d_{\text{г.тл}} \right) + 0,0161 \cdot V_0^{\text{H}}, \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (2.14)$$

где  $d_{\text{г.тл}}$  – влагосодержание топлива, г/м<sup>3</sup>.

2.18. Плотность сухого газа при нормальных условиях

$$\rho_{\text{Г.ТЛ}}^{\text{с}} = 0,01 \cdot [1,96 \cdot \text{CO}_2 + 1,52 \cdot \text{H}_2\text{S} + 1,25 \cdot \text{N}_2 + 1,43 \cdot \text{O}_2 + 1,25 \cdot \text{CO} + 0,0899 \cdot \text{H}_2 + \sum (0,536 \cdot m + 0,045 \cdot n) \cdot \text{C}_m\text{H}_n], \text{ кг/м}^3. \quad (2.15)$$

2.19. Масса продуктов сгорания (дымовых газов) при сжигании газообразного топлива

$$G_{\text{Г}} = \rho_{\text{Г.ТЛ}}^{\text{с}} + \frac{d_{\text{Г.ТЛ}}}{1000} + 1,306 \cdot \alpha \cdot V_0^{\text{H}}, \text{ кг/м}^3. \quad (2.16)$$

2.20. Суммарный теоретический объем дымовых газов

$$V_{0\text{Г}}^{\text{H}} = V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} + V_{\text{N}_2}^{\text{H}} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}, \text{ м}^3/\text{кг} (\text{м}^3/\text{м}^3). \quad (2.17)$$

2.21. Действительный объем дымовых газов

$$V_{\text{Г}}^{\text{H}} = V_{0\text{Г}}^{\text{H}} + \Delta V_{\text{Г}}^{\text{H}}, \text{ м}^3/\text{кг} (\text{м}^3/\text{м}^3), \quad (2.18)$$

где  $V_{0\text{Г}}^{\text{H}}$  – теоретический объем газов,  $\text{м}^3/\text{кг} (\text{м}^3/\text{м}^3)$ ;

$\Delta V_{\text{Г}}^{\text{H}}$  – дополнительный объем газов, образующийся за счет избыточного воздуха, подаваемого в топку,  $\text{м}^3/\text{кг} (\text{м}^3/\text{м}^3)$ .

Дополнительный объем газов  $\Delta V_{\text{Г}}^{\text{H}}$  складывается из дополнительных объемов азота  $\Delta V_{\text{N}_2}^{\text{H}}$ , кислорода  $\Delta V_{\text{O}_2}^{\text{H}}$  и водяных паров  $\Delta V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}$ , переходящих в дымовые газы из избыточного воздуха, подаваемого в топку:

$$\Delta V_{\text{Г}}^{\text{H}} = \Delta V_{\text{N}_2}^{\text{H}} + \Delta V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} + \Delta V_{\text{O}_2}^{\text{H}}. \quad (2.19)$$

Дополнительный объем азота в дымовых газах может быть определен как количество азота, содержащегося в избыточном воздухе, а именно

$$\Delta V_{\text{N}_2}^{\text{H}} = 0,79 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0^{\text{H}}, \quad (2.20)$$

где  $(\alpha - 1)$  – количество избыточного воздуха относительно теоретически необходимого.

Дополнительный объем кислорода

$$\Delta V_{\text{O}_2}^{\text{H}} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0^{\text{H}}. \quad (2.21)$$

Дополнительный объем водяных паров в дымовых газах может быть определен как количество влаги, содержащейся в избыточном воздухе:

$$\Delta V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = \frac{(\alpha - 1) \cdot V_0^{\text{H}} \cdot d \cdot \rho_{\text{B}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}. \quad (2.22)$$

Подставляя значения влагосодержания воздуха  $d = 0,01$  кг/кг, плотности воздуха  $\rho_{\text{B}} = 1,293$  кг/м<sup>3</sup> и плотности водяных паров  $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0,804$  кг/м<sup>3</sup>, получаем, что

$$\Delta V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0^{\text{H}}. \quad (2.23)$$

Суммируя дополнительные объемы азота, кислорода и водяных паров в дымовых газах, определенных по формулам (2.20), (2.21) и (2.23), получаем, что дополнительный объем дымовых газов

$$\Delta V_{\Gamma}^{\text{H}} = \Delta V_{\text{N}_2}^{\text{H}} + \Delta V_{\text{O}_2}^{\text{H}} + \Delta V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = 1,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0^{\text{H}}, \quad (2.24)$$

а действительный объем дымовых газов

$$V_{\Gamma}^{\text{H}} = V_{0\Gamma}^{\text{H}} + 1,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0^{\text{H}}. \quad (2.25)$$

2.22. При проведении расчетов, наряду с действительными объемами дымовых газов, требуется определять еще и действительные объемы водяных паров в полном объеме продуктов сгорания топлива. Их можно подсчитывать по формуле

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = V_{0\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0^{\text{H}}. \quad (2.26)$$

2.23. При наличии рециркуляции дымовых газов в котле объемы газов на всех участках газового тракта – от места ввода (возврата) рециркулирующих газов в котел и до места их отбора – определяются с учетом рециркуляции по формуле

$$V_{\Gamma, \text{рц}}^{\text{H}} = V_{\Gamma}^{\text{H}} + r \cdot V_{\Gamma, \text{отб}}^{\text{H}}, \quad \text{м}^3/\text{кг} \ (\text{м}^3/\text{м}^3), \quad (2.27)$$

где  $V_{\Gamma}^{\text{H}}$  – объем газов в сечении газового тракта без учета рециркуляции; определяется по формуле (2.25), м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>);

$$r = \frac{V_{\text{рц}}^{\text{H}}}{V_{\Gamma, \text{отб}}^{\text{H}}} \text{ – коэффициент рециркуляции,}$$

где  $V_{\Gamma, \text{отб}}^{\text{H}}$ ,  $V_{\text{рц}}^{\text{H}}$  – объемы газов, отбираемых на рециркуляцию и в сечении газотока за местом их отбора, м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>).

Рециркуляция дымовых газов может осуществляться в топку непосредственно через основные горелки и самостоятельные сопла, которые размещают выше горелок, в том числе и на выходе из топки. Основное назначение рециркуляции при сжигании мазута – снижение теплового потока в ядре факела, а следовательно, повышение надежности топочных экранов.

При сжигании сильношлакующих твердых топлив ввод в топку газов рециркуляции применяют для уменьшения температуры в ядре факела и вблизи стен топки (так называемая «нижняя рециркуляция») с целью уменьшения шлакования топочных экранов. «Верхняя рециркуляция» применяется для исключения (снижения интенсивности) шлакования поверхностей нагрева, находящихся на выходе из топки. Рециркуляцию газов, кроме того, можно применять и для регулирования температуры как первичного, так и вторичного пара, а также для снижения количества образующихся в топке токсичных оксидов азота.

Газы на рециркуляцию обычно отбирают из газохода за экономайзером при температуре не выше 380–400 °С. Количество отбираемых газов – 10–20 % ( $r = 0,1 - 0,2$ ). В отдельных случаях дымовые газы на рециркуляцию могут отбираться и из других мест газового тракта котла, в том числе и из тракта уходящих газов.

2.24. Действительные объемы продуктов сгорания топлива необходимо рассчитывать для всех газоходов котла, в которых расположены его поверхности нагрева и где коэффициенты избытка воздуха имеют различные значения. Определение коэффициентов избытка воздуха для отдельных газоходов котла производится следующим образом.

Вначале, по нормативным данным (см. табл. 5.4, 5.5, 5.6), принимается значение коэффициента избытка воздуха на выходе из топки  $\alpha_T^{//}$ . Затем по табл. 2.2 выбираются присосы воздуха  $\Delta\alpha_i$  в топку и газоходы поверхностей нагрева рассчитываемого котла, а по табл. 2.3 принимаются присосы воздуха в систему пылеприготовления.

2.25. Коэффициенты избытка воздуха за отдельными поверхностями нагрева определяются путем прибавления величины присоса воздуха в данной поверхности к коэффициенту избытка воздуха за предыдущей поверхностью.

2.26. Объемы воздуха и продуктов сгорания для различных газоходов котла необходимо рассчитывать по средним значениям коэффициентов избытка воздуха  $\alpha_{ср}$ . При этом расчет рекомендуется вести в виде табл. 2.1. В эту же таблицу необходимо также занести:

– объемные доли трехатомных газов

$$r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} / V_{\Gamma}^{\text{H}};$$

– объемные доли водяных паров

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} / V_{\Gamma}^{\text{H}};$$

– общие доли трехатомных газов и водяных паров

$$r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}};$$

– массу дымовых газов

$$G_{\Gamma} = 1 - \frac{A^r}{100} + 1,306 \cdot \alpha \cdot V_0^{\text{H}};$$

– безразмерную концентрацию золовых частиц

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^r \cdot a_{\text{уН}}}{100 \cdot G_{\Gamma}}.$$

**Таблица 2.1**

**Объемы газов, объемные доли трехатомных газов и водяных паров, концентрация золовых частиц**

Величина, обозначение	Газоходы котла					
	топка, фес- тон, ширмы	Пе	Эк2	Вп2	Эк1	Вп1
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью $\alpha^{\prime\prime}$						
Коэффициент избытка воздуха средний $\alpha_{\text{ср}}$						
Объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}$ , м <sup>3</sup> /кг (м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> )						
Полный объем газов $V_{\Gamma}^{\text{H}}$ , м <sup>3</sup> /кг (м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> )						
Объемная доля трехатомных газов $r_{\text{RO}_2}$						
Объемная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}}$						
Объемная доля трехатомных газов и водяных паров $r_n$						
Масса дымовых газов $G_{\Gamma}$ , кг/кг (кг/м <sup>3</sup> )						
Безразмерная концентрация золовых частиц $\mu_{\text{зл}}$ , кг/кг						

Таблица 2.2

Присосы воздуха  $\Delta\alpha_i$  по газовому тракту котла [1, табл. XVII, А]

Элементы газового тракта котла		$\Delta\alpha_i$
Топочные камеры пылеугольных и газомазутных котлов	газоплотные	0,02
	с металлической обшивкой труб	0,05
	с обмуровкой и металлической обшивкой труб экрана	0,07
Топочные камеры слоевых топок	механические и полумеханические	0,10
	ручные	0,30
Газоходы конвективных поверхностей нагрева	Газоплотный газоход от топки до воздухоподогревателя	0,02
	Негазоплотные газоходы:	
	– фестона	0
	– ширмового перегревателя	0
	– первого котельного пучка	0,05
	– второго котельного пучка	0,10
	– первичного перегревателя (всего)	0,03
	– промежуточного перегревателя	0,03
	– переходной зоны прямоточного котла	0,03
	– экономайзера котлов $D_{пе} > 50$ кг/с (каждая ступень)	0,02
	Экономайзера котлов $D_{пе} \leq 50$ кг/с :	
	– стального	0,08
	– чугунного с обшивкой	0,10
	– чугунного без обшивки	0,20
	Трубчатые воздухоподогреватели (каждая ступень) котлов $D_{пе} > 50$ кг/с	0,03
	Трубчатые воздухоподогреватели (каждая ступень) котлов $D_{пе} \leq 50$ кг/с	0,06
	Регенеративные воздухоподогреватели (вместе «холодная» и «горячая» набивки) котлов $D_{пе} > 50$ кг/с	0,15
	Регенеративные воздухоподогреватели (вместе «холодная» и «горячая» набивки) котлов $D_{пе} \leq 50$ кг/с	0,20
	Пластинчатые воздухоподогреватели (каждая ступень) котлов	0,10
	Золоуловители	Электрофильтры котлов $D_{пе} > 50$ кг/с
Электрофильтры котлов $D_{пе} \leq 50$ кг/с		0,15
Скрубберы		0,05



**Таблица 2.3**

**Присосы воздуха (средние значения)  $\Delta\alpha_{\text{пл.ср}}$   
в системы пылеприготовления [1, табл. XVII, Б]**

С бункером пыли под разрежением	Присос $\Delta\alpha_{\text{пл.ср}}$	С прямым вдуванием пыли в топку			
		при работе под разрежением	присос $\Delta\alpha_{\text{пл.ср}}$	при работе под давлени- ем	присос $\Delta\alpha_{\text{пл.ср}}$
С шаровыми барабанными мельницами при сушке горячим воздухом	0,10	С молотковыми мельницами	0,04	С молотко- выми мель- ницами	0,00
С шаровыми барабанными мельницами при сушке сме- сью воздуха и дымовых газов	0,12	Со среднеходными мельницами	0,04	Со средне- ходными мельницами	0,00
С молотковыми мельницами при сушке смесью воздуха и дымовых газов	0,06	С мельницами- вентиляторами и нисходящей сушкой	0,20– 0,25 <sup>1</sup>		
<sup>1</sup> большее значение для высоковлажных топлив					

### 3. ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

3.1. Энтальпией воздуха применительно к расчету котла называют количество тепла, содержащегося в том объеме воздуха, который требуется для сжигания 1 кг твердого (1 м<sup>3</sup> газообразного) топлива.

3.2. Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при  $\alpha = 1$  и расчетных температурах  $\vartheta$  определяется по формуле

$$I_{0в} = V_0^H \cdot (c\vartheta)_{в}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (3.1)$$

где  $V_0^H$  – теоретически необходимое количество воздуха, м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>);  
 $(c\vartheta)_{в}$  – удельная энтальпия воздуха при расчетных температурах  $\vartheta$ , кДж/м<sup>3</sup>; принимается по табл. 3.1.

3.3. Теоретическая энтальпия продуктов сгорания (дымовых газов), при  $\alpha = 1$  и температуре  $\vartheta$ ,

$$I_{0г} = V_{RO_2}^H (c\vartheta)_{CO_2} + V_{0N_2}^H (c\vartheta)_{N_2} + \\ + V_{0H_2O}^H (c\vartheta)_{H_2O}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (3.2)$$

где  $(c\vartheta)_{CO_2}$ ,  $(c\vartheta)_{N_2}$ ,  $(c\vartheta)_{H_2O}$  – удельные энтальпии углекислого газа, азота и водяных паров при температуре  $\vartheta$ , кДж/м<sup>3</sup>; принимаются по табл. 3.1.

3.4. Энтальпия летучей золы при температуре  $\vartheta$

$$I_{зл} = (c\vartheta)_{зл} \cdot \frac{A^r}{100} \cdot a_{ун}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.3)$$

где  $(c\vartheta)_{зл}$  – удельная энтальпия золы при расчетной температуре  $\vartheta$ , кДж/кг; принимается по табл. 3.1;

$A^r$  – зольность рабочего состояния топлива, %;

$a_{ун}$  – доля золы топлива, уносимая в газоходы котла; принимается по табл. 5.5 или 5.6.

Величина энтальпии золы, как правило, невелика, и ее следует учитывать тогда, когда приведенный унос золы  $a_{ун} \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} > 1,4 \text{ \%} \cdot \text{кг/МДж}$ .

Таблица 3.1

## Удельные энтальпии газов, воздуха и золы [1]

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$(c\vartheta)_{\text{CO}_2},$ кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{\text{N}_2},$ кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}},$ кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{\text{в}},$ кДж/м <sup>3</sup>	$(c\vartheta)_{\text{зл}},$ кДж/м <sup>3</sup>
30				9,6	
100	172	130	151	133	81
200	360	261	304	267	169
300	563	394	463	403	264
400	776	529	626	542	360
500	999	667	795	685	458
600	1231	808	969	830	560
700	1469	952	1149	979	662
800	1712	1098	1334	1129	767
900	1961	1247	1526	1283	875
1000	2213	1398	1723	1438	984
1100	2458	1551	1925	1595	1097
1200	2717	1705	2132	1754	1206
1300	2977	1853	2344	1914	1361
1400	3239	2009	2559	2076	1583
1500	3503	2166	2779	2239	1759
1600	3769	2324	3002	2403	1876
1700	4036	2484	3229	2567	2064
1800	4305	2644	3458	2732	2186
1900	4574	2804	3690	2899	2387
2000	4844	2965	3926	3066	2512

3.5. Действительные энтальпии продуктов сгорания (дымовых газов) при различных значениях  $\alpha$  и расчетных температурах  $\vartheta$  подсчитываются по формуле

$$I_{\Gamma} = I_{0\Gamma} + (\alpha - 1) \cdot I_{0\text{в}} + I_{\text{зл}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (3.4)$$

3.6. При наличии рециркуляции дымовых газов в котле, энтальпии газов на всех участках газового тракта – от места ввода (возврата) рециркулирующих газов в котел и до места их отбора – определяются с учетом рециркуляции по формуле

$$I_{\Gamma,\text{рц}} = I_{\Gamma} + r \cdot I_{\Gamma,\text{отб}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (3.5)$$

где  $r$  – коэффициент рециркуляции дымовых газов; определяется по п. 3.23;

$I_{\Gamma,\text{отб}}$  – энтальпия газов за местом их отбора, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

3.7. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания для различных температур и коэффициентов избытка воздуха рекомендуется вести в виде табл. 3.2.

**Таблица 3.2**

**Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>)**

θ, °С	I <sub>0в</sub>	I <sub>0г</sub>	I <sub>зл</sub>	$I_{\Gamma} = I_{0\Gamma} + (\alpha - 1) \cdot I_{0в} + I_{зл}$					
				за топ- кой, фе- стоном, ширма- ми α <sub>т</sub> <sup>//</sup>	за ПЕ α <sub>Пе</sub> <sup>//</sup>	за ЭК2 α <sub>ЭК2</sub> <sup>//</sup>	за ВП2 α <sub>ВП2</sub> <sup>//</sup>	за ЭК1 α <sub>ЭК1</sub> <sup>//</sup>	за ВП1 α <sub>ВП1</sub> <sup>//</sup>
30									
100									
200									
300									
400									
500									
600									
700									
800									
900									
1000									
1100									
1200									
1300									
1400									
1500									
1600									
1700									
1800									
1900									
2000									

*Примечание.* Заполнять все ячейки таблицы необходимости нет. Достаточно внести данные лишь в затемненные ячейки

## 4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОГО КОТЛА

### 4.1. Конструкторский и поверочный тепловые расчеты котла

4.1.1. Тепловым расчетом любого котла называют вычислительный процесс определения либо конструктивных характеристик его составных частей при проектировании, либо показателей его работы в условиях эксплуатации. Исходя из этого определения, к настоящему времени сложилось две разновидности проведения теплового расчета котла. Одну из этих разновидностей расчета называют конструкторским расчетом, вторую – поверочным расчетом.

4.1.2. Конструкторский тепловой расчет используется конструкторами при разработке (конструировании) новых котлов. Он предполагает на основе нормативных рекомендаций определять расчетом необходимые конструктивные характеристики всех составных частей котла (топки, пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя), которые должны обеспечивать работу котла в наиболее оптимальном режиме и выработку пара заданных параметров. При этом котел должен работать при соблюдении *проектных условий* (проектное топливо и его теплотехнические характеристики, заданные нагрузки и параметры перегретого пара и питательной воды, другие условия).

4.1.3. Практика же работы котлов такова, что время от времени возникает необходимость перевода их работы на *непроектные условия*. Причиной тому наиболее часто является существенное изменение теплотехнических характеристик проектного топлива (зольности, влажности, теплоты сгорания и др.) либо замена проектного топлива на другое, непроектное. Иногда требуется оценить работу котла при различных нагрузках, при изменении параметров пара и питательной воды, после проведения каких-либо реконструкций и в ряде других случаев.

4.1.4. Для выявления показателей работы котла в непроектных условиях проводится его поверочный тепловой расчет. Он проводится для существующей конструкции и компоновки всех поверхностей нагрева котла без каких-либо изменений. По итогам поверочного расчета котла и анализа его результатов делается заключение о возможности (невозможности) перевода его работы в новые (непроектные) условия.

## 4.2. Методы и последовательность проведения поверочного теплового расчета котла

4.2.1. Основным методом проведения поверочного теплового расчета котла считается метод, рекомендуемый нормами теплового расчета котлов [1].

В соответствии с этим методом расчет рекомендуется проводить путем последовательного приближения предварительно принимаемой температуры уходящих из котла дымовых газов к ее истинному значению. Расчет при этом предлагается проводить в такой последовательности: тепловой баланс котла – расчет топки – расчет фестона – расчет по ходу газов всех ступеней пароперегревателя – расчет экономайзера 2-й ступени – расчет воздухоподогревателя 2-й ступени – расчет экономайзера 1-й ступени – расчет воздухоподогревателя 1-й ступени. Конечной задачей такого расчета является определение температуры уходящих из котла газов. Тепловой баланс котла, а следовательно, его КПД и расход топлива при таком расчете определяются не по известной, а по предварительно принимаемой температуре уходящих газов. Такой расчет может считаться завершенным, а результаты его достоверными лишь при условии получения рассчитанной температуры уходящих газов, близкой к температуре, предварительно принятой при составлении теплового баланса (с отклонением менее  $\pm 10$  °С). Рассмотренный метод поверочного расчета котла предполагает сведение теплового баланса котла по температуре уходящих газов. Он получил название – *метод последовательных приближений*.

4.2.2. Метод параллельных расчетов, который рассматривается в учебнике под общей редакцией А.П. Ковалева [4], предполагает вести расчет в той же последовательности, что и метод последовательных приближений, но параллельно при ряде значений предварительно принимаемой температуры уходящих газов. За действительную температуру уходящих газов принимается то ее значение, при котором различие между принимаемой и полученной в результате расчета температурами уходящих газов будет менее  $\pm 10$  °С.

4.2.3. Характерной особенностью как метода последовательных приближений, так и метода параллельных расчетов является то, что выполнять их приходится при отсутствии некоторых очень важных и необходимых для расчета данных. В частности, как уже указывалось, неизвестной является температура уходящих из котла газов, вследствие чего не представляется возможным однозначно определить потерю тепла с уходящими газами, а следовательно, нельзя рассчитать КПД котла и расход топлива.

При расчете топки необходимо знать температуру горячего воздуха, а определить ее величину можно лишь после расчета воздухоподогревателя. Кроме того, расчет топки приходится проводить при неизвестной температуре газов на ее выходе.

При расчете конвективных поверхностей нагрева определять количество передаваемого в них тепла нужно при изначально неизвестных температурах дымовых газов и нагреваемых сред. Неизвестными при их расчете оказываются и другие величины.

Отмеченные особенности рассмотренных методов поверочного теплового расчета котла вынуждают проводить расчеты, предварительно задаваясь многими величинами, которые впоследствии требуется многократно уточнять в нескольких приближениях.

4.2.4. Несколько проще может быть выполнен расчет предлагаемыми в [1] и [4] методами, но в другой последовательности.

4.2.5. При двухступенчатой компоновке экономайзера с воздухоподогревателем последовательность расчета должна быть следующей: тепловой баланс котла – расчет воздухоподогревателя 1-й ступени – расчет экономайзера 1-й ступени – расчет воздухоподогревателя 2-й ступени – расчет топки – расчет фестона – расчет по ходу газов всех ступеней пароперегревателя – расчет экономайзера 2-й ступени. Расчет при такой последовательности называют *встречным*.

Конечным итогом такого расчета является определение температуры газов перед воздухоподогревателем 2-й ступени при расчете воздухоподогревателя и экономайзера «снизу» и температуры газов за экономайзером 2-й ступени расчетом «сверху», которые должны быть одинаковыми (допускаемое различие – менее  $\pm 10$  °С). Таким образом, при указанной последовательности расчета сведение общего теплового баланса котла производится по температуре газов в промежутке между экономайзером и воздухоподогревателем 2-й ступени.

*Встречный* расчет котла упрощается за счет исключения цикла, связанного с необходимостью предварительного принятия температуры горячего воздуха при расчете топки и его уточнения после расчета воздухоподогревателя (расчет топки при «встречном» расчете котла проводится после расчета воздухоподогревателя, т. е. при уже рассчитанной температуре горячего воздуха). Тем не менее его использование не исключает необходимости многократного (как минимум, трехкратного) пересчета расхода топлива, топки, ступеней пароперегревателя, экономайзера и воздухоподогревателя при различных, принимаемых предварительно, температурах уходящих газов. Особенно трудоемким стано-

вится расчет современных котлов высокого давления, оснащаемых довольно сложными многоступенчатыми пароперегревателями.

4.2.6. В настоящем пособии предлагается использовать *встречный* расчет котла, но с некоторой его трансформацией, позволяющей сделать его еще проще. Сущность такого расчета заключается в следующем:

1. Принимается предварительно, в первом приближении, значение температуры уходящих газов, при котором составляется тепловой баланс котла и определяется расход топлива.

2. По предварительно принятой температуре уходящих газов последовательно рассчитываются низкотемпературные («хвостовые») поверхности нагрева (обе ступени воздухоподогревателя и экономайзера) в направлении снизу вверх. Расчет заканчивается расчетом экономайзера 2-й ступени, результатом которого является определение температуры газов на его входе  $\vartheta'_{\text{Эк}2}$ .

3. Проводится расчет топки.

4. Рассчитывается фестон (при его наличии).

5. Сводится общий тепловой баланс пароперегревателя с определением температуры газов за ним  $\vartheta''_{\text{пе}}$ , которая одновременно является температурой газов  $\vartheta'_{\text{Эк}2}$  на входе в экономайзер 2-й ступени. Расчет теплопередачи в ступенях пароперегревателя не проводится.

6. При существенном отличии температуры газов за пароперегревателем  $\vartheta''_{\text{пе}}$ , полученной «расчетом сверху», от температуры газов перед экономайзером 2-й ступени  $\vartheta'_{\text{Эк}2}$ , полученной «расчетом снизу» (а они должны быть равны), их сближение производится путем изменения величины охлаждения пара в пароохладителях.

При невозможности сблизить температуры газов за счет изменения величины пароохлаждения в приемлемом диапазоне расчет повторяется, начиная с определения КПД котла и расхода топлива при другой, принимаемой во втором приближении, температуре уходящих газов.

Если и при втором приближении не удастся сблизить температуры газов, получаемые расчетами «снизу» и «сверху», следует проинтерполировать результаты расчета при первом и втором приближении и провести расчет в третьем приближении, который, как показывает практика проведения расчетов, и обеспечит получение достаточно близких их значений. Порядок интерполирования изложен в подразд. 8.3.

7. После того как разница между температурами  $\vartheta''_{\text{пе}}$  и  $\vartheta'_{\text{Эк}2}$  будет сведена до допустимой величины (менее 10 °С), составляется невязка



теплового баланса всего котла относительно располагаемого тепла топлива

$$|\delta Q| = \frac{|\Delta Q|}{Q_p} \cdot 100, \%,$$

величина которой (по модулю) должна быть менее 0,5 %.

После достижения допустимой величины невязки теплового баланса  $|\delta Q|$  и допустимой разницы между  $Q_{\text{пе}}''$  и  $Q_{\text{ЭК2}}'$  производят расчет отдельных ступеней пароперегревателя и составляют его тепловой баланс, что не затрагивает никакие ранее проведенные расчеты. На этом расчет заканчивается.

Более детально методика проведения поверочного теплового расчета котла в изложенной последовательности представлена в соответствующих разделах настоящего пособия.

4.2.7. В заключение следует отметить, что поверочный тепловой расчет котла является достаточно громоздким вычислительным процессом и требует больших затрат как труда, так и времени. Страдает при этом и достоверность получаемых результатов.

Тем не менее существующие методы такого расчета позволяют с достаточной точностью его выполнять как «вручную», так и на компьютере. Естественно, предпочтительнее его выполнять на компьютере, что и делается в практике инженерных расчетов.

4.2.8. При курсовом проектировании, в рамках изучения дисциплины «Котельные установки и парогенераторы», поверочный тепловой расчет котла требуется выполнять «вручную», т. к. только такой расчет позволяет освоить его методику. Использование компьютера возможно, но только для вычислительных работ. Применение специальных программных продуктов для проведения теплового расчета котла не допускается.

## 5. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА

5.1. Тепловой баланс котла представляется в виде уравнения, устанавливающего связь между теплом, поступающим в котел, и теплом, которое в нем расходуется. На основе теплового баланса определяется коэффициент полезного действия котла и вычисляется расход топлива. Тепловой баланс котлов, работающих на твердом и жидком топливах, составляется в кДж на 1 кг твердого или жидкого топлива, а котлов, работающих на газообразном топливе, – в кДж на 1 м<sup>3</sup> сжигаемого газа.

5.2. Общее уравнение теплового баланса котла представляют в следующем виде:

$$Q_p + Q_{в.вн} + Q_{\phi} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (5.1)$$

где  $Q_p$  – располагаемое тепло топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{в.вн}$  – тепло, вносимое в топку воздухом, подогреваемым вне котла (паром из отбора турбин, другими способами), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{\phi}$  – тепло, вносимое в топку с паровым дутьем («форсуночным» паром) для распыливания мазута, кДж/кг;

$Q_1$  – тепло, полезно используемое в котле на нагрев воды, ее испарение, перегрев пара и на другие нужды, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_2$  – потеря тепла с уходящими газами, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_3$  – потеря тепла от химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_4$  – потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_5$  – потеря тепла от наружного охлаждения, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_6$  – потеря с теплом шлака и на охлаждение панелей и балок топki, не включенных в циркуляционную схему котла, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

5.3. Располагаемое тепло твердого и жидкого топлива определяется по формуле

$$Q_p = Q_i' + i_{\text{тл}} + (1 - k) \cdot Q_{\text{крб}}, \text{ кДж/кг}, \quad (5.2)$$

где  $Q_i'$  – низшая теплота сгорания топлива в рабочем состоянии, кДж/кг;

$i_{\text{ТЛ}}$  – физическое тепло твердого или жидкого топлива, кДж/кг;  
 $k$  – коэффициент разложения карбонатов (массовая доля выделившегося диоксида углерода  $\text{CO}_2$  при сжигании карбонатных топлив);  
 $Q_{\text{крб}}$  – затраты тепла на разложение карбонатов, кДж/кг.

#### 5.4. Располагаемое тепло газообразного топлива

$$Q_p = Q_i^d + i_{\text{ТЛ}}, \text{ кДж/м}^3, \quad (5.3)$$

где  $Q_i^d$  – низшая теплота сгорания сухого газообразного топлива, кДж/м<sup>3</sup>;

$i_{\text{ТЛ}}$  – физическое тепло газообразного топлива, кДж/м<sup>3</sup>.

#### 5.5. Физическое тепло топлива

$$i_{\text{ТЛ}} = c_{\text{ТЛ}}^r \cdot t_{\text{ТЛ}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3), \quad (5.4)$$

где  $c_{\text{ТЛ}}^r$  – теплоемкость топлива, кДж/(кг·К) (кДж/(м<sup>3</sup>·К)), которая определяется по п. 5.6 для твердого топлива, по п. 5.7 – для мазута, по п. 5.8 – для газообразного топлива;

$t_{\text{ТЛ}}$  – температура рабочего состояния топлива, °С.

#### 5.6. Теплоемкость твердых топлив в рабочем состоянии

$$c_{\text{ТЛ}}^r = 4,19 \cdot \frac{W_t^r}{100} + c_{\text{ТЛ}}^d \cdot \frac{100 - W_t^r}{100}, \text{ кДж/(кг·К)},$$

где  $c_{\text{ТЛ}}^d$  – теплоемкость сухого твердого топлива, кДж/(кг·К); принимается по табл. 5.3;

$W_t^r$  – влажность рабочего топлива, %.

#### 5.7. Теплоемкость мазута при температуре $t$ определяется:

при  $t_{\text{М}} < 100$  °С  $c_{\text{М}} = 1,89 + 0,0053 \cdot t_{\text{М}}, \text{ кДж/(кг·К)}$ ;

при  $t_{\text{М}} = (100 - 150)$  °С  $c_{\text{М}} = 1,30 + 0,09112 \cdot t_{\text{М}}, \text{ кДж/(кг·К)}$ .

#### 5.8. Теплоемкость газообразного топлива

$$c_{\text{Г.ТЛ}} = 0,01 \cdot (c_{\text{H}_2} \cdot \text{H}_2 + c_{\text{CO}} \cdot \text{CO} + c_{\text{CH}_4} \cdot \text{CH}_4 + c_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2 + \dots) + 0,00124 \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot d_{\text{Г.ТЛ}}, \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)},$$

где  $d_{\text{Г.ТЛ}}$  – влагосодержание газообразного топлива, г/м<sup>3</sup>;

$c_{\text{H}_2}, c_{\text{CO}}, c_{\text{CH}_4}, c_{\text{CO}_2}, c_{\text{H}_2\text{O}}, \dots$  – теплоемкости составляющих газообразного топлива, значения которых приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

**Средние теплоемкости горючих газов  
в диапазоне температур от 0 до  $t$ , °С, кДж/(м<sup>3</sup>·К) [1, табл. XI]**

$t$ , °С	$c_{CO}$	$c_{H_2}$	$c_{CO_2}$	$c_{H_2O}$	$c_{H_2S}$	$c_{CH_4}$	$c_{C_2H_6}$	$c_{C_3H_8}$	$c_{C_4H_{10}}$
0	1,300	1,278	1,601	1,496	1,508	1,548	2,210	3,049	4,13
100	1,303	1,298	1,702	1,506	1,534	1,642	2,495	3,510	4,71
200	1,307	1,300	1,789	1,524	1,562	1,757	2,776	3,964	5,26
300	1,314	1,300	1,864	1,544	1,595	1,883	3,046	4,370	5,77
400	1,328	1,303	1,931	1,567	1,634	2,012	3,308	4,759	6,27
500	1,343	1,307	1,990	1,591	1,670	2,138	3,557	5,094	6,69
600	1,357	1,307	2,043	1,616	1,710	2,261	3,776	5,429	7,11
700	1,372	1,310	2,090	1,643	1,746	2,380	3,985	5,724	7,48
800	1,386	1,314	2,133	1,670	1,782	2,495	4,183	5,987	7,81
900	1,397	1,325	2,171	1,697	1,818	2,603	4,363	6,232	8,11
1000	1,411	1,328	2,205	1,724	1,850	2,700	4,529	6,462	8,40

Физическое тепло топлива  $i_{ТЛ}$  учитывается при составлении теплового баланса котла лишь тогда, когда топливо предварительно подогревается посторонним источником тепла (паровые сушилки, паровой подогрев мазута и т. п.), а также при сушке топлива по разомкнутому циклу. В последнем случае температуру и влажность топлива следует принимать по его состоянию перед топкой. При использовании замкнутой системы пылеприготовления тепло подогрева и подсушки топлива в пылесистеме при составлении баланса не учитывается.

При отсутствии постороннего подогрева топлива его физическое тепло следует учитывать только при сжигании бурых углей и торфа. Температура топлива в этом случае принимается равной 20 °С.

В тех случаях, когда в котел подается смерзшееся твердое топливо, из величины его располагаемого тепла вычитается тепло, затрачиваемое на размораживание:

$$\Delta Q_{ТЛ} = 3,35 \cdot \left( W_t^r - W_t^{\delta} \cdot \frac{100 - W_t^r}{100 - W_t^{\delta}} \right), \text{ кДж/кг,}$$

где  $W_t^{\delta}$  – безопасная (связанная) влажность топлива, соответствующая равновесной влажности угля при 20 °С и 100%-ном насыщении.

Для каменных углей и антрацита  $W_t^{\text{б}} = 5,5\text{--}6,0\%$ ; для бурых углей с приведенной влажностью  $W_{\text{пр}}^r = 10\text{--}16\%$  –  $W_t^{\text{б}} = 19\text{--}24\%$ ; для бурых углей с большей приведенной влажностью –  $W_t^{\text{б}} = 28\text{--}30\%$ .

При курсовом проектировании, когда в задании не оговариваются специальные условия предварительной подготовки топлива, физическое тепло топлива  $i_{\text{тл}}$  следует учитывать только при сжигании мазута, который всегда нужно подогревать для обеспечения хорошего его распыливания в горелочных форсунках. Подогрев мазута, как правило, производится до температуры  $100\text{--}140\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

5.9. Тепло, затрачиваемое на разложение карбонатов при сжигании карбонатных топлив,

$$Q_{\text{крб}} = 40 \cdot k \cdot (\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r, \text{ кДж/кг}, \quad (5.5)$$

где  $k$  – коэффициент (степень) разложения карбонатов при сжигании (массовая доля выделившегося диоксида углерода  $\text{CO}_2$ ); при камерном сжигании топлива  $k = 1$ , при слоевом –  $k = 0,7$ ;

$(\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r$  – содержание карбонатов в рабочей массе топлива, %.

Карбонатными считаются топлива, содержание  $(\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r$  в которых превышает  $2,0\%$ . К ним относятся Эстон-сланец [ $(\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r > 16\%$ ], Ленинград-сланец [ $(\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r > 17\%$ ], сланец Кашпирского месторождения [ $(\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r > 8\%$ ] и некоторые другие.

5.10. Тепло, вносимое в топку воздухом, подогреваемым вне котла (паром из отбора, отработанным теплом и т. п.),

$$Q_{\text{в.вн}} = (\beta' - \beta_{\text{изб}}) \cdot (I_{0\text{ вп}}' - I_{0\text{ хв}}), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3), \quad (5.6)$$

где  $\beta'$  – отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт котла (перед калорифером, вентилятором и т. п.) к теоретически необходимому; определяется по формуле (5.7); при рециркуляции горячего воздуха (в том числе и при схеме с избыточным воздухом) доля рециркулирующего воздуха в состав  $\beta'$  не включается;

$\beta_{\text{изб}}$  – отношение количества избыточного (отдаваемого «на сторону») воздуха к теоретически необходимому; для энергетических котлов чаще всего  $\beta_{\text{изб}} = 0$ ;

$I'_{0\text{вп}}$  – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздухоподогреватель котла, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$I_{0\text{хв}}$  – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха на входе в воздушный тракт котла (перед калорифером, вентилятором и т. п.), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется при температуре холодного воздуха, равной 30 °С, если не задана другая величина.

Отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт котла (перед калорифером, вентилятором и т. п.) к его теоретически необходимому

$$\beta' = \beta'_T + \sum \Delta\alpha_{\text{вп}} + \beta_{\text{изб}}, \quad (5.7)$$

где  $\beta'_T$  – отношение количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя, к теоретически необходимому; определяется по формуле (5.8);

$\sum \Delta\alpha_{\text{вп}}$  – суммарный присос воздуха в воздухоподогревателе.

Отношение количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя, к теоретически необходимому

$$\beta'_T = \alpha''_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{\text{пл}} - (\alpha_{\text{отб}} - 1) \cdot r_T, \quad (5.8)$$

где  $\alpha''_T$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки;

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

$\Delta\alpha_{\text{пл}}$  – присосы воздуха в системе пылеприготовления (в разомкнутых пылесистемах не учитываются);

$\alpha_{\text{отб}}$  – коэффициент избытка воздуха в месте отбора газов на рециркуляцию;

$r_T$  – коэффициент рециркуляции газов в нижнюю часть топки или горелки; определяется по п. 2.23.

При курсовом проектировании тепло  $Q_{\text{в.вн}}$  при составлении теплового баланса можно не учитывать, если в задании нет соответствующих указаний по условиям подогрева воздуха вне котла.

5.11. Тепло, вносимое в топку с паровым дутьем («форсуночным» паром) для распыливания мазута,

$$Q_{\phi} = G_{\phi} \cdot (i_{\phi} - 2400), \text{ кДж/кг}, \quad (5.9)$$

где  $G_{\phi}$  – расход пара на форсунки, кг/кг ;

$i_{\phi}$  – энтальпия подаваемого пара, кДж/кг;

2400 кДж/кг – скрытая теплота парообразования воды при давлении в топочной камере.

Тепло  $Q_{\phi}$ , вносимое в топку с паровым дутьем, учитывается лишь при составлении теплового баланса котлов, работающих на мазуте и оснащенных форсунками с паровым распыливанием. Тепло парового дутья для растопочных мазутных форсунок не учитывается.

5.12. Тепло, полезно используемое в котле на нагрев воды, ее испарение, перегрев насыщенного пара и на другие нужды, может быть определено по формуле

$$Q_1 = \frac{Q_k}{B}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (5.10)$$

где  $Q_k$  – мощность котла (полное количество тепла, полезно используемое в котле), кВт;

$B$  – полный расход топлива, подаваемого в топку, кг/с ( $\text{м}^3/\text{с}$ ); определяется по формуле (5.21).

