

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**БРАТСКИЙ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫЙ КОЛЛЕДЖ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

По специальности 13.02.02 «Теплоснабжение и теплотехническое
оборудование»

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО И ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

**МДК 01.01 «Эксплуатация теплотехнического оборудования и систем
тепло- и топливоснабжения»**

*ПО РАЗДЕЛУ
«КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ»*

Братск 2023

Основное внимание в методическом пособии уделено рассмотрению практики расчета и конструирования современных котельных установок, освещены вопросы теплового и аэродинамического расчета на базе нормативных методов, приводится пример расчета и даются рекомендации для выполнения курсового и дипломного проекта.

Составила (разработала) Тырина Н.М., преподаватель кафедры энергетических и строительных дисциплин БЦБК ФГ БОУ ВО «БрГУ»

Рецензент Долотова И.В., преподаватель кафедры энергетических и строительных дисциплин БЦБК ФГ БОУ ВО «БрГУ»

Содержание

Введение.....	4
1 Общие указания к выполнению курсового проекта.....	5
2 Расчетно-конструкторская часть курсового проекта.....	7
3 Пример расчета.....	30

4 Методические указания по выполнению дипломного проекта.....	48
Заключение	49
Список использованных источников.....	50
Приложения.....	51

Введение

Основной задачей курсового и дипломного проекта является приобретение обучающимися практических навыков при выполнении теплового расчета парогенератора или водогрейного котла, более глубокое усвоение теоретических положений и ознакомление с действующими нормативными материалами.

На современном этапе развития теплоэнергетики преобладающее развитие количество тепловой энергии, направляемой на цели теплоснабжения и технологические нужды, вырабатывается паровыми и водогрейными котельными агрегатами. В условиях резкого роста цен на энергетическое топливо к проектированию и эксплуатации котлоагрегатов предъявляются повышенные требования в части эффективности и надежности их работы.

В связи с этим дальнейшее развитие источников теплоснабжения предусматривает разработку новых конструкций и модернизацию эксплуатируемых котлов, обеспечение рационального использования теплоэнергетических ресурсов на работающих котлагрегатах, надежность выработки тепловой энергии и охрану окружающей среды.

Решение поставленных задач требует соответствующей квалификационной подготовки специалистов теплоэнергетического профиля. Этим целям подчинено настоящее учебное пособие.

Для обучающихся теплоэнергетических специальностей техникумов (колледжей) при выполнении курсового и дипломного проекта рекомендуется производить поверочный расчет с элементами конструктивного расчета отдельных поверхностей нагрева (пароперегревателя, водяного экономайзера, воздухоподогревателя).

1 Общие указания к выполнению курсового проекта

1.1 Задача курсового проекта

Целью курсового проекта «Поверочный расчет котлоагрегата» является закрепление знаний по МДК 01.01 «Эксплуатация теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения» разделу «Котельные установки» и приобретение практических навыков выполнения тепловых расчетов и проектирования промышленных котлов.

Выполнение курсового проекта осуществляется по индивидуальному заданию и требует от студента достаточного объема теоретических знаний и способности самостоятельного решения практических задач теплоэнергетического характера.

1.2 Задание и исходные данные

Задание на курсовой проект является индивидуальным и выдается руководителем проекта на отдельном листе. Лист с заданием включается в пояснительную записку. Задание на курсовой проект содержит следующие исходные данные:

1. тип котлоагрегата;
2. месторождение топлива;
3. производительность котлоагрегата;
4. абсолютное давление перегретого пара;
5. температура перегретого пара;
6. температура питательной воды;
7. температура уходящих газов;
8. процент непрерывной продувки.

1.3 Содержание пояснительной записки и графической части

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка наряду с традиционными разделами «Введение», «Содержание», «Список использованных источников» включает: «Организационно-технический» и «Расчетно-конструкторский» разделы. «Организационно-технический» раздел должен содержать:

1. краткое описание котлоагрегата;
2. описание газового тракта;
3. описание циркуляционной схемы;
4. описание топочного устройства;
5. описание устройства барабана;
6. описание устройства пароперегревателя;

7. описание устройства экономайзера.

«Расчетно-конструкторский» раздел должен содержать:

1. состав рабочего топлива;
2. расчет коэффициента избытка воздуха по газоходам котла;
3. расчет объемов воздуха и продуктов сгорания по газоходам котла;
4. расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания по газоходам котла;
5. тепловой баланс котла, определение его КПД и расчетного расхода топлива;
6. тепловой расчет топочной камеры;
7. тепловой расчет пароперегревателя;
8. тепловой расчет водяного экономайзера;
9. тепловой расчет воздухоподогревателя.

Объем пояснительной записки 35 – 40 листов.

Пояснительная записка и размещаемые в ней рисунки и таблицы выполняются на листах формата А4. Оформление текста, рисунков, таблиц и списка использованных источников проводятся в соответствии с требованиями: «Общие требования к текстовым документам». Расчеты, приведенные в записке, выполняются в международной системе единиц (СИ).

Графическая часть проекта выполняется на двух листах формата А1 и включает в себя продольный или поперечный разрезы котла, элементы котлоагрегата (узлы, детали, топливосжигающее устройство и пр.) по заданию руководителя.

2 Расчетная часть курсового проекта

2.1 Определение состава и теплоты сгорания топлива

В соответствии с заданным месторождением топлива (см. приложение А) выбираются его характеристики: элементарный состав рабочей массы топлива, низшая теплота сгорания топлива, температура плавкости золы; производится пересчет состава топлива: сухой, горючий, органический.

Химическое (органическое) топливо принято характеризовать химическим составом и теплотой сгорания. При выполнении теплотехнических расчетов различают массы топлива по химическому составу: рабочую, сухую, горючую, органическую. Массы выражаются в %.

Рабочей называют массу топлива, добытого и далее поступившего к потребителю:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p_{\text{ор+к}} + A^p + W^p = 100\%.$$

Сухой называют массу топлива, полностью лишенной влаги:

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c_{\text{ор+к}} + A^c = 100\%. \quad (1)$$

Горючей называется масса топлива, лишенного влаги, золы и сульфатной серы:

$$C^g + H^g + O^g + N^g + S^g_{\text{ор+к}} = 100\%. \quad (2)$$

Органической называется масса топлива, лишенного влаги, золы, сульфатной и колчеданной серы

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S^o_{\text{ор}} = 100\%. \quad (3)$$

Во всех равенствах обозначено процентное содержание составляющих по массам топлива. Для пересчета массы топлива по составу из известной в искомую, применяют переводные множители (Таблица 1).

Таблица 1 – Множители для пересчета состава топлива

Заданная масса топлива	Искомая масса топлива			
	рабочая	сухая	горючая	органическая
рабочая	1	$\frac{100}{100 - W^p}$	$\frac{100}{100 - W^p - A^p}$	$\frac{100}{100 - S^p_k - W^p - A^p}$
1	2	3	4	5
сухая	$\frac{100 - W^p}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^c}$	$\frac{100}{100 - S^c_k - A^c}$
горючая	$\frac{100 - W^p - A^p}{100}$	$\frac{100 - A^c}{100}$	1	$\frac{100}{100 - S^g_k}$

Продолжение таблицы 1.

1	2	3	4	5
органи- ческая	$\frac{100 - S_k^p - W^p - A^p}{100}$	$\frac{100 - S_k^c - A^c}{100}$	$\frac{100 - S_k^r}{100}$	1

Теплотой сгорания называют количество тепла, выделяемое при полном сгорании единицы топлива (Дж/кг; Дж/м³).

Различают высшую теплоту сгорания и низшую теплоту сгорания.

Низшая теплота сгорания, $Q_{н}^p$, Дж/кг, рабочей массы твердого или жидкого топлива определяется по формуле

$$Q_{н}^p = 0,339 * C^p + 1,03 * H^p - 0,109 * (O^p - S^p) - 0,0251 * W^p. \quad (4)$$

Соотношение между высшей $Q_{в}^p$ и низшей $Q_{н}^p$ теплотой сгорания рабочей массы топлива имеет вид:

$$Q_{н}^p = Q_{в}^p - 0,0251 * (9 * H^p + W^p). \quad (5)$$

Теплота сгорания различных топлив неодинакова. Для сравнения топлив по энергетической ценности и оценке эффективности их использования существует понятие – условное топливо.

Теплота сгорания условного топлива принимается равной $Q_{усл} = 29,33$ МДж/кг.

Энергетическая ценность топлива определяется через тепловой эквивалент по формуле:

$$\Theta = \frac{Q_{н}^p}{29,33} \quad (6)$$

2.2 Расчет коэффициента избытка воздуха в топке и по газоходам котла

Расчетный коэффициент избытка воздуха в топке α'_T , расчетные значения присосов воздуха в топку $\Delta\alpha_T$, и газоходы котельных агрегатов $\Delta\alpha_{пп}$, $\Delta\alpha_{вЭК}$, $\Delta\alpha_{вП}$, выбираются по таблицам (приложение А).

Определение коэффициентов избытка воздуха за каждой поверхностью

$$\alpha_T = \alpha_{ф}, \text{ т.к. } \Delta\alpha_T = \Delta\alpha_{ф}, \quad (7)$$

$$\alpha_{ф} = \alpha'_T + \Delta\alpha_T, \quad (8)$$

где α'_T – коэффициент избытка воздуха в топочной камере (приложение А).

$$\alpha_{\text{ПП}} = \alpha_{\text{T}} + \Delta\alpha_{\text{ПП}}, \quad (9)$$

$$\alpha_{\text{ВЭК}} = \alpha_{\text{ПП}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК}}, \quad (10)$$

$$\alpha_{\text{ВП}} = \alpha_{\text{ВЭК}} + \Delta\alpha_{\text{ВП}}, \quad (11)$$

$$\alpha_{\text{ух.г.}} = \alpha_{\text{ВП}}. \quad (12)$$

Теоретическое количество (теоретический объем) сухого воздуха $V_{\text{в}}^0$ и объемы продуктов сгорания $V_{\text{RO}_2}^0$; $V_{\text{N}_2}^0$; $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ образующихся при полном сгорании топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ определяются по формулам, предложенным ниже.

Теоретический объем воздуха, необходимого для полного сгорания, при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива, $V_{\text{в}}^0$, м³/кг

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0889 \cdot (C_{\text{p}} + 0,375 \cdot S_{\text{оп+к}}^{\text{p}}) + 0,265 \cdot H^{\text{p}} - 0,0333 \cdot O^{\text{p}}. \quad (13)$$

Теоретический объем азота в продуктах сгорания при сжигании твердого или жидкого топлива, $V_{\text{N}_2}^0$, м³/кг

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V_{\text{в}}^0 + 0,8 \frac{N^{\text{p}}}{100}. \quad (14)$$

Теоретический объем трехатомных газов в продуктах сгорания при сжигании твердого или жидкого топлива, $V_{\text{RO}_2}^0$, м³/кг

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 1,866 \frac{C^{\text{p}} + 0,375 \cdot S_{\text{оп+к}}^{\text{p}}}{100}. \quad (15)$$

Теоретический объем водяных паров в продуктах сгорания при сжигании твердого или жидкого топлива, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$, м³/кг

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot H^{\text{p}} + 0,0124 \cdot W^{\text{p}} + 0,0161 \cdot V_{\text{в}}^0. \quad (16)$$

2.4 Расчет объемов продуктов сгорания

Действительные объемы продуктов сгорания по отдельным газоходам котла определяются с учетом коэффициента избытка воздуха после каждой поверхности нагрева.

Действительный объем продуктов сгорания по отдельным газоходам $V_{\text{г}}^i$, м³/кг, определяется по формуле

$$V_{\text{г}}^i = V_{\text{H}_2\text{O}}^i + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{RO}_2}^0 + (\alpha_i - 1) \cdot V_{\text{в}}^0, \quad (17)$$

где $V^i_{H_2O}$ – действительный объем водяных паров в продуктах сгорания по отдельным газоходам с учетом α_i , м³/кг;

α_i – действительный коэффициент избытка воздуха за каждой поверхностью нагрева.

Действительный объем водяных паров в продуктах сгорания по отдельным газоходам, с учетом α_i , определяется по формуле

$$V^i_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha_i - 1) \cdot V^0_B. \quad (18)$$

В дальнейшем в расчете необходимо определить объемные доли трехатомных газов в продуктах сгорания и их сумму по отдельным газоходам котла.

Объемные доли $r^i_{RO_2}$ определяются по формуле

$$r^i_{RO_2} = \frac{V^0_{RO_2}}{V^i_{\Gamma}}. \quad (19)$$

Объемные доли $r^i_{H_2O}$ определяются по формуле

$$r^i_{H_2O} = \frac{V^i_{H_2O}}{V^i_{\Gamma}}. \quad (20)$$

Сумма объемных долей трехатомных газов r^i_{Π} определяется по формуле

$$r^i_{\Pi} = r^i_{RO_2} + r^i_{H_2O}. \quad (21)$$

Для выбора золоуловителей необходимо знать концентрацию золы в дымовых газах. Концентрация золы $\mu^i_{зл}$, в дымовых газах по отдельным газоходам котла определяется по формуле

$$\mu^i_{зл} = \frac{A^P \cdot \alpha_{yh}}{100 \cdot \alpha_i \cdot V^i_{\Gamma}}, \quad (22)$$

где α_{yh} – доля золы топлива в уносе (Приложение А).