5.13. Мощность котла (полное количество тепла, используемое на нагрев воды, ее испарение, перегрев пара, а также на выработку тепла, отдаваемого «на сторону»)

$$\begin{aligned} Q_k = & (D_{\text{пе}} - D_{\text{обв}}) \cdot (i_{\text{пе}} - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{обв}} \cdot (i_{\text{пе}} - i_{\text{обв}}) + \\ & + \sum D_{\text{впр}}^{\text{ст}} \cdot (i_{\text{п.в}} - i_{\text{впр}}) + D_{\text{н.п}} \cdot (i_s'' - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{пр}} \cdot (i_s' - i_{\text{п.в}}) + \\ & + \sum D_{\text{пп}} \cdot (i_{\text{пп}}'' - i_{\text{пп}}') + \sum D_{\text{впр}}^{\text{пп}} \cdot (i_{\text{пп}}'' - i_{\text{впр}}^{\text{пп}}) + Q_{\text{от.в}} + Q_{\text{изб}}, \text{ кВт}, \end{aligned} \quad (5.11)$$

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

$D_{\text{обв}}$  – расход питательной воды, кг/с, подаваемой в котел мимо регенеративных подогревателей с энтальпией  $i_{\text{обв}}$ , кДж/кг;

$i_{\text{пе}}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг, определяемая по давлению и температуре пара перед главной паровой задвижкой по [1, табл. XXV] или по данным табл. 5.9;

$i_{\text{п.в}}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг, определяемая по давлению и температуре воды на входе в первую поверхность нагрева котла по [1, табл. XXIV] или по данным табл. 5.8;

$D_{\text{впр}}^{\text{ст}}$  – расходы впрысков в первичный тракт сторонней воды, кг/с, с энтальпией  $i'_{\text{впр}}$ , отличной от  $i'_{\text{п.в}}$ ;

$D_{\text{н.п}}$  – количество насыщенного пара, отдаваемого до пароперегревателя, кг/с, с энтальпией насыщенного пара  $i''_s$ , определяемой по давлению в барабане котла по [1, табл. XXIII] или по данным табл. 5.7;

$D_{\text{пр}}$  – расход воды на непрерывную продувку котла (для прямоточных сепараторных котлов – на продувку сепаратора), кг/с, с энтальпией кипящей воды  $i'_s$ , определяемой по давлению в барабане (сепараторе) по [1, табл. XXIII] или по данным табл. 5.7; при величине продувки меньше 2 % тепло продувочной воды может не учитываться;

$D_{\text{пп}}$  – расходы пара на входе в промежуточные пароперегреватели, кг/с, с начальной энтальпией  $i'_{\text{пп}}$  и конечной –  $i''_{\text{пп}}$ ;

$D_{\text{впр}}^{\text{пп}}$  – расходы впрысков в промежуточные пароперегреватели, кг/с, включая впрыски питательной воды, с энтальпией  $i'_{\text{впр}}^{\text{пп}}$ ;

$Q_{\text{от.в}}$  – тепло воды, нагреваемой в котле и отдаваемой «на сторону», кВт;

$Q_{\text{изб}} = \beta_{\text{изб}} \cdot (I_{0 \text{ изб}} - I'_{0 \text{ вп}}) \cdot B_p$  – тепло избыточного (отдаваемого «на сторону») воздуха с энтальпией  $I_{0 \text{ изб}}$ , кВт,

где  $\beta_{\text{изб}}$  – отношение количества избыточного («отдаваемого на сторону») воздуха к теоретически необходимому;

$I'_{0 \text{ вп}}$  – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздухоподогреватель (котел), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

Студентам для проведения теплового расчета задаются, как правило, серийные паровые котлы (барабанные и прямоточные). В этих котлах, как правило, расход питательной воды (помимо регенеративных подогревателей) отсутствует ( $D_{\text{обв}} = 0$ ), впрысков сторонней воды в первичный тракт нет ( $D_{\text{впр}}^{\text{ст}} = 0$ ), впрыски в промежуточные пароперегреватели не предусмотрены ( $D_{\text{впр}}^{\text{пп}} = 0$ ), отбор насыщенного пара не производится ( $D_{\text{н.п}} = 0$ ), подогретая вода «на сторону» не подается ( $Q_{\text{от.в}} = 0$ ), избыточный воздух не подогревается ( $Q_{\text{изб}} = 0$ ).

Для таких котлов формула (5.11) для определения мощности котла упрощается, и для барабанного котла с перегревом только первичного пара она представляется как



$$Q_k = D_{пе} \cdot (i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пр} \cdot (i'_s - i_{п.в}), \text{ кВт}, \quad (5.12)$$

для прямоточного котла с одним промежуточным перегревом пара –

$$Q_k = D_{пе} \cdot (i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пп} \cdot (i''_{пп} - i'_{пп}), \text{ кВт}. \quad (5.13)$$

5.14. Величины  $Q_2, Q_3, Q_4, Q_5$  и  $Q_6$ , входящие в правую часть уравнения теплового баланса (5.1), являются тепловыми потерями котла. Их относят к располагаемому теплу топлива  $Q_p$ , выражают в процентах и обозначают  $q_2, q_3, q_4, q_5$  и  $q_6$ .

Потери тепла с уходящими газами  $q_2$  и от наружного охлаждения котла  $q_5$  считаются общекотловыми, а потери тепла от химической и механической неполноты сгорания топлива  $q_3$  и  $q_4$ , а также потеря с теплом шлака  $q_6$  – топочными.

5.15. Потеря тепла с уходящими газами возникает вследствие того, что дымовые газы покидают котел с довольно высокой температурой и тем самым уносят с собой значительное количество тепла, не воспринятое в котле. Ее величина определяется как разность энтальпий газообразных продуктов сгорания (дымовых газов) на выходе из последней поверхности нагрева котла и холодного воздуха по формуле

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} \cdot 100 = \frac{\left[ I_{ух} - (\alpha_{ух} - \beta') \cdot I_{0\text{ прс}} - \beta' \cdot I_{0\text{ хв}} \right] \cdot (100 - q_4)}{Q_p}, \% \quad (5.14)$$

где  $I_{ух}$  – энтальпия уходящих газов при коэффициенте избытка воздуха в уходящих газах  $\alpha_{ух}$  и температуре уходящих газов  $\vartheta_{ух}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$I_{0\text{ хв}}$  – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха на входе в воздушный тракт котла (перед калорифером, вентилятором и т. п.), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется при температуре воздуха, равной 30 °С, если не задана другая величина;

$\beta'$  – отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт котла (перед калорифером, вентилятором и т. п.) к теоретически необходимому; определяется по п. 5.10;

$q_4$  – потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива, %; определяется по п. 5.20;

$I_{0\text{прс}}$  – энтальпия воздуха, присасываемого в газоходы котла при температуре присасываемого воздуха, кДж/кг, (кДж/м<sup>3</sup>), величину которой следует определять, исходя из следующих соображений.

5.16. В газоходы котла присасывается как холодный, так и горячий воздух. Холодный воздух присасывается в топку, газоходы пароперегревателя, экономайзера. В газоходы воздухоподогревателя присасывается (перетекает) воздух, уже нагретый в нем. Следовательно, энтальпию присасываемого в газоходы котла воздуха нужно определять как средневзвешенную по выражению

$$I_{0\text{прс}} = \frac{(\Delta\alpha_{\text{T}} + \sum\Delta\alpha_{\text{КПП}} + \sum\Delta\alpha_{\text{Эк}}) \cdot I_{0\text{ХВ}} + \sum\Delta\alpha_{\text{ВП}} \cdot I_{0\text{ГВ}}}{\sum\Delta\alpha_{\text{КПП}} + \sum\Delta\alpha_{\text{Эк}} + \sum\Delta\alpha_{\text{ВП}}}$$

Здесь энтальпию  $I_{0\text{ГВ}}$  подсчитывают по средней температуре горячего воздуха, а энтальпию  $I_{0\text{ХВ}}$  – по температуре холодного воздуха, принимаемой равной 30 °С.

Среднюю температуру горячего воздуха, присасываемого в газоходы воздухоподогревателя, определяют как

$$t_{\text{ГВ.ср}} = \frac{t_{\text{ГВ}} + t_{\text{ХВ}}}{2},$$

где температура горячего воздуха  $t_{\text{ГВ}}$  на момент составления теплового баланса еще не определена и ее следует принять приблизительно равной 320–340 °С, поскольку в большинстве котлов воздух подогревается именно до таких температур.

5.17. При сушке твердого топлива в разомкнутой системе пылеприготовления газами, отбираемыми из газового тракта котла, потеря тепла

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} \cdot 100 = \frac{\left[ rI_{\text{отб}} + (1-r)I_{\text{ух}} - (\alpha_{\text{ух}} - \beta')I_{0\text{прс}} - \beta'I_{0\text{ХВ}} \right] (100 - q_4)}{Q_p}, \%$$

где  $r = \frac{V_{\text{отб}}^{\text{H}}}{V_{\text{г.отб}}^{\text{H}}}$  – доля газов, отбираемых на сушку топлива; определяется по п. 2.23;

$V_{\text{отб}}^{\text{H}}$  – объем газов, отбираемых на сушку, м<sup>3</sup>/кг;

$V_{г.отб}^H$  – объем газов за местом отбора, м<sup>3</sup>/кг;

$I_{отб}$  – энтальпия газов в месте отбора, кДж/кг;

$Q_p$  – располагаемое тепло высушенного топлива, кДж/кг.

5.18. Формулы (5.14) и (5.14') свидетельствуют о том, что величина потери тепла с уходящими газами  $q_2$  определяется преимущественно энтальпией уходящих газов  $I_{ух}$ , которая, в свою очередь, – температурой уходящих газов  $\vartheta_{ух}$ .

При составлении теплового баланса котла для его поверочного расчета температура уходящих газов неизвестна, а ее определение является одной из основных задач такого расчета.

При проведении теплового расчета котла поверочным методом температурой уходящих газов предварительно задаются, а затем – самим расчетом, после его завершения проверяют, правильно ли она была задана. Как правило, температура уходящих газов у энергетических котлов находится в диапазоне 120–140 °С. При курсовом проектировании ее (в первом приближении) следует принять равной 130 °С.

5.19. Потеря тепла от химической неполноты сгорания топлива  $q_3$  обусловлена тем, что в процессе его горения часть горючих элементов топлива не окисляется до конечных продуктов. Образующиеся при этом газообразные продукты неполного сгорания топлива (преимущественно это горючие газы, такие, как СО, Н<sub>2</sub>, СН<sub>4</sub>, хотя могут быть и другие) покидают топку и уносят с собой химически связанное в них тепло. Тепло, которое могло бы быть получено при доокислении этих горючих газов до конечных продуктов сгорания, и представляет собой потерю тепла от химической неполноты сгорания топлива.

Потеря тепла от химической неполноты сгорания топлива (суммарное количество тепла, уносимое продуктами неполного сгорания топлива) может быть определена по формуле

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p} \cdot 100 = \frac{V_{CO} \cdot Q_{CO} + V_{H_2} \cdot Q_{H_2} + V_{CH_4} \cdot Q_{CH_4} + \dots}{Q_p} \cdot 100 \%, \quad (5.15)$$

где  $V_{CO}, V_{H_2}, V_{CH_4}, \dots$  – объемы СО, Н<sub>2</sub>, СН<sub>4</sub>,... в дымовых газах, м<sup>3</sup>/кг, (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>);

$Q_{CO}, Q_{H_2}, Q_{CH_4}, \dots$  – теплота сгорания  $CO, H_2, CH_4 \dots$  соответственно,  $\text{кДж/м}^3$ ;

$Q_p$  – располагаемое тепло топлива,  $\text{кДж/кг}$  ( $\text{кДж/м}^3$ ).

Для определения величины  $q_3$  по формуле (5.15) необходимо иметь данные по количественному содержанию продуктов неполного сгорания топлива в дымовых газах ( $V_{CO}, V_{H_2}, V_{CH_4}, \dots$ ), которые можно получить лишь путем проведения их химического анализа, что производится при испытании котла.

При проведении теплового расчета котла, когда количество продуктов неполного сгорания топлива в дымовых газах неизвестно, величину  $q_3$  следует принимать по нормативным данным. Многочисленные исследования сжигания топлив в топках котлов различных конструкций свидетельствуют о том, что потеря тепла от химической неполноты сгорания топлива имеет какое-либо значение лишь для газомазутных котлов (особенно при сжигании забалластированных газов типа доменного). Величина  $q_3$  при сжигании газообразных топлив и мазута принимается по данным табл. 5.4.

Для котлов, работающих на твердом топливе при хорошей организации его сжигания в камерных топках, потеря тепла от химической неполноты сгорания топлива практически отсутствует, и при тепловом расчете может быть принята равной нулю.

5.20. Потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива  $q_4$  возникает вследствие перехода отдельных его недогоревших частиц в шлак, унос и провал. Тепло, которое могло бы быть получено при дожигании этих частиц топлива и представляет собой потерю тепла от механической неполноты сгорания топлива.

При тепловом расчете котла величина  $q_4$  принимается по нормативным данным: для камерных топок с твердым шлакоудалением по данным табл. 5.5, для камерных топок с жидким шлакоудалением – по данным табл. 5.6, для топок газомазутных котлов – по табл. 5.4, для слоевых топок – по [1, табл. XXI].

При наличии надежных данных по содержанию горючих в шлаке, провале и уносе величину  $q_4$  можно рассчитать по формуле

$$q_4 = \frac{\left( a_{\text{шл+пр}} \cdot \frac{\Gamma_{\text{шл+пр}}}{100 - \Gamma_{\text{шл+пр}}} + a_{\text{ун}} \cdot \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} \right) \cdot Q_{\Gamma} \cdot A^r}{Q_p}, \%, \quad (5.16)$$

где  $a_{\text{шл+пр}} = 1 - a_{\text{ун}}$  – доля золы топлива в шлаке и провале, %;

$a_{\text{ун}}$  – доля золы топлива в уносе, %; принимается по данным табл. 5.5 или 5.6;

$\Gamma_{\text{шл+пр}}, \Gamma_{\text{ун}}$  – содержание горючих веществ в шлаке, провале и уносе, %; принимаются по опытным данным;

$Q_{\Gamma}$  – теплота сгорания горючих веществ в шлаке, провале и уносе; по методу пропорционального недожога принимается равной  $32,7 \cdot 10^3$  кДж/кг;

$A^r$  – зольность рабочего топлива, %;

$Q_p$  – располагаемое тепло топлива, кДж/кг;

По формуле (5.16) рассчитывается величина  $q_4$  и при обработке результатов испытаний котлов. В этом случае содержание горючих в шлаке, провале и уносе определяется лабораторными анализами проб шлака, провала и уноса, отбираемых непосредственно из работающего котла.

5.21. Потеря тепла от наружного охлаждения  $q_5$  возникает при работе котла вследствие передачи тепла через поверхности, ограждающие топку и газоходы котла от окружающей среды (обмуровку, изоляцию, обшивку и т. п.). Ее величина зависит от размеров и температуры наружной поверхности котла, температуры воздуха в котельном помещении. Поскольку удельная поверхность охлаждения котла с увеличением его мощности (паропроизводительности) уменьшается, то потеря  $q_5$  с увеличением паропроизводительности котла становится меньше.

Для стационарных котлов при их работе на номинальной нагрузке величина  $q_5$  принимается по [1, рис. 5.1] или по [2, рис. 5.1], но может быть с достаточной точностью и подсчитана:

– при номинальной нагрузке  $D_{\text{н}} = 42 - 250$  кг/с (150 – 900 т/ч)

$$q_{5\text{ном}} = \frac{(60/D_{\text{н}})^{0,5}}{\lg D_{\text{н}}}; \%,$$

– при  $D_{\text{н}} > 250$  кг/с ( $> 900$  т/ч) принимается, что  $q_5 = 0,2$ .

При нагрузках котла  $D$ , отличающихся от номинальных более чем на 25 %, величина  $q_5$  подсчитывается по соотношению

$$q_5 = q_{5\text{ном}} \cdot \frac{D_{\text{н}}}{D}.$$

Потери тепла от наружного охлаждения для оборудования систем пылеприготовления относительно невелики и при составлении теплового баланса котла не учитываются.

Потери тепла от наружного охлаждения  $q_5$  являются общекотловыми. Для упрощения тепловых расчетов принимают, что доли этой потери, приходящиеся на отдельные газоходы (поверхности нагрева) котла пропорциональны воспринимаемому теплу в каждом из них, и при определении количества тепла, отдаваемого газами в соответствующем газоходе, потеря тепла от наружного охлаждения учитывается введением коэффициента сохранения тепла

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_k + q_5}, \quad (5.17)$$

где  $\eta_k$  – коэффициент полезного действия котла, % (п. 5.24).

5.22. Потеря тепла  $q_6$  складывается из потери с теплом шлака  $q_{6 \text{ шл}}$  и потери тепла на охлаждение панелей и балок топки  $q_{6 \text{ охл}}$ , не включенных в циркуляционную схему котла:

$$q_6 = q_{6 \text{ шл}} + q_{6 \text{ охл}}.$$

Потеря с теплом шлака  $q_{6 \text{ шл}}$  обусловлена тем, что шлак удаляется из топки котла в довольно горячем состоянии и, следовательно, уносит с собой некоторое количества тепла.

Потеря с теплом шлака  $q_{6 \text{ шл}}$  включается в тепловой баланс котлов, в топках которых сжигается твердое топливо. Данная потеря тепла определяется по формуле

$$q_{6 \text{ шл}} = \frac{Q_{6 \text{ шл}}}{Q_p} \cdot 100 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot (c\vartheta)_{\text{шл}} \cdot A^r}{Q_p}, \%,$$

где  $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$  – доля золы топлива, переходящая в шлак;

$a_{\text{ун}}$  – доля золы топлива, уносимая газами в газоходы котла; принимается по табл. 5.5 или 5.6;

$(c\vartheta)_{\text{шл}}$  – энтальпия шлака в кДж/кг при температуре удаляемого шлака  $t_{\text{шл}}$ ; принимается по табл. 5.2;

$A^r$  – зольность рабочего состояния топлива, %.

Температура удаляемого шлака (золы)  $t_{\text{шл}}$  принимается:

– при слоевом сжигании твердого топлива  $t_{\text{шл}} = 600 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– при камерном сжигании твердого топлива в топках с твердым шлакоудалением  $t_{\text{шл}} = 600 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– при камерном сжигании твердого топлива в топках с жидким шлакоудалением  $t_{\text{шл}} = t_{\text{н.ж}}$  ( $t_{\text{н.ж}}$  – температура начала нормального жидкого шлакоудаления, которая принимается по [1, табл. II]); при отсутствии данных по  $t_{\text{н.ж}}$   $t_{\text{шл}}$  принимается равной температуре жидкоплавкого состояния золы  $t_{\text{с}}$ , увеличенной на  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При слоевом сжигании карбонатных топлив (сланцев)

$$q_{6 \text{ шл}} = \frac{Q_{6 \text{ шл}}}{Q_{\text{р}}} \cdot 100 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot (c\vartheta)_{\text{шл}} \cdot \left[ A^r + 0,3 \cdot (\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r \right]}{Q_{\text{р}}}, \quad (5.18)$$

где  $(\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r$  – содержание диоксида карбонатов в рабочем топливе (второе слагаемое в столбце  $A^r$  табл. I [1]), %.

При камерном сжигании сланцев содержание диоксида карбонатов в рабочем топливе не учитывается.

При камерном сжигании малозольных твердых топлив в топках с твердым шлакоудалением, когда их зольность  $A^r \leq \frac{Q_i^r}{400}$ , потеря  $q_{6 \text{ шл}}$  очень мала и в тепловом балансе котла может не учитываться.

Потеря тепла на охлаждение панелей и балок топки  $q_{6 \text{ охл}}$ , не включенных в циркуляционную схему котла (при отсутствии специальных указаний),

$$q_{6 \text{ охл}} = \frac{Q_{6 \text{ охл}}}{Q_{\text{к}}} \cdot 100, \%,$$

или приближенно

$$q_{6 \text{ охл}} = \frac{120 \cdot N_{\text{охл}}}{Q_{\text{к}}} \cdot 100, \%,$$

где  $N_{\text{охл}}$  – лучевоспринимающая поверхность балок и панелей,  $\text{м}^2$ ; для панелей принимается в расчет боковая поверхность, обращенная в топку;

$Q_{\text{к}}$  – мощность котла, кВт; формула (5.11).

**Таблица 5.2**

Температура шлака $t_{\text{шл}}$ , °С	Энтальпия шлака $(c\vartheta)_{\text{шл}}$ , кДж/кг
600	560
1300	1380
1400	1590
1500	1760
1600	1890

5.23. Суммарная потеря тепла в котле

$$\sum q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6 \text{ охл}} + q_{6 \text{ шл}}, \% \quad (5.19)$$

5.24. Коэффициент полезного действия (КПД) котла брутто

$$\eta_{\text{к}} = 100 - \sum_2^6 q_i, \% \quad (5.20)$$

5.25. Полный расход топлива, подаваемого в топку,

$$B = \frac{Q_{\text{к}}}{\frac{Q_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}}{100} + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф}}}, \text{ кг/с (м}^3\text{/с)}. \quad (5.21)$$

5.26. Расчетный расход топлива (с учетом механической неполноты его сгорания)

$$B_{\text{р}} = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \text{ кг/с (м}^3\text{/с)}. \quad (5.22)$$

**Таблица 5.3**

**Теплоемкости сухого состояния твердых топлив,  
кДж/(кг·К) [1]**

Топливо	Температура, °С				
	0	100	200	300	400
Антрациты и тощие угли	0,92	0,96	1,05	1,13	1,17
Каменные угли	0,96	1,09	1,26	1,42	–
Бурые угли	1,09	1,26	1,47	–	–
Сланцы	1,05	1,13	1,30	–	–
Фрезерный торф	1,30	1,51	1,80	–	–



Таблица 5.4

**Расчетные характеристики камерных топок  
газозапутных котлов производительностью  $D \geq 45$  кг/с [1]**

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha''_T$	Тепловое напряжение объема топки по условиям горения $q_v$ , кВт/м <sup>3</sup>	Суммарная потеря тепла от химической и механической неполноты сгорания при номинальной нагрузке $q_3 + q_4$ , %
Мазут	1,02–1,03 <sup>1</sup>	200–220	0,10–0,15 (0,15–0,20) <sup>2</sup>
Природный газ	1,03–1,05 <sup>1</sup>	200–220	0,05–0,07

<sup>1</sup> Меньшее значение – для топок с газоплотными экранами.  
<sup>2</sup> Значения в скобках – для топок, необорудованных газоплотными цельносварными экранами

Таблица 5.5

**Расчетные характеристики камерных топок с твердым шлакоудалением для котлов производительностью  $D \geq 10$  кг/с [1]**

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha''_T$	Тепловое напряжение объема топки по условиям горения $q_v$ , кВт/м <sup>3</sup>	Потеря тепла от механической неполноты сгорания $q_4$ , %	Доля золы, уносимой газами $a_{yH}$
Антрацитовый штыб	1,20–1,25 <sup>1</sup>	140	7,0–8,0	0,95
Тощие угли	1,20–1,25 <sup>1</sup>	160	5,0	0,95
Каменные угли с выходом летучих $V^{daf} \geq 25$ %	1,15–1,20 <sup>1</sup>	175	1,0–1,5 <sup>2</sup>	0,95
Отходы углеобогащения и ОК-2	1,15–1,20 <sup>1</sup>	160	2,0–3,0 <sup>2</sup>	0,95
Бурые угли малозольные с $A'_{np} \leq 1$ кг·%/МДж	1,20–1,25 <sup>3</sup>	180	0,5	0,95
Бурые угли многозольные с $A'_{np} \leq 1$ кг·%/МДж	1,20–1,25 <sup>3</sup>	180	1,0–2,0 <sup>2</sup>	0,95
Фрезерный торф	1,20	160	0,5–1,0	0,95
Сланцы	1,15–1,20 <sup>1</sup>	120	0,5	0,95

<sup>1</sup> Меньшее значение – для топок с газоплотными экранами.  
<sup>2</sup> Меньшее значение – для малозольных топлив с  $A'_{np} \leq 1$  кг·%/МДж, большее – для топлив с повышенной зольностью.  
<sup>3</sup> Большее значение – при газовой сушке и низкотемпературном сжигании углей

Таблица 5.6

**Расчетные характеристики камерных топок  
с жидким шлакоудалением для котлов  
производительностью  $D \geq 45$  кг/с [1]**

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_T$	Тепловое напряжение объема топки по условиям горения $q_v$ , кВт/м <sup>3</sup>	Тепловое напряжение зоны активного горения $q_F$ , МВт/м <sup>2</sup>	Потеря тепла от механической неполноты сгорания $q_4$ , %	Доля золы, уносимой газами $a_{yH}$
Открытые топки					
Антрацитовый штыб	1,20–1,25 <sup>1</sup>	145	3,8–4,0	6,0	0,90
Тощие угли	1,20–1,25 <sup>1</sup>	185	5,2	4,0	0,85
Каменные угли	1,15–1,20 <sup>1</sup>	185	5,2	0,5	0,80
Бурые угли	1,15–1,20	210	5,2	0,3	0,65–0,80
Полуоткрытые топки					
Антрацитовый штыб	1,20–1,25 <sup>1</sup>	170	4,8–5,0	5,0	0,90
Тощие угли	1,20–1,25 <sup>1</sup>	200	5,2	4,0	0,85
Каменные угли	1,20	200	5,2	0,5	0,70–0,80
Бурые угли	1,15–1,20 <sup>1</sup>	230	5,2	0,3	0,65–0,70 <sup>2</sup>
<sup>1</sup> Меньшее значение – для топок с газоплотными экранами. <sup>2</sup> Меньшее значение – для топочных устройств с тангенциальным расположением горелок					

Таблица 5.7

Температуры  $t_s$ , удельные энтальпии воды  $i'_s$   
и сухого насыщенного пара  $i''_s$  на кривой насыщения  
[1, табл. XXIII]

$p$ , МПа	$t_s$ , °С	$i'_s$ , кДж/кг	$i''_s$ , кДж/кг
9,60	307,98	1391,1	2731,6
9,80	309,48	1399,9	2728,0
10,0	310,96	1406,6	2724,4
10,2	312,42	1417,3	2720,8
10,4	313,86	1425,8	2717,1
10,6	315,27	1434,4	2713,2
10,8	316,67	1442,8	2709,4
11,0	318,04	1451,2	2705,4
11,2	319,40	1459,6	2701,5
11,4	320,74	1467,9	2697,3
11,6	322,05	1476,2	2993,2
11,8	323,35	1484,4	2689,0
12,0	324,64	1492,6	2684,8
12,2	325,90	1500,7	2680,4
12,4	327,15	1508,8	2676,0
12,6	328,39	1516,9	2671,6
12,8	329,61	1524,9	2667,0
13,0	330,81	1533,0	2662,4
13,2	332,00	1541,0	2657,7
13,4	333,18	1548,9	2653,0
13,6	334,34	1556,9	2648,2
13,8	335,49	1564,8	2643,3
14,0	336,63	1572,8	2638,3
14,2	337,75	1580,7	2633,2
14,4	338,86	1588,6	2628,1
14,6	339,96	1596,5	2622,9
14,8	341,04	1604,3	2617,1
15,0	342,12	1612,2	2611,6
15,2	343,18	1620,0	2606,1
15,4	344,23	1627,9	2600,4
15,6	345,27	1635,7	2594,6
15,8	346,30	1643,6	2588,7
16,0	347,32	1651,5	2582,7
16,2	348,32	1659,4	2576,6
16,4	349,32	1667,4	2570,4

Таблица 5.8

Удельные объемы  $\nu \cdot 10^2$  и энтальпии  $i$  воды [1, табл. XXIV]

$t, ^\circ\text{C}$	$p = 12 \text{ МПа}$		$p = 13 \text{ МПа}$		$p = 14 \text{ МПа}$	
	$\nu \cdot 10^2$ м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг	$\nu \cdot 10^2$ м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг	$\nu \cdot 10^2$ м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг
200	0,11461	856,8	0,11451	857,2	0,11442	857,7
210	0,11615	901,4	0,11605	901,8	0,11594	902,2
220	0,11782	946,6	0,11770	946,9	0,11759	947,2
230	0,11962	992,3	0,11949	992,6	0,11936	992,8
240	0,12158	1038,8	0,12144	1038,9	0,12129	1039,1
250	0,12373	1086,0	0,12356	1086,1	0,12340	1086,1
260	0,12609	1134,2	0,12590	1134,1	0,12572	1134,1
270	0,12872	1183,5	0,12850	1183,3	0,12828	1183,1
280	0,13167	1234,3	0,13141	1233,9	0,13115	1233,5
290	0,13504	1286,8	0,13472	1286,1	0,13441	1285,5
300	0,13895	1341,5	0,13855	1340,5	0,13816	1339,5
310	0,14362	1399,3	0,14310	1397,8	0,14260	1396,4
320	0,14941	1461,5	0,14869	1459,2	0,14801	1457,0
330			0,15600	1526,9	0,15497	1523,5

$t, ^\circ\text{C}$	$p = 15 \text{ МПа}$		$p = 16 \text{ МПа}$		$p = 17 \text{ МПа}$	
	$\nu \cdot 10^2$ м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг	$\nu \cdot 10^2$ м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг	$\nu \cdot 10^2$ м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг
200	0,11432	858,1	0,11423	858,6	0,11414	859,0
210	0,11584	902,6	0,11574	903,0	0,11564	903,4
220	0,11748	947,6	0,11736	947,9	0,11725	948,3
230	0,11924	993,1	0,11912	993,4	0,11899	993,7
240	0,12115	1039,3	0,12101	1039,5	0,12088	1039,7
250	0,12324	1086,2	0,12308	1086,3	0,12293	1086,4
260	0,12553	1134,0	0,12535	1134,0	0,12517	1134,0
270	0,12807	1182,9	0,12786	1182,8	0,12765	1182,6
280	0,13090	1233,1	0,13065	1232,8	0,13041	1232,4
290	0,13410	1284,9	0,13381	1284,3	0,13352	1283,8
300	0,13779	1338,6	0,13742	1337,7	0,13707	1336,9
310	0,14212	1395,0	0,14165	1393,7	0,14120	1392,4
320	0,14736	1455,0	0,14674	1453,0	0,14615	1451,2
330	0,15402	1520,3	0,15312	1517,3	0,15229	1514,6
340	0,16323	1594,6	0,16175	1589,6	0,16042	1585,0
350					0,17286	1668,7

Таблица 5.9

Удельные объемы  $\nu$ , м<sup>3</sup>/кг и энтальпии  $i$ , кДж/кг,  
перегретого пара [1, табл. XXV]

$t$ , °C	$p = 9,8$ МПа		$p = 11$ МПа		$p = 12$ МПа	
	$\nu$	$i$	$\nu$	$i$	$\nu$	$i$
480	0,03230	3325,0	0,02840	3308,6	0,02575	3294,6
490	0,03290	3350,9	0,02896	3335,3	0,02627	3322,0
500	0,03350	3376,6	0,02951	3361,6	0,02679	3349,0
510	0,03409	3402,1	0,03005	3387,8	0,02730	3375,6
520	0,03467	3427,4	0,03058	3413,7	0,02780	3402,1
530	0,03525	3452,5	0,03111	3439,4	0,02829	3428,2
540	0,03582	3477,5	0,03163	3464,9	0,02878	3454,2
550	0,03639	3502,4	0,03215	3490,3	0,02926	3480,0
560	0,03695	3527,3	0,03266	3515,6	0,02974	3505,7
570	0,03751	3552,0	0,03317	3540,8	0,03022	3531,3
580	0,03806	3576,7	0,03367	3565,8	0,03068	3556,7
590	0,03861	3601,2	0,03417	3590,7	0,03115	3581,9
600	0,03916	3625,6	0,03467	3615,5	0,03161	3607,0
610	0,03970	3650,0	0,03516	3640,2	0,03207	3632,0
620	0,04024	3674,3	0,03565	3664,8	0,03252	3656,9
630	0,04078	3698,5	0,03614	3689,3	0,03298	3681,6
640	0,04131	3722,7	0,03662	3713,8	0,03343	3706,4

$t$ , °C	$p = 13$ МПа		$p = 14$ МПа		$p = 15$ МПа	
	$\nu$	$i$	$\nu$	$i$	$\nu$	$i$
480	0,02350	3280,4	0,02157	3265,9	0,01989	3251,2
490	0,02400	3308,5	0,02204	3294,7	0,02035	3280,7
500	0,02448	3336,1	0,02251	3323,0	0,02079	3309,7
510	0,02496	3363,4	0,02297	3350,9	0,02123	3338,3
520	0,02544	3390,3	0,02342	3378,4	0,02166	3366,4
530	0,02590	3417,0	0,02386	3405,6	0,02206	3394,1
540	0,02637	3443,4	0,02430	3432,5	0,02250	3421,5
550	0,02682	3469,7	0,02473	3459,2	0,02291	3448,7
560	0,02727	3495,8	0,02515	3485,8	0,02332	3475,6
570	0,02772	3521,7	0,02557	3512,1	0,02372	3502,3
580	0,02816	3547,5	0,02599	3538,2	0,02411	3528,8
590	0,02859	3573,0	0,02640	3564,1	0,02450	3555,1
600	0,02903	3598,4	0,02681	3589,8	0,02489	3581,2
610	0,02946	3623,7	0,02722	3615,4	0,02527	3607,0
620	0,02988	3649,9	0,02762	3649,8	0,02565	3632,8

## 6. РАСЧЕТ ТОПКИ

### 6.1. Цель и задача расчета топki

6.1.1. Целью поверочного расчета топki является получение показателей, с помощью которых можно оценить ее работу в непроектных условиях.

Основными показателями работы пылеугольных топок с твердым шлакоудалением являются:

- температура газов на выходе из топki  $\vartheta_T^{\prime\prime}$ , °C;
- тепловое напряжение объема топki  $q_v$ , кВт/м<sup>3</sup>.

Основными показателями работы газомазутных топок и пылеугольных топок с жидким шлакоудалением являются:

- температура газов на выходе из топki  $\vartheta_T^{\prime\prime}$ , °C;
- тепловое напряжение объема топki  $q_v$ , кВт/м<sup>3</sup>.
- тепловое напряжение сечения зоны наибольшего тепловыделения (зоны активного горения)  $q_F$ , кВт/м<sup>2</sup>.

6.1.2. Определение численных значений названных показателей работы топок в непроектных условиях и является задачей их поверочного расчета.

### 6.2. Конструктивные характеристики топki

6.2.1. Конструктивными (геометрическими) характеристиками топki, которые принимаются по данным завода для заданного котла, являются:

- объем топki  $V_T$ , м<sup>3</sup>;
- полная поверхность стен топki  $F_{CT}$ , м<sup>2</sup>;
- лучевоспринимающая поверхность экранов  $H_{л}$ , м<sup>2</sup>;
- площадь стен топki, занятая экранами  $F_{пл}$ , м<sup>2</sup>;
- диаметр экранных труб  $d$ , мм;
- шаг экранных труб  $S$ , мм;
- поверхность выходного окна, топki  $F_{вых}$ , м<sup>2</sup>;
- расчетная высота топki  $H_T$ , м;
- площадь сечения топki  $F_T$ , м<sup>2</sup>;
- высота расположения горелок  $h_T$ , м;

- относительный уровень расположения горелок  $x_T$ .
- эффективная толщина излучающего слоя  $s$ , м.

6.2.2. Объем топки  $V_T$ , м<sup>3</sup>, определяется в зависимости от отсутствия или наличия в нем ширм с поперечным шагом ( $S_1 \geq 700$  мм), расположенных в верхней части топки, либо ширм, расположенных у стены, противоположной выходному окну, независимо от величины их поперечного шага.

При отсутствии в топке вышеуказанных ширм границами ее объема являются (рис. 6.1):

- осевые плоскости экранных труб или обращенные в топку поверхности их защитного огнеупорного слоя; в местах, не защищенных экранами, – стены топочной камеры;
- на выходе из топки ее объем ограничивается плоскостью, проходящей через оси первого ряда ширм, фестона или котельного пучка; если ширмы вверху топки расположены по всей ее глубине, то верхней границей топки считается горизонтальная плоскость, проходящая под ширмами;
- нижней границей газомазутных топок и пылеугольных топок с жидким шлакоудалением топки является их под;
- нижней границей пылеугольных топок с твердым шлакоудалением является горизонтальная плоскость, проходящая через середину холодной воронки.

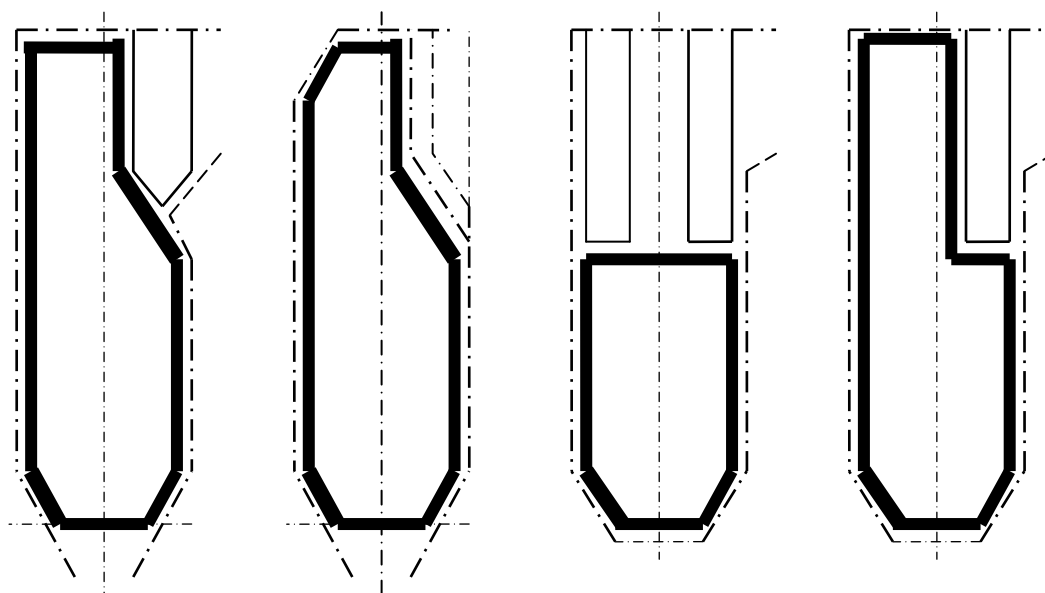


Рис. 6.1. К определению границ расчетного объема топки при шаге ширм  $S_1 < 700$  мм

Если в выходном окне топки расположены ширмы с поперечным шагом  $S_1 \geq 700$  мм либо ширмы находятся у стены, противоположной выходному окну, независимо от величины их шага, объем топки  $V_T$  разделяют на объем свободный  $V_{свб}$  и объем межширмовый  $V_{мш}$  (рис. 6.2). При этом  $V_T = V_{свб} + V_{мш}$ .