Результаты расчетов сводятся в таблицу 2 «Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов, концентрация золовых частиц», в которой последовательно приводятся значения α_i , $\Delta\alpha_i$, $V^i_{H_2O}$, V^i_{Γ} , $r^i_{RO_2}$, $r^i_{H_2O}$, r^i_{Π} , $\mu^i_{зл}$.

Таблица 2 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов, концентрация золовых частиц

Определяемая величина	Обозначение	Размерность	Топка (Т)	Пароперегреватель (ПП)	Водяной экономайзер (ВЭК)	Воздухоподогреватель (ВП)
1	2	3	4	5	6	7
Коэффициент избытка воздуха	α_i					
Нормативные присосы воздуха	$\Delta\alpha$					
Объем водяного пара	$V_{H_2O}^i$	$м^3/кг$				
Объем продуктов сгорания	V_r^i	$м^3/кг$				
Объемная доля трёхатомных газов	$r_{H_2O}^i$					
Объёмные доли	$r_{RO_2}^i$					
Сумма объемных долей	$r_{п}^i$					
Концентрация золы в дымовых газах	$\mu_{зг}^i$	$кг/м^3$				

2.5 Расчет энтальпий воздуха и дымовых газов по газоходам котла

Энтальпия дымовых газов при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива $H_{дг}$, кДж/кг, определяется как сумма энтальпий газообразных продуктов сгорания и воздуха. Расчет энтальпии дымовых газов проводится на выходе из каждой рассматриваемой поверхности нагрева при соответствующем значении α_i .

Энтальпия дымовых газов $H_{дг}$, кДж/кг, определяется по формуле

$$H_{дг} = H_r^0 + H_B^0 \cdot (\alpha_i - 1), \quad (23)$$

где H_r^0 и H_B^0 – энтальпии теоретических объемов продуктов сгорания и воздуха соответственно, кДж/кг.

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания H_r^0 , кДж/кг

$$H_r^0 = V_{RO_2}^0 \cdot h_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot h_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot h_{N_2}, \quad (24)$$

где h_{RO_2} , h_{H_2O} , h_{N_2} – энтальпии трехатомных газов, водяных паров, азота, кДж/м³.

Энтальпия теоретического объема воздуха H_B^0 , кДж/кг, определяется по формуле

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot h_B, \quad (25)$$

где h_B – энтальпия воздуха, кДж/м³.

Расчет энтальпий продуктов сгорания и воздуха по газоходам котла производится с интервалом 100 °С в следующих диапазонах температур: для топки от 2200 до 800 °С, пароперегревателя от 1000 до 500 °С, водяного экономайзера от 700 до 300 °С, воздухоподогревателя от 400 до 100 °С. Результаты расчетов сводятся в таблицу 3 «Энтальпия дымовых газов, продуктов сгорания и воздуха по газоходам».

Таблица 3 – Энтальпия дымовых газов, продуктов сгорания и воздуха по газоходам

Поверхность нагрева	Температура продуктов сгорания и воздуха, t, °С	Энтальпия продуктов сгорания: $H_{\Gamma}^0 = V_{RO_2}^0 \cdot h_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot h_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot h_{N_2}$, кДж/кг	Энтальпия воздуха: $H_B^0 = V_B^0 \cdot h_B$, кДж/кг	Энтальпия дымовых газов: $H_{дг} = H_{\Gamma}^0 + H_B^0 \cdot (\alpha_i - 1)$, кДж/кг
1	2	3	4	5
Топочная камера; $\alpha_T =$	2200			
	2100			
	2000			
			
	800			
Пароперегреватель, $\alpha_{пп} =$	1000			
	900			
	800			
			
	500			
Водяной экономайзер, $\alpha_{вэк} =$	700			
	600			
			
	300			
Воздухоподогреватель, $\alpha_{вп} =$	400			
			
	100			

2.6 Тепловой баланс котла

Целью составления теплового баланса котлоагрегата является определение коэффициента полезного действия котла, расхода топлива и тепловых потерь по статьям расхода. При работе парового или водогрейного котла вся поступившая в него теплота расходуется на выработку полезной теплоты, содержащейся в паре или горячей воде, и на покрытие различных потерь теплоты. Суммарное количество теплоты, поступившее в котельный агрегат, называют располагаемой теплотой и обозначают Q^P , кДж/м³. Между теплотой, поступившей в котельный агрегат и покинувшей его, должно существовать равенство. Теплота, покинувшая котельный агрегат, представляет собой сумму полезной теплоты и теплоты потерь, связанных с технологическим процессом выработки пара и горячей воды.

Уравнение теплового баланса, устанавливающее равенство между приходом и расходом тепла, составляется для установившегося теплового режима работы котла и относится к 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газообразного топлива

$$Q^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad , \quad (26)$$

где Q^P – располагаемая теплота, кДж/кг;

Q_1 – полезно использованная теплота, кДж/кг;

Q_2 – потери теплоты с уходящими газами, кДж/кг;

Q_3 – потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг;

Q_4 – потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, кДж/кг;

Q_5 – потери теплоты от наружного охлаждения, кДж/кг;

Q_6 – потери теплоты с физической теплотой удаляемого шлака и на охлаждение балок, не включенных в циркуляционный контур котла, кДж/кг.

В общем виде располагаемая теплота для твердого и жидкого топлива определяется

$$Q^P = Q^P_n + Q_{в.вн} + Q_{ф.т} + Q_{п.ф} - Q_k \quad , \quad (27)$$

где Q^P_n – низшая теплота сгорания рабочей массы твердого или жидкого топлива, кДж/кг;

$Q_{в.вн}$ – теплота, внесенная воздухом, подогретым вне котельного агрегата, кДж/кг;

$Q_{ф.т}$ – физическое тепло топлива, кДж/кг;

$Q_{п.ф}$ – теплота, внесенная паром, расходуемым на распыление мазута, кДж/кг;

Q_k – расход теплоты на разложение карбонатов, кДж/кг.

Расчет количества теплоты, поступающего с воздухом, подогретым вне котла (до воздухоподогревателя) внешним источником, проводится по уравнению

$$Q_{в.вн} = (\alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + \Delta \alpha_{вп}) \cdot (H'_{вп} - H^0_{хв}) \quad , \quad (28)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха в топке, принимается в зависимости от типа и вида топлива;

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

$\Delta \alpha_{пл}$ – присосы воздуха в системе пылеприготовления;

$\Delta \alpha_{вп}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе;

$H'_{вп}$ – энтальпия воздуха на входе в воздухоподогреватель, кДж/кг;

$H^0_{хв}$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

Температура холодного воздуха при отсутствии специальных указаний принимается равной $t_{х.в} = 30$ °С.

$$H^0_{хв} = 39,8 \cdot V^0_{в} \quad . \quad (29)$$

Физическое тепло топлива учитывается при наличии предварительного подогрева мазута для обеспечения требуемой вязкости или сушки высоковлажных твердых топлив перед топкой котла

$$Q_{ф.т} = c_{т.л} \cdot t_{т.л} \quad , \quad (30)$$

где $c_{т.л}$ – удельная теплоемкость топлива, кДж/кг °К;

$t_{т.л}$ – температура топлива, °С.