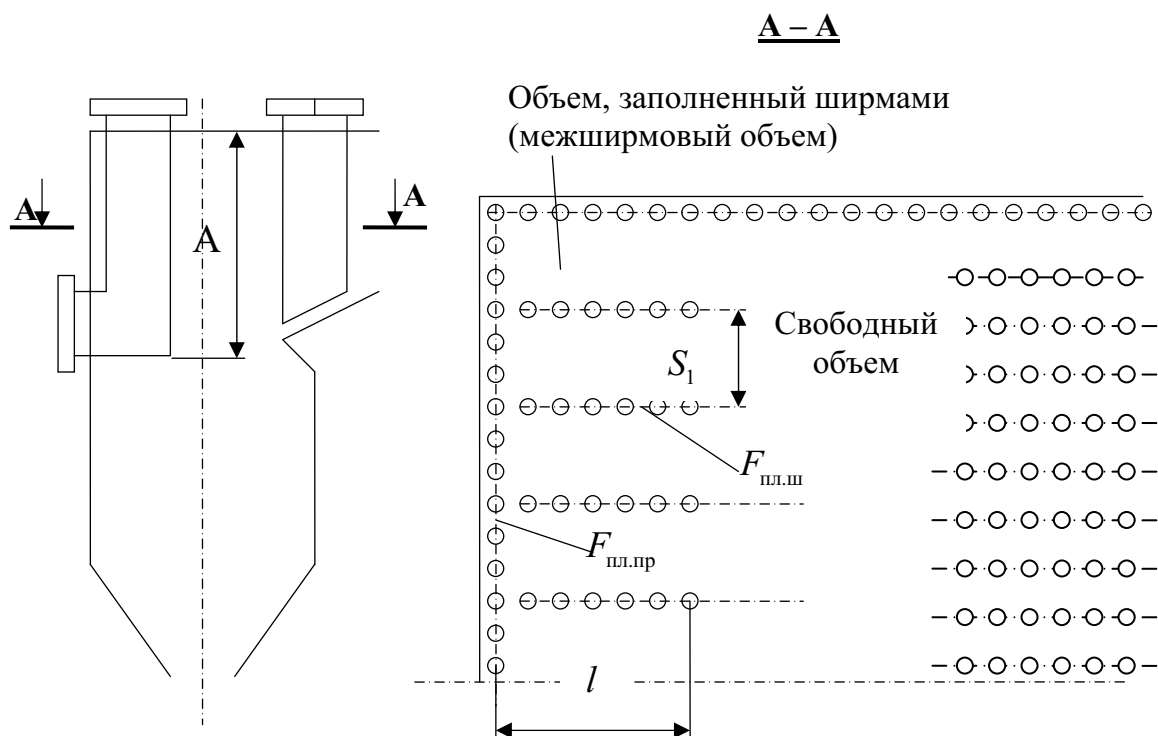


Рис. 6.2. К расчету топочной камеры с ширмами

6.2.3. Полная поверхность стен топки без ширм, включенных в ее объем,  $F_{ст}$ ,  $m^2$ , вычисляется как сумма плоскостей, ограничивающих объем топочной камеры, и двухсветных экранов

$$F_{ст} = \sum F_{пл}, m^2. \quad (6.1)$$

Площадь стены, занимаемая экраном  $F_{пл}$ , определяется как произведение расстояния между осями крайних труб данного экрана на освещенную длину экранных труб. Площадь двухсветных экранов определяется как удвоенное произведение расстояния между осями крайних труб данного экрана на освещенную длину экранных труб.

6.2.4. При включении в топочный объем ширм

$$F_{ст} = F_{пл.свб} + F_{пл.ш} \cdot Z_{ш} + F_{пл.пр} \cdot Z_{пр}, m^2, \quad (6.2)$$

где  $F_{пл.свб}$  – поверхность стен свободного объема топки,  $m^2$ ;



$F_{\text{пл.ш}}$  – поверхность ширм,  $\text{м}^2$ ; определяется так же, как для двухсветных экранов;

$F_{\text{пл.пр}}$  – поверхность стен, прилегающих к ширмам,  $\text{м}^2$ .

При вычислении величины  $F_{\text{пл.свб}}$  условная разделительная поверхность между свободным объемом топки и ширмами не учитывается.

Входящие в формулу (6.2) коэффициенты  $Z_{\text{ш}}$  и  $Z_{\text{пр}}$  учитывают неравномерность освещенности ширм и прилегающих экранов:

$$Z_{\text{ш}} = \frac{a_{\text{ш}}}{a_{\text{свб}}}; \quad Z_{\text{пр}} = \frac{a_{\text{пр}}}{a_{\text{свб}}}, \quad (6.3)$$

где  $a_{\text{ш}} = a_{\text{мш}} + \varphi_{\text{свб.ш}} \cdot (1 - a_{\text{мш}}) \cdot a_{\text{свб}}$ ;

$a_{\text{пр}} = a_{\text{мш}} + \varphi_{\text{свб.пр}} \cdot (1 - a_{\text{мш}}) \cdot a_{\text{свб}}$ ;

$\varphi_{\text{свб.ш}}$  – угловой коэффициент облученности для ширм; определяется по формуле (6.5);

$\varphi_{\text{свб.пр}}$  – угловой коэффициент облученности экрана, прилегающего к ширмам; определяется по формуле (6.4);

$a_{\text{свб}} = 1 - e^{-kps_{\text{свб}}}$  – поглощательная способность (степень черноты) свободного объема топки;

$a_{\text{мш}} = 1 - e^{-kps_{\text{мш}}}$  – поглощательная способность (степень черноты) межширмового объема топки;

$k, p, s_{\text{свб}}, s_{\text{мш}}$  – величины, определяемые по подразд. 6.3 и п. 6.2.10.

Угловой коэффициент облученности экрана, прилегающего к ширмам,

$$\varphi_{\text{свб.пр}} = \sqrt{\left(\frac{l}{S_1}\right)^2 + 1} - \frac{l}{S_1}, \quad (6.4)$$

где  $l$  и  $S_1$  – глубина и поперечный шаг ширм; определяется в соответствии с рис. 6.2.

Угловой коэффициент облученности для ширм

$$\varphi_{\text{свб.ш}} = 1 - \varphi_{\text{свб.пр}}. \quad (6.5)$$

Если при расчете по формуле (6.3)  $Z_{\text{ш}}$  или  $Z_{\text{пр}}$  получаются больше единицы, их принимают равными единице.

6.2.5. Лучевоспринимающая поверхность топки, не имеющей ширм, включенных в ее активный объем,

$$N_{\text{л}} = \sum (F_{\text{пл.}i} \cdot x_{\text{Э.}i}), \quad (6.6)$$

где  $F_{\text{пл.}i}$  – площадь  $i$ -го участка поверхности топки, занимаемого экраном с угловым коэффициентом  $x_{\text{Э.}i}$ .

Вычислять  $N_{\text{л}}$  в виде суммы  $\sum (F_{\text{пл.}i} \cdot x_{\text{Э.}i})$  необходимо в связи с тем, что на отдельных  $i$ -х стенах топки, потолке либо их частях могут располагаться экраны из труб разных диаметров с разными шагами. Некоторые участки стен и потолка топки могут вообще не закрываться экранами (горелки, лазы, лючки, сопла и т. п.). Угловые коэффициенты всех этих частей топочной поверхности  $x_{\text{Э.}i}$  будут разными, и они будут различаться своей тепловой эффективностью.

6.2.6. Лучевоспринимающая поверхность топки с включенными в ее объем ширмами

$$N_{\text{л}} = F_{\text{пл.свб}} \cdot x_{\text{свб}} + F_{\text{пл.ш}} \cdot x_{\text{ш}} \cdot Z_{\text{ш}} + F_{\text{пл.пр}} \cdot x_{\text{пр}} \cdot Z_{\text{пр}}, \quad (6.7)$$

где  $x_{\text{свб}}, x_{\text{ш}}, x_{\text{пр}}$  – угловые коэффициенты свободного экрана, топочных ширм и экранов, прилегающих к топочным ширмам; определяются по п. 6.4.9;

$F_{\text{пл.свб}}, F_{\text{пл.ш}}, F_{\text{пл.пр}}$  – поверхности стен свободного объема топки, топочных ширм и стен, прилегающих к ширмам,  $\text{м}^2$ ;

$Z_{\text{ш}}, Z_{\text{пр}}$  – коэффициенты, учитывающие неравномерность освещенности ширм и прилегающих к ним экранов; определяются по формуле (6.3).

6.2.7. Высота топочной камеры  $H_{\text{т}}$ , м, определяется как расстояние от середины холодной воронки или от пода до середины выходного газового окна. В случае заполнения верхней части топки ширмами с шагом  $S_1 < 700$  мм более чем на 50 %, высота топочной камеры  $H_{\text{т}}$ , м, определяется как расстояние от середины холодной воронки или от пода до середины ширм.

6.2.8. Средний уровень расположения настенных и угловых горелок в топках с верхним отводом газов при сжигании одного вида топлива

$$h_{\text{т}} = \frac{\sum_{i=1}^m n_i \cdot B_i \cdot h_{\text{яр.}i}}{\sum_{i=1}^m n_i \cdot B_i}, \text{ м}, \quad (6.8)$$

где  $m$  – число ярусов горелок;

$n_i$  – число горелок в ярусе;

$h_{\text{яр},i}$  – высота яруса горелок;

$i$  – номер яруса горелок;

$B_i$  – расход топлива, подаваемого в горелку яруса.

При совместном сжигании разнородных топлив, когда в каждый ярус подаются разные виды топлива,

$$h_{\Gamma} = \frac{\sum_{i=1}^m n_i \cdot B_i \cdot Q_i^r \cdot h_{\text{яр},i}}{\sum_{i=1}^m n_i \cdot Q_i^r \cdot B_i}, \text{ м}, \quad (6.9)$$

где  $Q_i^r$  – теплота сгорания топлива, подаваемого в горелку яруса.

6.2.9. Относительный уровень расположения настенных и угловых горелок в топке характеризуется величиной

$$x_{\Gamma} = \frac{h_{\Gamma}}{H_{\Gamma}}. \quad (6.10)$$

Для камерных топок с подовым расположением горелок и слоевых топок  $x_{\Gamma} = 0$ .

6.2.10. Эффективная толщина излучающего слоя топок, не имеющих ширм, включенных в их активный объем,

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{\Gamma}}{F_{\text{ст}}}, \text{ м}. \quad (6.11)$$

При наличии в объеме топки ширм

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{\text{свб}} + V_{\text{мш}}}{F_{\text{пл.свб}} + F_{\text{пл.ш}} \cdot Z_{\text{ш}} + F_{\text{пл.пр}} \cdot Z_{\text{пр}}}, \text{ м}. \quad (6.12)$$

Эффективная толщина излучающего слоя для свободного и межширмового объемов топки

$$s_{\text{свб}} = 3,6 \cdot \frac{V_{\text{свб}}}{F_{\text{свб}} + F_{\text{разд}}}, \text{ м}; \quad (6.13)$$

$$s_{\text{мш}} = 3,6 \cdot \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{S_1} + \frac{1}{l}}, \text{ м}, \quad (6.14)$$

где  $A$ ,  $l$ ,  $S_1$  – высота, глубина и поперечный шаг ширм; принимается в соответствии с рис. 6.2.

### 6.3. Радиационные характеристики продуктов сгорания топлива

6.3.1. Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания топлива, характеризующей их поглощательную способность, является критерий Бугера

$$Bu = kps, \quad (6.15)$$

где  $k$  – коэффициент поглощения лучей топочной средой,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;

$p$  – давление в топочной камере, МПа; для котлов, работающих при уравновешенной тяге  $p = 0,1$  МПа;

$s$  – эффективная толщина излучающего слоя, м.

6.3.2. При сжигании твердых топлив основными компонентами, излучающими тепло, являются газообразные продукты сгорания ( $\text{RO}_2, \text{H}_2\text{O}$ ) и взвешенные в их потоке частицы летучей золы и кокса. В этом случае коэффициент поглощения лучей топочной средой

$$k = k_{\text{Г}} + k_{\text{ЗЛ}} \cdot \mu_{\text{ЗЛ}} + k_{\text{КОКС}} \cdot \mu_{\text{КОКС}}, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}). \quad (6.16)$$

6.3.3. При сжигании мазута и газа тепло излучают газообразные продукты сгорания ( $\text{RO}_2, \text{H}_2\text{O}$ ) и взвешенные в их потоке частицы сажи, а коэффициент поглощения лучей топочной средой

$$k = k_{\text{Г}} + m \cdot k_{\text{С}}, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}). \quad (6.17)$$

6.3.4. Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания ( $\text{RO}_2, \text{H}_2\text{O}$ )

$$k_{\text{Г}} = k_{\text{Г}}^0 \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot s}} - 1 \right) \times \\ \times (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{Г}}^{//}) \cdot r_n, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}), \quad (6.18)$$

где  $r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемная суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки ( $\alpha_{\text{Г}}^{//}$ ); определяется по п. 2.26;

$T_{\text{Г}}^{//}$  – температура газов на выходе из топки, К;

$s$  – эффективная толщина излучающего слоя, м; определяется в соответствии с п. 6.2.10.

6.3.5. Коэффициент поглощения лучей частицами летучей золы

$$k_{\text{зл}}\mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 \cdot A_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{(T_{\text{T}}'')^2}} \cdot \frac{\mu_{\text{зл}}}{1 + 1,2 \cdot \mu_{\text{зл}} \cdot s}, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}), \quad (6.19)$$

где  $\mu_{\text{зл}}$  – концентрация золы в продуктах сгорания при  $\alpha_{\text{T}}''$ ; определяется по п. 2.26, а величина  $A_{\text{зл}}$  принимается по табл. 6.1.

**Таблица 6.1**

Топливо	$A_{\text{зл}}$	
	для топок с твердым шлакоудалением	для топок с жидким шлакоудалением
АШ, экибастузский уголь	1,00	1,10
Каменные и тощие угли	0,80	0,90
Бурые угли	0,75	0,85
Сланцы	0,75	0,85
Торф	0,60	0,70

6.3.6. Коэффициент поглощения лучей частицами кокса  $k_{\text{кокс}}\mu_{\text{кокс}}$  принимается по табл. 6.2.

**Таблица 6.2**

**Коэффициенты поглощения лучей частицами кокса [1]**

Топливо	$k_{\text{кокс}}\mu_{\text{кокс}}, 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$
АШ, тощие угли	0,25
Каменные угли	0,20
Бурые угли, сланцы, торф	0,10

6.3.7. Коэффициент поглощения лучей частицами сажи

$$k_{\text{с}} = \frac{1,2}{1 + (\alpha_{\text{T}}'')^2} \left( \frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{T}}'' - 0,5), \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}), \quad (6.20)$$

где  $\frac{C^r}{H^r}$  – соотношение углерода и водорода в рабочей массе твердого топлива и мазута.

При сжигании газа

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

где  $m$  и  $n$  – количество атомов углерода и водорода в соединениях газообразного топлива.

Из формулы (6.18) следует, что величина коэффициента поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания  $k_T$  определяется, наряду с другими факторами, температурой газов на выходе из топки  $T_a$ . Она же (температура газов на выходе из топки) определяет и некоторые другие характеристики продуктов сгорания топлива, методика определения которых приводится ниже.

В то же время, определение температуры газов на выходе из топки является одной из основных задач поверочного расчета топки. Таким образом, чтобы рассчитать температуру газов на выходе из топки по формуле (6.22), в нее требуется подставить некоторые величины, которые, в свою очередь, также определяются этой температурой.

Учитывая сказанное, расчет температуры газов на выходе из топки производится путем последовательного приближения предварительно задаваемой температуры газов на выходе из топки к ее истинному значению (см. подразд. 6.5).

#### 6.4. Расчет теплообмена в топке

6.4.1. Расчет теплообмена в топке направлен на определение температуры газов на выходе из топки  $\vartheta_T''$ , °С, и количества тепла  $Q_{л.т}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), воспринимаемого в топке излучением. Он (данный расчет) базируется на приложении теории подобия к топочному процессу.

Основными параметрами, определяющими величину температуры газов на выходе из топки в безразмерном виде  $\theta_T''$ , являются критерий поглощательной способности Бугера ( $Bu$ ) и критерий радиационного теплообмена Больцмана ( $Bo$ ).

В безразмерном виде функциональная зависимость, связывающая между собой эти параметры, установлена на основании многочисленных опытных данных по исследованию теплообмена в топках котлов и представляется соотношением

$$\theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot \tilde{Bu}^{0,3} + Bo^{0,6}}, \quad (6.21)$$

где  $T_a$  – адиабатическая температура горения в топке, К;

$T_T''$  – температура газов на выходе из топки, К;

$M$  – параметр, определяющий влияние на интенсивность теплообмена относительного уровня расположения горелок, степени забалластированности топочных газов и других факторов.

В размерном виде температура газов на выходе из топки

$$t_{\text{T}}^{\prime\prime} = \frac{T_{\text{a}}}{1 + M \cdot \tilde{\text{Bu}}^{0,5} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{\text{cp}} \cdot F_{\text{CT}} \cdot T_{\text{a}}^3}{\varphi \cdot B_{\text{p}} \cdot (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.22)$$

6.4.2. Критерий Больцмана, определяющий теплообмен в топочной камере,

$$\text{Bo} = \frac{\varphi \cdot B_{\text{p}} \cdot (Vc)_{\text{cp}}}{\sigma_0 \cdot \psi_{\text{cp}} \cdot F_{\text{CT}} \cdot T_{\text{a}}^3}, \quad (6.23)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла (разд. 5);

$B_{\text{p}}$  – расчетный расход топлива, кг/с ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) (разд. 5);

$(Vc)_{\text{cp}}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания топлива в интервале температур ( $T_{\text{a}} - t_{\text{T}}^{\prime\prime}$ ),  $[\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})]$ ; определяется по формуле (6.30);

$\sigma_0$  – коэффициент излучения (степень черноты) абсолютно черного тела;  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{11} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ ;

$\psi_{\text{cp}}$  – среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов топки; определяется по п. 6.4.8;

$F_{\text{CT}}$  – полная поверхность стен топки,  $\text{м}^2$ ;

$T_{\text{a}}$  – адиабатическая температура горения топлива в топке, К.

6.4.3. Эффективное значение критерия Бугера, учитывающее влияние на теплообмен неизотермичности температурного поля топки и эффекта рассеяния излучения,

$$\tilde{\text{Bu}} = 1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4 \cdot \text{Bu}^2 + \text{Bu} + 2}{1,4 \cdot \text{Bu}^2 - \text{Bu} + 2} \right). \quad (6.24)$$

6.4.4. Параметр  $M$  для камерных топок

$$M = M_0 \cdot (1 - 0,4 \cdot x_{\text{T}}) \cdot \sqrt[3]{r_{\text{v}}}; \quad (6.25)$$

для слоевых топок ( $x_{\text{T}} = 0$ )

$$M = M_0 \cdot (1 + \rho) \cdot \sqrt[3]{r_{\text{v}}}, \quad (6.26)$$

где  $\rho = R/F_{\text{CT}}$  – соотношение между поверхностью зеркала горения (слоя)  $R$  и поверхностью стен топки  $F_{\text{CT}}$ .

Коэффициент  $M_0$  для топок принимается по табл. 6.3.

**Таблица 6.3**

Характеристика топки	$M_0$
Пылеугольные топки с твердым шлакоудалением при тангенциальном и встречном расположении горелок	0,46
Пылеугольные топки с твердым шлакоудалением при фронтном расположении горелок	0,42
Пылеугольные топки с жидким шлакоудалением	0,44
Слоевые топки	0,46
Газомазутные топки при настенном расположении горелок	0,40
Газомазутные топки при подовом расположении горелок	0,36
Для топок, оборудованных поворотными горелками, коэффициент $M_0$ увеличивается или уменьшается на 0,01 на каждые $10^\circ$ угла поворота горелок вниз или вверх	

Параметр забалластированности топочных газов

$$r_v = \frac{V_{\Gamma}^{\text{H}} \cdot (1 + r)}{V_{0\text{N}_2}^{\text{H}} + V_{\text{RO}_2}^{\text{H}}}, \quad (6.27)$$

где  $r = \frac{V_{\text{rc}}^{\text{H}}}{V_{\text{Г.отб}}^{\text{H}}}$  – коэффициент рециркуляции газов топки; определяется

по п. 2.23;

$V_{\text{rc}}^{\text{H}}$ ,  $V_{\text{Г.отб}}^{\text{H}}$  – объемы газов, отбираемых на рециркуляцию, и в сечении газохода за местом отбора.

6.4.5. Адиабатическая (теоретическая) температура горения  $T_a$ , К ( $\vartheta_a$ , °С) – это такая температура, которая была бы в топке при отсутствии в ней какого-либо теплообмена. При таком предположении всё выделяющееся в топке тепло расходовалось бы только на нагрев дымовых газов и их энтальпия была бы равна полезному тепловыделению в топке. Следовательно, теоретическую температуру горения можно определять по величине полезного тепловыделения, используя данные таблицы энтальпий (см. табл. 3.2, столбец для топки).

Полезное тепловыделение в топке

$$Q_{\text{T}} = Q_{\text{p}} \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{ф}} + \sum r I_{\text{Г.отб}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (6.28)$$



где  $Q_p$  – располагаемое тепло топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_\phi$  – тепло, вносимое в топку паром при распыливании мазута в паровых форсунках (форсуночное дутье); кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_B$  – тепло, вносимое в топку горячим и холодным воздухом; определяется по п. 6.4.6;

$\sum rI_{г.отб}$  – тепло рециркулирующих газов, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется по п. 4.6; учитывается в случае возврата в топку части газов, отбираемых из газоходов котла, за котлом или из верхней части топки. При вводе рециркулирующих газов перед выходным сечением топки их тепло при расчете топочной камеры не учитывается.

6.4.6. Тепло, вносимое в топку с горячим и холодным воздухом,

$$Q_B = \beta_T' \cdot I_{0_{ГВ}} + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) \cdot I_{0_{прс}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (6.29)$$

где  $\beta_T'$  – отношение количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя, к теоретически необходимому его количеству; определяется по формуле (5.8);

$I_{0_{ГВ}}$ ,  $I_{0_{прс}}$  – энтальпии теоретически необходимого горячего и присасываемого холодного воздуха, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$\Delta\alpha_T$  и  $\Delta\alpha_{пл}$  – присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления; принимаются по табл. 2.2 и 2.3.

6.4.7. Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания

$$(Vc)_{ср} = \frac{Q_T - I_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (6.30)$$

где  $Q_T$  – полезное тепловыделение в топке, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется по формуле (6.28);

$I_T''$  – энтальпия газов на выходе из топки, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется по температуре газов на выходе из топки;

$\vartheta_a$  – теоретическая температура горения, °С (п. 6.4.5);

$\vartheta_T''$  – температура газов на выходе из топки, °С.

6.4.8. Коэффициент тепловой эффективности экранов топки  $\psi_\Delta$  определяется как произведение углового коэффициента экрана  $x_\Delta$  на коэффициент  $\zeta_\Delta$ , учитывающий тепловое сопротивление слоя загрязнений экранов или их изоляционного покрытия:

$$\psi_\Delta = x_\Delta \cdot \zeta_\Delta. \quad (6.31)$$

На отдельных стенах топки, потолке либо их частях могут располагаться экраны из труб разных диаметров с разными шагами. Некоторые участки стен и потолка топки могут вообще не закрываться экранами (горелки, лазы, лючки, сопла и т. п.). Частично экраны могут быть зашипованы и покрыты огнеупорной массой (зажигательные пояса, нижняя часть топок с жидким шлакоудалением), а также заложены кирпичом. Угловые коэффициенты отмеченных частей топочной поверхности  $x_{\text{Э},i}$  будут разными, разными будут и их коэффициенты тепловой эффективности  $\psi_{\text{Э},i}$ . Кроме того, в топке есть выходное газовое окно, угловой коэффициент которого равен единице.

Учитывая сказанное, расчет теплообмена в топке необходимо проводить по среднему коэффициенту тепловой эффективности ее экранов

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n (\psi_{\text{Э},i} \cdot F_{\text{ст},i}) + \psi_{\text{вых}} \cdot F_{\text{вых}}}{F_{\text{ст}}}, \quad (6.32)$$

где  $F_{\text{ст},i}$  – площадь отдельного ( $i$ -го) участка топочной поверхности,  $\text{м}^2$ , с коэффициентом тепловой эффективности  $\psi_{\text{Э},i}$ ;

$n$  – число учитываемых участков топочной поверхности;

$F_{\text{вых}}$  – площадь выходного газового окна,  $\text{м}^2$ , с коэффициентом тепловой эффективности  $\psi_{\text{вых}}$ ;

$F_{\text{ст}}$  – полная поверхность стен топки,  $\text{м}^2$ .

6.4.9. Угловые коэффициенты отдельных экранов  $x_{\text{Э},i}$  определяются в зависимости от их конструкции по [1, номограмма 1]. Для аналитического определения углового коэффициента экрана можно воспользоваться формулой

$$x_{\text{Э},i} = 1 - 0,2 \cdot \left( \frac{S_{\text{Э},i}}{d_{\text{Э},i}} - 1 \right), \quad (6.33)$$

где  $d_{\text{Э},i}$  и  $S_{\text{Э},i}$  – диаметр и шаг труб  $i$ -го экрана, мм.

Для ошипованных и плавниковых экранов, а также для экранов, закрытых чугунными плитами,  $x_{\text{Э}} = 1$ .

Для плоскости, проходящей через оси первого ряда труб фестона, и ширм, расположенных в выходном окне топки,  $x_{\text{вых}} = 1$ . Для участков стен, не закрытых экранами,  $x_{\text{Э}} = 0$ .

Коэффициент, учитывающий тепловое сопротивление слоя загрязнений топочных экранов или их изоляционного покрытия,  $\zeta_{\text{Э}}$  принимается по табл. 6.4.

6.4.10. Коэффициент тепловой эффективности выходного окна топки

$$\Psi_{\text{ВЫХ}} = x_{\text{ВЫХ}} \cdot \zeta_{\text{ВЫХ}}, \quad (6.34)$$

где  $x_{\text{ВЫХ}}$  – угловой коэффициент выходного окна топки.

Коэффициент, учитывающий загрязнение выходного окна топки,

$$\zeta_{\text{ВЫХ}} = \zeta_{\text{Э}} \cdot \beta, \quad (6.35)$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и поверхностью нагрева, расположенной за выходным окном топки: если за выходным окном топки размещены ширмы,  $\beta = 0,6$  при сжигании твердых топлив и  $\beta = 0,8$  при сжигании газа и мазута; если за выходным окном топки находится фестон,  $\beta = 0,9$ , котельный пучок  $\beta = 1,0$ ; при отсутствии непосредственно за выходным окном топки поверхности нагрева  $\beta = 0,5$ ;  $\zeta_{\text{Э}}$  в формуле (6.35) принимается таким же, как и для топочных экранов (табл. 6.4).

**Таблица 6.4**

Тип экрана	Топливо	$\zeta_{\text{Э}} = \frac{\Psi}{x}$
Настенные гладкотрубные и мембранные цельносварные в камерных топках	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	Пыль твердых топлив:	
	– антрацитовый штыб;	0,45
	– тощий уголь;	0,45
	– каменные и бурые угли со средней шлакующей способностью, например, кузнецкий ГСШ;	0,45
	– каменные и бурые угли с высокой шлакующей способностью:	0,35
	– березовский Канско-Ачинского бассейна;	0,35
– назаровский Канско-Ачинского бассейна;	0,40	
– фрезерный торф;	0,45	
– 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

6.4.11. Изложенная в пп. 6.4.8–6.4.10 методика определения среднего коэффициента тепловой эффективности предполагает знание многих особенностей конструктивного исполнения экранов конкретной топочной камеры (размеры отдельных экранов, их конструкцию и места расположения, угловые коэффициенты, коэффициенты загрязнения и пр.). Все это касается, конечно, сложных топков современных котлов достаточно большой производительности.

В рамках изучения дисциплины «Котельные установки и парогенераторы» студенты, как правило, проводят поверочный тепловой расчет котлов, топки которых не являются сложными с точки зрения их экранирования.

Так, например, топки котлов ТП-230, ПК-10, ПК-14, БКЗ-75 и некоторых других заэкранированы достаточно просто. На всех стенах топки и на ее потолке размещены открытые экраны испарительной системы из труб одинакового диаметра с одним и тем же шагом. Имеется выходное газовое окно, в котором расположен фестон. Неэкранированными участками являются места расположения горелок, лазов, лючков. Для этой топки формула (6.32) для определения среднего коэффициента тепловой эффективности может быть упрощена и преобразована к виду

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\psi_{\text{Э}} \cdot F_{\text{ст.Э}} + \psi_{\text{ВЫХ}} \cdot F_{\text{ВЫХ}}}{F_{\text{ст}}}. \quad (6.36)$$

Если какая-то часть топочного экрана зашпорована и покрыта огнеупорной массой (создан зажигательный пояс), то поверхность стен, занимаемая экранами  $F_{\text{ст.Э}}$ , разделяется на поверхность стен, занимаемую открытыми экранами  $F_{\text{Э.откр}}$ , и поверхность стен, занимаемую зашпорованными экранами  $F_{\text{Э.заш}}$ . В этом случае средний коэффициент тепловой эффективности можно определять по формуле

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\psi_{\text{Э.откр}} \cdot F_{\text{Э.откр}} + \psi_{\text{Э.заш}} \cdot F_{\text{Э.заш}} + \psi_{\text{ВЫХ}} \cdot F_{\text{ВЫХ}}}{F_{\text{ст}}}, \quad (6.37)$$

где  $F_{\text{Э.откр}}$  – поверхность стен топки,  $\text{м}^2$ , на которых расположены открытые экраны с  $\psi_{\text{Э.откр}}$ ;

$F_{\text{Э.заш}}$  – поверхность стен топки,  $\text{м}^2$ , на которых расположены зашпорованные экраны с  $\psi_{\text{Э.заш}}$ .

В топках котлов типа БКЗ-320, БКЗ-220, БКЗ-210, ТПЕ-87, ТП-42, ТП-230Б на всех стенах размещены экраны испарительной системы из труб одинакового диаметра с одним и тем же шагом. На потолке разме-

щена радиационная часть пароперегревателя (Рпе) из труб другого диаметра с другим шагом. В области расположения горелок экраны могут быть зашипованы и покрыты огнеупорной массой (создан зажигательный пояс). Для обеспечения жидкого шлакоудаления под топки может быть утеплен. Имеется выходное газовое окно, в котором расположены ширмы (Шпе) или фестон. Незэранированными участками топки являются места расположения горелок, лазов, лючков. Для такой топки средний коэффициент тепловой эффективности может быть определен по формуле

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\psi_{\text{Э.откр}} \cdot F_{\text{Э.откр}} + \psi_{\text{Э.заш}} \cdot F_{\text{Э.заш}} + \psi_{\text{Рпе}} \cdot F_{\text{Рпе}} + \psi_{\text{ВЫХ}} \cdot F_{\text{ВЫХ}}}{F_{\text{СТ}}}, \quad (6.38)$$

где  $F_{\text{Э.откр}}$  – поверхность стен топки,  $\text{м}^2$ , на которых расположены открытые экраны с  $\psi_{\text{Э.откр}}$ ;

$F_{\text{Э.заш}}$  – поверхность стен топки,  $\text{м}^2$ , на которых расположены зашипованные экраны с  $\psi_{\text{Э.заш}}$ ;

$F_{\text{Рпе}}$  – поверхность потолка топки,  $\text{м}^2$ , на котором расположен радиационный пароперегреватель с  $\psi_{\text{Рпе}}$ .

Для упрощения расчетов (в условиях курсового проектирования), при определении среднего коэффициента тепловой эффективности топки, ее небольшие незаэранированные участки можно не учитывать.

6.4.12. Количество тепла, воспринимаемое в топке излучением,

$$Q_{\text{Л.Т}} = \varphi \cdot (Q_{\text{Т}} - I_{\text{Т}}^{\prime\prime}), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (6.39)$$

где  $Q_{\text{Т}}$  – полезное тепловыделение в топке,  $\text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}$ ; определяется по формуле (6.28);

$I_{\text{Т}}^{\prime\prime}$  – энтальпия газов на выходе из топки,  $\text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}$ ; определяется по температуре газов на выходе из топки;

$\varphi$  – коэффициент сохранения тепла (разд. 5).

6.4.13. Удельное тепловосприятие выходного окна топки

$$q_{\text{ВЫХ}} = y_{\text{В.ВЫХ}} \cdot \frac{B_{\text{Р}} \cdot Q_{\text{Л.Т}} \cdot \psi_{\text{ВЫХ}}}{F_{\text{СТ}} \cdot \psi_{\text{ср}}}, \text{ кВт/м}^2; \quad (6.40)$$

где  $y_{\text{В.ВЫХ}}$  – коэффициент распределения тепловосприятия по высоте топки для выходного окна; определяется по табл. 6.5;

$Q_{\text{Л.Т}}$  – количество тепла, воспринимаемое в топке излучением,  $\text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}$ ;

$F_{\text{ст}}$  – полная поверхность стен топки, м<sup>2</sup>;

$\Psi_{\text{вых}}$  и  $\Psi_{\text{ср}}$  – коэффициенты тепловой эффективности выходного газового окна топки и средний для топки;

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

6.4.14. Удельное тепловосприятие радиационного пароперегревателя (при его наличии на потолке, в других местах топки)

$$q_{\text{л.Рпе}} = y_{\text{в.Рпе}} \cdot \frac{B_p \cdot Q_{\text{л.т}} \cdot \Psi_{\text{р.пе}}}{F_{\text{ст}} \cdot \Psi_{\text{ср}}}, \text{ кВт/м}^2, \quad (6.41)$$

где  $y_{\text{в.Рпе}}$  – коэффициент распределения тепловосприятия по высоте топки для радиационного пароперегревателя; определяется по табл. 6.5.

6.4.15. Удельное тепловосприятие радиационных топочных ширм (при их наличии в объеме топки)

$$q_{\text{л.РШпе}} = y_{\text{в.РШпе}} \cdot \frac{B_p \cdot Q_{\text{л.т}} \cdot \Psi_{\text{р.Шпе}}}{F_{\text{ст}} \cdot \Psi_{\text{ср}}}, \text{ кВт/м}^2, \quad (6.42)$$

где  $y_{\text{в.РШпе}}$  – коэффициент распределения тепловосприятия по высоте топки для топочных ширм; определяется по табл. 6.5.

**Таблица 6.5**

**Коэффициенты распределения тепловосприятия  $y_{\text{в}}$   
по высоте камерных топок с встречным расположением горелок  
[1, табл. 8–3]**

Участок	Каменные угли		Бурые угли и торф		Экибастузский уголь	
	$y_{\text{в.ср}}$	$y_{\text{в.мах}}$	$y_{\text{в.ср}}$	$y_{\text{в.мах}}$	$y_{\text{в.ср}}$	$y_{\text{в.мах}}$
Под нижним ярусом горелок на участке высотой до $0,2 H_T$	0,9	1,2	0,9	1,1	0,9	1,1
Пояс горелок (зона активного горения)	1,3	1,4	1,2	1,3	1,1	1,2
Высотой $0,2 H_T$ от верхнего яруса горелок	1,4	1,5	1,25	1,3	1,2	1,2
Между отметками $(0,2-0,5) H_T$ от верхнего яруса горелок	1,0	1,3	1,2	1,3	1,1	1,2
Между отметкой $0,5 H_T$ от верхнего яруса горелок и верхом топки	0,8	0,9	0,9	1,0	0,9	1,0
Потолок	0,7	–	1,0	–	0,8	–

6.4.16. Тепловое напряжение топчного объема

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_p}{V_T}, \text{ кВт/м}^3. \quad (6.43)$$

6.4.17. Тепловое напряжение сечения топчной камеры

$$q_{F_T} = \frac{B_p \cdot Q_p}{F_T}, \text{ кВт/м}^2. \quad (6.44)$$

6.4.18. Тепловое напряжение лучевоспринимающей поверхности

$$q_{H_{\text{л}}} = \frac{B_p \cdot Q_p}{H_{\text{л}}}, \text{ кВт/м}^2. \quad (6.45)$$

## 6.5. Последовательность поверочного расчета топки

6.5.1. В соответствии с подразд. 6.2 определяются конструктивные характеристики топки котла. При проведении поверочного теплового расчета топки они принимаются по паспорту заданного котла, подсчитываются по геометрическим размерам, используя чертежи котла.

6.5.2. В соответствии с п. 6.4.6 подсчитывается количество тепла, вносимого в топку с горячим и холодным воздухом  $Q_B$ . При этом энтальпия теоретически необходимого горячего воздуха  $I_{0_{\text{ГВ}}}$  принимается равной энтальпии воздуха на выходе из последней (по ходу воздуха) ступени воздухоподогревателя, расчет которой должен быть уже проведен. Энтальпия присасываемого воздуха  $I_{0_{\text{прс}}}$  определяется при температуре холодного воздуха, равной 30 °С.

6.5.3. По формуле (6.28) определяется полезное тепловыделение в топке.

6.5.4. В соответствии с п. 6.4.5 определяется адиабатическая (теоретическая) температура горения  $T_a$ , К ( $\vartheta_a$  °С).

6.5.5. В соответствии с п. 6.4.4 определяется параметр  $M$ .

6.5.6. В соответствии с пп. 6.4.8–6.4.11 определяется средний коэффициент тепловой эффективности экранов  $\psi_{\text{ср}}$ .

6.5.7. В соответствии с п. 6.2.10 определяется эффективная толщина излучающего слоя топки  $s$ .

6.5.8. Задается (принимается предварительно) температура газов на выходе из топки  $\vartheta_T''$ , °С. В первом приближении, ее следует задать приблизительно равной 1050 °С.

6.5.9. По значению предварительно принятой температуры газов на выходе из топки  $\vartheta_T''$ , используя табл. 3.2, определяется энтальпия газов на выходе из топки.

6.5.10. По формуле (6.30) подсчитывается средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания топлива  $(Vc)_{\text{ср}}$ .

6.5.11. В соответствии с подразд. 6.3 определяются радиационные характеристики продуктов сгорания топлива, включая критерий Бугера  $Bu$  по формуле (6.15), и его эффективное значение  $\tilde{B}u$  по формуле (6.24).

6.5.12. В формулу (6.22) подставляются все входящие в нее величины, и рассчитывается температура газов на выходе из топки  $\vartheta_T''$ , °С. Температура газов на выходе из топки может быть определена и по номограммам, которые находятся в [1, номограмма 4] и в [2, рис. 6.20].

Если полученная расчетом по формуле (6.22) или по номограмме температура газов на выходе из топки  $\vartheta_T''$  будет отличаться от предварительно принятой на величину более 100 °С, задаются другим ее значением (тем, которое получено расчетом при первом приближении) и расчет повторяют, начиная с п. 6.5.8. Расчет повторяется до тех пор, пока рассчитываемая и задаваемая температуры газов на выходе из топки не станут отличаться на величину не более 100 °С.

6.5.13. По температуре газов на выходе из топки, полученной расчетом при последнем приближении, определяется энтальпия газов на выходе из топки  $I_T''$  (по табл. 3.2), и по формуле (6.39) вычисляется количество тепла  $Q_{\text{л.т}}$ , воспринимаемое в топке излучением.

6.5.14. По табл. 6.5 принимается коэффициент распределения тепловосприятия по высоте топки для выходного газового окна  $y_{\text{в.вых}}$ , и по формуле (6.40) подсчитывается его удельное тепловосприятие  $q_{\text{вых}}$ .

6.5.15. Если на потолке топки (или в других местах) имеется радиационный пароперегреватель, то для него по табл. 6.5 принимается коэффициент распределения тепловосприятия по высоте топки  $y_{\text{в.Рпе}}$ , и по формуле (6.41) подсчитывается удельная тепловая нагрузка  $q_{\text{Рпе}}$ .

6.5.16. По формулам (6.43) и (6.44) подсчитываются тепловые напряжения топчного объема  $q_v$  и сечения топчной камеры  $q_{F_T}$ .



## 7. РАСЧЕТ ФЕСТОНА И ПАРООТВОДЯЩИХ ТРУБ

### 7.1. Характеристика фестона и парootводящих труб, цель и задачи их расчета

7.1.1. Фестон – это пучок труб (котельный пучок), находящийся, как правило, в выходном окне топки барабанного котла с естественной циркуляцией. Он образуется путем разведения труб верхней части плотного однорядного заднего экрана топки в несколько рядов с целью создания свободного пространства для выхода дымовых газов из топки. Фестон чаще всего, будучи продолжением заднего экрана топки, является (как и задний экран) испарительной поверхностью нагрева, в трубах которого движется пароводяная смесь в состоянии насыщения. Пароводяная смесь, находящаяся в фестоне, отводится в барабан котла.

7.1.2. Парootводящие трубы, как и фестон, также являются котельным пучком, располагающимся в выходном окне топки. Назначение парootводящих труб такое же, как и фестона, – отвод пароводяной смеси из труб заднего экрана, но без их разведения в несколько рядов. Это достигается тем, что трубы заднего экрана топки в этом случае объединяются коллекторами, а пароводяная смесь из них отводится в барабан котла малым числом парootводящих труб большого диаметра, расположенных в один ряд. По ходу дымовых газов парootводящие трубы располагаются, как правило, за ширмовой частью пароперегревателя.