Теплоемкость мазута определяется по формуле

$$c^M_{тл} = 1,74 + 0,0025 \cdot t_{т.л} \quad . \quad (31)$$

Теплоемкость твердых топлив определяется по формуле

$$c^T_{тл} = 0,0042 \cdot W^P + c^c_{тл} \cdot (1 - 0,01 \cdot W^P) \quad , \quad (32)$$

где $c^c_{тл}$ – теплоемкость сухой массы топлива, кДж/кг °К (см. приложение).

При сжигании жидкого топлива и использовании при этом форсунок с распыливающей средой, необходимо учитывать тепло $Q_{п.ф}$, кДж/кг, внесенное паром

$$Q_{п.ф} = G_{п.ф} \cdot (h_{п.ф} - 2520) \quad , \quad (33)$$

где $G_{п.ф}$ – удельный расход пара, направляемого на форсунки, составляет 0,3 – 0,5 кг/кг мазута;

$h_{п.ф}$ – энтальпия пара, кДж/кг, определяется по его параметрам.

Потери теплоты на разложение карбонатов Q_K учитываются лишь при сжигании сланцев.

Уравнение теплового баланса может быть выражено в процентах, посредством умножения его левой и правой части на множитель, % кг/кДж

$$\frac{100}{Q^P_P} \cdot \quad (34)$$

Уравнение имеет вид

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \cdot \quad (35)$$

Коэффициент полезного действия (брутто) η , % определяется из уравнения обратного теплового баланса

$$\eta_{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \cdot \quad (36)$$

КПД брутто котельного агрегата также определяется по уравнению прямого баланса

$$\eta_{бр} = \frac{Q_1}{Q^P_P} \cdot 100 \% \cdot \quad (37)$$

Потери теплоты с уходящим газами q_2 , % рассчитываются по зависимости

$$q_2 = \frac{(H_{дг} - \alpha_{ух.г} \cdot H^0_{хв}) \cdot (100 - q_4)}{Q^P_P}, \quad (38)$$

где $H_{дг}$ – энтальпия дымовых газов после последней поверхности нагрева, кДж/кг;

$\alpha_{ух.г}$ – коэффициент избытка воздуха после последней поверхности нагрева, $\alpha_{ух.г} = \alpha_{вп}$.

Потери с уходящими газами являются наибольшими по сравнению с другими статьями тепловых потерь.

Потери теплоты с химическим недожогом топлива q_3 , %, обусловлены неполным протеканием химических реакций горения. Указанные потери зависят от вида топлива, способа его сжигания, совершенства

топливосжигающих устройств, коэффициента избытка воздуха и уровня температур в топке. Значения q_3 , % выбираются из таблицы (приложение А).

Потери теплоты с механическим недожогом топлива q_4 , %, имеют место только при сжигании твердых топлив и обусловлены наличием в очаговых остатках твердых горючих частиц. При слоевом сжигании топлива основную долю в q_4 составляют потери теплоты со шлаком и провалом, а при факельном сжигании – потери с уносом. Тепловые потери q_4 являются вторыми по величине среди статей потерь теплоты. Их величина зависит от характеристик топлива, способа сжигания, конструкции топки и наличия возврата уноса. Значения q_4 выбирают из таблицы (приложение А).

Потери теплоты от наружного охлаждения q_5 , %, обусловлены превышением температуры наружных поверхностей котла над температурой окружающего воздуха и вследствие этого возникновением переноса теплоты. Величина потерь q_5 зависит от конструкции и теплопроводности обмуровки котла и выбирается в зависимости от его паропроизводительности (приложение А).

Потери теплоты с физической теплотой удаляемого шлака q_6 , %, учитываются при жидком шлакоудалении, при слоевом и камерном сжигании многозольных топлив

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^P \cdot (ct)_{\text{зл}}}{Q^P_P}, \quad (39)$$

где $a_{\text{шл}}$ – доля золы в шлаке; $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$, где $a_{\text{ун}}$ – доля золы в уносе;
 $(ct)_{\text{зл}}$ – энтальпия золы, кДж/кг, определяется при $t_{\text{зл}} = 600$ °С.

Полное полезное отданное тепло в котле $Q_{\text{пол}}$ (Q_1), кВт, выражается зависимостью

$$Q_{\text{пол}} = D_{\text{пп}} \cdot (h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{нп}} \cdot (h_{\text{нп}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кип}} - h_{\text{пв}}), \quad (40)$$

где $D_{\text{пп}}$ – расход перегретого пара, кг/с;
 $h_{\text{пп}}$ – энтальпия перегретого пара; кДж/кг;
 $h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды; кДж/кг;
 $D_{\text{нп}}$ – расход насыщенного пара, кг/с;
 $h_{\text{нп}}$ – энтальпия насыщенного пара; кДж/кг;
 $D_{\text{пр}}$ – расход воды на продувку, кг/с;
 $h_{\text{кип}}$ – энтальпия кипящей воды в барабане, кДж/кг (при температуре насыщения, соответствующей давлению в барабане).

$$D_{\text{пр}} = 0,01 \cdot p \cdot D_{\text{пп}}, \quad (41)$$

где p – процент непрерывной продувки, принимается от 2 до 5 %.

Определив тепловые потери и полезно отданное тепло, рассчитывают коэффициент полезного действия котла «брутто»

Определяется полный расход топлива, V , кг/с

$$V = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q^P \cdot \eta_{\text{БР}}} \cdot 100, \quad (42)$$

При сжигании твердого топлива определяется расчетный расход топлива, учитывающий механическую неполноту сгорания топлива, V_p , кг/с

$$V_p = V \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right). \quad (43)$$

Определяется коэффициент сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{БР}} + q_5}, \quad (44)$$

2.7 Поверочный расчет топочной камеры

Топочная камера предназначена для организации эффективного процесса горения топлива и передачи тепла излучением от продуктов сгорания к расположенным в ней поверхностям нагрева. Тепловой расчет топки предполагает определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки.

Поверочный расчет топочной камеры производится в следующей последовательности:

1. предварительно задаются температурой продуктов сгорания на выходе из топочной камеры v''_T , °С. Для твердого топлива принимается на 60°С меньше температуры начала деформации золы.
2. для принятой температуры v''_T определяется энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки (см. таблицу 2).
3. рассчитывается полезное тепловыделение в топке.

Полезное тепловыделение в топке Q_T , кДж/кг рассчитывается по формуле

$$Q_T = Q^P \cdot \frac{100 \cdot q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B, \quad (45)$$

где Q_B – теплота, вносимая в топку воздухом (складывается из теплоты горячего воздуха и холодного, присосанного в топку), кДж/кг

$$Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) \cdot H_{г.в}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) \cdot H_{х.в}^0, \quad (46)$$

где $H_{г.в}^0$ – энтальпия теоретически необходимого горячего воздуха, кДж/кг, определяется по таблице (см. таблицу 2) при рекомендуемых температурах подогрева воздуха (см. таблицу в приложении А).

2.8 Определяется коэффициент тепловой эффективности экранов ψ

$$\psi = x \cdot \xi, \quad (47)$$

где x – угловой коэффициент экрана – отношение количества энергии, посылаемой на облучаемую поверхность, к энергии излучения всей полусферической излучающей поверхности. Угловой коэффициент показывает, какая часть полусферического лучистого потока, испускаемого одной поверхностью, падает на другую поверхность и зависит от формы и взаимного расположения тел, находящихся в лучистом теплообмене.

ξ – коэффициент, учитывающий снижение тепловосприятия экранных поверхностей нагрева вследствие их загрязнения наружными отложениями или закрытия огнеупорной изоляцией (см. таблицу в приложении А).

2.9 Расчет площади поверхности нагрева пароперегревателя

При проектировании и эксплуатации котельных установок выполняют поверочный расчет пароперегревателя в следующей последовательности.

Определяем конструктивные характеристики: диаметр труб d , м; толщина стенки труб δ , м; поперечный шаг труб S_1 , м (в поперечном направлении по отношению к потоку газов); продольный шаг труб S_2 , м, (в продольном направлении по отношению к потоку газов); число труб в ряду Z_1 ; число рядов труб по ходу продуктов сгорания Z_2

$$d=28-38 \text{ мм};$$

$$\delta=3-6 \text{ мм};$$

$$S_1/d=2,3-6,5;$$

$$S_2/d=1,5-2,5;$$

По выбранному поперечному шагу S_1 и ширине газохода a ;
по выбранному продольному шагу S_2 и глубине газохода b , рассчитываются
число труб в ряду z_1 и число рядов труб по ходу газов z_2

$$\begin{aligned} z_1 &= \frac{a-S_1}{S_1}, \\ z_2 &= \frac{b-S_2}{S_2}. \end{aligned} \quad (48)$$

Предварительно задаются температурой продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя $v_{\text{пп}}''$, °С (температура газов за пароперегревателем не должна превышать 950-1000°С).

Температура продуктов сгорания на входе в пароперегреватель определяется из условия, что $v_{\text{т}}'' = v_{\text{пп}}''$.

Определяется теплосодержание пара на входе в пароперегреватель $h_{\text{п}}'$, кДж/кг, по температуре пара на входе в пароперегреватель $t_{\text{п}}'$, °С;
 $t_{\text{п}}'$ — определяется по давлению в барабане котла $P_{\text{б}}$, Па (см. таблицу в приложении).

Определяется температура пара на выходе из пароперегревателя $t_{\text{п}}''$, °С и теплосодержание пара $h_{\text{п}}''$, кДж/кг ($t_{\text{п}}''$ — по условию задания, $h_{\text{п}}''$ — по таблице).

Определяется температурный напор Δt , °С

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (49)$$

где $\Delta t_{\text{б}} = v_{\text{пп}}' - t_{\text{п}}''$;

$$\Delta t_{\text{м}} = v_{\text{пп}}'' - t_{\text{п}}'.$$

Рассчитывается средняя скорость газов в газоходе пароперегревателя $w_{\text{г}}$, м/с:

$$w_{\text{г}} = \frac{V_{\text{р}} \cdot V_{\text{г}} \cdot (v_{\text{ср}} + 273)}{F_{\text{жс}} \cdot 273} \quad (50)$$

где $F_{\text{жс}}$ — площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м²;

$v_{\text{ср}}$ — средняя температура газов в газоходе пароперегревателя, °С.

$$F_{\text{жс}} = F_{\text{пс}} - z_1 \cdot l \cdot d,$$

где $F_{\text{пс}}$ — площадь поперечного сечения газохода, м²;

z_1 — число труб в поперечном ряду;

d — наружный диаметр труб, м;

l – длина труб в расчетном сечении, м.

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_{\text{пп}}' + v_{\text{пп}}''}{2} \quad (51)$$

9 Определяется тепловосприятие пароперегревателя по балансу, кДж/кг:

$$Q_{\text{б}} = \frac{D}{B_{\text{р}}} \cdot (h_{\text{п}}'' - h_{\text{п}}' + \Delta h_{\text{по}}^{\circ}) \quad (52)$$

где $\Delta h_{\text{по}}^{\circ}$ – тепловосприятие пароохладителя, принимается 60–85 кДж/кг.

Определяется необходимая поверхность нагрева пароперегревателя, м²:

$$F_{\text{пп}} = \frac{Q_{\text{б}} \cdot B_{\text{р}}}{k \cdot \Delta t} \quad (53)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²°К;

$$k = \psi \cdot \alpha_1 \quad (54)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности для конвективных поверхностей нагрева при сжигании твердых топлив (см. таблицу в приложении).

α_1 – суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м²°К;

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}) \quad (55)$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания её продуктами сгорания; для поперечно омываемых пучков принимается $\xi = 1$, для сложно омываемых пучков $\xi = 0,95$,

$\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева: при поперечном омывании коридорных и шахматных пучков и ширм

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_{\phi} \quad (56)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи (определяется по номограмме);
 c_z – поправка на число рядов труб по ходу продуктов сгорания;
 c_s – поправка на компоновку пучка;
 c_ϕ – коэффициент, учитывающий влияние изменения физических параметров потока газов. Все поправки определяются по номограммам (см. приложение).

α_l – коэффициент теплоотдачи, учитывающий передачу теплоты излучением в конвективных поверхностях нагрева, Вт/м²°К:
 для запыленного потока (при сжигании твёрдого топлива)

$$\alpha_l = \alpha_n \cdot a, \quad (56)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи (определяется по номограмме);
 a – степень черноты продуктов сгорания; определяется по формуле:

$$a = 1 - e^{-kps}, \quad (56)$$

где kps – суммарная оптическая толщина запыленного потока:

$$kps = (k_r \cdot r_n + k_{зл} \cdot \mu_{зл}) \cdot p \cdot s. \quad (57)$$

Вычисляется количество теплоты, воспринятое пароперегревателем, кДж/кг:

$$Q_T = \frac{k \cdot F_{пп} \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_p}. \quad (58)$$

Для правильной оценки выполненных расчётов выполняется невязка:

$$\Delta Q = \frac{Q_T \cdot Q_B}{T} \leq 0,02 \quad (59)$$

Если расхождение удовлетворяет условию, то расчёт считается окончанным. В противном случае следует определить необходимую площадь поверхности нагрева

$$F_{пп} = \frac{10^3 \cdot B_p \cdot Q_T}{k \cdot \Delta t}. \quad (60)$$

2.10 Упрощенный аэродинамический расчет

Движение продуктов сгорания, рассматриваемое как движение вязких жидкостей, имеет турбулентный характер и происходит при изменяющейся температуре, т.к. продукты сгорания охлаждаются. При движении продуктов сгорания, обладающих вязкостью, возникают сопротивления, препятствующие движению. На преодоление этих сопротивлений затрачивается часть энергии, которой обладает движущийся поток жидкости.