7.1.3. Целью поверочного теплового расчета фестона и парootводящих труб является получение данных, обеспечивающих проведение теплового расчета поверхностей нагрева котла, расположенных непосредственно за ними. Такими данными являются:

- температура дымовых газов за фестонem (парootводящими трубами)  $\vartheta_{\Gamma}^{\prime\prime}$ , °C;
- количество тепла, отдаваемое газами  $Q_{б.г}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);
- количество тепла, воспринимаемое фестонem (парootводящими трубами) излучением из топки  $Q_{л.ф}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

Определение численных значений этих данных и является задачей расчета фестона и парootводящих труб.

## 7.2. Конструктивные характеристики

7.2.1. Конструктивными характеристиками фестона и пароотводящих труб, которые используются в расчете, являются:

- расположение труб (шахматное или коридорное);
- число рядов труб по ходу газов  $z_2$ ;
- диаметр труб наружный  $d$ , мм;
- поперечный шаг труб  $S_1$ , мм;
- относительный поперечный шаг труб  $\sigma_1 = S_1/d$ ;
- продольный шаг труб  $S_2$ , мм;
- относительный продольный шаг труб  $\sigma_2 = S_2/d$ ;
- сечение для прохода газов  $F_{\Gamma}$ , м<sup>2</sup>;
- теплообменная поверхность нагрева  $H$ , м<sup>2</sup>;
- лучевоспринимающая поверхность нагрева  $H_{л.ф}$ , м<sup>2</sup>.

## 7.3. Основы теплового расчета

7.3.1. В качестве основы для проведения теплового расчета фестона и пароотводящих труб используются два уравнения:

### 1) уравнение теплового баланса по газам

$$Q_{б.г} = \varphi \cdot (I_{\Gamma}^I - I_{\Gamma}^{II} + \Delta\alpha \cdot I_{0 \text{ прс}}) - Q_{доп}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}; \quad (7.1)$$

### 2) уравнение теплопередачи

$$Q_{\Gamma} = \frac{k \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (7.2)$$

7.3.2. Для определения количества тепла, воспринимаемого фестонном (пароотводящими трубами) излучением из топки, используется уравнение

$$Q_{л.ф} = \frac{q_{\text{вых}} \cdot H_{л.ф} \cdot \sum x_{р.ф}}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.3)$$

а количества лучистого тепла топки, проходящего сквозь фестон (пароотводящие трубы) и воспринимаемого пароперегревателем, расположенным за фестонном (пароотводящими трубами), – уравнение

$$Q_{л.пе} = \frac{q_{\text{вых}} \cdot H_{л.ф} \cdot [1 - \sum x_{р.ф}]}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (7.4)$$

В уравнениях (7.1), (7.2), (7.3), (7.4):

$Q_{б.г}$  – количество тепла, отдаваемое фестону (пароотводящим трубам) конвекцией дымовыми газами, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{доп}$  – тепловосприятие дополнительной поверхности, расположенной в газоходе фестона, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); при расчете фестона оно не учитывается;

$I'_Г$  – энтальпия дымовых газов на входе в фестон (пароотводящие трубы), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$I''_Г$  – энтальпия дымовых газов на выходе из фестона (пароотводящих труб), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$\phi$  – коэффициент сохранения тепла (разд. 5);

$Q_T$  – количество тепла, передаваемое пароводяной смеси через стенки труб поверхности нагрева фестона (пароотводящих труб), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход фестона (пароотводящих труб);

$I_{0\text{ прс}}$  – теоретическая энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К) (разд. 10);

$\Delta t$  – температурный напор, К (разд. 11);

$H$  – теплообменная поверхность нагрева, м<sup>2</sup>;

$H_{л.ф}$  – лучевоспринимающая поверхность фестона (пароотводящих труб), м<sup>2</sup>;

$q_{\text{вых}}$  – удельное тепловосприятие выходного окна топки, кВт/м<sup>2</sup>; определяется по разд. 6;

$\sum x_{р.ф}$  – сумма угловых коэффициентов фестона (пароотводящих труб), определяется по табл. 7.1;

$B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с (м<sup>3</sup>/с) (разд. 5).

#### **7.4. Последовательность проведения теплового расчета фестона и пароотводящих труб**

7.4.1. Расчет фестона (пароотводящих труб) направлен на сведение его теплового баланса, т. е. на обеспечение равенства между количеством тепла, отдаваемого фестону (пароотводящим трубам) дымовыми газами конвекцией  $Q_{б.г}$  и количеством тепла, передаваемого пароводяной смеси через стенки труб поверхности нагрева фестона (пароотводящих

труб)  $Q_T$ . Сам же расчет проводится исключительно поверочным методом в следующем порядке.

7.4.2. Температура газов на входе в фестон (пароотводящие трубы)  $\vartheta'_Г$  и их энтальпия  $I'_Г$  принимаются равными температуре и энтальпии газов на выходе из предыдущей (по ходу газов) поверхности нагрева. Для фестона – это будет топка, для пароотводящих труб – ширмовая ступень пароперегревателя.

7.4.3. Температурой газов на выходе из фестона (пароотводящих труб)  $\vartheta''_Г$  предварительно задаются, исходя из того, что в фестоне газы охлаждаются приблизительно на 50–100 °С, а в пароотводящих трубах – на 10–15 °С. По значению принятой температуры газов определяют ее энтальпию  $I''_Г$  (по табл. 3.2).

7.4.4. По формуле (7.1) подсчитывается количество тепла  $Q_{б.г}$ , отдаваемого фестону (пароотводящим трубам) дымовыми газами.

7.4.5. Определяется средняя температура газов

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

7.4.6. Подсчитывается средняя скорость дымовых газов

$$w_Г = \frac{B_p \cdot V_Г^H \cdot (\vartheta_{г.ср} + 273)}{F_Г \cdot 273}, \text{ м/с,}$$

7.4.6. В соответствии с разд. 10 определяют коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К).

7.4.8. Определяют температурный напор  $\Delta t$ , К (по разд. 11).

7.4.9. По формуле (7.2) подсчитывается количество тепла, передаваемого пароводяной смеси через стенки труб поверхности нагрева фестона (пароотводящих труб)  $Q_T$ .

7.4.10. Составляется абсолютная невязка теплового баланса

$$|\Delta Q| = \frac{Q_{б.г} - Q_T}{Q_{б.г}} \cdot 100, \text{ } \%$$

7.4.11. Допустимая абсолютная величина невязки теплового баланса фестона (пароотводящих труб) – менее 5 %. Если она получается большей, расчет необходимо уточнить, задавшись во втором приближении другим значением температуры газов за фестоном (пароотводящими трубами). Если и при втором приближении величина невязки получается недопустимой, следует проинтерполировать либо проэкстраполировать результаты расчета при первом и втором приближениях. Ин-

терполяцию (экстраполяцию) результатов расчета можно проводить графически и аналитически.

7.4.12. При графической интерполяции (экстраполяции) результатов расчета, при первом (значок *I*) и втором (значок *II*) приближениях, расчетную (искомую) температуру  $\vartheta_{\Gamma}^p$  определяют путем построения графиков, представленных на рис. 7.1.

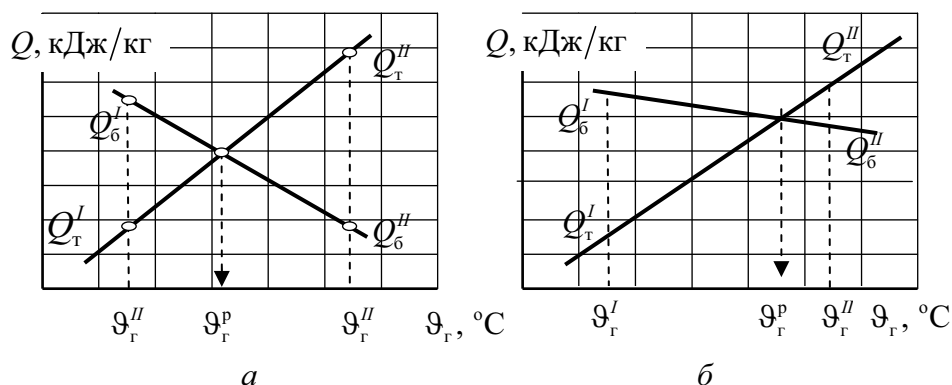


Рис. 7.1. Графическое определение расчетной температуры при интерполяции (а) и экстраполяции (б)

7.4.13. При аналитической интерполяции расчетная температура газов может быть найдена по выражению [3]

$$(\vartheta_{\Gamma}^{II})^p = (\vartheta_{\Gamma}^{II})^{II} + \frac{(Q_{6,\Gamma} - Q_{\Gamma})^{II} \cdot [(\vartheta_{\Gamma}^{II})^I - (\vartheta_{\Gamma}^{II})^{II}]}{(Q_{6,\Gamma} - Q_{\Gamma})^{II} - (Q_{6,\Gamma} - Q_{\Gamma})^I}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По полученному в результате интерполирования значению расчетной температуры газов следует провести расчет в третьем приближении, который и обеспечит хорошее схождение  $Q_{6,\Gamma}$  с  $Q_{\Gamma}$ , а величину невязки не более допустимой.

7.4.14. После сведения теплового баланса рассчитываемой поверхности нагрева по формуле (7.3) подсчитывается количество тепла  $Q_{л.ф}$ , воспринимаемого фестоном (пароотводящими трубами) излучением из топки, и по формуле (7.4) количество лучистого тепла топки  $Q_{л.пе}$ , проходящее сквозь фестон (пароотводящие трубы) на поверхность нагрева, расположенную за фестоном (пароотводящими трубами).

Таблица 7.1

Угловые коэффициенты  $x_p$  и их суммы  $\sum x_p$   
для z-го ряда конвективных поверхностей нагрева [1, табл. 7–2]

Номер ряда, z		Значение $\sigma_1$						
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
1	$x_p$	1,00	0,630	0,450	0,350	0,290	0,240	0,217
	$\sum x_p$	1,00	0,630	0,450	0,350	0,290	0,240	0,217
2	$x_p$		0,233	0,248	0,228	0,206	0,182	0,170
	$\sum x_p$		0,863	0,697	0,577	0,496	0,422	0,387
3	$x_p$		0,086	0,136	0,148	0,246	0,139	0,133
	$\sum x_p$		0,949	0,834	0,725	0,642	0,561	0,520
4	$x_p$			0,075	0,096	0,104	0,105	0,104
	$\sum x_p$			0,908	0,821	0,746	0,666	0,624
5	$x_p$				0,062	0,074	0,080	0,082
	$\sum x_p$				0,884	0,820	0,746	0,706
6	$x_p$					0,052	0,061	0,064
	$\sum x_p$					0,872	0,807	0,770
7	$x_p$						0,046	0,050
	$\sum x_p$						0,854	0,820
8	$x_p$						0,035	0,039
	$\sum x_p$						0,889	0,859
9	$x_p$							0,031
	$\sum x_p$							0,889

Примечания. 1. Номер z-го ряда отсчитывается от источника излучения. 2. Промежуточные значения  $x_p$  и  $\sum x_p$  находятся линейной интерполяцией

## 8. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

### 8.1. Краткая характеристика пароперегревателей

8.1.1. В современных паровых котлах ТЭС может быть один, два, а иногда и три пароперегревателя. Первый из них называют первичным, второй – вторичным, третий – третичным.

Первичный пароперегреватель – это пароперегреватель пара высокого и сверхвысокого давления (первичного пара, «острого» пара), который направляется непосредственно на вход в паровую турбину.

Вторичный пароперегреватель предназначен для перегрева пара, частично отработавшего в турбине и отбираемого из нее после прохождения ее первой части (ступени высокого давления) и возвращаемого в котел. Этот пар является паром более низкого (среднего, промежуточного) давления, в связи с чем вторичный пароперегреватель называют промежуточным.

Третичный пароперегреватель предназначен для перегрева пара, отбираемого из турбины после прохождения им второй ее части (ступени среднего давления) и вторично возвращаемого в котел. Этот пар является паром еще более низкого давления, в связи с чем третичный пароперегреватель называют пароперегревателем низкого давления.

Весь пароперегреватель котла делят на части (ступени). Ступени пароперегревателя, в зависимости от их расположения в котле и способа восприятия тепла, могут быть радиационными, полурadiационными и конвективными.

8.1.2. Радиационные ступени пароперегревателя воспринимают тепло излучением высокотемпературной топочной среды. Они выполняются либо в виде плоских трубных панелей, которые размещают на стенах (настенные пароперегреватели) и потолке топки (потолочные пароперегреватели), либо в виде топочных ширм с большим поперечным шагом ( $S_1 \geq 700$  мм), размещаемых в объеме топочной камеры.

8.1.3. Полурadiационными называют такие ступени пароперегревателя, которые в равной мере воспринимают тепло как излучением из топки, так и конвекцией от дымовых газов, т. е. по способу восприятия тепла являются радиационно-конвективными поверхностями нагрева.

Конструктивно они представляют собой плоские трубные панели, которые размещают в виде ширм непосредственно в выходном газовом окне топки. Эти ширмы, в отличие от радиационных топочных ширм, располагают с меньшим поперечным шагом ( $S_1 < 700$  мм), вследствие

чего они могут воспринимать значительное количество тепла как излучением из топки, так и конвекцией от дымовых газов.

8.1.4. Конвективными называют такие ступени пароперегревателя котла, которые большую его часть тепла воспринимают конвекцией от дымовых газов. Лучистое тепло из топки в небольшом количестве попадает лишь на первые по ходу газов конвективные ступени пароперегревателя, размещаемые непосредственно за полурадиационными ширмами либо за фестомом.

Конструктивно конвективные ступени пароперегревателя представляют собой густые (плотные) пучки труб с малыми как поперечными, так и продольными шагами, вследствие чего дымовые газы проходят через такие пучки с достаточно большими скоростями и обеспечивают высокую интенсивность конвективного теплообмена.

Конвективные ступени пароперегревателя изготавливают в виде трубных змеевиковых пакетов. Конвективных ступеней пароперегревателя в различных котлах может быть одна, две и более. Размещают их, как правило, в поворотном газоходе котла, а иногда и в опускном его газоходе.

## **8.2. Схемы пароперегревателей барабанных котлов**

8.2.1. Наиболее простыми как по конструкции, так и по схеме движения пара являются пароперегреватели котлов ТП-230, ПК-14, ПК-19, БКЗ-75 и некоторых других. Их схемы показаны на рис 8.1, а. Это пароперегреватели чисто конвективного типа, конструктивно выполнены в виде двух трубных змеевиковых пакетов (ступеней) и размещены в поворотном газоходе котла за фестомом. Первая по ходу пара ступень пароперегревателя ( $K_{пe1}$ ) является второй по ходу дымовых газов, а вторая ( $K_{пe2}$ ) – первой. Для регулирования температуры перегрева пара первоначально эти пароперегреватели оснащались поверхностными пароохладителями на входе пара, которые впоследствии были либо дополнены, либо заменены впрыскивающими. При курсовом проектировании следует принять к установке впрыскивающий пароохладитель в промежуточном коллекторе между первой и второй ступенью пароперегревателя.

8.2.2. Схема пароперегревателя котла типа ПК-10 представлена на рис. 8.1, б. Она отличается от предыдущей тем, что впрыск воды для регулирования температуры перегрева пара производится после прохождения паром части пароперегревателя второй ступени, т. е. в «рассечке» второй ступени.



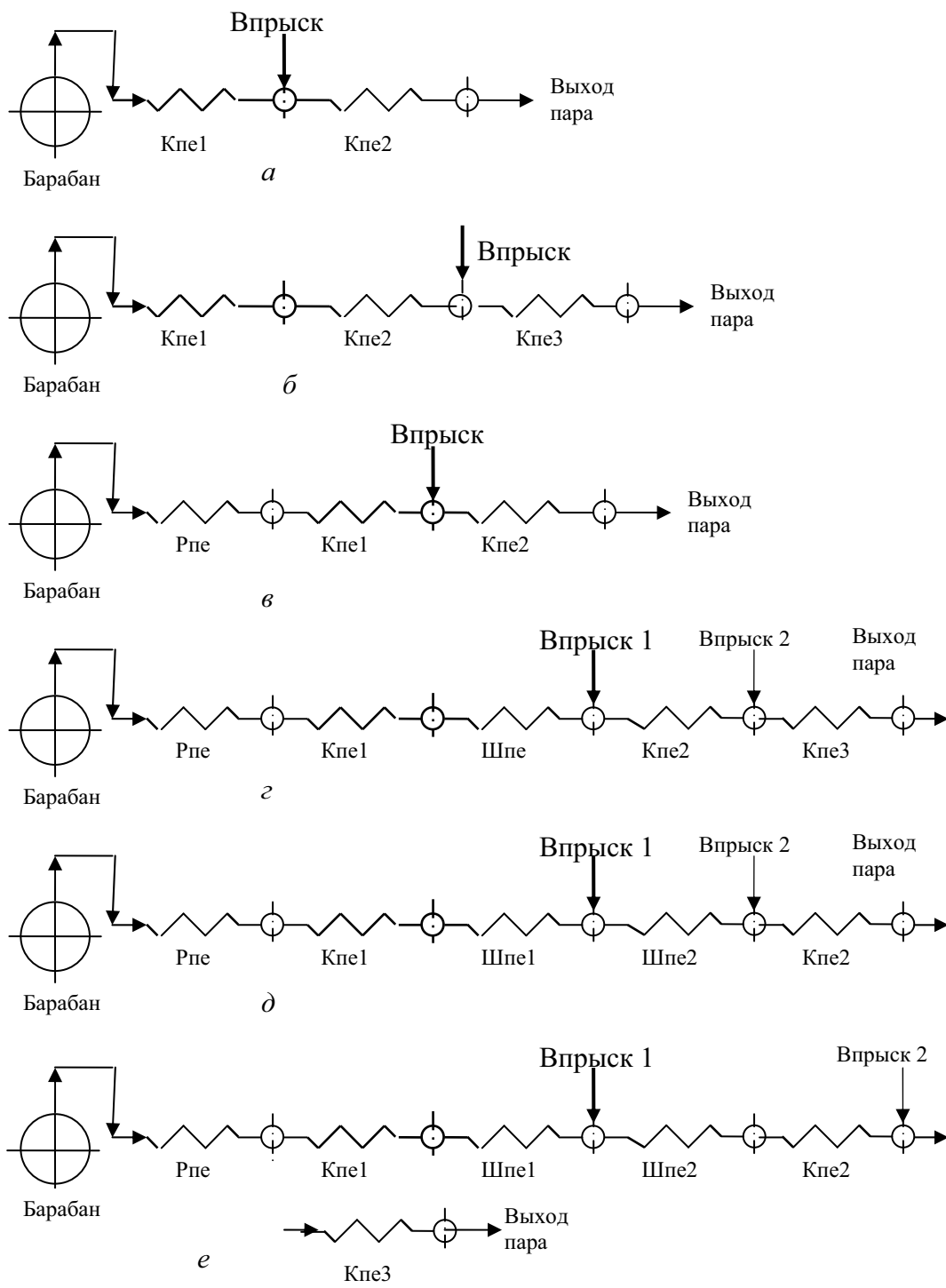


Рис. 8.1. Принципиальные схемы пароперегревателей некоторых котлов

8.2.3. На рис. 8.1, в показана схема пароперегревателей котлов типа ТП-42, ТП-230Б. Они имеют две конвективные ступени и радиационную часть (Рпе), располагающуюся на потолке топки и поворотного газохода.

8.2.4. Схемы пароперегревателей котлов типа БКЗ 210, БКЗ-220, ТПЕ-87 показаны на рис. 8.1, г, д, е. Эти схемы различаются лишь местом установки двух впрыскивающих пароохладителей. Так, в схеме г первый впрыск осуществляется за ширмами (Шпе), а второй – за Кпе2. В схеме д первый впрыск – в рассечке ширм (между Шпе1 и Шпе2), а второй – за Шпе2. В схеме е первый впрыск – в рассечке ширм, а второй – за Кпе2.

### 8.3. Расчет общего теплообмена в пароперегревателе и сведение теплового баланса котла

8.3.1. Поверочный тепловой расчет любого пароперегревателя, независимо от его схемы, следует начинать со сведения его общего теплового баланса.

В общем случае для пароперегревателя, состоящего из радиационной части (Рпе), ширмовых (Шпе) и конвективных (Кпе) ступеней (см. рис. 8.1) с числом впрысков  $n$ , его тепловой баланс может быть представлен в виде

$$Q_{б.пе} + Q_{л.пе} = \frac{D_{пе} \cdot i_{пе} - \left[ \left( D_{пе} - \sum_{i=1}^n D_{впр.i} \right) \cdot i_s'' + i_{впр} \cdot \sum_{i=1}^n D_{впр.i} \right]}{B_p},$$

или

$$(8.1)$$

$$Q_{б.пе} = \frac{D_{пе} \cdot i_{пе} - \left[ \left( D_{пе} - \sum_{i=1}^n D_{впр.i} \right) \cdot i_s'' + i_{впр} \cdot \sum_{i=1}^n D_{впр.i} \right]}{B_p} - Q_{л.пе},$$

где  $Q_{б.пе}$  – общее количество тепла, воспринимаемое пароперегревателем конвекцией от дымовых газов, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{л.пе}$  – общее количество тепла, воспринимаемое пароперегревателем излучением из топки; оно складывается из тепла, воспринимаемого радиационной частью (ступенью) пароперегревателя  $Q_{л.Рпе}$ , радиационными топочными ширмами  $Q_{л.РШпе}$ , полуррадиационными ширмами

$Q_{л.Шпе}$  и конвективными  $Q_{л.Кпе}$  ступенями пароперегревателя излучением из топки, т. е.

$$Q_{л.пе} = (Q_{л.Рпе} + Q_{л.РШпе} + Q_{л.Шпе} + Q_{л.Кпе}), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)};$$

$D_{пе}$  – расход перегретого пара, кг/с;

$$D_{впр.i} = \frac{P_{впр.i}}{100} \cdot D_{пе} \text{ – расход воды, впрыскиваемой в } i\text{-й ступени}$$

пароохладителя, кг/с, где  $p_{впр.i}$  – процент впрыска в  $i$ -й ступени пароохладителя, величину которого принимают: для 1-й ступени – 4–5 %, для 2-й – 2–3 %, для 3-й – 0,5–1,0 %;

$i_{пе}$  – энтальпия перегретого пара, определяемая по заданным давлению и температуре перегретого пара, кДж/кг;

$i_s''$  – энтальпия насыщенного пара, определяемая по давлению в барабане котла  $p_6$ , принимаемому равным давлению пара на выходе из котла, увеличенному на 10 % ( $p_6 = 1,1 p_{пе}$ , МПа); кДж/кг;

$i_{впр}$  – энтальпия впрыскиваемой воды, кДж/кг; принимается, что в пар впрыскивается кипящая вода при давлении в барабане  $i_{впр} = i_s'$ ;

$B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с ( $\text{м}^3/\text{с}$ ).

8.3.2. Тепло, воспринимаемое радиационной (настенной и потолочной) частью пароперегревателя излучением из топки

$$Q_{л.Рпе} = \frac{q_{л.Рпе} \cdot F_{Рпе} \cdot x_{Рпе}}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (8.2)$$

где  $q_{л.Рпе}$  – удельная тепловая нагрузка радиационной (настенной и потолочной) части пароперегревателя, кВт/м<sup>2</sup> (разд. 6);

$F_{Рпе}$  – поверхность стены, занимаемая радиационной (настенной и потолочной) частью пароперегревателя с угловым коэффициентом  $x_{Рпе}$ .

8.3.3. Тепло, воспринимаемое излучением из топки радиационными топочными ширмами,

$$Q_{л.РШпе} = \frac{q_{л.РШпе} \cdot F_{РШпе} \cdot x_{РШпе}}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (8.3)$$

где  $q_{л.РШпе}$  – удельное тепловосприятие радиационных топочных ширм, кВт/м<sup>2</sup>, определяется по разд. 6;

$F_{РШпе}$  – лучевоспринимающая поверхность радиационных топочных ширм, м<sup>2</sup>;

$x_{рШпе}$  – угловой коэффициент радиационных топочных ширм; определяется по [1, номограмма 1а, кривая 5] или, если  $1,0 \leq \sigma_2 \leq 1,6$ , по формуле [1]

$$x_{рШпе} = 1 - 0,45 \cdot (\sigma_2 - 1), \quad (8.4)$$

где  $\sigma_2 = S_{2Шпе}/d_{Шпе}$  – относительный продольный шаг труб в ширмах.

Тепло, получаемое излучением из топки полурадационными ширмами, непосредственно примыкающими к выходному окну топки, и конвективными ступенями пароперегревателя,

$$Q_{л.Шпе} + Q_{л.Кпе} = \frac{q_{л.вых} \cdot F_{вых} \cdot x_{вых}}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (8.5)$$

8.3.4. Тепло, получаемое излучением из топки конвективными ступенями пароперегревателя, расположенными за фестоном,

$$Q_{л.Кпе} = \frac{q_{л.вых} \cdot F_{вых} \cdot (1 - \sum x_{р.ф})}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (8.6)$$

В формулах (8.5) и (8.6):

$q_{л.вых}$  – удельное тепловосприятие выходного окна топки, кВт/м<sup>2</sup>; определяется по разд. 6;

$F_{вых}$  – площадь выходного окна топки (конструктивная характеристика топки), м<sup>2</sup>;

$x_{вых}$  – угловой коэффициент выходного окна топки (разд. 6);

$\sum x_{р.ф}$  – сумма угловых коэффициентов фестона; определяется по табл. 7.1.

8.3.5. После вычисления  $Q_{б.пе}$  по формуле (8.1), принимая, что  $Q_{б.пе} = Q_{б.г} + Q_{б.отв}$ , из уравнения теплового баланса пароперегревателя по газам

$$Q_{б.г} + Q_{б.отв} = \varphi \cdot (I'_{пе} - I''_{пе} + \Delta\alpha_{пе} \cdot I_{0\text{ прс}}) \quad (8.7)$$

определяется энтальпия газов на выходе из пароперегревателя

$$I''_{пе} = I'_{пе} - \frac{Q_{б.пе}}{\varphi} + \Delta\alpha_{пе} \cdot I_{0\text{ прс}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}.$$

Энтальпия газов на входе в пароперегреватель  $I'_{пе}$  является величиной известной. Она равна энтальпии газов на выходе из уже рассчитанных ранее топки или фестона (если он есть). Тепловосприятие одно-

рядного пучка пароотводящих труб  $Q_{б.отв}$ , располагающегося, как правило, за ширмами, невелико и может быть принято равным изменению энтальпии газов на выходе из топки при снижении температуры газов на 10–15 °С по таблице энтальпий. При отсутствии пароотводящих труб  $Q_{б.отв}$  не учитывается.

8.3.6. По величине  $I_{пе}^{//}$ , полученной расчетом, по таблице энтальпий (см. табл. 3.2, столбец «за Кпе1») определяется температура газов за пароперегревателем  $\vartheta_{пе}^{//}$ .

8.3.7. Поскольку за пароперегревателем (по ходу газов) находится экономайзер 2-й ступени, то температура газов за пароперегревателем  $\vartheta_{пе}^{//}$  по своей величине должна быть равна (достаточно близка) температуре газов на входе в экономайзер 2-й ступени  $\vartheta_{Эк2}^/$ , расчет которого, в соответствии с принятой последовательностью расчета котла (Вп1 – Эк1 – Вп2 – Эк2 – Топка – Фестон – Пароперегреватель), проводится раньше.

Значительное отличие  $\vartheta_{пе}^{//}$  от  $\vartheta_{Эк2}^/$ , (более чем на 10 °С), полученное на данном этапе расчета, будет свидетельствовать о том, что общий тепловой баланс котла удовлетворительно не сводится и относительная величина его невязки может быть недопустимой.

Уменьшить полученную расчетом недопустимую разницу между температурами  $\vartheta_{пе}^{//}$  и  $\vartheta_{Эк2}^/$  можно попытаться путем подбора (увеличе-

ния, уменьшения) величины впрыска воды в пароохладитель  $\sum_{i=1}^n D_{впр.i}$

и последующих повторяющихся расчетов. Принципиально подбор величины впрыска воды в пароохладитель, при которой будет обеспечиваться допустимая разница между температурами  $\vartheta_{пе}^{//}$  и  $\vartheta_{Эк2}^/$ , особых затруднений не вызывает. При этом, однако, нужно иметь в виду, что она (величина впрыска) должна быть не очень большой (более 10–12 %) и не слишком малой (менее 2–3 %). Иначе, как в том, так и в другом случае, не будет должным образом обеспечиваться регулирование температуры перегрева пара.

При невозможности уменьшить разницу между температурами  $\vartheta_{пе}^{//}$  и  $\vartheta_{Эк2}^/$  за счет изменения впрыска воды в пароохладитель необходимо повторить все предыдущие расчеты во втором приближении при **другой**, принимаемой в тепловом балансе котла, **температуре уходящих газов**. Если и во втором приближении не достигается допустимая раз-

ница между температурами  $\vartheta_{\text{пе}}^{\prime\prime}$  и  $\vartheta_{\text{эк2}}^{\prime}$ , следует проинтерполировать результаты расчета при первом (со значком *I*) и втором (со значком *II*) приближениях по выражению

$$\vartheta_{\text{ух. III}} = \vartheta_{\text{ух. I}} - \frac{(\vartheta_{\text{пе}}^{\prime\prime} - \vartheta_{\text{эк2}}^{\prime})_I \cdot (\vartheta_{\text{ух. II}} - \vartheta_{\text{ух. I}})}{(\vartheta_{\text{пе}}^{\prime\prime} - \vartheta_{\text{эк2}}^{\prime})_{II} - (\vartheta_{\text{пе}}^{\prime\prime} - \vartheta_{\text{эк2}}^{\prime})_I}$$

и получить значение  $\vartheta_{\text{ух. III}}$  для третьего приближения, расчет по которому и должен обеспечить допустимую разницу между  $\vartheta_{\text{пе}}^{\prime\prime}$  и  $\vartheta_{\text{эк2}}^{\prime}$ .

После того, как разница между температурами  $\vartheta_{\text{пе}}^{\prime\prime}$  и  $\vartheta_{\text{эк2}}^{\prime}$  будет сведена до допустимой величины (менее 10 °С), составляется невязка теплового баланса всего котла.

8.3.9. В общем виде невязка теплового баланса всего котла составляется по выражению

$$\Delta Q = Q_p \cdot \eta_k + Q_{\text{ф}} + Q_{\text{в.вн}} - (Q_{\text{л.т}} + Q_k + Q_{\text{б.пе}} + Q_{\text{б.эк}} + Q_{\text{изб}}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right),$$

где  $Q_{\text{л.т}}$  – лучистое тепло, воспринимаемое в топке, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_k$  – тепло, воспринимаемое котельными пучками, фестонами, паропроводящими трубами и т. п., кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{\text{б.пе}}$  – тепло, воспринимаемое всеми ступенями первичного и промежуточного пароперегревателя (кроме радиационного, т. к. оно входит в  $Q_{\text{л.т}}$ ), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{\text{б.эк}}$  – тепло, воспринимаемое всеми ступенями экономайзера, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{\text{изб}}$  – тепло, воспринимаемое избыточным воздухом (при его наличии), кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

Остальные обозначения см. ранее.

В формулу для определения невязки теплового баланса всего котла подставляются значения  $Q_{\text{б}}$ , определяемые по уравнениям теплового баланса.

Величина невязки относительно располагаемого тепла топлива (по модулю)

$$|\delta Q| = \frac{|\Delta Q|}{Q_p} \cdot 100 \% \text{ не должна превышать } \mathbf{0,5 \%}.$$

После достижения допустимой величины невязки теплового баланса  $|\delta Q|$  и допустимой разницы температур газов  $\vartheta_{\text{пе}}^{\prime\prime}$  и  $\vartheta_{\text{эк}2}^{\prime}$  можно приступить к расчету отдельных ступеней пароперегревателя, методика которого излагается ниже.

#### **8.4. Последовательность теплового расчета ступеней пароперегревателя**

8.4.1. Тепловой расчет ступеней пароперегревателя во всех случаях, независимо от его принципиальной схемы, следует начинать с его радиационной (настенной, потолочной) части, если таковая, конечно, в котле имеется. Расчет радиационного пароперегревателя можно выполнить достаточно просто, т. к. уже определено его лучистое тепловосприятие, что делается при общем расчете пароперегревателя, и известна температура пара на его входе. На вход радиационного пароперегревателя поступает насыщенный пар из барабана котла, а с его выхода пар направляется в первую конвективную ступень пароперегревателя.

8.4.2. Расчет других ступеней пароперегревателя наиболее просто вести в последовательности по ходу движения пара, а именно: пароперегреватель 1-й (по пару) ступени – пароперегреватель 2-й (по пару) ступени – пароперегреватель 3-й (по пару) ступени и т. д. до его последней ступени. При такой последовательности расчета ступеней пароперегревателя известными величинами являются (из предыдущих расчетов), как минимум, температура газов и температура пара на одной из их сторон, что упрощает сам расчет, поскольку не возникает необходимости его проведения в нескольких приближениях. Тем не менее такая последовательность расчета приводит к тому, что сводить тепловой баланс всего пароперегревателя приходится на последней (по пару) ступени путем изменения ее поверхности нагрева. Изменять же (реконструировать) последнюю ступень пароперегревателя не совсем удобно, т. к. она размещена, как правило, в стесненных условиях между другими ступенями. Проще реконструировать первую (по ходу пара) конвективную ступень пароперегревателя, т. к. она, в подавляющем большинстве случаев, является последней (по ходу газов) ступенью, за которой имеется свободное пространство газохода, как для размещения дополнительной поверхности, так и для удобства производства работ по ее реконструкции.

Таким образом, более предпочтительным является расчет ступеней пароперегревателя в такой последовательности: 2-я (по пару) ступень – 3-я (по пару) ступень – и т. д. – последняя (по пару) ступень – первая (по пару) ступень. В этом случае расчет несколько усложняется, но

обеспечивается сведение баланса пароперегревателя на первой ступени и упрощение работ по ее реконструкции.

## 8.5. Расчет радиационных ступеней пароперегревателя

8.5.1. Задачей поверочного расчета радиационных частей пароперегревателя является определение количества тепла, воспринимаемого ими излучением из топки  $Q_{л.Рпе(Шпе)}$ , и температуры пара на их выходе  $t''_{Рпе(Шпе)}$ . При этом температура пара на входе  $t'_{Рпе(Шпе)}$  как настенного (потолочного) радиационного пароперегревателя, так и радиационных топочных ширм должна быть известной или определена в результате предыдущих расчетов.

В частности, на вход настенного и потолочного пароперегревателей поступает, как правило, насыщенный пар из барабана котла. Его температура  $t'_{Рпе}$  и энтальпия  $i'_{Рпе}$  на входе могут быть определена по таблице термодинамических свойств насыщенного пара [1] или по табл. 5.7 при давлении в барабане котла.

На вход топочных ширм пар, как правило, поступает из первой по пару конвективной ступени пароперегревателя. Поэтому его температура  $t'_{Шпе}$  и энтальпия  $i'_{Шпе}$  на входе в топочные ширмы принимаются равными температуре и энтальпии пара на выходе из первой ступени конвективного пароперегревателя, расчет которой должен быть уже проведен.

8.5.2. В качестве конструктивных характеристик настенных и потолочных радиационных пароперегревателей используются площадь поверхности топки (стен, потолка)  $F_{Рпе}$ , м<sup>2</sup>, занимаемая ими, диаметр труб  $d_{Рпе}$ , мм, шаг труб  $S_{Рпе}$ , мм, а также угловой коэффициент  $x_{Рпе}$ , определяемый в зависимости от его конструкции по [1, номограмма 1] или по формуле

$$x_{Рпе} = 1 - 0,2 \cdot (S_{Рпе}/d_{Рпе} - 1). \quad (8.8)$$

8.5.3. Конструктивными характеристиками радиационных топочных ширм являются их поверхность нагрева  $F_{Шпе}$ , м<sup>2</sup>, диаметр труб  $d_{Шпе}$ , мм, поперечный  $S_{1Шпе}$ , мм, и продольный шаг труб  $S_{2Шпе}$ , мм, а также угловой коэффициент  $x_{Шпе}$ .

Поверхность нагрева  $F_{Шпе}$ , м<sup>2</sup>, определяется как удвоенная площадь их продольного осевого сечения, ограниченного наружными образующими крайних труб, а угловой коэффициент  $x_{Шпе}$  – по [1, номограмма 1а, кривая 5] или, если  $1,0 \leq \sigma_2 \leq 1,6$ , по формуле



$$x_{\text{Шпе}} = 1 - 0,45 \cdot (\sigma_2 - 1), \quad (8.9)$$

где  $\sigma_2 = S_{2\text{Шпе}}/d_{\text{Шпе}}$  – относительный продольный шаг труб в ширмах.

Для цельносварных мембранных радиационных пароперегревателей  $x_{\text{Рпе}}$  и  $x_{\text{Шпе}}$  принимаются равными единице.

8.5.4. Температура пара на выходе из радиационного пароперегревателя  $t''_{\text{Рпе(Шпе)}}$  определяется с помощью табл. 6.9 по энтальпии пара на его выходе  $i''_{\text{Рпе(Шпе)}}$ . Последняя ( $i''_{\text{Рпе(Шпе)}}$ ) может быть подсчитана по выражению

$$i''_{\text{Рпе(Шпе)}} = i'_{\text{Рпе(Шпе)}} + \Delta i_{\text{Рпе(Шпе)}}, \text{ кДж/кг},$$

где  $i'_{\text{Рпе(Шпе)}}$  – энтальпия пара на входе в радиационный пароперегреватель; для настенного и потолочного пароперегревателя принимается равной энтальпии насыщенного пара  $i'_s$  при давлении в барабане котла; для радиационных топочных ширм – энтальпии пара на выходе из первой конвективной ступени пароперегревателя, кДж/кг;

$$\Delta i_{\text{Рпе(Шпе)}} = Q_{\text{л.Рпе(Шпе)}} \cdot \frac{B_p}{D_{\text{Рпе(Шпе)}}} - \text{приращение энтальпии в ра-}$$

диационной ступени пароперегревателя, кДж/кг,

где  $Q_{\text{л.Рпе(Шпе)}}$  – тепло, получаемое радиационным пароперегревателем излучением из топки, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется по формуле (8.2) или (8.3);

$D_{\text{Рпе(Шпе)}} = D_{\text{пе}} - \sum D_{\text{впр}}$  – расход пара в радиационной ступени пароперегревателя, кг/с;

$\sum D_{\text{впр}}$  – суммарный расход впрыскиваемой воды в пароохладителях, установленных в паровом тракте после рассчитываемой ступени пароперегревателя, кг/с;

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

## 8.6. Задачи и основы расчета полурadiационных и конвективных ступеней пароперегревателя

8.6.1. Поверочный тепловой расчет полурadiационных (ширмовых) и конвективных ступеней пароперегревателя котла проводится принципиально одинаково. Его задачами являются:

- определение температуры дымовых газов  $\vartheta_{\Gamma}$  и температуры пара  $t_{\Pi}$  на одной из сторон поверхности нагрева (входе, выходе) при известных (из предыдущих расчетов) температурах газов  $\vartheta_{\Gamma}$  и нагреваемого пара  $t_{\Pi}$  на другой ее стороне (выходе, входе);

- определение количества тепла, отдаваемого газами  $Q_{б.г}$ ;
- определение количества тепла, воспринимаемого паром  $Q_{б.п}$ ;
- определение количества тепла, передаваемого через установленную поверхность нагрева  $Q_{\Gamma}$ ;

- определение скоростей пара  $w_{\Pi}$  и дымовых газов  $w_{\Gamma}$ .

8.6.2. Поверочный тепловой расчет полурadiaционных (ширмовых) и конвективных поверхностей нагрева пароперегревателя базируется на совместном решении трех основных уравнений теплообмена:

**1) уравнения теплового баланса по газам**

$$Q_{б.г} = \varphi \cdot (I'_{\Gamma} - I''_{\Gamma} + \Delta\alpha \cdot I_{0\text{ прс}}) - Q_{доп}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}; \quad (8.10)$$

**2) уравнения теплового баланса по пару**

$$Q_{б.пе} = \frac{D_{пе} \cdot (i''_{\Pi} - i'_{\Pi})}{B_p} - Q_{л.пе}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}; \quad (8.11)$$

**3) уравнения теплопередачи**

$$Q_{\Gamma} = \frac{k \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (8.12)$$

Если рассчитываемая поверхность нагрева омывается неполным количеством продуктов сгорания (параллельное включение нескольких элементов, обводные газоходы и. т. п.), уравнение теплового баланса по газам представляется в виде

$$Q_{б.г} + Q_{доп} = \varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha \cdot I_{0\text{ прс}}) \cdot g, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)},$$

где  $g$  – массовая доля дымовых газов, проходящих через рассчитываемую поверхность нагрева.

При последующем объединении потоков дымовых газов с энтальпиями  $I_1$  и  $I_2$  энтальпия их смеси вычисляется по уравнению смешения

$$I_{см} = I_1 \cdot (1 - g) + I_2 \cdot g, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}.$$

В этих основных уравнениях:

$Q_{б.г}$  – тепло, отдаваемое дымовыми газами основной поверхности нагрева, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{\text{доп}}$  – тепло, отдаваемое дымовыми газами дополнительным поверхностям нагрева, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); методика его определения изложена в п. 8.6.3;

$Q_{\text{б.пе}}$  – тепло, получаемое паром конвекцией от дымовых газов, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{\text{л.пе}}$  – тепло, получаемое ступенью излучением из топки, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

- для ширм оно подсчитывается по формуле

$$Q_{\text{л.Шпе}} = \frac{q_{\text{л.ВЫХ}} \cdot F_{\text{ВЫХ}} \cdot \sum x_{\text{р.Шпе}} \cdot (1-a)}{B_{\text{р}}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)};$$

- для конвективной ступени, расположенной за ширмами, – по формуле

$$Q_{\text{л.Кпе}} = \frac{q_{\text{л.ВЫХ}} \cdot F_{\text{ВЫХ}} \cdot \left[1 - \sum x_{\text{р.Шпе}} \cdot (1-a)\right]}{B_{\text{р}}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)};$$

- для конвективной ступени, расположенной за фестомом, – по той же формуле, но без учета множителя  $(1-a)$ :

$$Q_{\text{л.Кпе}} = \frac{q_{\text{ВЫХ}} \cdot F_{\text{ВЫХ}} \cdot \left(1 - \sum x_{\text{р.ф}}\right)}{B_{\text{р}}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)};$$

$Q_{\text{т}}$  – тепло, передаваемое пару через стенки труб поверхности нагрева, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$I_{\text{Г}}^I, I_{\text{Г}}^{II}$  – энтальпии дымовых газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход рассчитываемой поверхности нагрева;

$I_{0\text{прс}}$  – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха, присасываемого в газоход рассчитываемой ступени, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется при 30 °С;

$\phi$  – коэффициент сохранения тепла;

$D_{\text{пе}}$  – расход пара через рассчитываемую ступень пароперегревателя с учетом количества воды, впрыскиваемой в пароохладителях (при их наличии), кг/с;

$i_{II}'$ ,  $i_{II}''$  – энтальпии пара на входе в ступень пароперегревателя и на выходе из нее, кДж/кг;

$B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с ( $m^3/c$ );

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/( $m^2 \cdot K$ );

$\Delta t$  – температурный напор, К;

$H$  – расчетная поверхность нагрева,  $m^2$ ;

$F_{\text{вых}}$  – площадь выходного окна топки,  $m^2$ ;

$\sum x_{p,\text{Шпе}}$  – сумма угловых коэффициентов ширмовой поверхности (табл. 8.1);

$\sum x_{p,\text{ф}}$  – сумма угловых коэффициентов фестона (см. табл. 7.1);

$a$  – степень черноты потока газов в ширмах (разд. 11).

**Таблица 8.1**

**Угловые коэффициенты  $x_p$  и их суммы  $\sum x_p$   
для z-го ряда ширмовых поверхностей нагрева [1]**

Номер ряда, z		Значение $\sigma_1$						
		5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0
8	$x_p$	0,036	0,046	0,047	0,046	0,043	0,040	0,038
	$\sum x_p$	0,868	0,744	0,646	0,566	0,497	0,439	0,396
9	$x_p$		0,039	0,042	0,042	0,040	0,038	0,035
	$\sum x_p$		0,782	0,688	0,608	0,537	0,477	0,431
10	$x_p$		0,033	0,037	0,038	0,037	0,035	0,033
	$\sum x_p$		0,815	0,724	0,646	0,574	0,512	0,464
12	$x_p$		0,024	0,029	0,031	0,031	0,030	0,029
	$\sum x_p$		0,867	0,785	0,710	0,639	0,575	0,525
14	$x_p$			0,022	0,025	0,026	0,026	0,026
	$\sum x_p$			0,833	0,763	0,694	0,630	0,579
16	$x_p$			0,017	0,021	0,022	0,023	0,032
	$\sum x_p$			0,870	0,806	0,740	0,678	0,627
18	$x_p$			0,013	0,017	0,019	0,020	0,020
	$\sum x_p$			0,899	0,842	0,780	0,720	0,670

Примечания. 1. Номер z-го ряда отсчитывается от источника излучения. 2. Промежуточные значения  $x_p$  и  $\sum x_p$  находятся линейной интерполяцией

8.6.3. Тепловосприятие небольших (до 10 %) дополнительных поверхностей нагрева (настенные экраны конвективных газоходов, подвесные трубы пароперегревателя и экономайзера на стенах и потолке газоходов и т. п.), включенных параллельно или последовательно (по ходу газов) с основными, рекомендуется определять следующим образом.

Тепловосприятием дополнительной поверхности предварительно задаются, прибавляют его к тепловосприятию основной поверхности и по их сумме проводят расчет. После этого принятая предварительно величина тепловосприятия дополнительной поверхности проверяется по формуле

$$Q_{\text{доп}} = \frac{N_{\text{доп}} \cdot k \cdot 10^{-3} \cdot (\vartheta - t)}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)},$$

где  $N_{\text{доп}}$  – дополнительная поверхность нагрева,  $\text{м}^2$ ;

$k$  – коэффициент теплопередачи, принимаемый таким же, как и для основной поверхности нагрева,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\vartheta - t$  – температурный напор,  $\text{К}$ ; для дополнительной поверхности нагрева, расположенной параллельно основной (по ходу газов), принимается равным разности средних температур газов в газоходе и нагреваемой среды в дополнительной поверхности; для поверхности нагрева, расположенной последовательно (по ходу газов), – разности температуры газов на выходе из газохода и средней температуры нагреваемой среды в дополнительной поверхности.

Допускаемое расхождение между принятым и определенным расчетом тепловосприятием дополнительной поверхности  $Q_{\text{доп}} - \pm 10\%$ .

Если дополнительная поверхность по величине – менее 5 % от основной, она объединяется с ней и отдельно не рассчитывается.

## **8.7. Конструктивные характеристики полурadiaционных и конвективных ступеней пароперегревателя**

8.7.1. При выполнении теплового расчета полурadiaционных (ширмовых) и конвективных (змеевиковых) ступеней пароперегревателя используются следующие **конструктивные характеристики**:

- тип ступени (ширмовая, змеевиковая);
- расположение труб (шахматное, коридорное, шахматно-коридорное, другое);
- характер взаимного движения газов и пара (противоток, проток, смешанный ток, другой ток);

- диаметр труб наружный  $d$ , мм;
- диаметр труб внутренний  $d_{\text{вн}}$ , мм;
- число рядов труб по ходу газов  $z_2$ ;
- поперечный шаг труб  $S_1$ , мм;
- относительный поперечный шаг труб  $\sigma_1 = S_1/d$ ;
- продольный шаг труб  $S_2$ , мм;
- относительный продольный шаг труб  $\sigma_2 = S_2/d$ ;
- сечение для прохода пара  $f_{\text{п}}$ , м<sup>2</sup>;
- сечение для прохода газов  $F_{\text{г}}$ , м<sup>2</sup>;
- теплообменная поверхность нагрева  $H$ , м<sup>2</sup>;
- глубина пакета  $l_{\text{п}}$ , м;
- глубина газового объема  $l_{\text{об}}$ , м.

## 8.8. Расчет первой ступени пароперегревателя

8.8.1. Первая (по ходу пара) ступень пароперегревателя является, как правило, чисто конвективной. По ходу дымовых газов она является последней. Тепловой расчет этой ступени выполняется в направлении против хода дымовых газов. Порядок его проведения следующий.

8.8.2. Температура  $t'_{\text{п}}$  и энтальпия  $i'_{\text{п}}$  пара на входе в первую ступень пароперегревателя считаются известными. Если пар в эту ступень поступает из барабана котла,  $t'_{\text{п}}$  и  $i'_{\text{п}}$  принимают равными температуре  $t_s$  и энтальпии  $i_s''$  насыщенного пара при давлении в барабане. При поступлении пара в первую ступень из потолочного радиационного пароперегревателя  $t'_{\text{п}}$  и  $i'_{\text{п}}$  принимают равными температуре и энтальпии пара на выходе из него.

8.8.3. Известными являются также температура газов  $\vartheta''_{\text{г}}$  и их энтальпия  $I''_{\text{г}}$  на выходе из первой ступени пароперегревателя. Их принимают равными температуре и энтальпии газов за пароперегревателем, определенных при расчете его общего теплообмена (подразд. 8.3).

8.8.4. Задаются предварительно (в первом приближении) температурой газов на входе в ступень  $\vartheta'_{\text{г}}$ , исходя из того, что она приблизительно на 200–250 °С выше, чем на выходе.

8.8.5. По значению предварительно заданной температуры  $\vartheta'_{\text{г}}$  определяют энтальпию газов на входе в ступень  $I'_{\text{г}}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), (по табл. 3.2).

8.8.6. Подсчитывают среднюю температуру газов

$$\vartheta_{г.ср} = \frac{\vartheta_{г'} + \vartheta_{г''}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

8.8.7. Подсчитывают среднюю скорость дымовых газов

$$w_{г} = \frac{B_p \cdot V_{г}^H \cdot (\vartheta_{г.ср} + 273)}{F_{г} \cdot 273}, \text{ м/с}.$$

8.8.8. По формуле (8.10) подсчитывают  $Q_{б.г}$  – количество тепла, отдаваемое газами, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

8.8.9. Приравнивая  $Q_{б.пе}$  к  $Q_{б.г}$ , а они должны быть равными, подсчитывают энтальпию пара на выходе из рассчитываемой ступени, выражая ее из уравнения (8.11):

$$i_{п}'' = i_{п}' + \frac{B_p}{D_{пе}} \cdot (Q_{б.г} + Q_{л.пе}), \text{ кДж/кг}.$$

Величину  $Q_{л.пе}$  при расчете первой ступени пароперегревателя можно не учитывать, т. к. излучение из топки до нее практически не доходит.

8.8.10. Давление пара на выходе из ступени  $p_{п}''$ , МПа, принимают по соотношению  $p_{п}'' = p_{п}' - \Delta p_{ст}$ , где  $\Delta p_{ст}$  – потеря давления в рассчитываемой ступени. Величину  $\Delta p_{ст}$  следует определить как часть общей потери давления  $\Delta p_{пе}$  во всем пароперегревателе. Для пароперегревателей барабанных котлов общая потеря давления  $\Delta p_{пе}$  составляет приблизительно 10 % от давления пара на выходе из котла, т. е.  $\Delta p_{пе} = 0,1 \cdot p_{пе}$ .

8.8.11. По значениям  $i_{п}''$  и  $p_{п}''$  определяют температуру пара на выходе из ступени  $t_{п}''$ ,  $^\circ\text{C}$  (см. табл. 5.9 или [1, табл. XXV]).

8.8.12. Подсчитывают среднюю температуру пара

$$t_{п.ср} = \frac{t_{п}' + t_{п}''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

и его среднее давление  $p_{п.ср} = \frac{p_{п}' + p_{п}''}{2}$ , МПа.

8.8.13. Подсчитывают среднюю скорость пара

$$w_{п} = \frac{D_{пе} \cdot v_{п}}{f_{п}}, \text{ м/с},$$

где  $v_{п}$  – удельный объем пара при среднем давлении  $p_{п.ср}$  и средней температуре  $t_{п.ср}$ , м<sup>3</sup>/кг.

8.8.14. По методике, изложенной в разд. 10, определяют коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), а в разд. 11 – температурный напор в ступени  $\Delta t$ , К.

8.8.15. По формуле (8.12) подсчитывают количество тепла, передаваемого в рассчитываемой ступени через стенки труб поверхности нагрева  $Q_T$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

8.8.16. Составляется абсолютная невязка теплового баланса рассчитываемой ступени

$$/\Delta Q/ = \frac{Q_{б.пе} - Q_T}{Q_{б.пе}} \cdot 100, \%$$

Допустимая абсолютная величина невязки теплового баланса при расчете конвективных ступеней пароперегревателя – менее 2 %. Если она получается большей, расчет необходимо уточнить по методике, изложенной в разд. 7.

8.8.17. Если за рассчитываемой ступенью пароперегревателя установлен пароохладитель, то необходимо провести его расчет, задачей которого является определение температуры и энтальпии пара на его выходе (или входе) при известных температуре и энтальпии пара на входе (или выходе).

8.8.18. **Расчет впрыскивающего пароохладителя** проводится с использованием уравнения смешения пара, поступающего в пароохладитель, с впрыскиваемой водой.

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 8.2, уравнение смешения пара с впрыскиваемой водой записывается в следующем виде:

$$D'_{пе} \cdot i'_{п} + D_{впр.i} \cdot i_{впр} = D''_{пе} \cdot i''_{п}.$$

Используя это уравнение, можно определять энтальпию пара на любой стороне пароохладителя (входе, выходе) при известных значениях остальных величин. Так, энтальпия пара на выходе из пароохладителя, с учетом того, что  $D''_{пе} = D'_{пе} + D_{впр.i}$ , может быть определена по выражению

$$i''_{п} = \frac{D'_{пе} \cdot i'_{п} + D_{впр.i} \cdot i_{впр}}{D'_{пе} + D_{впр.i}}, \text{ кДж/кг,}$$

а на входе, где  $D'_{пе} = D''_{пе} - D_{впр.i}$ , – по выражению

$$i'_{п} = \frac{D''_{пе} \cdot i''_{п} - D_{впр.i} \cdot i_{впр}}{D''_{пе} - D_{впр.i}}, \text{ кДж/кг.}$$



Здесь  $D_{\text{впр.}i} = \frac{p_{\text{впр.}i}}{100} \cdot D_{\text{пе}}$  – расход воды, впрыскиваемой в  $i$ -й ступени пароохладителя, кг/с, где  $p_{\text{впр.}i}$  – процент впрыска в  $i$ -й ступени пароохладителя, величину которого принимают: для 1-й ступени 4–5 %, для 2-й – 2–3 %, для третьей – 0,5–1,0 %.

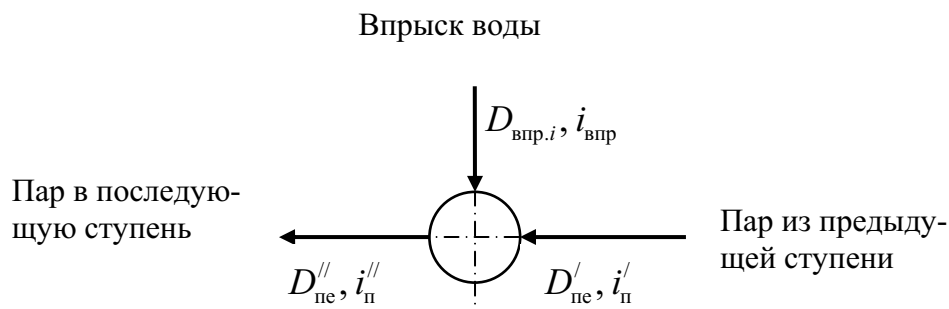


Рис. 8.2. К расчету впрыскивающего пароохладителя

По полученному расчетом значению энтальпии пара на входе (или на выходе) и соответствующему давлению определяют (по табл. 5.9 или по [1, табл. XXV]) его температуру.

## 8.9. Расчет второй и последующих ступеней пароперегревателя

8.9.1. Вторая ступень пароперегревателя барабанного котла может быть как ширмовой радиационной, расположенной в объеме топки (некоторые котлы типа БКЗ-420, БКЗ-500 и др.), так и ширмовой полурадиационной, расположенной в выходном окне топки (котлы БКЗ-220, БКЗ-210 ТПЕ-87 и др.). Кроме того, она (вторая ступень) может быть и конвективной, размещенной на выходе из топки за фестом (котлы ТП-230, ТП-230Б, ТП-42 и др.). Вторые ступени пароперегревателя при указанном их размещении являются первыми по ходу дымовых газов.

8.9.2. Если вторая ступень пароперегревателя является ширмовой радиационной, то ее расчет проводится по методике, изложенной в подразд. 8.5. Задачей расчета в этом случае является определение температуры пара на выходе из ступени при известной температуре пара на ее входе. Пар на вход ширмовой ступени пароперегревателя (в большинстве случаев) поступает из первой ступени пароперегревателя.

8.9.3. При расчете второй ширмовой ступени пароперегревателя, расположенной в выходном окне топки, известными величинами явля-

ются температура газов  $\vartheta'_Г$  и их энтальпия  $I'_Г$  на входе, которые принимаются равными температуре  $\vartheta''_Г$  и энтальпии  $I''_Г$  газов на выходе из топки, расчет которой должен быть уже проведен. Известными являются также температура пара  $t'_п$  и его энтальпия  $i'_п$  на входе в ступень, которые равны температуре и энтальпии пара на выходе из рассчитанной ранее предыдущей (первой) ступени.

8.9.4. При расчете второй конвективной ступени пароперегревателя, расположенной за фестомом, температура газов  $\vartheta'_Г$  и ее энтальпия  $I'_Г$  на входе принимаются равными температуре и энтальпии газов на выходе из фестона, расчет которого должен быть уже проведен. Температуру  $t'_п$  и энтальпию  $i'_п$  пара на входе в ступень также принимают равными температуре и энтальпии пара на выходе из ранее рассчитанной предыдущей (первой) ступени.

8.9.5. Далее расчет второй ступени проводится в последовательности, изложенной для расчета первой ступени (подразд. 8.8).

8.9.6. Расчет третьей и последующих ступеней пароперегревателя проводится в уже изложенной последовательности по температурам газов и пара на их входе, равным температурам газов и пара на выходе из предыдущих, уже рассчитанных, ступеней.

## 8.10. Расчет последней ступени пароперегревателя

8.10.1. Расчет последней (по ходу пара) ступени пароперегревателя характерен тем, что на ней необходимо свести тепловой баланс пароперегревателя. Особенностью расчета этой ступени является то, что для нее известными являются температура и энтальпия газов как на входе (из расчета предыдущей ступени), так и на выходе (из расчета первой ступени). Известной является и температура пара на входе в ступень.

8.10.2. По известным энтальпиям газов на входе  $I'_Г$  и выходе  $I''_Г$  из ступени по формуле (8.10) составляется ее тепловой баланс.

8.10.3. Приравнявая  $Q_{б.г}$  и  $Q_{б.пе}$ , а они должны быть равными, из уравнения (8.11) подсчитывается энтальпия пара на выходе из ступени:

$$i''_п = i'_п + \frac{B_p}{D_{пе}} \cdot (Q_{б.г} + Q_{л.пе}), \text{ кДж/кг.}$$

Величину  $Q_{л.пе}$  при расчете данной ступени пароперегревателя можно не учитывать, т. к. излучение из топки до нее практически не доходит.

По значению  $i''_{\text{п}}$  и давлению  $p''_{\text{п}}$  определяется температура пара  $t''_{\text{п}}$  на выходе из рассчитываемой ступени (табл. 5.9 или [1, табл. XXV]).

8.10.4. Полученные расчетом температура пара  $t''_{\text{п}}$  и его энтальпия  $i''_{\text{п}}$  на выходе из последней ступени пароперегревателя должны получиться равными заданной температуре пара  $t_{\text{пе}}$ , а соответственно и энтальпии  $i_{\text{пе}}$ , поскольку именно их значения использовались при составлении теплового баланса котла и определении расхода топлива (см. разд. 5). Значительное различие  $i''_{\text{п}}$  и  $i_{\text{пе}}$  (более чем 2 %) будет свидетельствовать о том, что при расчете ступеней пароперегревателя были допущены неточности, которые нужно найти и устранить.

8.10.5. После уточнения всех расчетов и достижения равенства  $i''_{\text{п}}$  и  $i_{\text{пе}}$  составляется (для контроля расчетов) тепловой баланс рассчитываемой последней ступени пароперегревателя, т. е. подсчитывается количество тепла, воспринимаемое паром  $Q_{\text{б.пе}}$ , которое должно быть равно  $Q_{\text{б.г}}$ .

8.10.6. Рассчитывается коэффициент теплопередачи  $k$  (разд. 10), температурный напор  $\Delta t$  (разд. 11), количество тепла  $Q_{\text{т}}$ , передаваемого поверхности нагрева по уравнению теплопередачи (8.12), и составляется невязка теплового баланса

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

абсолютная величина которой не должна превышать 2 %.

8.10.7. Получение невязки  $\Delta Q$ , превышающей ее допустимое значение, будет свидетельствовать о том, что установленная в заданном котле поверхность нагрева пароперегревателя не обеспечивает перегрев пара до заданной температуры, и ее необходимо изменить. При положительном значении  $\Delta Q$  поверхность нагрева пароперегревателя требуется увеличить, а при отрицательном – уменьшить. **Данное изменение поверхности нагрева пароперегревателя и должно явиться содержанием реконструкции котла, что предусматривается темой курсового проекта.**

8.10.8. Необходимая поверхность нагрева последней ступени пароперегревателя из уравнения теплопередачи (8.12), в котором  $Q_{\text{т}}$  заменяется на  $Q_{\text{б.г}}$ ,

$$H_{\text{необх}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{б.г}}}{k \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t}, \text{ м}^2.$$

8.10.9. Исходя из конструкции, необходимая поверхность нагрева четвертой ступени

$$H_{\text{необх}} = \pi \cdot d \cdot l_{\text{зм.необх}} \cdot n_{\text{зм}}, \text{ м}^2,$$

где  $n_{\text{зм}}$ ,  $l_{\text{зм.необх}}$  – число змеевиков в ступени и их необходимая длина.

8.10.10. Подсчитав по чертежу котла число змеевиков

$$n_{\text{зм}} = \frac{A}{S_1} + 1,$$

где  $A$  – расстояние между осями крайних змеевиков по ширине газохода, мм, а  $S_1$  – поперечный шаг труб в ступени, мм, определяется необходимая их длина

$$l_{\text{зм.необх}} = \frac{H_{\text{необх}}}{\pi \cdot d \cdot n_{\text{зм}}}, \text{ м}.$$

8.10.11. Полученную расчетом необходимую длину змеевиков  $l_{\text{зм.необх}}$  следует сравнить с длиной установленных змеевиков  $l_{\text{зм.уст}}$  (замерить на чертеже) и сделать заключение о том, на какую величину  $\Delta l_{\text{зм}} = l_{\text{зм.необх}} - l_{\text{зм.уст}}$  нужно удлинить (укоротить) установленные в ступени змеевики.

## 8.11. Невязка теплового баланса пароперегревателя

8.11.1. Невязка теплового баланса пароперегревателя составляется для проверки результатов расчета его ступеней в виде

$$\Delta Q_{\text{пе}} = \frac{Q_{\text{б.пе}} - \sum_1^n Q_{\text{б.}i}}{Q_{\text{б.пе}}} \cdot 100 \%,$$

где  $Q_{\text{б.пе}}$  – общее количество тепла, воспринимаемое пароперегревателем конвекцией, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), определяемое ранее по формуле (8.1), при расчете общего теплообмена в пароперегревателе;

$\sum_1^n Q_{\text{б.}i}$  – суммарное количество тепла, воспринимаемое ступенями пароперегревателя, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), где  $i$  – номер ступени,  $n$  – количество ступеней в пароперегревателе.

Допустимая относительная невязка теплового баланса пароперегревателя  $\Delta Q_{\text{пе}}$  – менее чем 2 %.

## **9. РАСЧЕТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА**

### **9.1. Назначение, характеристика и компоновка низкотемпературных поверхностей нагрева котла**

9.1.1. К низкотемпературным поверхностям нагрева котла относят воздухоподогреватель и экономайзер. Такое название воздухоподогреватель и экономайзер получили потому, что они работают в условиях низких температур как греющей среды (дымовых газов), так и нагреваемых сред (воды, воздуха). Так, температура газов в этих поверхностях нагрева не превышает 500–600 °С, температура воздуха в большинстве случаев не достигает и 400 °С, а температура воды находится на уровне не более 350 °С. Характерной особенностью экономайзера и воздухоподогревателя является и то, что на их вход подается вода и воздух с довольно низкими температурами: питательная вода при температуре не более 240 °С, воздух – при температуре 30–60 °С.

9.1.2. Главное назначение низкотемпературных поверхностей нагрева котла – использование тепла дымовых газов, покидающих пароперегреватель с целью более глубокого их охлаждения и снижения температуры газов, уходящих из котла. В результате установка низкотемпературных поверхностей нагрева в паровых котлах приводит к повышению их коэффициента полезного действия и, следовательно, к более экономичному использованию топлива.

Наряду с главным назначением низкотемпературных поверхностей нагрева котла – повышением его КПД они обеспечивают нагрев воздуха, который используется для сушки топлива в системах пылеприготовления. Подача же горячего воздуха в топку котла значительно интенсифицирует процесс горения топлива и, как следствие, обеспечивает уменьшение топочных потерь тепла.

Предварительный нагрев воды в экономайзере способствует улучшению гидродинамических характеристик испарительных поверхностей нагрева котла, что обеспечивает более высокую надежность их работы.

9.1.3. Воздухоподогреватель – это элемент (поверхность нагрева) котла, предназначенный для нагрева воздуха.

По способу передачи тепла воздухоподогреватели бывают рекуперативными и регенеративными.

9.1.4. Рекуперативные воздухоподогреватели конструктивно представляют собой пучок вертикально расположенных нагревательных

труб, внутри которых протекают горячие дымовые газы. Наружный диаметр труб – 40 мм, толщина стенки – 1,5 мм, материал – сталь марки Ст3. Снаружи эти трубы омываются воздухом, который нагревается за счет передачи тепла от дымовых газов через стенки труб. Такие воздухоподогреватели называют трубчатыми (ТВП). Трубчатые воздухоподогреватели могут быть одноходовыми (по воздуху) и многоходовыми. Они также могут быть однопоточными и многопоточными. Главными достоинствами трубчатых воздухоподогревателей (недостатки отмечать не будем) являются простота их конструкции и достаточно высокая плотность, что обеспечивает меньший, по сравнению с регенеративными воздухоподогревателями, переток (присос) воздуха в газоходы котла. Трубчатые воздухоподогреватели размещают, как правило, в опускном газоходе котла.

9.1.5. Регенеративные воздухоподогреватели (РВП) состоят из ротора с нагревательной набивкой (металлической, керамической и др.). Ротор с набивкой разделен на две части. В одну из них (через горловину в крышке) поступают дымовые газы, а в другую (также через горловину) – воздух. Дымовые газы непрерывно движутся сверху вниз, а воздух (также непрерывно) – снизу вверх. Ротор воздухоподогревателя медленно вращается на своем валу с частотой  $0,008-0,065 \text{ с}^{-1}$ . Часть набивки ротора, омываемая потоком дымовых газов, нагревается, а затем, при переходе в поток воздуха, отдает ему свое тепло. В итоге организуется непрерывный нагрев воздуха за счет переноса теплоты, аккумулированной нагревательной набивкой ротора в газовом потоке. Регенеративные воздухоподогреватели характеризуются диаметром ротора, который может быть как небольшим (2–3 м), так и достаточно большим (до 17 м). Основными достоинствами регенеративных воздухоподогревателей (недостатки также отмечать не будем) считаются их компактность, меньшая удельная металлоемкость и относительно небольшое аэродинамическое сопротивление. Размещают регенеративные воздухоподогреватели в специальном помещении, за котлом.

9.1.6. Экономайзер – это элемент котла, предназначенный для подогрева воды. Он, как и воздухоподогреватель, воспринимает тепло дымовых газов, в результате чего обеспечивает снижение температуры уходящих газов, что в итоге приводит к повышению КПД работы котлоагрегата.

Экономайзеры современных котлов выполняют в виде пучка трубных змеевиков, объединенных входными и выходными коллекторами. Наружный диаметр применяемых труб – 32–38 мм, толщина стенки – 2,5–3,5 мм, материал – сталь качественная марки 20. Змеевики экономайзеров могут быть как гладкотрубными, так и с продольными, попе-

речными и спиральными ребрами. Расположение труб в экономайзере шахматное, взаимное движение воды и дымовых газов – противоток.

9.1.7. Низкотемпературные поверхности нагрева котла (воздухоподогреватель и экономайзер) размещают в его газоходе, как в виде одноступенчатой, так и в виде двухступенчатой компоновки.

9.1.8. При одноступенчатой компоновке экономайзер и воздухоподогреватель располагают друг за другом за пароперегревателем, по ходу дымовых газов в газоходе котла.

9.1.9. При двухступенчатой компоновке воздухоподогреватель разделяют на две части (ступени), а между ними размещают часть экономайзера (его первую ступень). Вторую ступень экономайзера устанавливают перед второй ступенью воздухоподогревателя (непосредственно за пароперегревателем) для защиты его металла от воздействия относительно высоких температур дымовых газов в этом месте. Необходимость такой защиты определяется тем, что воздухоподогреватели изготавливают, как правило, из углеродистых сталей обыкновенного качества марки Ст3, которые способны работать лишь при температуре не более 450–500 °С, а она может быть достигнута при температуре газов около 580 °С.

9.1.10. Выбор компоновки воздухоподогревателя с экономайзером в газоходе котла определяется необходимостью подогрева воздуха до той или иной температуры.

В одной ступени воздухоподогревателя можно осуществить нагрев воздуха лишь до температуры не более чем 300–320 °С. Объяснить это утверждение можно следующим.

Как известно, объем нагреваемого воздуха  $V_B$  и его теплоемкость  $c_B$  всегда меньше объема  $V_T$  и теплоемкости  $c_T$  греющих дымовых газов. Следовательно, отношение водяных эквивалентов воздуха  $(cV)_B$  и дымовых газов  $(cV)_T$  всегда меньше единицы, т. е.  $(cV)_B / (cV)_T < 1$ . Из этого вытекает, что воздух в воздухоподогревателе нагревается быстрее, чем охлаждаются дымовые газы.

При таких условиях нагрев воздуха сопровождается непрерывным уменьшением разности температур газов и воздуха и ее значение на «горячей» стороне воздухоподогревателя может оказаться очень низким. Низкой будет и средняя разность температур  $\Delta t$ , которую, как известно, называют температурным напором.

Согласно уравнению теплопередачи  $Q_T = k \cdot \Delta t \cdot H$ , при низких температурных напорах  $\Delta t$ , для передачи воздуху необходимого количества тепла  $Q_T$  требуется большая поверхность нагрева  $H$ . Это означает,

что для нагрева воздуха в одной ступени воздухоподогревателя до высокой температуры необходимо устанавливать в котел воздухоподогреватель довольно больших размеров. Это, конечно, неприемлемо как для конструкции котла, так и для его эксплуатации.

При двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя с экономайзером первую ступень воздухоподогревателя конструируют такой, чтобы воздух нагревался в ней до какой-то промежуточной температуры (приблизительно до  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), когда температурный напор еще достаточно велик. Затем воздух направляется во вторую («горячую») ступень воздухоподогревателя, которая расположена перед первой ступенью экономайзера, т. е. в области высоких температур дымовых газов. Здесь температурный напор вновь станет большим и обеспечит нагрев воздуха до высокой температуры при относительно небольшой поверхности нагрева воздухоподогревателя.

Таким образом, сущность двухступенчатой схемы нагрева воздуха заключается в обеспечении передачи тепла, при достаточно высоких температурных напорах на горячих сторонах обеих ступеней воздухоподогревателя, за счет переноса его второй («горячей») ступени в область высоких температур дымовых газов.

9.1.11. Классическая двухступенчатая компоновка низкотемпературных поверхностей нагрева применяется при использовании в котле трубчатых воздухоподогревателей. Регенеративные воздухоподогреватели, по причине их специфических особенностей (большие габариты, вращающиеся узлы, наличие привода и др.), как правило, устанавливаются в котел в виде одной ступени. В отдельных случаях РВП можно применять и в двухступенчатых компоновках, но в комбинации со второй трубчатой ступенью. Примеры таких компоновок имеются, хотя они и довольно редки.

## **9.2. Цель, задачи и последовательность расчета низкотемпературных поверхностей нагрева котла**

9.2.1. Целью поверочного теплового расчета, как воздухоподогревателя, так и экономайзера, является получение данных, обеспечивающих проведение теплового расчета других поверхностей нагрева котла, а также данных, с помощью которых можно оценить эффективность теплопередачи в рассчитываемых поверхностях нагрева, а также надежность их работы.

Таковыми данными являются:

- температура дымовых газов на входе в поверхность  $\vartheta_{\Gamma}^{\prime}$  либо температура газов на ее выходе  $\vartheta_{\Gamma}^{\prime\prime}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;



- количество тепла, отдаваемое дымовыми газами конвекцией  $Q_{б.г}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);
- температура воздуха или воды на входе в поверхность  $t'_в$  либо температура воздуха или воды на выходе из нее  $t''_в$ , кДж/м<sup>3</sup>;
- количество тепла, воспринимаемое воздухом или водой от дымовых газов  $Q_{б.в}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);
- скорости дымовых газов  $w_г$ , воздуха или воды  $w_в$ , м/с;
- соотношение скоростей воздуха и дымовых газов  $w_в/w_г$ ;
- температура точки росы дымовых газов  $t_p$ , °С;
- температура металла стенки труб ТВП (набивки РВП).

9.2.2. Определение численных значений вышеперечисленных данных и является задачей поверочного теплового расчета как воздухоподогревателя, так и экономайзера.

### **9.3. Конструктивные характеристики низкотемпературных поверхностей нагрева**

9.3.1. Конструктивными характеристиками трубчатых воздухоподогревателей и экономайзеров, используемых при тепловом расчете, являются:

- расположение труб (все трубчатые воздухоподогреватели, а также экономайзеры выполняются с шахматным расположением труб);
- число ходов воздуха (для воздухоподогревателя);
- число рядов труб по ходу воздуха для воздухоподогревателя или число рядов труб по ходу газов для экономайзера  $z_2$ ;
- диаметр труб наружный  $d$ , мм;
- диаметр труб внутренний  $d_{вн}$ , мм;
- поперечный шаг труб  $S_1$ , мм;
- относительный поперечный шаг труб  $\sigma_1 = S_1/d$ ;
- продольный шаг труб  $S_2$ , мм;
- относительный продольный шаг труб  $\sigma_2 = S_2/d$ ;
- относительный диагональный шаг труб  $\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2}$ ;
- величина  $\varphi = (\sigma_1 - 1)/(\sigma'_2 - 1)$ ;
- сечение для прохода газов  $F_г$ , м<sup>2</sup>;

- сечение для прохода воздуха для воздухоподогревателя или сечение для прохода воды для экономайзера  $f_B, \text{м}^2$ ;
- теплообменная поверхность нагрева  $H, \text{м}^2$ ;
- глубина пакета  $l_{\Pi}, \text{м}$ ;
- глубина газового объема  $l_{об}, \text{м}$ .

9.3.2. Конструктивными характеристиками регенеративных воздухоподогревателей являются:

- внутренний диаметр ротора  $D_{вн}, \text{м}$ ;
- профиль (тип) набивки – из гладких листов, из волнистых листов, из волнистых листов и гладких дистанционирующих листов, из перфорированных листов, из просечных листов; из эмалированных листов, из фарфоровых трубок и др.;
- высота набивки  $h, \text{м}$ ;
- высота волн профиля ( $a$ ) и просечного листа ( $b$ ),  $\text{м}$ ;
- сечение для прохода газов  $F_G, \text{м}^2$ ;
- сечение для прохода воздуха  $f_B, \text{м}^2$ ;
- теплообменная поверхность нагрева  $H, \text{м}^2$ .

#### **9.4. Основы теплового расчета низкотемпературных поверхностей нагрева**

9.4.1. В качестве основы для проведения теплового расчета экономайзера и воздухоподогревателя используются три уравнения:

**1) уравнение теплового баланса по газам**

$$Q_{б.г} = \varphi \cdot (I'_Г - I''_Г + \Delta\alpha \cdot I_{0\text{ прс}}), \text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}; \quad (9.1)$$

**2) уравнение теплового баланса по нагреваемой среде:**

– по воздуху

$$Q_{б.в} = \beta_{Впi} \cdot (I''_0 - I'_0), \text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}; \quad (9.2a)$$

– по воде

$$Q_{б.в} = \frac{D_{э}}{B_p} \cdot (i''_в - i'_в), \text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}; \quad (9.2б)$$

**3) уравнение теплопередачи**

$$Q_T = \frac{k \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}, \text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (9.3)$$

В уравнениях (9.1), (9.2а), (9.2б), (9.3):

$Q_{б.г}$  – количество тепла, отдаваемое дымовыми газами в рассчитываемой ступени, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_{б.в}$  – количество тепла, воспринимаемое воздухом или водой в рассчитываемой ступени, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$I_{г}^I$  – энтальпия дымовых газов на входе в рассчитываемую ступень, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$I_{г}^{II}$  – энтальпия дымовых газов на выходе из рассчитываемой ступени, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$\varphi$  – коэффициент сохранения тепла; определяется по разд. 5;

$I_0^I, I_0^{II}$  – теоретические энтальпии воздуха на входе в рассчитываемую ступень и на ее выходе, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$D_э$  – расход воды в экономайзере, кг/с;

$i_{в}^{II}, i_{в}^I$  – энтальпии воды на входе в рассчитываемую ступень и на ее выходе, кДж/кг;

$Q_{т}$  – количество тепла, передаваемое воздуху или воде через стенки труб рассчитываемой ступени, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход рассчитываемой ступени;

$\beta_{Впi} = \beta_{т}^I + \sum_i^2 \Delta\alpha_{Впi}$  – количество воздуха (относительно теоретически необходимого), подогреваемого в  $i$ -й ступени трубчатого воздухоподогревателя; «горячая» и «холодная» части регенеративного воздухоподогревателя рассчитываются по среднему значению

$\beta_{ср} = \beta_{т}^I + \frac{\Delta\alpha_{Вп}}{2}$ , где  $\beta_{т}^I$  – отношение количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя к теоретически необходимому; определяется по формуле (5.8);

$I_{0прс}$  – теоретическая энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); для экономайзера она определяется при температуре холодного воздуха, для воздухоподогревателя – при средней температуре нагреваемого воздуха;

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К); определяется по разд. 10;

$\Delta t$  – температурный напор, К; определяется по разд. 11;

$H$  – теплообменная поверхность нагрева, м<sup>2</sup>;

$V_p$  – расчетный расход топлива, кг/с (м<sup>3</sup>/с); разд. 5.

9.4.2. Тепловой расчет низкотемпературных поверхностей нагрева котла может проводиться как в последовательности *сверху вниз*, начиная со второй ступени экономайзера, так и в последовательности *снизу вверх*, начиная с первой ступени воздухоподогревателя. Более простым является расчет низкотемпературных поверхностей нагрева в последовательности *снизу вверх*, методика (порядок) проведения которого применительно к двухступенчатой их компоновке и рассматривается ниже.

9.4.3. Поверочные расчеты обеих ступеней, как воздухоподогревателя, так и экономайзера, проводятся одинаково. Они направлены на сведение теплового баланса рассчитываемой ступени, т. е. на обеспечение равенства между количеством тепла, отдаваемого дымовыми газами  $Q_{б.г}$ , количеством тепла, воспринимаемого воздухом в воздухоподогревателе (водой в экономайзере)  $Q_{б.в}$ , и количеством тепла  $Q_T$ , передаваемого воздуху (воде) через стенки труб.

## **9.5. Порядок расчета низкотемпературных поверхностей нагрева**

9.5.1. *Расчет воздухоподогревателя первой ступени* выполняется в следующем порядке.

9.5.2. Температура воздуха на входе в первую ступень воздухоподогревателя  $t'_в$ , °С считается известной. При отсутствии предварительного подогрева воздуха до его поступления в воздухоподогреватель ее принимают равной 30 °С. Если такой подогрев воздуха имеет место, то температуру воздуха на входе в воздухоподогреватель принимают равной температуре воздуха, до которой он подогревается. В условиях курсового проектирования подогрев воздуха вне котла можно не учитывать, если в задании на этот счет нет специальных указаний.