Сопротивления обусловлены силами трения движущегося потока о стенки канала и возрастанием внутреннего трения в потоке при появлении на его пути различных препятствий. Для преодоления сопротивлений движущийся поток должен обладать определённым избыточным напором, который по мере продвижения по тракту будет падать.

Аэродинамическое сопротивление какого-либо участка тракта складывается из сопротивления трения и местных сопротивлений. Для паровых и водогрейных котлов добавляется особый вид сопротивления – сопротивление поперечно омываемых пучков труб. Сопротивление трения возникает при движении потока в прямом канале постоянного сечения, в продольно омываемых трубных пучка и в пластинчатых поверхностях нагрева.

Для изотермического потока (при постоянной плотности и вязкости протекающей среды) сопротивление трения $\Delta h_{тр}$, Па, определяется по формуле

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_э} \frac{w^2}{2} \rho_{дг}, \quad (61)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения, зависящий от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса;

l – длина канала, м;

w – скорость протекающей среды, м/с;

$d_э$ – эквивалентный (гидравлический) диаметр тракта, м;

$\rho_{дг}$ – плотность дымовых газов, при нормальных условиях, кг/м³ (принимается в среднем 1.58 кг/м³).

Эквивалентный (гидравлический) диаметр тракта определяется по формуле:

$$d_э = \frac{4S_{жс}}{\Pi}, \quad (62)$$

где $S_{жс}$ – площадь живого сечения канала тракта, м²;

Π – полный периметр сечения, омываемый протекающей средой, м.

Местные сопротивления Δh_m , Па, рассчитываются по формуле:

$$\Delta h_m = \zeta \frac{w^2}{2} \rho_{\partial z}, \quad (63)$$

где ζ – коэффициент сопротивления, зависящий от числа рядов и расположения труб в пучке.

Коэффициент сопротивления стального гладкотрубного экономайзера при коридорном расположении труб определяется по формуле:

$$\zeta = \zeta_0 z_2, \quad (64)$$

где z_2 – число рядов труб в пучке;

ζ_0 – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d}; \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{d} \quad \text{и} \quad \psi = \frac{S_1 - d}{S_2 - d},$$

а также от числа Re , S_1 , S_2 – поперечный и продольный шаг труб по отношению к направлению движения потока, м; d – наружный диаметр труб, м; σ_1 – относительный шаг по ширине пучка; σ_2 – относительный шаг по глубине пучка.

Значение ζ_0 определяется по следующим формулам:

при $\sigma_1 \leq \sigma_2$ и $0,06 \leq \psi \leq 1$

$$\zeta_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0,5} \cdot Re^{-0,2};$$

при $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi \leq 8$

$$\zeta_0 = 0,38(\sigma_1 - 1)^{-0,5} (\psi - 0,94)^{-0,59} Re^{-0,2/\psi^2};$$

при $\sigma_1 > \sigma_2$ и $8 < \psi \leq 15$

$$\zeta_0 = 0,118(\sigma_1 - 1)^{-0,5}.$$

Число Рейнольдса определяется по номограмме.

Для трубчатого воздухоподогревателя при движении продуктов сгорания внутри труб его сопротивление складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них:

$$\Delta h_m = \Delta h_{тр} + \Delta h_{изм}, \quad (64)$$

где $\Delta h_{изм}$ – сопротивление вследствие изменения скоростей при входе и выходе, Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{изм} = m(\zeta_{вх} + \zeta_{вых}) \frac{w^2}{2} \rho_{\partial z} \quad (65)$$

где m – число последовательных расположенных по ходу продуктов сгорания отдельных кубов воздухоподогревателя;

$\zeta_{вх}$ и $\zeta_{вых}$ – коэффициенты сопротивлений при внезапном изменении сечения определяются по номограмме.

Сопротивление трения $\Delta h_{\text{тр}}$, Па, для воздухоподогревателя определяется по формуле (61).

При течении продуктов сгорания по трубам трубчатых и щелям пластичных воздухоподогревателей коэффициент сопротивления трения определяется по формуле:

$$\lambda = 0,335 \cdot \left(\frac{k}{d_3}\right)^{0,17} \cdot \text{Re}^{-0,14},$$

где k – абсолютная шероховатость стенки, м, определяется по приложению;

d_3 – эквивалентный диаметр воздухоподогревателей, м, определяется по формуле:

$$d_3 = \frac{4(a \cdot b - z \cdot \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2)}{2(a+b) + z \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}}, \quad (66)$$

где z – полное число труб в воздухоподогревателе;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб воздухоподогревателя, м;

a и b – размеры сторон прямоугольного сечения газохода, м.

Суммарное сопротивление газового тракта ΔH , Па, определяется по формуле

$$\Delta H = \Sigma h_{\text{тр}} + \Sigma h_{\text{м}}, \quad (67)$$

где $\Sigma h_{\text{тр}}$ – сумма сопротивлений трения, Па;

$\Sigma h_{\text{м}}$ – сумма местных сопротивлений, Па.

Суммарная самотяга H_c , Па, определяется по формуле

$$H_c = \Sigma h_c, \quad (68)$$

где h_c – самотяга любого участка газового тракта, Па, рассчитываются по формуле

$$h_c = \pm H g \left(1,23 - \rho_{\text{дз}} \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}} \right) \quad (69)$$

где H – расстояние между серединами начальнго и коечного сечений данного участка тракта, м;

$\vartheta_{\text{ср}}$ – средняя (среднеарифметическая) температура продуктов сгорания на данном участке газового тракта, °С;

1,23 – плотность наружного воздуха при давлении 101080 Па и температуре 293 °К.

Самотяга подразделяется на положительную и отрицательную. При движении продуктов сгорания снизу вверх – самотяга положительна (создается дополнительный напор, использующийся для преодоления сопротивлений). При движении продуктов сгорания сверху вниз – самотяга отрицательна (для её определения требуется дополнительный напор).

Перепад полных давлений $\Delta H_{\text{п}}$, Па, по газовому тракту (при уравнивающей тяге) рассчитывается по формуле

$$\Delta H_{\text{п}} = h''_{\text{т}} + H - H_{\text{с}}, \quad (70)$$

где $h''_{\text{т}}$ – разряжение в верхней части топочной камеры, принимаемое 20 Па.

Расчетная производительность дымососа $Q_{\text{р}}$, м³/с, определяется по формуле

$$Q_{\text{р}} = \beta_1 V_{\text{дг}}, \quad (71)$$

где β_1 – коэффициент запаса по производительности, определяется из приложения .

$V_{\text{дг}}$ – расход дымовых газов, м³/с.

Расчетное полное давление $H_{\text{р}}$, Па, создаваемое дымососом определяется по формуле:

$$H_{\text{р}} = \beta_2 \Delta H_{\text{п}}, \quad (71)$$

где β_2 – коэффициент запаса по напору, определяется из приложения А.

Мощность, потребляемая дымососом $N_{\text{пот}}$, Вт, определяется по формуле:

$$N_{\text{пот}} = \frac{Q_{\text{р}} H_{\text{р}}}{\eta} \cdot \frac{\rho_{\text{дг}}}{1,293}, \quad (72)$$

где η – КПД дымососа по напорной характеристике машины (принимается в среднем 75-80%);

$\rho_{\text{дг}}$ – плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м³;

1,293 – плотность наружного воздуха при нормальных условиях, кг/м³.

Расчетная мощность электродвигателя $N_{\text{дв}}$, Вт, определяется по потребляемой мощности дымососа:

$$N_{\text{дв}} = \beta_3 N_{\text{пот}}, \quad (73)$$

где β_3 – коэффициент запаса мощности (принимается в среднем 1,05).

3 Пример расчета

2 Расчетно–конструкторский раздел

2.1 Определение состава и теплоты сгорания топлива

Топливо: уголь Каякского месторождения

Таблица №1 – Состав топлива[1]

Марка	Д
Класс	ДР
C^F - углерод, %	77,5
H^F - водород, %	5,5
N^F – азот, %	1,4
O^F - кислород, %	15,1
$S_{ор}^F$ - сера органическая, %	0,5
Q_E^F - высшая теплота сгорания, МДж/кг	31,61

Характеристики нелетучего остатка, (порошкообразный)

Сухая масса

Зола, %,

A^C - зола сухая, %,

$A^C = 8 \%$;

W^P - влага рабочая, %,

$W^P = 13 \%$;

Q_H^P - низшая теплота сгорания, МДж/кг,

$Q_H^P = 23,9$ МДж/кг, 1.

Рабочая масса добытого (поступившего к потребителю) топлива

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S_{ОР+К}^P + A^P + W^P = 100\%, \quad (1)$$

Сухая масса (полностью лишенная влаги)

$$C^C + H^C + O^C + N^C + S_{OP+K}^P + A^C = 100\%. \quad (2)$$

Горючая масса топлива, лишенного влаги, золы и сульфатной серы

$$C^{\Gamma} + H^{\Gamma} + O^{\Gamma} + N^{\Gamma} + S_{OP+K}^{\Gamma} = 100\%. \quad (3)$$

Органическая масса топлива, лишенного влаги, золы, сульфатной и колчеданной серы

$$C^O + H^O + O^O + N^O + S_{OP}^{\Gamma} = 100\%. \quad (4)$$

Перевод из сухой массы топлива в рабочую

$$k^P = \frac{100 - W^P}{100}, \quad (5)$$

где k^P – коэффициент перевода в рабочую массу топлива, %,
 W^P – влага, рабочей массы топлива, %.

Определяем коэффициент перевода из сухой массы топлива в рабочую

$$k^P = \frac{100 - 13}{100} = 0,87 \%$$

Рабочая масса топлива определяется по формуле

$$C^P = C^C \cdot k^P,$$

$$C^P = 71,3 \cdot 0,87 = 62,03\%.$$

Аналогично находят

$$\begin{aligned} H^P &= 5 \cdot 0,87 = 4,35 \%; \\ N^P &= 1,2 \cdot 0,87 = 1,044 \%; \\ O^P &= 13,89 \cdot 0,87 = 12,08 \%; \\ S^P &= 0,46 \cdot 0,87 = 0,46 \%; \\ A^P &= 8 \cdot 0,87 = 6,96 \%. \end{aligned}$$

Проверяем рабочий состав по формуле (1)

$$62,03 + 4,35 + 1,044 + 12,08 + 13 + 6,96 + 0,46 = 99,92.$$

Найдем сухую массу топлива, определяя коэффициент перевода из горючей в сухую массу топлива

$$k^C = \frac{100-8}{100} = 0,92 \% . \quad (7)$$

Сухая масса топлива определяется по формуле

$$C^C = C^Г \cdot k^C, \quad (8)$$

$$C^C = 77,5 \cdot 0,92 = 71,3 \% .$$

Аналогично находят

$$H^C = 5,5 \cdot 0,92 = 5,0 \%;$$

$$N^C = 1,4 \cdot 0,92 = 1,2 \%;$$

$$O^C = 15,1 \cdot 0,92 = 13,89 \%;$$

$$S^C = 0,5 \cdot 0,92 = 0,46 \%;$$

$$A^C = 8 \% .$$

Проверяем сухой состав по формуле (2).

$$71,3+5+1,2+13,89+8 = 99,89 \% .$$

В связи с отсутствием колчеданной серы, состав органической и горючей совпадает.

$$C^O = 77,5 \%;$$

$$H^O = 5,5 \%;$$

$$N^O = 1,4 \%;$$

$$O^O = 15 \%;$$

$$S^O = 0,5 \% .$$

2.2 Расчёт коэффициента избытка воздуха по газоходам котла

Принимаем расчетный коэффициент избытка воздуха и присосов по газоходам

α_T – коэффициент избытка воздуха в топке;

$$\alpha_T = 1,2 [2];$$

$\Delta\alpha_{пп}$ – присосы пароперегревателя;

$$\Delta\alpha_{пп} = 1,23 [2];$$

Определяем коэффициенты избытка воздуха за каждой поверхностью нагрева

$$\alpha_{пп} = \alpha_T + \Delta\alpha_{пп}, \quad (9)$$

где $\alpha_{пп}$ – коэффициент избытка воздуха после пароперегревателя;

2.3 Расчёт объёмов воздуха и продуктов сгорания

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P, \quad (10)$$

где V_B^0 – количество воздуха, необходимого для горения, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$\begin{aligned} V_B^0 &= 0,0889 \cdot (62,03 + 0,375 \cdot 0,46) + 0,265 \cdot 4,35 - 0,0333 \cdot 12, = \\ &= 6,28 \text{ м}^3/\text{кг}. \end{aligned}$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + \frac{0,8}{100}, \quad (11)$$

где $V_{N_2}^0$ – объем азота, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 6,28 + \frac{0,8}{100} = 4,96 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100}, \quad (12)$$

где $V_{RO_2}^0$ – объем трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{62,03 + 0,375 \cdot 0,46}{100} = 1,16 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (13)$$

где $V_{H_2O}^0$ – объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 4,35 + 0,0124 \cdot 13 + 0,0161 \cdot 6,28 = 0,74 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Находим объемы водяных паров с учетом коэффициента избытка воздуха

$$V_{H_2O}^T = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_T - 1) \cdot V_B^0, \quad (14)$$