9.5.3. По температуре воздуха на входе  $t'_в$  определяют его энтальпию  $I'_0$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), используя данные табл. 3.2.

9.5.4. Задаются (предварительно, в первом приближении) температурой воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя  $t''_в$ , °С, исходя из того, что воздух в ней может быть подогрет приблизительно до 180–200 °С.

9.5.5. По значению предварительно заданной температуры воздуха на выходе  $t''_в$  определяют по табл. 3.2 его энтальпию на выходе из ступени  $I''_0$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

9.5.6. Подсчитывают среднюю температуру воздуха

$$t_{в.ср} = \frac{t'_в + t''_в}{2}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

и определяют энтальпию воздуха  $I_{0\text{ прс}}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>) при этой температуре.

9.5.7. По формуле (9.2а) подсчитывают  $Q_{б.в}$  – количество тепла, воспринимаемое воздухом, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

9.5.8. Температура газов на выходе из ступени  $\vartheta''_г$  и ее энтальпия  $I''_г$  считаются известными. Они принимаются равными температуре  $\vartheta_{ух}$  и энтальпии  $I_{ух}$  уходящих газов, значения которых были предварительно заданы при составлении теплового баланса котла (разд. 5).

9.5.9. Приравнявая  $Q_{б.в}$  к  $Q_{б.г}$ , а они должны быть равны, подсчитывают энтальпию дымовых газов на входе в рассчитываемую ступень, выражая ее из уравнения (9.1):

$$I'_г = I''_г + \frac{Q_{б.в}}{\varphi} - \Delta\alpha_{Впг} \cdot I_{0\text{ прс}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}.$$

9.5.10. По полученному значению  $I'_г$  определяют температуру газов на входе в ступень  $\vartheta'_г$ ,  $^\circ\text{C}$  (по табл. 3.2).

9.5.11. Подсчитывают среднюю температуру газов

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

9.5.12. Подсчитывают среднюю скорость дымовых газов

$$w_г = \frac{B_г \cdot V_г^н \cdot (\vartheta_{г.ср} + 273)}{F_г \cdot 273}, \text{ м/с}.$$

9.5.13. Подсчитывают среднюю скорость воздуха

$$w_в = \frac{B_в \cdot V_0^н \cdot \beta_{Впг} \cdot (t_в + 273)}{f_в \cdot 273}, \text{ м/с}.$$

9.5.14. По методике, изложенной в разд. 10, определяют коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К).

9.5.15. По разд. 11 определяют температурный напор  $\Delta t$ , К.

9.5.16. По формуле (9.3) подсчитывают количество тепла, передаваемого в ступени воздухоподогревателя через стенки труб поверхности нагрева  $Q_г$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

9.5.17. Составляют абсолютную невязку теплового баланса рассчитываемой ступени

$$|\Delta Q| = \frac{Q_{б.в} - Q_{г}}{Q_{б.в}} \cdot 100, \%$$

Допустимая абсолютная величина невязки теплового баланса при расчете воздухоподогревателя – менее чем 2 %. Если величина невязки теплового баланса получается большей, расчет необходимо уточнить по методике, изложенной в разд. 7.

9.5.18. После сведения невязки теплового баланса первой ступени воздухоподогревателя необходимо подсчитать температуру точки росы дымовых газов и температуру стенки его труб. Эти данные используются для оценки надежности работы воздухоподогревателя.

9.5.19. Температура точки росы дымовых газов  $t_p$ , °С, образующихся при сжигании сернистых твердых топлив ( $S_{p+o}^r \geq 0,5 \%$ ), может быть рассчитана по методике, изложенной в [1, прил. II], в зависимости от температуры конденсации водяных паров и приведенного содержания серы  $S_{пр}^r$  и золы  $A_{пр}^r$  в топливе.

9.5.20. Температура точки росы дымовых газов  $t_p$ , °С, образующихся при сжигании малосернистых твердых топлив ( $S_{p+o}^r < 0,5 \%$ ), определяется парциальным давлением водяных паров, т. е. равна их температуре насыщения при давлении в газоходе.

Температура точки росы продуктов сгорания малосернистых березовского и экибастузского углей значительно ниже расчетных значений и находится на уровне 60 °С.

9.5.21. Минимальная (по разверке) температура металла стенки труб трубчатого воздухоподогревателя (ТВП)

$$t_{ст}^{min} = \frac{\alpha_1 \cdot \vartheta_{yx}^{min} \cdot \frac{d_{вн}}{d} + \alpha_2 \cdot t'_в}{\alpha_1 \frac{d_{вн}}{d} + \alpha_2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.4)$$

где  $t'_в$  – средняя (по разверке) температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С;

$\vartheta_{yx}^{min} = t'_в + K_{yx}^{min} \cdot (\vartheta' - t'_в)$  – минимальная (по разверке) температура уходящих газов, °С;

$\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\vartheta'$  – температура газов на входе в ТВП, °С;

$K_{yx}^{\min}$  – коэффициент, определяемый по [1, рис. П.3, рис. П.4, рис. П.5].

9.5.22. Минимальная (по разверке) температура металла набивки несменяемой «горячей» части регенеративного воздухоподогревателя проверяется по формуле

$$t_{\text{ст}}^{\min} = \frac{x_1 \cdot \alpha_1 \cdot \vartheta_{\Gamma}'' + x_2 \cdot \alpha_2 \cdot t_{\text{в}}'}{x_1 \cdot \alpha_1 + x_2 \cdot \alpha_2}, \text{ } ^\circ\text{С}, \quad (9.5)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху в «горячей» части, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$x_1, x_2$  – доли поверхности нагрева или сечения, омываемые соответственно газами и воздухом;

$\vartheta_{\Gamma}''$ ,  $t_{\text{в}}'$  – температуры газов на выходе из «горячей» части и воздуха на входе в нее, °С.

9.5.23. *Расчет экономайзера первой ступени* проводится после расчета воздухоподогревателя первой ступени и выполняется в следующем порядке.

9.5.24. Температура воды на входе в первую ступень экономайзера  $t_{\text{в}}'$ , °С считается известной. Ее принимают равной температуре питательной воды  $t_{\text{пв}}$ , которая определена заданием и использована при составлении теплового баланса котла.

9.5.25. Давление воды на входе в первую ступень экономайзера  $p_{\text{в}}'$  следует принять равным давлению перегретого пара, увеличенному на 20 %, т. е.  $p_{\text{в}}' = 1,2 \cdot p_{\text{пе}}$ , МПа.

9.5.26. По температуре воды на входе  $t_{\text{в}}'$  и ее давлению  $p_{\text{в}}'$  определяют по табл. 5.8 энтальпию воды  $i_{\text{в}}'$  на входе в экономайзер, кДж/кг.

9.5.27. Задаются (предварительно, в первом приближении) температурой воды на выходе из первой ступени экономайзера  $t_{\text{в}}''$ , °С, исходя из того, что вода в ней нагревается приблизительно на 30–40 °С.

9.5.28. Давление воды на выходе из первой ступени экономайзера  $p_{\text{в}}''$  следует принять равным давлению воды на ее входе, уменьшенному приблизительно на 5 %, т. е.  $p_{\text{в}}'' = 1,15 \cdot p_{\text{пе}}$ , МПа.

9.5.29. По значению предварительно принятой температуры воды на выходе  $t''_B$  и ее давлению  $p''_B$  определяют энтальпию воды на выходе из ступени  $i''_B$ , кДж/кг (табл. 5.8 или по [1, табл. XXIV]).

9.5.30. По формуле (9.2б) подсчитывают  $Q_{б.в}$  – количество тепла, воспринимаемое водой в рассчитываемой ступени, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

9.5.31. Температура газов на выходе из ступени  $\vartheta''_Г$  и ее энтальпия  $I''_Г$  считаются известными. Они равны температуре и энтальпии газов на входе в воздухоподогреватель первой ступени, расчет которого уже должен быть проведен.

9.5.32. Приравнивая  $Q_{б.в}$  к  $Q_{б.г}$ , а они должны быть равны, подсчитывают энтальпию дымовых газов на входе в рассчитываемую ступень, выражая ее из уравнения (9.1):

$$I'_Г = I''_Г + \frac{Q_{б.в}}{\phi} - \Delta\alpha_{эк1} \cdot I_{0\text{ прс}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}.$$

9.5.33. По полученному значению  $I'_Г$  определяют температуру газов  $\vartheta'_Г$ , °С, на входе в ступень (по табл. 3.2).

9.5.34. Подсчитывают среднюю температуру газов

$$\vartheta_{г.ср} = \frac{\vartheta'_Г + \vartheta''_Г}{2}, \text{ }^\circ\text{С}.$$

9.5.35. Подсчитывают среднюю температуру воды

$$t_{в.ср} = \frac{t'_B + t''_B}{2}, \text{ }^\circ\text{С}.$$

9.5.36. Подсчитывают среднюю скорость дымовых газов

$$w'_Г = \frac{B_p \cdot V'_Г \cdot (\vartheta_{г.ср} + 273)}{F'_Г \cdot 273}, \text{ м/с}.$$

9.5.37. Подсчитывают среднюю скорость воды

$$w_B = \frac{D_\vartheta \cdot v_B}{f_B}, \text{ м/с}.$$

9.5.38. По методике, изложенной в разд. 10, определяют коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К).

9.5.39. По методике, изложенной в разд. 11, определяют температурный напор в ступени  $\Delta t$ , К.



9.5.40. По формуле (9.3) подсчитывают количество тепла  $Q_T$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), передаваемого в ступени экономайзера через стенки труб поверхности нагрева.

9.5.41. Составляется абсолютная невязка теплового баланса

$$|\Delta Q| = \frac{Q_{б.в} - Q_T}{Q_{б.в}} \cdot 100, \%$$

Допустимая абсолютная величина невязки теплового баланса при расчете экономайзера – менее чем 2 %. Если она получается большей, расчет необходимо уточнить по аналогии с уточнением расчета первой ступени воздухоподогревателя.

9.5.42. **Расчет воздухоподогревателя второй ступени** проводится после расчета экономайзера первой ступени и выполняется аналогично расчету его первой ступени. При этом, в отличие от расчета первой ступени, температуру и энтальпию газов на выходе принимают равной температуре и энтальпии газов на входе в первую ступень экономайзера, расчет которой уже проведен. Температуру же воздуха на входе во вторую ступень принимают равной температуре воздуха на выходе из ее первой ступени.

9.5.43. **Расчет экономайзера второй ступени** проводится после расчета воздухоподогревателя второй ступени, который также выполняется аналогично расчету его первой ступени.

При расчете экономайзера второй ступени температуру и энтальпию газов на выходе из нее принимают равными температуре и энтальпии газов на входе во вторую ступень воздухоподогревателя, расчет которой также должен быть проведен. Температуру же воды на входе во вторую ступень принимают равной температуре воды на выходе из ее первой ступени.

При расчете экономайзера второй ступени следует определить также, закипает в нем вода или нет. Это делается путем сравнения полученной расчетом энтальпии воды на выходе из ступени с энтальпией насыщения (кипения) при давлении воды на ее выходе.

## 10. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

### 10.1. Основные положения

10.1.1. Коэффициентом теплопередачи  $k$  называют количество тепла, передаваемое через единицу поверхности нагрева в единицу времени при разности температур греющей и нагреваемой сред, равной одному градусу Кельвина. Единица измерения коэффициента теплопередачи – Вт/(м<sup>2</sup> · К).

10.1.2. При расчете трубных поверхностей нагрева котла принимается, что коэффициент их теплопередачи с достаточной точностью может быть определен так же, как для плоской трехслойной стенки. Слоями такой стенки являются загрязнения на наружной поверхности труб, металлическая стенка трубы и отложения на внутренней поверхности труб.

В качестве основы определения коэффициентов теплопередачи для труб поверхностей нагрева котла с достаточной точностью может быть использовано выражение для определения коэффициента теплопередачи многослойной плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_{В.О}}{\lambda_{В.О}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (10.1)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от греющих газов к стенке, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде (воде, пару, воздуху), Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\delta_3, \lambda_3$  – толщина слоя золовых загрязнений на наружной стороне труб поверхности нагрева, м, и коэффициент его теплопроводности, Вт/(м · К);

$\delta_M, \lambda_M$  – толщина стенки труб, м, и коэффициент теплопроводности ее металла, Вт/(м · К);

$\delta_{В.О}, \lambda_{В.О}$  – толщина слоя отложений на внутренней поверхности труб, м, и коэффициент его теплопроводности, Вт/(м · К);

Термическим сопротивлением металла труб ( $\delta_M/\lambda_M$ ) в расчетах пренебрегают, т. к. оно значительно превышает термическое сопротивление на внешней и внутренней сторонах поверхности нагрева ( $1/\alpha_1$  и  $1/\alpha_2$ ).

Не учитывается в расчетах поверхностей нагрева котла и термическое сопротивление слоя отложений на внутренней поверхности труб ( $\delta_{В.О}/\lambda_{В.О}$ ), т. к. при нормальной эксплуатации котла толщина слоя внутренних отложений должна быть незначительной.

Термическое сопротивление слоя загрязнений на наружных поверхностях труб  $\delta_3/\lambda_3$  определяется довольно большим числом факторов. Это вид и марка топлива, скорость дымовых газов, расположение труб и их диаметр, крупность золы и др. Достоверных данных о влиянии названных факторов на процесс передачи тепла пока нет. В связи с этим в тепловом расчете котла используются два метода оценки влияния загрязнения на процесс передачи тепла:

а) с помощью коэффициента загрязнения  $\varepsilon$ , являющегося тепловым сопротивлением слоя загрязнений ( $\varepsilon = \delta_3/\lambda_3$ );

б) с помощью коэффициента тепловой эффективности  $\psi$ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

С помощью коэффициента загрязнения  $\varepsilon$  рассчитываются полурадиационные (ширмовые) поверхности нагрева котла, получающие прямое излучение из топки.

При расчете теплопередачи во всех остальных поверхностях нагрева используют коэффициент тепловой эффективности  $\psi$ .

## 10.2. Коэффициенты теплопередачи

10.2.1. Коэффициент теплопередачи в гладкотрубных ширмовых поверхностях нагрева, получающих прямое излучение из топки, определяется по формуле

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{\text{л}}}{Q_{\text{б}}}\right) \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \alpha_1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (10.2)$$

10.2.2. Коэффициент теплопередачи в мембранных ширмовых поверхностях нагрева, получающих прямое излучение из топки, определяется по формуле

$$k = \frac{\alpha_{1\text{пр}}}{1 + \left(1 + \frac{Q_{\text{л}}}{Q_{\text{б}}}\right) \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{\text{вн}}}\right) \cdot \alpha_{1\text{пр}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (10.3)$$

10.2.3. Коэффициент теплопередачи в гладкотрубных конвективных поверхностях нагрева, получающих прямое излучение из топки,

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{\text{л}}}{Q_{\text{б}}}\right) \cdot \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (10.4)$$

10.2.4. Коэффициент теплопередачи мембранных, плавниковых, мембранно-лепестковых, лепестковых и с поперечными ребрами конвективных поверхностей нагрева, получающих прямое излучение из топки,

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_{1\text{пр}}}{1 + \left(1 + \frac{Q_{\text{л}}}{Q_{\text{б}}}\right) \cdot \frac{\alpha_{1\text{пр}}}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{\text{вн}}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (10.5)$$

10.2.5. Коэффициент теплопередачи в гладкотрубных конвективных поверхностях нагрева, не получающих прямого излучения из топки,

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (10.6)$$

10.2.6. Коэффициент теплопередачи в конвективных поверхностях нагрева из мембранных, плавниковых, мембранно-лепестковых, лепестковых и с поперечными ребрами, не получающих прямого излучения из топки,

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_{1\text{пр}}}{1 + \frac{\alpha_{1\text{пр}}}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{\text{вн}}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (10.7)$$

10.2.7. Для гладкотрубных экономайзеров и испарительных поверхностей нагрева (фестонов, котельных пучков), а также поверхностей нагрева котлов СКД с  $i < 1400$  кДж/кг тепловым сопротивлением с внутренней стороны труб пренебрегают, и коэффициент теплопередачи определяют по формуле

$$k = \psi \cdot \alpha_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (10.8)$$

Наименования величин, входящих в формулы (10.2)–(10.8), следующие:

$Q_{\text{л}}$  – тепло, получаемое поверхностью нагрева излучением из топки, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется по формулам (8.5), (8.6) для конкретной рассчитываемой поверхности нагрева;

$Q_{\text{б}}$  – тепло, получаемое поверхностью нагрева конвекцией, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется по формулам (8.10) или (8.11) для соответствующей поверхности нагрева;

$\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке для гладкотрубных поверхностей нагрева, отнесенный к расчетной поверхности нагрева  $H$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К); определяется по подразд. 10.3;

$\alpha_{1\text{пр}}$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке для мембранных поверхностей нагрева, отнесенный к расчетной поверхности нагрева  $H$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К); определяется по подразд. 10.3;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к обогреваемой среде, Вт/(м<sup>2</sup> · К); определяется по подразд. 10.3;

$\varepsilon$  – коэффициент загрязнения поверхности нагрева, м<sup>2</sup> · К/Вт; определяется по подразд. 10.4;

$\psi$  – коэффициент тепловой эффективности, учитывающий влияние загрязнения поверхности и неполноты омывания ее дымовыми газами; определяется по подразд. 10.4;

$H$  – полная поверхность оребренной стороны труб, м<sup>2</sup>;

$H_{\text{вн}}$  – полная поверхность внутренней стороны труб, м<sup>2</sup>.

### 10.3. Коэффициенты теплоотдачи в поверхностях нагрева котла

10.3.1. Коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$  называют количество тепла, отдаваемое единице поверхности нагрева в единицу времени при разности температур греющей и нагреваемой сред, равной одному градусу Кельвина. Единица измерения коэффициента теплоотдачи – Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Применительно к теплообмену в поверхностях нагрева котла выделяют следующие разновидности коэффициентов теплоотдачи:

- коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам труб –  $\alpha_1$ ;

- коэффициент теплоотдачи от стенок труб к нагреваемой среде (воде, пароводяной смеси, пару, воздуху) –  $\alpha_2$ ;
- коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенкам труб –  $\alpha_k$ ;
- коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания (дымовых газов) –  $\alpha_l$ .

### 10.3.2. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам труб:

- для гладкотрубных ширм

$$\alpha_1 = \xi \cdot \left( \alpha_k \cdot \frac{\pi}{2 \cdot \sigma_2 \cdot x} + \alpha_l \right), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (10.9a)$$

- для мембранных ширм

$$\alpha_1 = \xi \cdot \left[ \alpha_k \cdot \left( \frac{0,57}{\sigma_2} + 1 \right) + \alpha_l \right], \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (10.9б)$$

- для гладкотрубных конвективных поверхностей нагрева

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_l'), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (10.9в)$$

где  $\xi$  – коэффициент использования поверхности нагрева; принимается по подразд. 10.4;

$\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенкам труб поверхностей нагрева,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; определяется по пп. 10.3.3–10.3.8;

$\alpha_l'$  – коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, с учетом излучения газовых объемов,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; определяется по п. 10.3.16; при расчете поверхностей нагрева котла из труб с поперечным оребрением (лепестковым, мембранно-лепестковым и проволочным) не учитывается; может не учитываться и при расчете трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателей, средняя температура газов в которых меньше  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$x$  – угловой коэффициент гладкотрубных ширм; определяется по табл. 8.1 или по [1, номограмма 1а, кривая 5];

$\sigma_2$  – относительный продольный шаг труб в ширмах.

10.3.3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенкам труб  $\alpha_k$  зависит от скорости и температуры газового потока, вида поверхности нагрева (гладкая, волнистая, ребристая). Величина  $\alpha_k$  определяется и расположением труб в пучке (шахматное, коридорное, другое) и характером его омывания (продольное, поперечное, косое, дру-

гое), а также физическими свойствами газов и в отдельных случаях – температурой стенки.

10.3.4. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных поверхностей нагрева дымовыми газами или воздухом определяется по формуле

$$\alpha_{\text{к.шах}} = 0,36 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu}\right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (10.10)$$

где  $C_z$  – поправка на число рядов по ходу газов или воздуха, определяемая в зависимости от числа рядов труб  $z_2$  по ходу газов или воздуха:

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 \leq 3 \quad C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5;$$

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

$$\text{при } z_2 \geq 10 \quad C_z = 1;$$

$C_s$  – поправка на компоновку пучка, определяемая в зависимости от относительных поперечных и продольных шагов труб ( $\sigma_1 = S_1/d$

и  $\sigma_2 = S_2/d$ ) и величины  $\varphi = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1)$ , где  $\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$ :

$$\text{при } 0,1 \leq \varphi \leq 1,7 \text{ и всех } \sigma_1 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1};$$

$$\text{при } 1,7 < \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 < 3 \quad C_s = 0,77 \cdot \varphi^{0,5};$$

$$\text{при } 1,7 < \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 \geq 3 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1};$$

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности среды при средней температуре потока, Вт/(м · К); определяется по подразд. 10.5;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости среды при средней температуре потока, м<sup>2</sup>/с; определяется по подразд. 10.5;

Pr – критерий Прандтля среды при средней температуре потока; определяется по подразд. 10.5;

$d$  – диаметр труб наружный, м;

$w$  – расчетная скорость среды при средней температуре потока, м/с; определяется по пп. 10.3.9 и 10.3.11.

По формуле (10.10) построена номограмма, которая находится в [1, номограмма 8] и в пособии [2, рис. 10.12]. Ее можно использовать для графического определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных поверхностей нагрева.

10.3.5. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных поверхностей нагрева

$$\alpha_{\text{к.кор}} = 0,2 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (10.11)$$

где  $C_s$  – поправка на геометрическую компоновку коридорного пучка, определяемая в зависимости от относительных поперечных  $\sigma_1 = S_1/d$  и продольных  $\sigma_2 = S_2/d$  шагов труб по формуле

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

при  $\sigma_2 > 2$  принимается, что  $C_s = 1$ ;

$C_z$  – поправка на число рядов труб по ходу газов, определяемая в зависимости от среднего числа рядов труб  $z_2$ :

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2), \text{ при } z_2 > 10 \quad C_z = 1.$$

Обозначения других величин такие же, что и в п. 10.3.5.

По формуле (10.11) построена номограмма, которая находится в [1, номограмма 7] и в пособии [1, рис. 10.10]. Ее можно использовать для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных поверхностей нагрева.

10.3.6. Если в рассчитываемой поверхности нагрева часть труб расположена в шахматном порядке, а остальные – в коридорном, расчет теплопередачи ведется по усредненному по поверхности коэффициенту теплоотдачи конвекцией от газов к стенке

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{\alpha_{\text{к.шах}} \cdot H_{\text{шах}} + \alpha_{\text{к.кор}} \cdot H_{\text{кор}}}{H_{\text{шах}} + H_{\text{кор}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (10.12)$$

где  $H_{\text{шах}}$  – поверхность нагрева шахматной части пучка,  $\text{м}^2$ ;

$H_{\text{кор}}$  – поверхность нагрева коридорной части пучка,  $\text{м}^2$ .

10.3.7. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном обтекании поверхности нагрева однофазным турбулентным потоком с давлением и температурой, далекими от критических (продольное обтекание имеет место при движении пара в трубах пароперегревателя и при движении дымовых газов внутри труб трубчатого воздухоподогревателя), определяется по формуле

$$\alpha_{\text{к}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \left( \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_{\text{к}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (10.13)$$



где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности среды при средней температуре потока, Вт/(м·К); определяется для воздуха, дымовых газов, пара и воды по подразд. 10.5;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости среды при средней температуре потока, м<sup>2</sup>/с; определяется для воздуха, дымовых газов, пара и воды по подразд. 10.5;

$Pr$  – критерий Прандтля среды при средней температуре потока; определяется для воздуха, дымовых газов, пара и воды (подразд. 10.5);

$d_{вн}$  – внутренний диаметр труб, м;

$w$  – расчетная скорость среды при средней температуре потока, м/с; определяется по пп. 10.3.9 и 10.3.11;

$C_t$  – поправка, определяемая температурами потока и стенки, вводится только при нагревании дымовых газов и воздуха и вычисляется по

выражению  $C_t = \left( \frac{T}{T_{ст}} \right)^{0,5}$ , где  $T$  – температура газов (воздуха), К;

$T_{ст}$  – температура стенки, К;

$C_l$  – поправка на относительную длину канала; вводится только в случае прямого входа потока в трубу с  $l/d < 50$  без закруглений, чего, как правило, в элементах котла не бывает;

$C_k$  – поправка, вводимая только при течении среды в кольцевых каналах с односторонним обогревом внутренней или наружной поверхности, чего также в элементах котла практически не бывает.

По формуле (10.13) построены номограмма 11 для определения  $\alpha_k$  воздуха и дымовых газов; номограмма 12 для определения  $\alpha_k$  пара и номограмма 13 – для воды [1, номограмма 11, 12, 13], [2, рис. 18, 19, 20].

10.3.8. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном обтекании набивок газовой и воздушной сторон вращающихся регенеративных воздухоподогревателей (РВП)

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\mathcal{E}}} \left( \frac{w \cdot d_{\mathcal{E}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_H, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (10.14)$$

где  $d_{\mathcal{E}}$  – эквивалентный диаметр применяемых набивок, м, который равен: для набивок из гладких листов – 9,8 мм, из волнистых листов с гладкими дистанционирующими листами – 7,8 мм, для интенсифицированной набивки – 9,6 мм;

$C_H$  – коэффициент профиля набивки, который принимается:

- для набивок из гладких листов и керамических набивок из фарфоровых трубок  $C_H = 0,9$ ;

- для набивок из волнистых листов с гладкими дистанционирующими листами или только из волнистых листов  $C_H$  зависит от относительной суммарной высоты волн профиля  $\left(\frac{a+b}{a+b+c}\right)$  и принимается:

- для применяемой набивки из волнистых листов с гладкими дистанционирующими листами  $a = 0$ ,  $b = 2,4$  мм,  $c = 3,0$  мм,  $C_H = 1,16$ ; для интенсифицированной набивки из двух волнистых листов  $a = 2,4$  мм,  $b = 2,4$  мм,  $c = 3,0$  мм  $C_H = 1,6$ ;

- для набивок таких же профилей, но с высотой волн листов, отличающихся от применяемых в отечественном котлостроении,  $C_H$  вычисляется по формуле

$$C_H = 0,9 + 1,6 \cdot \left(\frac{a+b}{a+b+c}\right)^2;$$

- для эмалированных листов «холодной» ступени воздухоподогревателя значение  $C_H$  вычисляется так же, как указано выше, а затем снижается на 5 %.

По формуле (10.14) построена номограмма [1, номограмма 14], [2, рис. 10.21 и рис. 10.22], с помощью которой можно определять коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном обтекании набивок газовой и воздушной сторон вращающихся регенеративных воздухоподогревателей.

10.3.9. Расчетные скорости сред, используемые при определении коэффициентов теплоотдачи конвекцией, вычисляются по следующим формулам:

- скорость дымовых газов

$$w_{\Gamma} = \frac{B_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}^H \cdot (\vartheta_{\Gamma} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273}, \text{ м/с}, \quad (10.15)$$

где  $V_{\Gamma}^H$  – объем газов при нормальных условиях,  $\text{м}^3/\text{кг}$  ( $\text{м}^3/\text{м}^3$ ); вычисляется по среднему коэффициенту избытка воздуха в рассчитываемой поверхности нагрева;

$\vartheta_{\Gamma}$  – расчетная температура потока газов,  $^{\circ}\text{C}$ ; принимается равной сумме средней температуры обогреваемой среды и температурного напора; при охлаждении газов в пределах рассчитываемой поверхности

нагрева не более чем на 300 °С за расчетную температуру потока газов с достаточной точностью можно принимать полусумму температур газов  $\left( \vartheta_{\Gamma} = \frac{\vartheta_{\Gamma}' + \vartheta_{\Gamma}''}{2} \right)$  на входе в поверхность нагрева  $\vartheta_{\Gamma}'$  и на выходе из нее  $\vartheta_{\Gamma}''$ ;

$F_{\Gamma}$  – площадь живого сечения для прохода газов, м<sup>2</sup>;

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

- скорость воздуха

$$w_{\text{в}} = \frac{B_p \cdot V_0^{\text{н}} \cdot \beta_{\text{вп}} \cdot (t_{\text{в}} + 273)}{f_{\text{в}} \cdot 273}, \text{ м/с}, \quad (10.16)$$

где  $V_0^{\text{н}}$  – количество воздуха (при нормальных условиях), теоретически необходимого для сгорания топлива, м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>);

$\beta_{\text{вп}} = \beta_{\Gamma}' + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} + \beta_{\text{рц}} + \beta_{\text{изб}}$  – количество воздуха (относительно теоретически необходимого), подогреваемого в воздухоподогревателе; величины  $\beta_{\Gamma}'$ ,  $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ ,  $\beta_{\text{рц}}$ ,  $\beta_{\text{изб}}$  определяются по разд. 5;

$f_{\text{в}}$  – площадь живого сечения для прохода воздуха, м<sup>2</sup>; подсчитывается по п. 10.3.10.

$t_{\text{в}}$  – расчетная температура воздуха, °С; принимается равной средней температуре воздуха, которую с достаточной точностью можно определять как полусумму  $\left( t_{\text{в}} = \frac{t_{\text{в}}' + t_{\text{в}}''}{2} \right)$  температур воздуха на входе в поверхность нагрева  $t_{\text{в}}'$  и на выходе из нее  $t_{\text{в}}''$ .

10.3.10. Площади живого сечения для прохода газов и воздуха в поверхностях нагрева котла определяются следующим образом:

- для гладкотрубных и мембранных пучков труб при их поперечном омывании

$$F = a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d, \text{ м}^2,$$

где  $a$  и  $b$  – ширина и высота газохода в его расчетном сечении, м (в экранированном газоходе  $a$  и  $b$  принимаются по осям экранных труб);

$z_1$  – число труб в ряду;

$l$ ,  $d$  – длина и диаметр труб, м; при изогнутых трубах  $l$  вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода;

- для пучков труб с поперечными ребрами при поперечном омывании

$$F = \left[ 1 - \frac{1}{\sigma_1} \cdot \left( 1 + 2 \cdot \frac{h_{\text{рб}}}{S_{\text{рб}}} \cdot \frac{\delta_{\text{рб}}}{d} \right) \right] \cdot a \cdot b, \text{ м}^2, \quad (10.17)$$

где  $a$  и  $b$  – ширина и высота газохода в его расчетном сечении, м (в экранированном газоходе  $a$  и  $b$  принимаются по осям экранных труб);

$\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$  – относительный поперечный шаг труб;

$d$  – диаметр несущей трубы, м;

$h_{\text{рб}}, \delta_{\text{рб}}$  – высота и средняя толщина ребер, м;

$S_{\text{рб}}$  – шаг ребер, м.

При поперечном омывании шахматных пучков труб с  $\frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} > 1,7$ ,

когда максимальная скорость газов имеет место в их диагональном направлении, площадь сечения для прохода газов определяется по формуле

$$F_{\text{Д}} = 2 \cdot F \cdot \frac{\sigma_2' - 1}{\sigma_1 - 1}, \text{ м}^2,$$

где  $\sigma_2' = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{2}\right)^2 + \sigma_2^2}$  – относительный диагональный шаг труб;

$F$  – площадь сечения, м<sup>2</sup> [формула (10.17)].

При продольном течении воздуха, пара, воды внутри труб

$$f = z \cdot \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}, \text{ м}^2,$$

где  $z$  – число параллельно включенных труб в пучке;

$d_{\text{вн}}$  – диаметр труб внутренний, м.

При продольном течении среды между трубами

$$F = a \cdot b - z \cdot \frac{\pi d^2}{4}, \text{ м}^2,$$

где  $a$  и  $b$  – ширина и глубина газохода в его расчетном сечении, м;

$z$  – число труб в пучке;

$d$  – диаметр труб наружный, м.

### 10.3.11. Скорость воды и пара

$$w_{\text{в(п)}} = \frac{D \cdot \nu}{f_{\text{в(п)}}}, \text{ м/с}, \quad (10.18)$$

где  $D$  – расход воды (пара), кг/с;

$\nu$  – средний удельный объем воды (пара), м<sup>3</sup>/кг;

$f_{в(п)}$  – площадь живого сечения для прохода воды (пара) внутри труб, м<sup>2</sup>; подсчитывается по п. 10.3.10.

10.3.12. Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания топлив:

• для запыленного потока продуктов сгорания твердых топлив, с учетом излучения золы,

$$\alpha_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot (T)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_3}{T}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (10.19)$$

• для незапыленного потока продуктов сгорания газообразных и жидких топлив

$$\alpha_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot (T)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (10.20)$$

где  $T$  – средняя температура газов в рассчитываемой поверхности нагрева, К;

$T_3$  – абсолютная температура загрязненной наружной поверхности труб, К; определяется по п. 10.3.13;

$a_3$  – степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающей поверхности нагрева; принимается, что для поверхностей нагрева котлов  $a_3 = 0,8$ ;

$a$  – степень черноты потока газов при температуре  $T$ ; определяется по п. 10.3.15.

По формуле (10.19) построена номограмма [1, номограмма 18], [2, рис. 10.24] для определения коэффициента теплоотдачи излучением запыленного потока. Для незапыленного газового потока коэффициент теплоотдачи излучением определяют по той же номограмме и его значение умножают на коэффициент  $C_T$ , определяемый по вспомогательному полю номограммы.

10.3.13. Абсолютная температура загрязненной наружной поверхности труб принимается равной температуре слоя отложений и определяется:

- для поверхностей нагрева, эффективность теплоотдачи в которых оценивается коэффициентом загрязнения  $\varepsilon$ ,

$$T_3 = t + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_6 + Q_{\text{л}}) \cdot 10^3}{H} + 273, \text{ К}; \quad (10.21)$$

- для поверхностей, эффективность теплоотдачи в которых оценивается коэффициентом тепловой эффективности  $\psi$ ,

$$T_3 = t + \left[ \frac{1}{\psi} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) - \frac{1}{\alpha_1} \right] \cdot \frac{B_p \cdot (Q_6 + Q_{\text{л}}) \cdot 10^3}{H} + 273, \text{ К}. \quad (10.22)$$

В формулах (10.21) и (10.22):

$t$  – средняя температура нагреваемой среды, °С;

$\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам труб поверхности нагрева, Вт/(м<sup>2</sup> · К); определяется по п. 10.3.2;

$Q_6$  – конвективное тепло, отдаваемое поверхности нагрева дымовыми газами, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), определяется по формуле (8.10);

$Q_{\text{л}}$  – лучистое тепло, воспринимаемое поверхностью нагрева излучением из топки, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>); определяется по формулам (8.5), (8.6);

$\varepsilon$  – коэффициент загрязнения поверхности нагрева, м<sup>2</sup> · К/Вт; принимается по подразд. 10.4;

$\psi$  – коэффициент тепловой эффективности; принимается по подразд. 10.4;

$H$  – теплообменная поверхность нагрева, м<sup>2</sup>;

$B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с ((м<sup>3</sup>/с) (разд. 5).

Для экономайзеров и испарительных поверхностей величину  $\frac{1}{\alpha_2}$

из формул (10.21) и (10.22) можно исключить.

Вычисление  $T_3$  по формуле (10.22) требует подстановки в нее значения  $\alpha_1$ , которое, в свою очередь, рассчитывается, в зависимости от  $\alpha_{\text{л}}$ , по формулам (10.19) и (10.20) и на момент расчета  $T_3$  еще не определено. В этой связи, при расчете  $\alpha_{\text{л}}$ , величиной  $T_3$  необходимо предварительно задаться, а впоследствии по формуле ее уточнить.

В некоторых частных случаях температура загрязненной наружной стенки труб может рассчитываться по упрощенному выражению

$$T_3 = t_{\text{среды}} + \Delta t_3 + 273, \text{ К}. \quad (10.23)$$

Для одноступенчатых экономайзеров при температуре газов на входе  $\vartheta' > 400$  °С, для вторых ступеней двухступенчатых экономайзеров, переходных зон прямоточных котлов и котельных пучков котлов малой мощности при сжигании твердых и жидких топлив, а также древесины принимается, что  $\Delta t_3 = 60$  °С.

Для одноступенчатых экономайзеров при температуре газов на входе  $\vartheta' \leq 400$  °С и для первых ступеней двухступенчатых экономайзеров при сжигании твердых и жидких топлив  $\Delta t_3 = 25$  °С.

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

Для фестонов, находящихся на выходе из топки,  $\Delta t_3 = 80$  °С.

Для фестонов, расположенных на выходе из горизонтального газохода,  $\Delta t_3 = 50$  °С.

При сжигании газа для всех поверхностей  $\Delta t_3 = 25$  °С.

10.3.14. Тепло, излучаемое газовым объемом на настенную поверхность, ограждающую объем, или на отдельно стоящий в объеме ряд труб,

$$Q_{\text{л}} = \alpha'_{\text{л}} \cdot 10^{-3} \cdot \frac{(\vartheta_{\text{ср}} - t_3) \cdot N_{\text{л}}}{B_{\text{р}}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (10.24)$$

где  $\alpha'_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м<sup>2</sup> · К); определяется по п. 10.3.12 при средней температуре газов  $\vartheta_{\text{ср}}$  в объеме;

$t_3$  – температура загрязненной стенки труб, °С; определяется по п. 10.3.13;

$N_{\text{л}} = F_{\text{с}} \cdot x$  – лучевоспринимающая поверхность нагрева, м<sup>2</sup>, где  $F_{\text{с}}$  – площадь стены, занимаемая поверхностью с угловым коэффициентом  $x$ .

10.3.15. Степень черноты потока газов, определяемая как для изотермического объема,

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

где  $kps$  – суммарная оптическая толщина потока продуктов сгорания (критерий поглощательной способности Бугера), определяемая при температуре  $T$ , давлении  $p = 0,1$  МПа и эффективной толщине излучающего слоя  $s$  для рассчитываемой поверхности нагрева, м.

Суммарная оптическая толщина запыленного потока продуктов сгорания

$$kps = (k_r^0 \cdot r_n + k_{зл} \cdot \mu_{зл}) \cdot p \cdot s$$

определяется по методике, изложенной в разд. 6.

Для незапыленного потока продуктов сгорания суммарная оптическая толщина вычисляется по той же формуле при  $k_{зл} \cdot \mu_{зл} = 0$ .

Эффективная толщина излучающего слоя для ширмовых поверхностей нагрева определяется по формуле

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{S_1} + \frac{1}{l}}, \text{ м,}$$

где  $A, S_1, l$  – высота, поперечный шаг и глубина (с учетом просвета между половинами ширмы) единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами, м.

Для гладкотрубных конвективных поверхностей нагрева

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

где  $\sigma_1, \sigma_2$  – относительный поперечный и относительный продольный шаги труб в пучке;

$d$  – наружный диаметр труб, м.

Для мембранных конвективных поверхностей

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \frac{\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1}{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{h_{рб}}{d} + 1}, \text{ м.}$$

Для трубчатых воздухоподогревателей с течением газов внутри труб принимается, что  $s = 0,9 \cdot d_{вн}$ , м.

10.3.16. Излучение газового объема на расположенный за ним (по ходу газов) рассчитываемый конвективный пучок учитывается увеличением расчетного коэффициента теплоотдачи излучением  $\alpha'_л$  по выражению

$$\alpha'_л = \alpha_л \cdot \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_{об}}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_{об}}{l_{п}} \right)^{0,07} \right], \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (10.25)$$



где  $A$  – коэффициент, определяемый топливом; при сжигании газа и мазута  $A = 0,3$ , при сжигании каменных углей и АШ  $A = 0,4$ , при сжигании бурых углей, сланцев и фрезерного торфа  $A = 0,5$ ;

$l_{п}, l_{об}$  – глубина рассчитываемого пучка и газового объема, м;

$T_{об}$  – абсолютная температура газов в излучающем объеме (перед пакетом), К.

Для фестонов с числом рядов  $z_2 \leq 3$  излучение газового объема по формуле (10.25) не учитывается.

10.3.17. Коэффициенты теплоотдачи от стенок труб к различным нагреваемым средам  $\alpha_2$  по своей величине существенно различаются, что связано с различием их теплофизических свойств.

Так, при нагреве пара и воздуха численные значения  $\alpha_2$  относительно невелики и они существенно сказываются на величине коэффициента теплопередачи.

Что касается коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_2$  от стенки к воде и к пароводяной смеси, то они намного больше, чем к пару и воздуху, заметного влияния на величину коэффициента теплопередачи не оказывают и ими можно пренебречь.

Таким образом, коэффициенты теплоотдачи от стенок труб к нагреваемым средам  $\alpha_2$  учитываются только при расчете теплопередачи в пароперегревателе и воздухоподогревателе. При расчете пароперегревателя величина  $\alpha_2$  рассчитывается по формуле (10.13), при расчете трубчатых воздухоподогревателей с шахматным расположением труб – по формуле (10.10).

#### **10.4. Коэффициенты использования, загрязнения и тепловой эффективности поверхностей нагрева**

10.4.1. Коэффициентом использования оценивается полнота омывания поверхности нагрева дымовыми газами.

При поперечном и продольном омывании конвективных поверхностей нагрева, когда может быть обеспечено прохождение через поверхность нагрева всего газового потока, принимается, что коэффициент ее использования  $\xi = 1$ .

При смешанном омывании конвективных пучков принимается, что коэффициент их использования  $\xi = 0,95$ .

Величина коэффициента использования ширм определяется местом их расположения, находится в диапазоне от 0,6 до 0,9 и принимается по рис. 10.1.

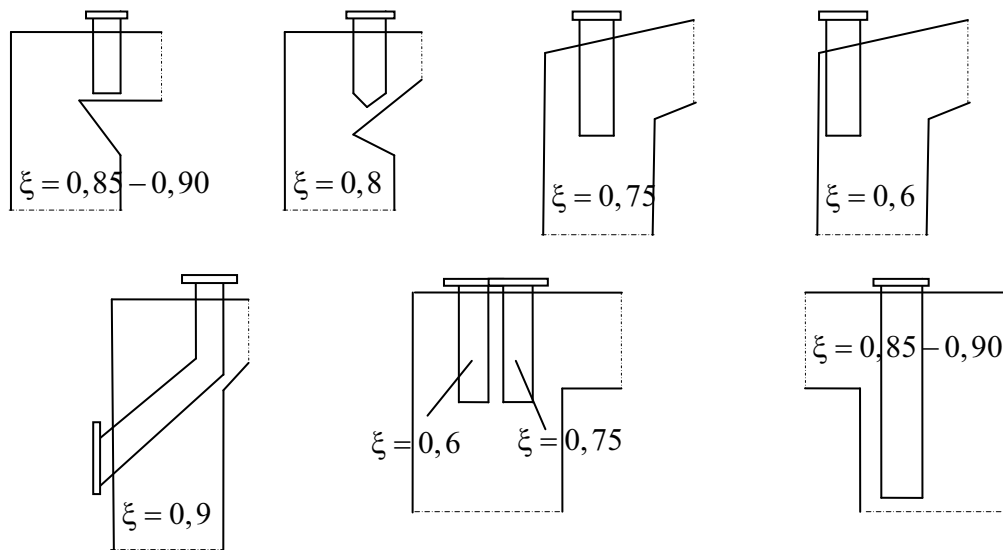


Рис. 10.1. К определению  $\xi$  для ширмовых поверхностей нагрева

10.4.2. Коэффициентом загрязнения  $\varepsilon$  называют термическое сопротивление слоя золы и сажи, отлагающихся на наружной стороне труб поверхностей нагрева. Его представляют в виде отношения толщины загрязняющего слоя  $\delta_3$  к его коэффициенту теплопроводности  $\lambda_3$ , т. е.  $\varepsilon = \delta_3 / \lambda_3$ . Коэффициент загрязнения используется при расчете теплообмена в ширмовых поверхностях нагрева. При сжигании твердых топлив величина  $\varepsilon$  принимается в зависимости от загрязняющей способности топлива, температуры газов перед ширмами и наличия очистки по рис. 10.2. Критерием загрязняющей способности твердых топлив является содержание в составе их золы СаО. Топлива, в золе которых содержится значительное количество СаО (более 13 %), считаются сильнозагрязняющими.

При сжигании сланцев с применением виброочистки ширм с частотой 50 Гц коэффициент загрязнения ширм принимается:

- при температуре газов перед ширмами  $\vartheta'_{\text{ш}} = 600 - 850$  °С  $\varepsilon = 0,035$  м<sup>2</sup> · К/Вт;
- при температуре дымовых газов перед ширмами  $\vartheta'_{\text{ш}} > 850$  °С  $\varepsilon = 0,04$  м<sup>2</sup> · К/Вт.

При очистке ширм системой низкочастотного встряхивания (СУНЧВ) принимается, что  $\varepsilon = 0,03$  м<sup>2</sup> · К/Вт и не зависит от температуры газов перед ширмами.

При сжигании мазута с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha''_T \leq 1,03$   $\varepsilon = 0,0025$  м<sup>2</sup> · К/Вт, при бóльших  $\alpha''_T$  —  $\varepsilon = 0,005$  м<sup>2</sup> · К/Вт.

При сжигании газа  $\varepsilon = 0,0015 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ . При сжигании газа вместе с мазутом либо после мазута или угля значение  $\varepsilon$  принимается по более загрязняющему топливу.

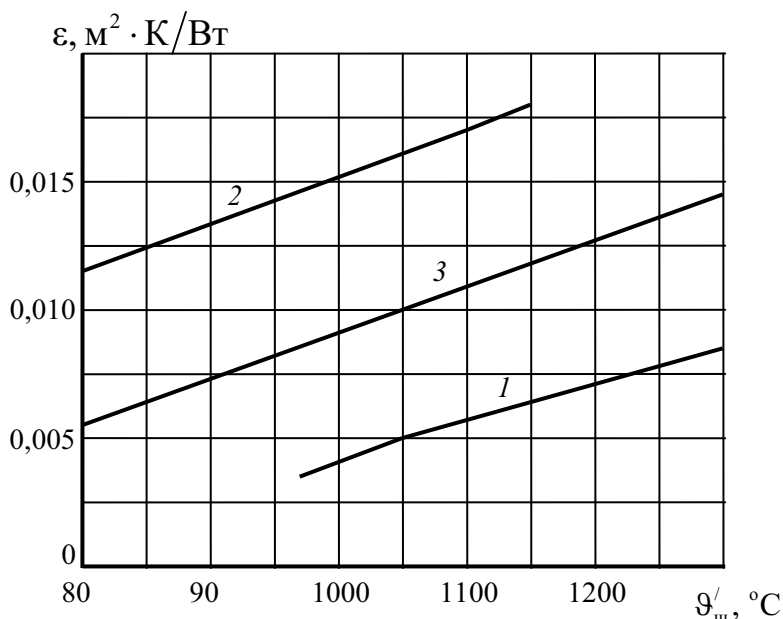


Рис. 10.2. Коэффициенты загрязнения ширм при сжигании твердых топлив: 1 – умереннозагрязняющих; 2 – сильнозагрязняющих; 3 – сильнозагрязняющих с очисткой

10.4.3. Коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  используется для учета термического сопротивления слоя загрязнений на наружной поверхности труб конвективных поверхностей нагрева. Его представляют как отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

10.4.4. Для коридорных и шахматных гладкотрубных, плавниковых, мембранных, лепестковых и мембранно-лепестковых поверхностей нагрева при сжигании твердых топлив (кроме сланцев) коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  определяется по рис. 10.3 в зависимости от средней температуры газов в пучке и загрязняющих свойств топлива. Загрязняющие свойства твердых топлив определяются критерием, приведенным в п. 10.4.2.

Для коридорных и шахматных экономайзеров и газовойдяных подогревателей (ГВП) с круглыми и квадратными поперечными ребрами, также со спирально-ленточным оребрением коэффициент тепловой эффективности при сжигании умереннозагрязняющих топлив принимается по линии 1 рис. 10.3.

При сжигании сланцев с применением очистки коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  для коридорных поверхностей нагрева и шах-

матных одноступенчатых экономайзеров принимается равным 0,5. При отсутствии очистки значение  $\psi$  снижается на 0,05.

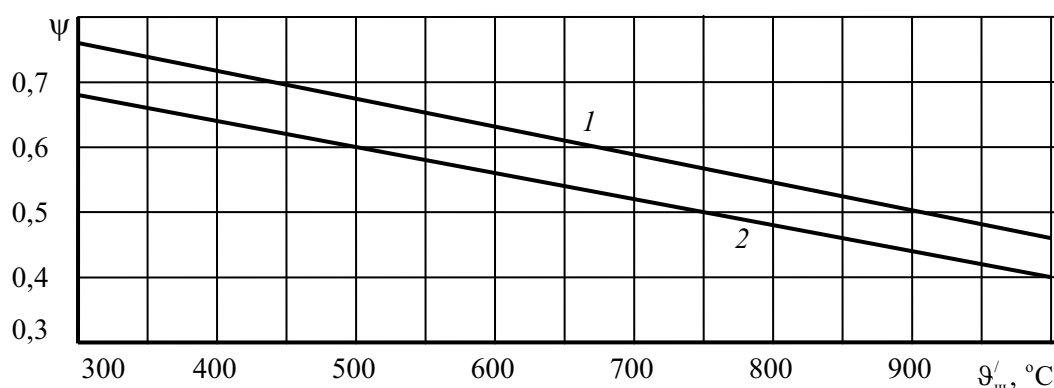


Рис. 10.3. Коэффициенты тепловой эффективности конвективных поверхностей нагрева при сжигании твердых топлив: 1 – умеренно- и сильнозагрязняющихся с очисткой; 2 – сильнозагрязняющихся без очистки

При сжигании мазута с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_T'' \leq 1,03$  коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  для всех конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей нагрева принимается по данным табл. 10.1. При работе котлов с  $\alpha_T'' > 1,03$  значение  $\psi$  для всех поверхностей нагрева уменьшают на 0,05.

Таблица 10.1

**Коэффициенты тепловой эффективности  $\psi$   
для конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей  
нагрева при сжигании мазута с малыми избытками воздуха  
 $\alpha_T'' \leq 1,03$  (при  $\alpha_T'' > 1,03$  значение  $\psi$  уменьшают на 0,05)**

Наименование поверхности нагрева	$\psi$
Пароперегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны с коридорным расположением труб и все ширмоконвективные поверхности	0,65
Пароперегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны с шахматным расположением труб	0,60
Экономайзеры и газоводяные подогреватели (горячие и холодные ступени)	0,65
Экономайзеры и газоводяные подогреватели при температуре воды на входе 100 °C и ниже	0,45–0,50

При сжигании газа для всех конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей нагрева коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  принимается по табл. 10.2. При сжигании газа после мазута (без остановки котла на чистку) значения коэффициентов тепловой эффективности  $\psi$  принимаются на 0,05 бóльшими, чем при сжигании мазута. При сжигании газа после твердого топлива (без остановки котла на чистку) значение  $\psi$  принимается по твердому топливу. При сжигании смеси топлив коэффициенты тепловой эффективности  $\psi$  принимаются по более загрязняющему топливу.

**Таблица 10.2**

**Коэффициенты тепловой эффективности  $\psi$   
для конвективных гладкотрубных и оребренных  
поверхностей нагрева при сжигании газа**

Наименование поверхности нагрева	$\psi$
Пароперегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны, горячие ступени экономайзеров	0,80
Экономайзеры одноступенчатые и холодные ступени двухступенчатые, газоводяные подогреватели	0,85
Ширмоконвективные поверхности нагрева	0,75

Коэффициенты тепловой эффективности трубчатых воздухоподогревателей, при движении дымовых газов внутри труб и выполнении ходов воздуха из отдельных кубов, а не за счет установки промежуточных трубных досок в пределах куба, определяются по табл. 10.3. При наличии в С-перекрестных трубчатых воздухоподогревателях межходовых трубных досок в пределах секции, из-за которых имеют место перетоки воздуха между ходами, коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  уменьшается по отношению к значениям, приведенным в табл. 10.3, следующим образом: на 0,15 – в двухходовой ступени с одной и в трехходовой ступени с двумя промежуточными трубными досками; на 0,05 – в трехходовой ступени с одной промежуточной трубной доской между любыми ходами и в четырехходовой ступени с двумя промежуточными трубными досками между любыми ходами.

Коэффициенты тепловой эффективности регенеративных воздухоподогревателей для всех топлив принимаются:

- при  $\Delta\alpha_{ВП} \leq 0,15$   $\psi = 0,9$ ;
- при  $0,15 < \Delta\alpha_{ВП} < 0,25$   $\psi = 0,9 \cdot (\Delta\alpha_{ВП} - 0,15)$ ;
- при  $\Delta\alpha_{ВП} \geq 0,25$   $\psi = 0,8$ .

При сжигании сернистого мазута значения коэффициентов тепловой эффективности воздухоподогревателей снижаются на 0,05 по срав-

нению с указанными выше в следующих случаях: для регенеративных – при среднеарифметической температуре воздуха и газов на холодной стороне менее 110 °С; для трубчатых – при температуре воздуха на входе ниже 90 °С в случае сжигания сернистого мазута с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_T'' \leq 1,03$  и ниже 110 °С в случае  $\alpha_T'' > 1,03$ .

**Таблица 10.3**

**Коэффициенты тепловой эффективности  
трубчатых воздухоподогревателей**

Топливо	С-перекрестных		Z-перекрестных
	холодные ступени одноступенчатые	горячие ступени	
АШ, фрезерный торф, канско-ачинские угли	0,90	0,75	0,85
Мазут и древесное топливо	0,85	0,90	0,85
Газ	0,95	0,95	0,90
Все остальные топлива	0,90	0,90	0,85

**10.5. Коэффициенты теплопроводности,  
кинематической вязкости и числа Прандтля  
дымовых газов, воздуха, воды и пара**

10.5.1. Коэффициенты теплопроводности дымовых газов заданного состава вычисляются по формуле

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_\Gamma, \text{ Вт/(м·К)}, \quad (10.26)$$

где  $\lambda_\Gamma$  – коэффициент теплопроводности дымовых газов среднего состава ( $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$  и  $r_{\text{CO}_2} = 0,13$ ) при давлении 101,3 кПа; принимается по табл. 10.6;

$M_\lambda$  – поправка, учитывающая отклонение значения  $\lambda$  действительного состава дымовых газов от  $\lambda_\Gamma$  их среднего состава; принимается по табл. 10.4.

10.5.2. Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов заданного состава

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_\Gamma, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (10.27)$$

где  $\nu_\Gamma$  – коэффициент кинематической вязкости газов среднего состава при давлении 101,3 кПа; принимается по табл. 10.5;

$M_\nu$  – поправка, учитывающая отклонение значения  $\nu$  действительного состава дымовых газов от  $\nu_\Gamma$  их среднего состава; определяется по табл. 10.4.

**Таблица 10.4**

**Поправки  $M_\lambda$  для пересчета коэффициентов теплопроводности  
дымовых газов среднего состава на заданный состав**

$\vartheta_r, \text{ }^\circ\text{C}$	Объемная доля водяных паров в дымовых газах $r_{\text{H}_2\text{O}}$										
	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23
100	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,01	1,02	1,02	1,02	1,02
200	0,95	0,96	0,98	0,99	1,00	1,01	1,01	1,02	1,02	1,03	1,04
300	0,94	0,96	0,97	0,99	1,00	1,00	1,01	1,02	1,02	1,03	1,05
400	0,93	0,95	0,97	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06
500	0,92	0,95	0,97	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06
600	0,91	0,94	0,97	0,98	1,00	1,01	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07
700	0,91	0,94	0,96	0,98	1,00	1,01	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07
800	0,91	0,94	0,96	0,98	1,00	1,01	1,03	1,04	1,05	1,07	1,08
900	0,90	0,94	0,96	0,98	1,00	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
1000	0,90	0,93	0,96	0,98	1,00	1,01	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08
1100	0,89	0,93	0,95	0,98	1,00	1,01	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
1200	0,89	0,93	0,95	0,98	1,00	1,01	1,03	1,05	1,06	1,07	1,09

**Таблица 10.5**

**Поправки  $M_\nu$  для пересчета коэффициентов кинематической  
вязкости дымовых газов среднего состава на заданный состав**

$\vartheta_r, \text{ }^\circ\text{C}$	Объемная доля водяных паров в дымовых газах $r_{\text{H}_2\text{O}}$						
	0,02	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,29
100	0,970	0,990	1,000	1,000	0,990	0,980	0,970
200	0,960	0,985	1,000	1,000	0,990	0,990	0,980
300	0,955	0,980	1,000	1,000	0,990	0,990	0,990
400	0,950	0,980	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
500	0,948	0,980	1,000	1,010	1,010	1,010	1,010
600	0,945	0,975	1,000	1,010	1,015	1,020	1,020
700	0,940	0,975	1,000	1,015	1,020	1,025	1,030
800	0,940	0,970	1,000	1,015	1,025	1,030	1,040
900	0,940	0,970	1,000	1,015	1,030	1,035	1,045
1000	0,940	0,980	1,000	1,015	1,030	1,040	1,050
1100	0,940	0,980	0,995	1,015	1,030	1,040	1,050
1200	1,940	0,970	0,992	1,015	1,030	1,040	1,050

10.5.3. Критерий Прандтля для газов заданного состава дымовых газов

$$Pr = M_{Pr} \cdot Pr_r, \quad (10.28)$$

где  $Pr_r$  – критерий Прандтля для дымовых газов среднего состава при давлении 101, 3 кПа; принимается по табл. 10.6;

$M_{Pr}$  – поправка, учитывающая отклонение значения  $Pr$  действительного состава дымовых газов от  $Pr_{Г}$  их среднего состава; определяется по рис. 10.4.

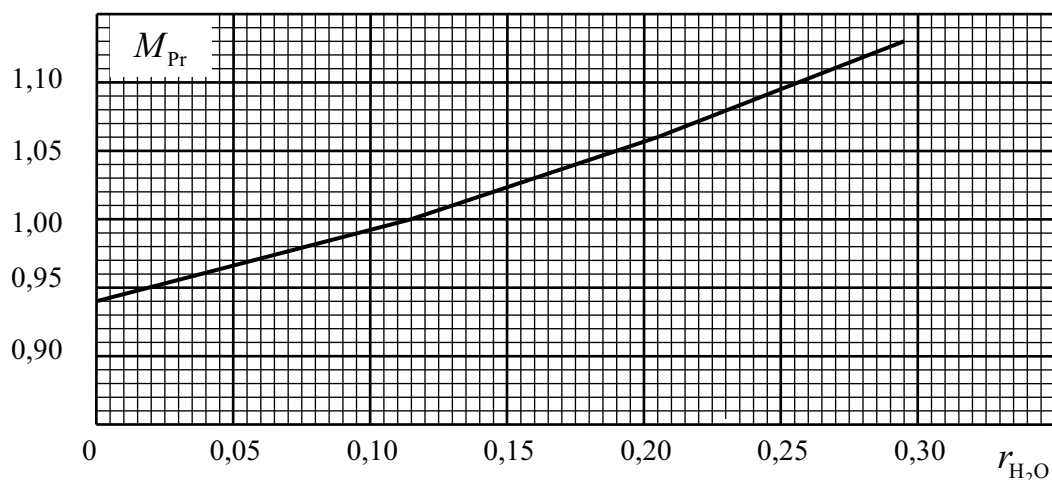


Рис. 10.4. Поправки  $M_{Pr}$  для пересчета критерия Прандтля дымовых газов среднего состава на их заданный состав

10.5.4. Коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости воздуха ( $\lambda_B$  и  $\nu_B$ ) при давлении 101,3 кПа и температурах от 0 до 1200 °С представлены в табл. 10.6.

Таблица 10.6

**Физические характеристики воздуха и дымовых газов среднего состава [1]**

$\vartheta_{Г}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	Воздух			Дымовые газы среднего состава		
	$\nu_B \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\lambda_B \cdot 10^2, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$Pr$	$\nu_{Г} \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\lambda_{Г} \cdot 10^2, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$Pr$
0	13,60	2,42	0,70	11,90	2,27	0,74
100	23,50	3,18	0,69	20,80	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

*Примечание.* Физические характеристики дымовых газов среднего состава должны быть приведены к заданному составу газов



10.5.5. Коэффициенты теплопроводности  $\lambda$  воды и водяного пара для давлений от 0,1 до 40 МПа и температур от 0 до 700 °С, а также на линии насыщения приведены в [1, табл. VIII]. При расчете котлов среднего и высокого давления для определения  $\lambda$  для водяного пара можно воспользоваться данными, приведенными в табл. 10.7.

10.5.6. Коэффициенты кинематической вязкости  $\nu$  для воды и водяного пара определяются по формуле

$$\nu = \mu \cdot \nu, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (10.29)$$

где  $\mu$  – коэффициенты динамической вязкости, Па·с, значения которых при давлении от 0,1 до 40 МПа и температурах от 0 до 700 °С, а также на линии насыщения приведены в [1, табл. VII];

$\nu$  – удельные объемы пара и воды при тех же давлениях и температурах, значения которых принимаются по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара [1, табл. XXIII–XXVI]. При расчете котлов среднего и высокого давления для определения коэффициентов кинематической вязкости  $\nu$  для водяного пара можно воспользоваться данными, приведенными в табл. 10.7.

**Таблица 10.7**

**Коэффициенты кинематической вязкости  $\nu$  теплопроводности и числа Прандтля для воды и водяного пара [3]**

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	Давление $p = 10 \text{ МПа}$			Давление $p = 15 \text{ МПа}$		
	$\nu \cdot 10^6$ м <sup>2</sup> /с	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Pr	$\nu \cdot 10^6$ м <sup>2</sup> /с	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Pr
300	0,126	54,4	0,95	0,126	55,8	0,90
320	0,423	7,37	1,61	0,124	51,50	1,02
340	0,504	6,90	1,43	0,122	46,1	1,34
360	0,577	8,75	1,32	0,330	9,23	1,79
380	0,639	6,73	1,23	0,386	8,44	1,51
400	0,695	6,82	1,15	0,431	8,12	1,34
420	0,753	6,94	1,10	0,476	8,00	1,23
440	0,809	7,12	1,05	0,516	8,00	1,16
460	0,868	7,30	1,02	0,558	8,09	1,10
480	0,928	7,51	1,00	0,599	8,22	1,06
500	0,988	7,73	0,98	0,643	8,39	1,03
520	1,050	7,97	0,96	0,684	8,58	1,00
540	1,113	8,21	0,94	0,729	8,79	0,98
560	1,177	8,44	0,94	0,754	9,00	0,96
580	1,242	8,70	0,92	0,817	9,23	0,94
600	1,309	8,95	0,91	0,863	9,48	0,92

10.5.7. Значения для давлений от 0,1 до 40 МПа и температурах от 0 до 700 °С, а также на линии насыщения приведены в [1, табл. IX]. При расчете котлов среднего и высокого давления для определения  $P_r$  для воды и водяного пара можно воспользоваться данными, приведенными в табл. 10.7.

## 11. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР В ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

11.1. Температурным напором  $\Delta t$  называют усредненную по поверхности нагрева разность температур греющей и нагреваемой (теплообменивающихся) сред.

Величина температурного напора зависит от взаимного направления движения теплообменивающихся сред. Если температура одной из сред в пределах поверхности нагрева не изменяется, что имеет место в испарительных котельных пучках и фестонах, то такой зависимости нет.

Схема, при которой обе среды на всем своем пути движутся параллельно навстречу друг другу, называется противоточной. Схему же, при которой обе среды на всем своем пути движутся параллельно в одном направлении, называют прямоточной. Промежуточной схемой является схема с перекрестным током, когда теплообменивающиеся среды движутся перпендикулярно друг другу. При этом, если число перекрестов в схеме с перекрестным током становится более четырех, она, в зависимости от общего взаимного направления движения теплообменивающихся сред, трансформируется либо в противоточную, либо в прямоточную.

Наибольший температурный напор достигается при противотоке, наименьший – при прямотоке. При перекрестном токе с числом перекрестов не более четырех величина температурного напора имеет промежуточное значение. При числе перекрестов более четырех величина температурного напора становится равной либо величине температурного напора при противотоке, либо величине температурного напора при прямотоке.

11.2. Для поверхностей нагрева с чисто противоточной или чисто прямоточной схемами взаимного движения греющей и нагреваемой сред, а также при постоянной температуре одной из сред температурный напор определяется как среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ К}, \quad (11.1)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  – разность температур греющей и нагреваемой сред на той стороне поверхности нагрева, где она больше, К;

$\Delta t_{\text{м}}$  – разность температур греющей и нагреваемой сред на той стороне поверхности нагрева, где она меньше, К.

В тех случаях когда  $\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$ , температурный напор можно с достаточной точностью определять как среднеарифметическую разность температур

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \vartheta - t, \text{ К}, \quad (11.2)$$

где  $\vartheta$  – средняя температура греющей среды, К ( $^{\circ}\text{C}$ );

$t$  – средняя температура нагреваемой среды, К ( $^{\circ}\text{C}$ ).

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}}}{2}, \quad (11.3)$$

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

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

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}}, \quad (11.4)$$

где  $\psi$  – коэффициент пересчета температурного напора чисто противоточной схемы к сложной схеме.

11.5. Среди сложных схем движения теплообменивающихся сред различают схемы с параллельным током и схемы с перекрестным током. Схемы с параллельным током подразделяются на схемы с параллельно-смешанным и последовательно-смешанным токами. Схемы с перекрестным движением теплообменивающихся сред подразделяются на схемы с однократным и многократным (не более четырех) перекрестами.

11.6. Поверхности нагрева с последовательно-смешанным током (см. рис. 11.1) имеют два участка, которые последовательно омываются дымовыми газами, и при переходе нагреваемой среды из одного участка в другой изменяется взаимное движение обеих сред. По этим схемам с разными сочетаниями участков выполняются пароперегреватели и экономайзеры.

Данные схемы характеризуются тем, что участки с более низкими температурами обеих сред совмещены, т. е. вход обогреваемой среды находится в том же сечении, что и выход греющей среды. В схемах *I* и *II*

(рис. 11.1) первая (по ходу газов) часть поверхности нагрева включена по прямотоку, а вторая – по противотоку. В схеме III первая часть поверхности нагрева включена по противотоку, а вторая – по прямотоку.

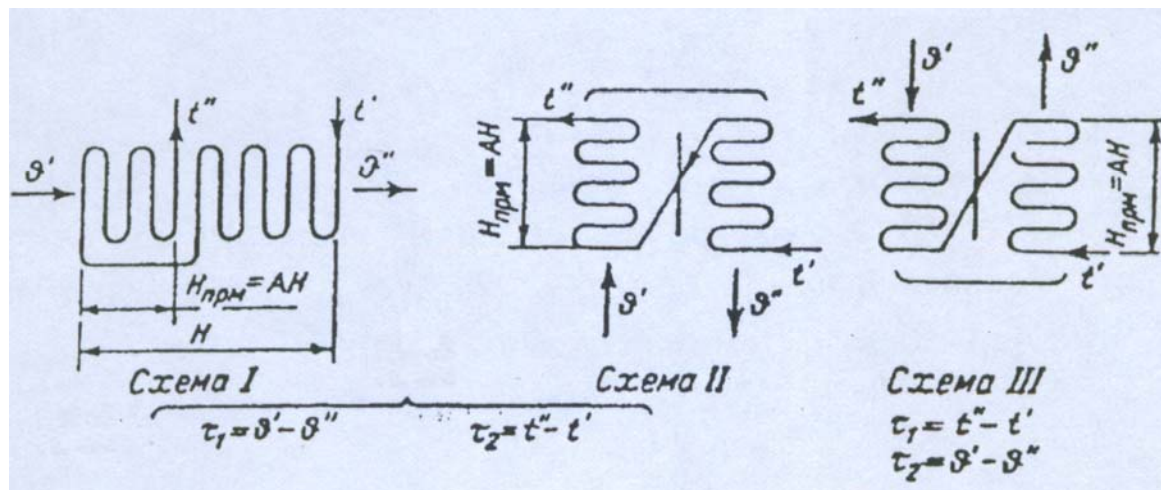


Рис. 11.1. К расчету температурного напора для схем с последовательно-смешанным током

11.7. Коэффициент  $\psi$  для схем с последовательно-смешанным током греющей и нагреваемой сред определяется по номограмме, представленной на рис. 11.5, используя предварительно вычисляемые безразмерные параметры

$$A = \frac{H_{\text{прм}}}{H}, \quad P = \frac{\tau_2}{\theta' - t'}, \quad R = \frac{\tau_1}{\tau_2}, \quad (11.5)$$

где  $H, H_{\text{прм}}$  – полная поверхность нагрева и поверхность нагрева прямоточной части,  $\text{м}^2$ ;

$\tau_1, \tau_2$  – перепады температур,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ): для схем I и II  $\tau_1 = \theta' - \theta''$ ,  $\tau_2 = t'' - t'$ ; для схемы III  $\tau_1 = t'' - t'$ ,  $\tau_2 = \theta' - \theta''$ ;

$\theta', t'$  – начальные температуры греющей и нагреваемой сред,  $\text{К}$ ;

$\theta'', t''$  – конечные температуры греющей и нагреваемой сред,  $\text{К}$ .

Обозначения температур даны на схемах рис. 11.1.

По номограмме, представленной на рис. 11.5, нельзя определять коэффициенты пересчета  $\psi$  для схем, отличающихся от указанных на ней. Кривые, приведенные на номограмме (см. рис. 11.5), нельзя экстраполировать. При выходе значений определяющих параметров за пределы номограммы, а также при схемах, отличающихся от указанных на

ней, расчет температурного напора ведется отдельно для противоточного и прямоточного участков.

11.8. В схемах движения греющей и нагреваемой сред с параллельно-смешанным током (рис. 11.2) участки поверхностей нагрева по одной из сред (многоходовой) включены последовательно, а по другой (одноходовой) – параллельно. При этом безразлично, какая из сред (греющая или нагреваемая) является одноходовой.

Схемы с параллельно-смешанным током (рис. 11.2) могут быть следующими:

а) схемы с двумя ходами многоходовой среды, один из которых (либо первый, либо второй) противоточный, а другой – прямоточный по отношению к одноходовой среде (схемы 1 и 2); эти схемы используются с любым четным количеством ходов при равном количестве прямоточных и противоточных ходов;

б) схема с тремя ходами многоходовой среды, два из которых прямоточные, а один – противоточный по отношению к одноходовой среде (схема 3);

в) схема с тремя ходами многоходовой среды, два из которых противоточные, а один – прямоточный по отношению к одноходовой среде (схема 4);

г) схема с двумя ходами многоходовой среды, причем оба хода противоточные по отношению к одноходовой среде (схема 5);

д) схема с двумя ходами многоходовой среды, причем оба хода прямоточные по отношению к другой одноходовой среде (схема 6).

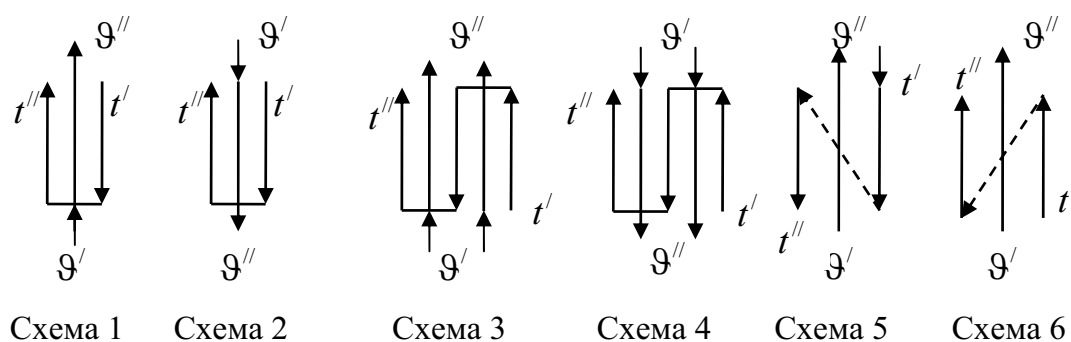


Рис. 11.2. К расчету температурного напора для схем с параллельно-смешанным током

11.9. Коэффициент  $\psi$  для всех схем с параллельно-смешанным током определяется по номограмме, представленной на рис. 11.6, с использованием предварительно вычисляемых безразмерных параметров

$$P = \frac{\tau_M}{\vartheta' - t'} \quad \text{и} \quad R = \frac{\tau_6}{\tau_M}, \quad (11.6)$$

где  $\vartheta'$ ,  $t'$  – начальные температуры греющей и нагреваемой сред, °С;

$\tau_6$  – перепад температур среды, у которой он больше, К;

$\tau_M$  – перепад температур другой среды, у которой он меньше, К.

Коэффициент  $\psi$  для схем с нечетным количеством ходов, большим трех, принимается равным полусумме значений  $\psi$ , определенных по схемам *a* и *б* или *a* и *в* (линии 3 и 2 или 3 и 4), в зависимости от того, каких ходов больше – прямоточных или противоточных.

11.10. Схемы с перекрестным направлением потоков обеих теплообменивающихся сред показаны на рис. 11.3. При числе ходов в этих схемах не более четырех (при большем числе ходов поверхности нагрева рассматриваются как противоточные или прямоточные) температурный напор зависит от количества ходов, общего взаимного направления потоков сред (прямоток или противоток), условий перемешивания сред в пределах ходов и между ними, схемы соединения ходов многоходовой среды.

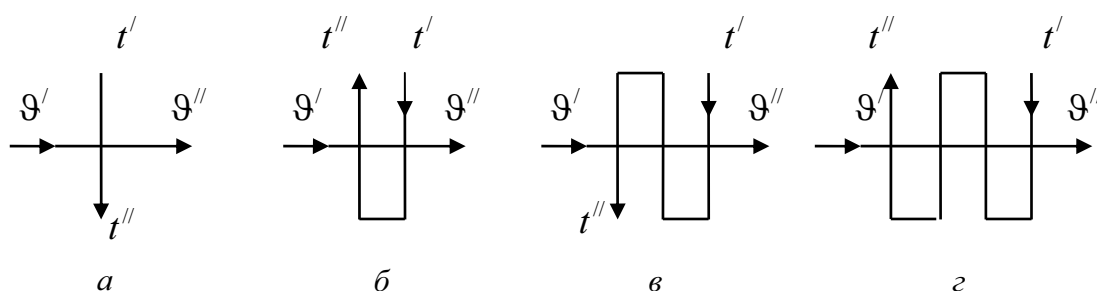


Рис. 11.3. Схемы с перекрестным током:  
*a* – однократный перекрест; *б* – двукратный перекрест;  
*в* – трехкратный перекрест; *г* – четырехкратный перекрест

В поверхностях нагрева с перекрестным током возможны следующие схемы соединения ходов:

а) схема *C* – среды в соединенных ходах движутся во встречном направлении;

б) схема *Z* – направления движения сред в соединенных ходах совпадают;

в) схемы *ZC* и *CZ* – комбинации схем *C* и *Z*.

Схемы перекрестного тока при различных условиях перемешивания сред в пределах ходов и между ними, наиболее часто применяемые в поверхностях нагрева котлов, изображены на рис. 11.4. Номера линий,

указанные в описаниях схем, показанных на рис. 11.4, соответствуют номерам линий номограммы, изображенной на рис. 11.7.

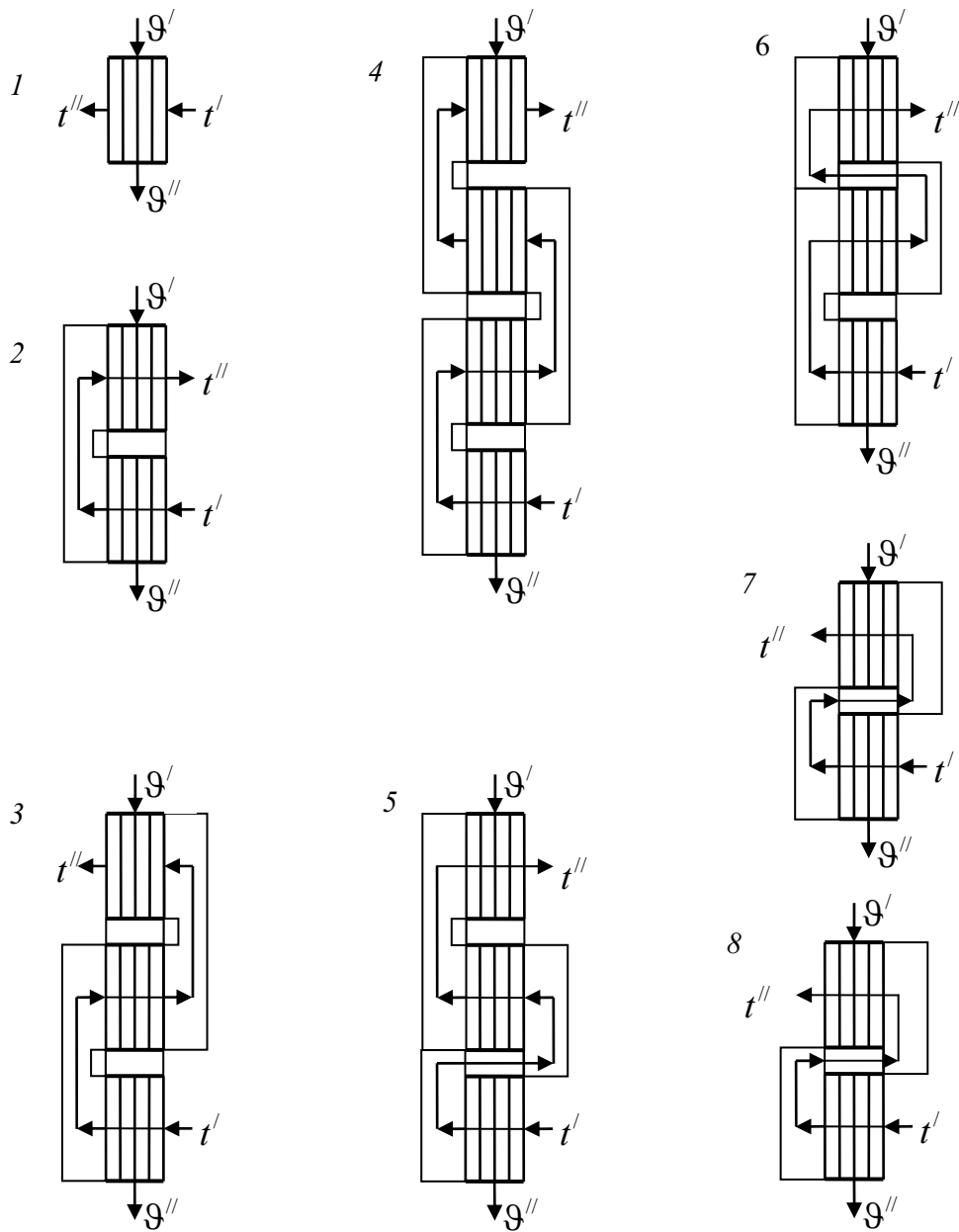


Рис. 11.4. Схемы к расчету температурного напора при перекрестном токе:  
 1 – однократный (линия 1); 2 – двукратный, схема С (линия 2);  
 3 – трехкратный, схема С (линия 3); 4 – четырехкратный, схема С (линия 4);  
 5 – трехкратный, схема ZC (линия 5); 6 – трехкратный, схема CZ (линия 5); 7 – дву-  
 кратный, схема Z с разделением перепускного короба перегородкой пополам (линия 6);  
 8 – двукратный, схема Z с разделением перепускного короба перегородкой на три  
 канала (линия 7)



11.11. Температурный напор  $\Delta t$  для схем с перекрестным током определяется:

– при общем противотоке по выражению

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}}, \text{ К}; \quad (11.7)$$

– при общем прямотоке по выражению

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}}, \text{ К}, \quad (11.8)$$

где  $\Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}}$  – условный температурный напор противотока, К:

$$\text{– при } (\vartheta'' - t') > (\vartheta' - t'') \quad \Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}} = \frac{(\vartheta'' - t') - (\vartheta' - t'')}{\ln \frac{\vartheta'' - t'}{\vartheta' - t''}}, \text{ К};$$

$$\text{– при } (\vartheta'' - t') \leq (\vartheta' - t'') \quad \Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}} = \frac{(\vartheta' - t'') - (\vartheta'' - t')}{\ln \frac{\vartheta' - t''}{\vartheta'' - t'}}, \text{ К}.$$

Коэффициент  $\psi$  для схем с перекрестным током определяется по номограмме, представленной на рис. 11.7. При этом для схем С и комбинированных (ZС и СZ)  $\psi$  определяется по сплошным линиям номограммы, а для схем Z – по пунктирным. Для пользования номограммой вычисляются те же безразмерные параметры, что и при параллельно-смешанном токе (п. 11.9).

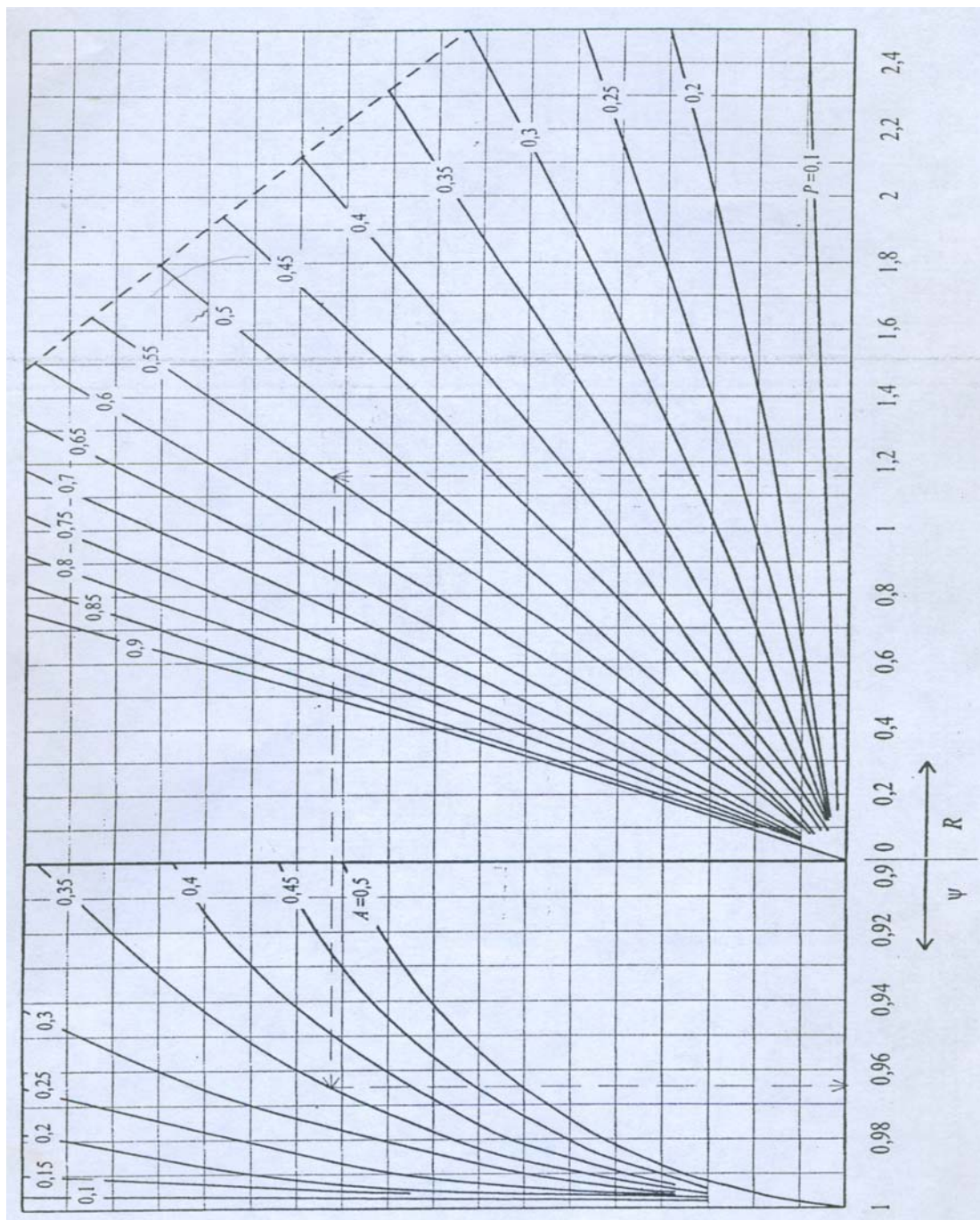


Рис. 11.5. Температурный напор для схем последовательно-смешанного тока: параметры  $P$ ,  $R$ ,  $A$  определяются по п. 11.7; номограмма неприменима для схем последовательно-смешанного тока, отличных от изображенных на рис. 11.1

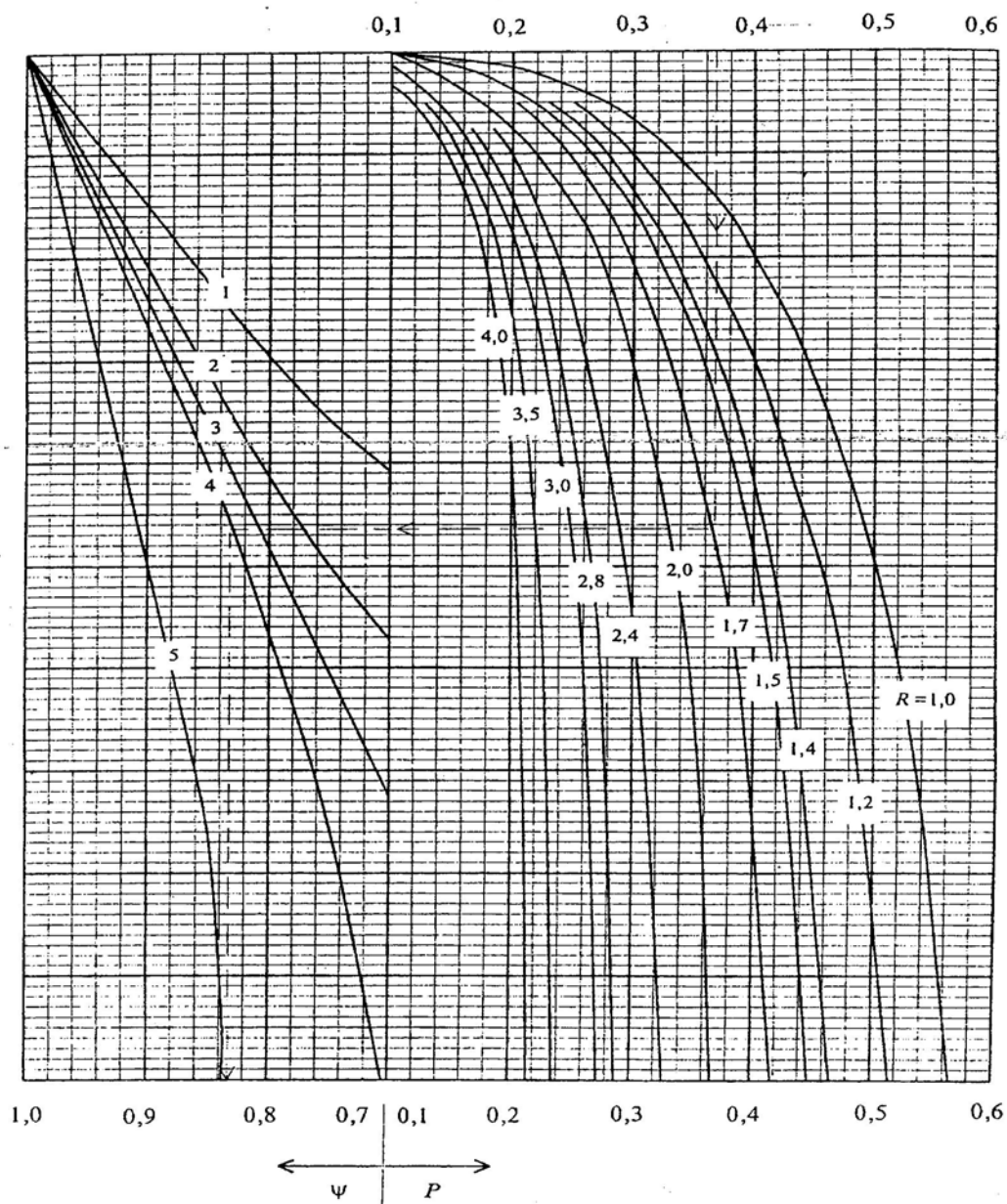


Рис. 11.6. Температурный напор для схем параллельно-смешанного тока:  
 1 – оба хода многоходовой среды прямоточные; 2 – три хода многоходовой среды:  
 два прямоточных, один противоточный; 3 – два хода многоходовой среды: проти-  
 воточный и прямоточный; 4 – три хода многоходовой среды: два противоточных,  
 один прямоточный; 5 – два хода многоходовой среды: оба противоточные;  
 параметры  $P$  и  $R$  – по п. 11.9

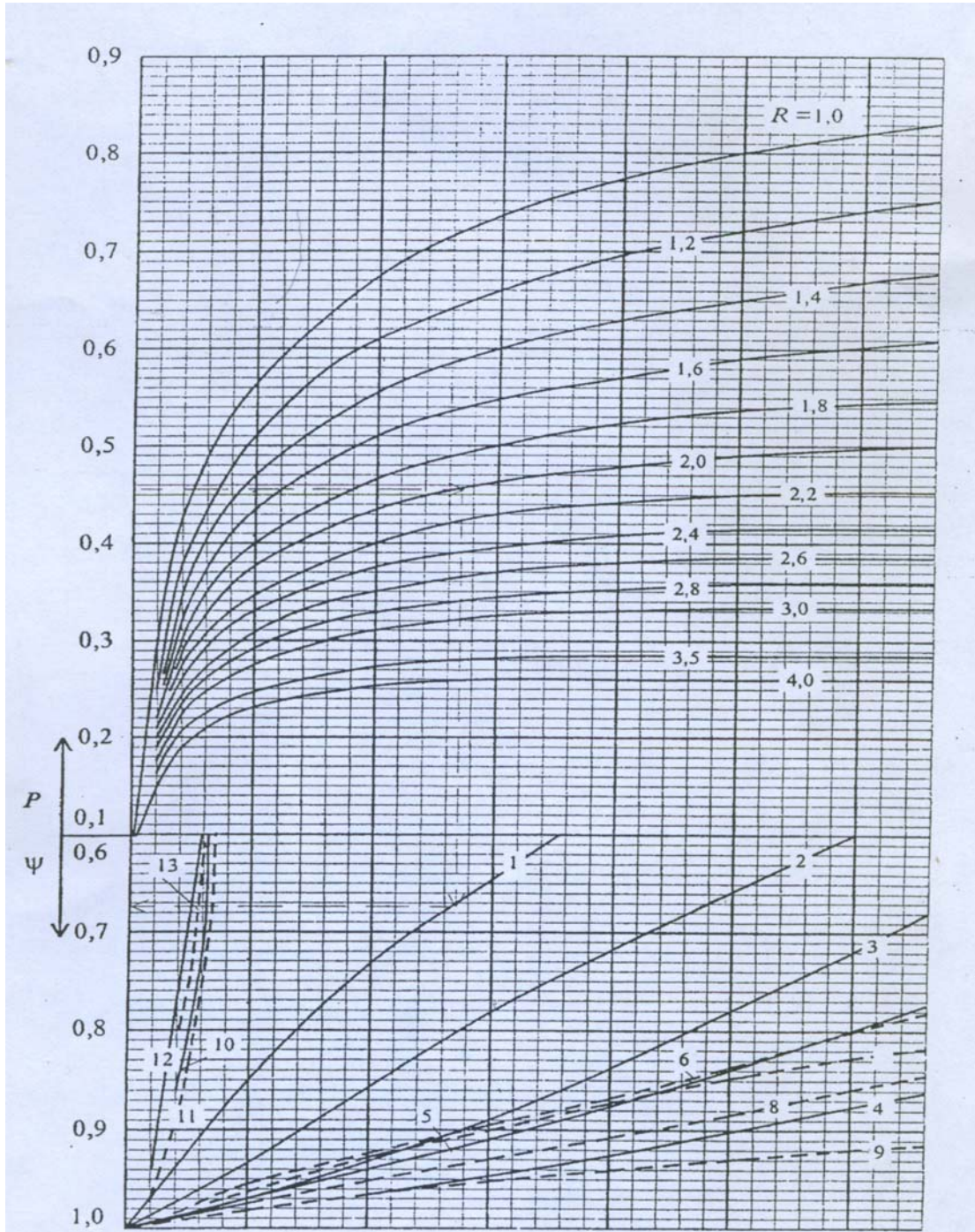


Рис. 11.7. Температурный напор для схем перекрестного тока:  
 Параметры  $P$  и  $R$  определяются по п. 11.9. Номера линий соответствуют  
 номерам схем на рис. 11.4; сплошные линии – для схем  $C$ ,  $ZC$ ,  $CZ$ ,  
 пунктирные – для схемы  $Z$

## **12. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОВЕДЕНИЮ АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОТЛА**

### **12.1. Задачи и порядок проведения анализа**

12.1.1. Как указывалось ранее, поверочный тепловой расчет котла проводится для выявления показателей его работы в непроектных условиях. Анализ полученных показателей позволяет сделать заключение о возможности или невозможности перевода конкретного котла на новые (непроектные) условия работы.

12.1.2. Анализ результатов поверочного расчета котла, кроме того, позволяет выработать и сформулировать рекомендации по реконструкции его отдельных составных частей либо по изменению режимов эксплуатации с целью обеспечения его работы в непроектных условиях.

12.1.3. При анализе результатов расчета оценивается экономичность работы котла; эффективность и надежность работы топки, пароперегревателя, экономайзера; анализируется работа воздухоподогревателя.

### **12.2. Экономичность работы котла**

12.2.1. Экономичность работы котлов в заданных непроектных условиях оценивается их коэффициентом полезного действия (КПД).

12.2.2. Для энергетических котлов, работающих на высококалорийных газах и мазуте, достаточно высоким считается их КПД, находящийся на уровне более 95 %. При сжигании низкокалорийных газов, в частности доменного, вследствие специфических их особенностей (малое содержание горючих газов, высокая забалластированность и др.), достичь таких значений КПД не представляется возможным. Удовлетворительным в этом случае считается достижение КПД котла на уровне 90 %, а иногда и меньше.

12.2.3. Для котлов, работающих на твердом топливе, высоким считается их КПД, находящийся на уровне 90–95 %. При этом котлы, работающие на высокорекреационных твердых топливах, должны иметь более высокий КПД, чем котлы, работающие на низкорекреационных топливах.

12.2.4. Анализируя результаты расчета котла, следует сделать конкретную оценку значения КПД, полученного расчетом, и сделать соответствующие выводы об эффективности использования заданного топлива в заданном котле.

### 12.3. Работа топки

12.3.1. Оценочными показателями работы топки являются:

- температура газов на выходе из топки  $\vartheta_{\text{T}}^{\prime\prime}$ , °С;
- удельное тепловое напряжение топочного объема

$$q_V = \frac{B_{\text{P}} \cdot Q_{\text{P}}}{V_{\text{T}}}, \text{ кВт/м}^3;$$

- удельное тепловое напряжение сечения топки в области наибольшего тепловыделения

$$q_f = \frac{B_{\text{P}} \cdot Q_{\text{P}}}{f_{\text{T}}}, \text{ кВт/м}^2.$$

12.3.2. Температура газов на выходе из топки  $\vartheta_{\text{T}}^{\prime\prime}$  определяет эффективность и надежность работы топочных экранов и поверхностей нагрева, расположенных за топкой. Ее величина, с одной стороны, должна быть достаточно большой (для обеспечения высокой интенсивности теплообмена в пароперегревателе), но, с другой – не превышать определенных значений, регламентируемых нормами [1] для каждого конкретного топлива.

Для котлов, работающих на твердом топливе, температура газов на выходе из топки ограничивается сверху по условиям предотвращения шлакования (снижения его интенсивности) поверхностей нагрева, расположенных за топкой. Перед ширмовыми и конвективными ступенями пароперегревателя она должна быть не более указанной в табл. 12.1.

Перед фестомом и фестонированной частью конвективных ступеней пароперегревателя температура газов может быть выше рекомендуемой (см. табл. 12.1), но при условии ее сохранения перед плотным пучком на рекомендуемом уровне.

При температуре газов на выходе из топки ниже рекомендуемой будет иметь место снижение интенсивности теплообмена в пароперегревателе, вследствие чего, возможно, не будет обеспечиваться перегрев пара до заданной температуры при установленной поверхности нагрева пароперегревателя.

Для газомазутных котлов температура газов на выходе из топки ограничивается сверху для обеспечения более высокой надежности работы металла труб пароперегревателя. При работе этих котлов на качественном мазуте температура газов на выходе из топки допускается до 1350 °С; на низкокачественном мазуте с высоким содержанием серы, ванадия и натрия – до 1200 °С. При сжигании газа на выходе из топки может быть допущена еще более высокая температура.

Таблица 12.1

**Рекомендуемые (средние по сечению) температуры газов  
перед ширмовыми и конвективными ступенями  
пароперегревателя, °С [1]**

Топливо	Характер первичных отложений	Перед ширмами		Перед конвективным пароперегревателем в горизонтальном газоходе
		цельно-сварными	гладко-трубными	
Донецкий АШ, Т	Рыхлые	1200	1150	1000
Донецкий Г, Д	Прочные	1100	1100	950
Кузнецкий Г	Рыхлые	1150	1100	950
Кузнецкий СС, Т	Рыхлые	1200	1150	1000
Азейский Б	Прочные	1200	1200	950
Кизеловский Г	Прочные	1100	1100	1000
Экибастузский	Прочные	1250	1250	1100
Подмосковный Б	Прочные	1100	1100	1000
Назаровский Б	Прочные	1050	1050	900
Ирша-бородинский Б	Прочные	1050	1050	900
Березовский Б	Прочные	1050	1050	900
Ангренский Б	Прочные	1050	1050	900
Тургайский Б	Прочные	1070	1070	930
Фрезерный торф	Прочные	1000	1000	900
Другие топлива	Температура газов перед вертикальными пучками в горизонтальном газоходе принимается в зависимости от загрязняющих свойств золы топлива, которые оцениваются отношением суммы ее кислых компонентов ( $\sum K = SiO_2 + Al_2O_3 + TiO_2$ ) к сумме основных – ( $\sum O = CaO + MgO + K_2O + Na_2O$ ) или содержанием CaO. При $\frac{\sum K}{\sum O} < 6$ или $CaO > 13\%$ температура газов перед ширмами должна быть не выше 1050 °С, а перед плотными вертикальными пучками – не выше 950 °С			

Полученную поверочным расчетом температуру газов на выходе из топки можно попытаться изменить (понижить/ повысить). Это можно сделать, если изменить положение факела в топке (величины  $h_{т.ср}$ ) либо принять другие значения коэффициентов  $\zeta$ , учитывающих тепловое сопротивление загрязнения экранов. Наиболее радикальным, но очень нерациональным мероприятием для изменения температуры газов на выходе из топки является реконструкция (увеличение/ уменьшение) ее экранных поверхностей нагрева. При курсовом проектировании меро-

приятия по изменению температуры газов на выходе из топки можно предлагать, но не реализовывать.

12.3.3. Удельное тепловое напряжение топочного объема  $q_V$  определяет условия горения топлива в топочной камере. Если расчетное значение этого показателя оказывается выше рекомендуемого (см. табл. 6.4–6.6), топочные потери тепла будут более высокими, по крайней мере большими, чем они рекомендуются и были приняты при составлении теплового баланса котла. Следовательно, достоверность составленного теплового баланса котла по принимаемым по нормам потерям может быть поставлена под сомнение.

12.3.4. Удельное тепловое напряжение сечения топки  $q_f$  в области наибольшего тепловыделения, величина которого также является нормативно рекомендуемой (см. табл. 6.6), используется для оценки надежности работы экранов пылеугольных топок с жидким шлакоудалением. При его большой величине возможна значительная тепловая перегрузка металла труб экранов и, как следствие, снижение надежности их работы. Кроме того, повышенные значения  $q_f$  способствуют интенсивному шлакованию топочных экранов в области расположения горелок.

## 12.4. Работа пароперегревателя

12.4.1. Главное, что необходимо оценить при анализе работы пароперегревателя, – это его способность обеспечить перегрев пара до заданной температуры. Данная оценка производится по результатам сведения теплового баланса пароперегревателя. Если удастся свести тепловой баланс пароперегревателя без изменения (увеличения/уменьшения) его поверхности нагрева, пароперегреватель способен обеспечить перегрев пара до заданной температуры. Если этого сделать не удастся, следует констатировать, что установленный в котле пароперегреватель не способен обеспечить перегрев пара до заданной температуры и его необходимо реконструировать, т. е. увеличить либо уменьшить его поверхность нагрева на величину, установленную расчетом.

12.4.2. Вторую оценку работы пароперегревателя следует провести по значениям скоростей пара и дымовых газов. Она проводится путем сравнения скоростей пара и газов, полученных в результате расчета, с нормативно рекомендуемыми значениями [1]. Оптимальными принято считать скорости пара, находящиеся в диапазоне 12–25 м/с.

Скорость газов в пароперегревателе и других конвективных поверхностях нагрева, по условию обеспечения наибольшей интенсивности их использования (достижения большего коэффициента теплопере-



дачи), должна быть как можно большей. Однако она ограничивается как сверху, так и снизу.

Нижний предел скорости газов для поверхностей нагрева котлов, работающих на твердых топливах, устанавливается по условию предотвращения их заноса летучей золой: для поперечноомываемых трубных пучков минимальная скорость газов должна быть не более 6 м/с, для продольноомываемых трубчатых и регенеративных воздухоподогревателей – не более 8 м/с.

Верхний предел скорости газов устанавливается для поверхностей нагрева котлов, также работающих на твердых топливах, но из условия допустимой интенсивности их абразивного износа летучей золой. В качестве допустимой устанавливается интенсивность золового износа труб, равная 2 мм за 65 тысяч часов (около 10 лет эксплуатации).

Значения предельно допустимых скоростей дымовых газов в шахматных гладкотрубных и мембранных поверхностях нагрева при номинальной работе котла на некоторых топливах с повышенной абразивностью их золы приведены в табл. 12.2.

**Таблица 12.2**

Уголь	$R_{90}$ , %	$\sigma_1 = 2,8$		$\sigma_1 = 4,0$		$\sigma_1 = 5,4$	
		Диаметр труб, мм					
		32	57	32	57	32	57
Экибастузский	20	6,5	7,2	6,9	7,6	7,3	8,1
Подмосковный	20	7,3	8,1	7,7	8,5	8,2	9,0
АШ	10	12,0	13,2	12,5	13,9	13,3	14,7
Донецкий тощий	15	11,4	12,6	11,9	13,2	12,7	14,0
Карагандинский	20	7,0	7,8	7,4	8,2	7,8	8,7

Золу твердых топлив, не вошедших в табл. 12.2, на этапе курсового проектирования можно условно отнести к малоабразивной и, следовательно, считать, что золовой износ при работе котла на этих топливах не ограничивает скорость дымовых газов. При таком предположении величину интенсивности абразивного износа, методика расчета которой изложена [1, прил. II], можно не определять. Тем не менее следует отметить, что она (интенсивность золового износа) определяется многими факторами, главными из которых являются скорость газов и их температура, коэффициент абразивности золы топлива  $a_{20}$  при  $R_{90} = 20$  %, коэффициент истираемости металла труб  $M$  и ряд других.

Если золовой износ не ограничивает величину скорости газов, а это имеет место при работе котлов на газообразных топливах, мазуте, а так-

же на твердых топливах с малоабразивной золой, то она в шахматных поверхностях нагрева допускается до следующих значений:

- в экономайзере – 10–15 м/с;
- в первичном пароперегревателе из сталей перлитного класса – 12–16 м/с;
- в первичном пароперегревателе из сталей аустенитного класса – 17–20 м/с;
- во вторичном (промежуточном) пароперегревателе из сталей перлитного класса – 17–20 м/с.

В поверхностях нагрева, выполненных с коридорным расположением труб, скорости газов могут быть на 30 % выше.

## **12.5. Работа экономайзера**

12.5.1. Оценивая работу экономайзера парового котла, необходимо в первую очередь определить, закипает ли вода на его выходе. Это делается путем сравнения энтальпии воды на выходе его второй ступени с энтальпией воды в состоянии насыщения при выходном давлении.

Дело в том, что при малых скоростях потока образующийся при кипении пар будет сосредоточиваться в верхней части горизонтально расположенных труб экономайзера, т. е. будет происходить расслоение пароводяной смеси. В результате такого расслоения верхняя часть труб будет плохо охлаждаться слабодвижущимся паром, в то время как их нижняя часть – хорошо охлаждаться некипящей водой. Следствием такого явления будет перегрев металла труб в области нахождения пара, а также возникновение в нем дополнительных температурных напряжений. Все это, вместе взятое, может привести к разрушению труб экономайзера.

Для предотвращения возможного расслоения пароводяной смеси в так называемом «кипящем» экономайзере требуется повышенная (более 1 м/с) скорость движения воды в его трубах, что может обеспечить только конструктор при разработке экономайзера. При проведении поверочных расчетов требуется обратить внимание на это обстоятельство и, если экономайзер закипает при малых скоростях движения воды, не рекомендовать перевод котла на заданные непроектные условия работы без проведения реконструкции экономайзера.

Скорость воды в некипящих экономайзерах должна быть небольшой, но не менее 0,5 м/с. Ограничение скорости воды снизу связано с необходимостью сноса пузырьков воздуха и других газов, сосредоточивающихся на поверхности верхней части труб и способствующих процессу их коррозии.

12.5.2. Для предотвращения низкотемпературной сернокислотной коррозии металла труб экономайзера необходимо, чтобы температура воды на его входе была выше температуры точки росы дымовых газов приблизительно на  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

12.5.3. Скорости газов в экономайзере, как и в других конвективных поверхностях нагрева, должны быть на уровне рекомендуемых (см. табл. 12.2). При значительном отличии скоростей, полученных поверочным расчетом, от рекомендуемых следует обратить на это внимание, а в заключении высказать рекомендации о возможности (невозможности) перевода работы заданного котла на непроектные условия.

## 12.6. Работа воздухоподогревателя

12.6.1. Воздухоподогреватели котлов оценивают по их способности нагревать воздух до необходимой температуры, по условиям предотвращения низкотемпературной коррозии как самого воздухоподогревателя, так и всего газового тракта, расположенного за ним (газоходы, золоуловители, дымососы, дымовые трубы). Вместе с этим анализируются и оцениваются значения скоростей газов и воздуха, полученных в результате расчета.

12.6.2. Температура, до которой требуется нагревать воздух, определяется условиями сушки топлива и необходимостью подачи в топку горячего воздуха. Величина этой температуры зависит от свойств топлива (влажность, реакционная способность и др.), типа топочного устройства и системы пылеприготовления. Рекомендуемые температуры горячего воздуха приведены в табл. 12.3.

12.6.3. Для предотвращения низкотемпературной коррозии газового тракта, расположенного за воздухоподогревателем (газоходы, золоуловители, дымососы, дымовые трубы), и предупреждения коррозионноопасных выбросов золы и сажи с серной кислотой температура газов на выходе из воздухоподогревателя должна быть не ниже температуры точки росы дымовых газов.

Для котлов, работающих на малосернистых твердых топливах, температура газов на выходе из воздухоподогревателя (температура уходящих газов) должна быть выше температуры точки росы дымовых газов на  $10\text{--}15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Температура точки росы дымовых газов при сжигании сернистых твердых топлив зависит от температуры конденсации водяных паров при парциальном ее давлении в газах  $t_{\text{кон}}$ , приведенного содержания серы  $S_{\text{пр}}^r$  и золы  $A_{\text{пр}}^r$ . Она определяется по формуле [1, II-Б]

$$t_{\text{кон}} = t_p + \Delta t_p,$$

где  $\Delta t_p = \frac{200 \sqrt[3]{S_{\text{пр}}^r}}{1,25^{a_{\text{ун}} A_{\text{пр}}^r}}$ ,  $a_{\text{ун}}$  – доля золы в уносе.

Для малосернистых березовского и экибастузского углей температура точки росы  $t_p$  продуктов значительно ниже расчетных значений и ее следует принимать равной 60 °С.

**Таблица 12.3**

Топочные устройства	Системы пылеприготовления	Топлива	Температура горячего воздуха, °С
Топки с твердым шлакоудалением	Замкнутые при воздушной сушке	АШ	450–470
	Замкнутые при газовой сушке	Тощие. Прочие каменные угли. Бурые угли. Фрезторф. Сланцы. Бурые угли	420–450 <sup>1</sup> 300–420 <sup>1</sup> 350–400 <sup>2</sup> 350–400 <sup>2</sup> 250–300 300–350 <sup>3</sup>
Топки с жидким шлакоудалением (однокамерные)		Разомкнутые при газовой сушке . Полуразомкнутые и разомкнутые с подачей пыли горячим воздухом	Для всех топлив. АШ.
	Топки для газа и мазута	Тощие. Газ, мазут	400–450 <sup>1</sup> 230–270
<i>Примечание.</i> 1 – большие значения для окисленных углей 2-й группы и тощих 2Т; 2 – для высоковлажного торфа с $W_t^r > 50\%$ принимается 400 °С; 3 – большие значения при высокой влажности топлива			

При сжигании мазута значение температуры уходящих газов зависит от содержания серы в топливе и при номинальной нагрузке котла должно быть не более указанной в табл. 12.4.

При сжигании природных газов температура насыщения водяных паров (температура точки росы) в уходящих газах не превышает 60 °С. В этом случае температура уходящих газов по условию защиты воздухоподогревателя от коррозии может быть на уровне около 90–100 °С.

**Таблица 12.4**

Содержание серы $S^r$ , %	до 1,0	1,1–2,0	2,1–3,0	более 3,0
Температура уходящих газов $\vartheta_{yx}$ , °С	140	150	160	165

Для предупреждения низкотемпературной сернокислотной коррозии непосредственно самих труб ТВП и набивок РВП необходимо, чтобы температура их металла (определяется по разд. 10) была выше температуры точки росы дымовых газов при всех нагрузках котла. Исключение данного вида коррозии воздухоподогревателей обеспечивается, если температура металла наиболее холодных их участков (при всех нагрузках котла) будет превышать температуру точки росы на 5–10 °С.

Для обеспечения превышения минимальной температуры стенки воздухоподогревателя над температурой точки росы дымовых газов (в случае необходимости уменьшения температуры уходящих газов) воздух предварительно подогревают до его входа в воздухоподогреватель. Рекомендуемая температура предварительного подогрева воздуха указана в табл. 12.5.

**Таблица 12.5**

**Температура предварительного подогрева воздуха, °С**

Топливо	Тип воздухоподогревателя	
	ТВП	РВП
Бурые угли ( $S_{пр}^r \leq 0,1\%$ ), торф, сланец	50	30
Каменные угли $S_{пр}^r \leq 0,1\%$ , антрациты	30	30
Бурые угли ( $S_{пр}^r > 0,1\%$ )	80	60
Каменные угли ( $S_{пр}^r > 0,1\%$ )	60	50
Мазут с содержанием серы более 0,5 %	110	70
Мазут с содержанием серы 0,5 % и менее	90	50

«Холодная» часть регенеративного воздухоподогревателя выполняется коррозионно-стойкой (керамической, эмалированной) или покрывается другим антикоррозионным материалом. В отдельных случаях она выполняется сменяемой из плоских металлических листов толщиной 1,0–1,2 мм.

12.6.4. Скорости дымовых газов, получаемые при расчете воздухоподогревателей, должны быть близки к рекомендуемым по нормам [1]:

в трубчатых воздухоподогревателях – в диапазоне 10–13 м/с; в регенеративных – 9–11 м/с.

Рекомендуемые значения скоростей воздуха в трубчатых воздухоподогревателях – 4,5–6 м/с; в регенеративных – 6–8 м/с.

## 12.7. Заключение

12.7.1. На основании анализа результатов проведенного теплового расчета котла и оценки работы всех его поверхностей нагрева следует сделать заключение о возможности (невозможности) перевода заданного котла на заданные непроектные условия работы. При существенных отклонениях параметров работы котла от нормативно рекомендуемых [1] необходимо высказать и обосновать конкретные рекомендации по изменению параметров его эксплуатации либо по реконструкции отдельных поверхностей нагрева.

Таковыми рекомендациями, например, могут быть:

- снижение (повышение) температуры газов на выходе из топки за счет переноса горелок с одного уровня на другой;
- реконструирование горелок с целью обеспечения их поворота вверх-вниз, что позволит изменять положение факела по высоте топки и соответственно снизить (повысить) температуру газов на выходе из топки;
- оснащение топки средствами очистки ее экранов от загрязнений;
- увеличение (уменьшение) поверхности нагрева какой-либо (указать конкретно) ступени пароперегревателя, что обеспечит перегрев пара до заданной температуры;
- расширение возможности установленных парохладителей для обеспечения большей величины впрыска либо установка дополнительных регулирующих устройств;
- организация предварительного подогрева воздуха либо его рециркуляция для предотвращения коррозии металла воздухоподогревателя;
- повышение температуры питательной воды для предотвращения коррозии труб экономайзера;
- другие предложения, определяемые полученными конкретными результатами расчета.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изложенная в настоящем учебном пособии методика проведения теплового расчета котлов поверочным методом является сложным и довольно громоздким вычислительным процессом. Дело в том, что характерной особенностью поверочного теплового расчета котла является то, что выполнять его приходится при отсутствии многих очень важных и необходимых для расчета данных. В частности, неизвестной является температура уходящих из котла газов, вследствие чего не представляется возможным однозначно определить потерю тепла с уходящими газами, а, следовательно, нельзя рассчитать КПД котла и расход топлива.

При расчете топки необходимо знать температуру горячего воздуха, а определить ее величину можно лишь после расчета воздухоподогревателя. Кроме того, расчет топки приходится проводить при неизвестной температуре газов на ее выходе.

При расчете конвективных поверхностей нагрева определять количество передаваемого в них тепла нужно при изначально неизвестных температурах дымовых газов и нагреваемых сред. Неизвестными при их расчете оказываются и другие величины.

Отмеченные особенности поверочного теплового расчета котла вынуждают проводить расчеты, предварительно задаваясь многими величинами, которые впоследствии требуется многократно уточнять в нескольких приближениях.

Для успешного выполнения такого расчета следует составить четкое представление о конструкции всех составных частей рассчитываемого котла – топки, пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя, и об их расположении (компоновки) в газоходах котла. Будет полезным и составление детальной схемы пароводяного тракта рассчитываемого котла с нанесением на ней всех известных и подлежащих расчету параметров воды, насыщенного и перегретого пара. Такая схема позволит выбрать наиболее оптимальную последовательность расчета элементов котла и не допустить ошибок при его выполнении.

Приступая к тепловому расчету котла необходимо изучить свойства и характеристики топлива, применительно к которому будет производиться расчет, т. к. в зависимости от них нужно будет принимать довольно много используемых в расчете нормативных данных. Потребуются и основательные знания из области технической термодинамики и теплопередачи.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
2. Фурсов И.Д., Коновалов В.В. Конструирование и тепловой расчет паровых котлов: учеб. пособие для студентов вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во Алт ГТУ, 2001. – 266 с.
3. Компоновка и тепловой расчет парового котла: учеб. пособие для вузов / Ю.М. Липов, Ю.Ф. Самойлов, Т.В. Виленский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 208 с.
4. Парогенераторы / под общ. ред. А.П. Ковалева. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 448 с.
5. Резников И.И., Липов Ю.М. Паровые котлы тепловых электростанций: учебник. – М.: Энергоиздат, 1981. – 240 с.



## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	<b>3</b>
<b>1. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛА И СЖИГАЕМОГО ТОПЛИВА</b> .....	<b>4</b>
1.1. Составные части котла и его характеристики .....	4
1.2. Теплотехнические характеристики топлива.....	5
1.3. Пересчет элементного состава и теплоты сгорания твердого топлива .....	7
<b>2. КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА И ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА</b> .....	<b>9</b>
<b>3. ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА</b> .....	<b>18</b>
<b>4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОГО КОТЛА</b> .....	<b>21</b>
4.1. Конструкторский и поверочный тепловые расчеты котла.....	21
4.2. Методы и последовательность проведения поверочного теплового расчета котла .....	22
<b>5. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА</b> .....	<b>26</b>
<b>6. РАСЧЕТ ТОПКИ</b> .....	<b>46</b>
6.1. Цель и задача расчета топки .....	46
6.2. Конструктивные характеристики топки .....	46
6.3. Радиационные характеристики продуктов сгорания топлива .....	52
6.4. Расчет теплообмена в топке .....	54
6.5. Последовательность поверочного расчета топки .....	63
<b>7. РАСЧЕТ ФЕСТОНА И ПАРООТВОДЯЩИХ ТРУБ</b> .....	<b>65</b>
7.1. Характеристика фестона и паропроводящих труб, цель и задачи их расчета....	65
7.2. Конструктивные характеристики .....	66
7.3. Основы теплового расчета .....	66
7.4. Последовательность проведения теплового расчета фестона и паропроводящих труб .....	67

<b>8. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ.....</b>	<b>71</b>
8.1. Краткая характеристика пароперегревателей .....	71
8.2. Схемы пароперегревателей барабанных котлов .....	72
8.3. Расчет общего теплообмена в пароперегревателе и сведение теплового баланса котла .....	74
8.4. Последовательность теплового расчета ступеней пароперегревателя .....	79
8.5. Расчет радиационных ступеней пароперегревателя .....	80
8.6. Задачи и основы расчета полурadiационных и конвективных ступеней пароперегревателя.....	81
8.7. Конструктивные характеристики полурadiационных и конвективных ступеней пароперегревателя .....	85
8.8. Расчет первой ступени пароперегревателя.....	86
8.9. Расчет второй и последующих ступеней пароперегревателя .....	89
8.10. Расчет последней ступени пароперегревателя .....	90
8.11. Невязка теплового баланса пароперегревателя.....	92
<b>9. РАСЧЕТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА.....</b>	<b>93</b>
9.1. Назначение, характеристика и компоновка низкотемпературных поверхностей нагрева котла.....	93
9.2. Цель, задачи и последовательность расчета низкотемпературных поверхностей нагрева котла.....	96
9.3. Конструктивные характеристики низкотемпературных поверхностей нагрева.....	97
9.4. Основы теплового расчета низкотемпературных поверхностей нагрева.....	98
9.5. Порядок расчета низкотемпературных поверхностей нагрева.....	100
<b>10. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА.....</b>	<b>106</b>
10.1. Основные положения.....	106
10.2. Коэффициенты теплопередачи .....	107
10.3. Коэффициенты теплоотдачи в поверхностях нагрева котла .....	109
10.4. Коэффициенты использования, загрязнения и тепловой эффективности поверхностей нагрева .....	121
10.5. Коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости и числа Прандтля дымовых газов, воздуха, воды и пара .....	126

<b>11. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР В ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА.....</b>	<b>131</b>
<b>12. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОВЕДЕНИЮ АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОТЛА .....</b>	<b>141</b>
12.1. Задачи и порядок проведения анализа .....	141
12.2. Экономичность работы котла.....	141
12.3. Работа топки.....	142
12.4. Работа пароперегревателя.....	144
12.5. Работа экономайзера .....	146
12.6. Работа воздухоподогревателя.....	147
12.7. Заключение.....	150
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>151</b>
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....</b>	<b>152</b>

Учебное издание

КАРЯКИН Сергей Кузьмич

# КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ

## Тепловой расчет котлов

Учебное пособие

**Издано в авторской редакции**

Компьютерная верстка *Л.А. Егорова*  
Дизайн обложки *А.С. Пыжик*


**Отпечатано в Издательстве ТПУ в полном соответствии  
с качеством предоставленного оригинал-макета**

Подписано к печати 26.06.2010. Формат 60х84/16. Бумага «Снегурочка».  
Печать XEROX. Усл.печ.л. 9,07. Уч.-изд.л. 8,21.  
Заказ 1103-10. Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет  
Система менеджмента качества  
Томского политехнического университета сертифицирована  
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30  
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, [www.tpu.ru](http://www.tpu.ru)