где $V_{H_2O}^T$ – объем водяных паров с учетом коэффициента избытка воздуха после топки, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$V_{H_2O}^T = 0,74 + 0,0161 \cdot (1,2 - 1) \cdot 6,28 = 0,76 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V_{H_2O}^{пп} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{пп} - 1) \cdot V_B^0, \quad (15)$$

где $V_{H_2O}^{пп}$ – объем водяных паров с учетом коэффициента избытка воздуха после пароперегревателя, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$V_{H_2O}^{пп} = 0,74 + 0,0161 \cdot (1,23 - 1) \cdot 6,28 = 0,763 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Находим действительные объемы продуктов по газоходам

$$V_r^T = V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{RO_2}^T + (\alpha_T - 1) \cdot V_B^0, \quad (16)$$

где V_r^T – действительный объем продуктов в топке, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$V_r^T = 0,74 + 4,96 + 1,16 + (1,2 - 1) \cdot 6,28 = 8,11 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V_r^{\text{пн}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{пн}} + (\alpha_{\text{пн}} - 1) \cdot V_B^0, \quad (17)$$

где $V_r^{\text{пн}}$ – действительный объем продуктов в конвективной шахте пароперегревателя, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$V_r^{\text{пн}} = 0,74 + 4,96 + 1,16 + (1,23 - 1) \cdot 6,28 = 8,30 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Находим объемные доли трехатомных газов по газоходам

$$\chi_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_r - (\alpha)}, \quad (18)$$

где χ_{RO_2} – объемные доли трехатомных газов по газоходам.

$$\chi_{\text{RO}_2}^T = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_r^T - (\alpha)}, \quad (19)$$

$$\chi_{\text{RO}_2}^T = \frac{1,16}{8,11} = 0,14.$$

$$\chi_{\text{RO}_2}^{\text{пн}} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_r^{\text{пн}} - (\alpha)}, \quad (20)$$

$$\chi_{\text{RO}_2}^{\text{пн}} = \frac{1,16}{8,30} = 0,139$$

$$\chi_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}^\alpha}{V_r - (\alpha)}, \quad (21)$$

где $\chi_{\text{H}_2\text{O}}$ – объем водяных паров.

$$\chi_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}}}{V_{\text{r}}^{\text{T}}}, \quad (22)$$

$$\chi_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}} = \frac{0,76}{8,11} = 0,093.$$

$$\chi_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{mn}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{mn}}}{V_{\text{r}}^{\text{mn}}}, \quad (23)$$

$$\chi_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{mn}} = \frac{0,763}{8,30} = 0,091.$$

$$\chi_{\text{n}} = \chi_{\text{RO}_2} + \chi_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (24)$$

где χ_{n} – объемные доли трехатомных газов по газоходам.

$$\chi_{\text{n}}^{\text{T}} = \chi_{\text{RO}_2}^{\text{T}} + \chi_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}}, \quad (25)$$

$$\chi_{\text{n}}^{\text{T}} = 0,14 + 0,093 = 0,233.$$

$$\chi_{\text{n}}^{\text{mn}} = \chi_{\text{RO}_2}^{\text{mn}} + \chi_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{mn}}, \quad (26)$$

$$\chi_{\text{n}}^{\text{mn}} = 0,139 + 0,091 = 0,23.$$

Определяем концентрацию золы в дымовых газах

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^{\text{P}} \cdot \alpha_{\text{yH}}}{100 \cdot \alpha_i \cdot V_{\text{r}}}, \quad (27)$$

где $\mu_{\text{зл}}$ – концентрация золы в дымовых газах.

$$\mu_{\text{зл}}^{\text{T}} = \frac{6,96}{100 \cdot 1,2 \cdot 8,11} = 0,0071 \text{ кг/м}^3.$$

$$\mu_{\text{зл}}^{\text{пп}} = \frac{A^{\text{P}}}{100 \cdot \alpha_{\text{пп}} \cdot V_{\text{пп}}^{\text{r}}}, \quad (28)$$

где $\mu_{\text{зл}}^{\text{пп}}$ – концентрация золы в дымовых газах после пароперегревателя, кг/м³

$$\mu_{\text{зл}}^{\text{пп}} = \frac{6,96}{100 \cdot 1,23 \cdot 8,30} = 0,0068 \text{ кг/м}^3.$$

2.4 Расчет энтальпии дымовых газов

Энтальпия дымовых газов $H_{\text{дг}}$, кДж/кг, определяется по формуле

$$H_{\text{дг}} = H_{\text{r}}^{\circ} + H_{\text{в}}^{\circ} \cdot (\alpha_i - 1), \quad (29)$$

где: H_{r}° и $H_{\text{в}}^{\circ}$ – энтальпии теоретических объемов продуктов сгорания и воздуха, кДж/кг.

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания H_{r}° , кДж/кг, определяется по формуле

$$H_{\text{r}}^{\circ} = V_{\text{RO}_2}^{\circ} \cdot h_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\circ} \cdot h_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (30)$$

где: h_{RO_2} , h_{N_2} , $h_{\text{H}_2\text{O}}$ – энтальпии трехатомных газов, азота, водяных паров, кДж/м³.

Энтальпия теоретического объема воздуха $H_{\text{в}}^{\circ}$, кДж/кг, определяется по формуле

$$H_{\text{в}}^{\circ} = V_{\text{в}}^{\circ} \cdot h_{\text{в}}, \quad (31)$$

где: h_B – энтальпия воздуха, кДж/м³.

Результаты вычислений представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Энтальпии дымовых газов

Поверхность нагрева	Температура продуктов сгорания и воздуха, t, °С	Энтальпия продуктов сгорания, H_r^o , кДж/кг	Энтальпия воздуха, H_B^o , кДж/кг	Энтальпия дымовых газов, $H_{дг}$, кДж/кг
1	2	3	4	5
Топочная камера α_T	2200	25909	21942	30297
	2100	24602	20837	28769
	2000	23297	19782	27253
	1900	22015	18701	25755
	1800	21214	17615	24737
	1700	19443	16560	22755
	1600	18174	15505	21275
	1500	16909	14450	19799
	1400	15892	13395	18571
	1300	14410	12371	16884
	1200	13181	11341	15449
	1100	11977	10311	14039
	1000	10776	9306	12638
	900	9586	8308	11248
800	8410	7303	9870	
Пароперегреватель, $\alpha_{пп}$	1000	10776	9306	12638
	900	9586	8308	11248
	800	8410	7303	9870
	700	7259	6330	8525
	600	6137	5350	7207
	500	5051	4402	5932
	200*	1936,7	1676,76	3613

2.4 Тепловой баланс

При тепловом расчете парогенератора или водогрейного котла тепловой баланс составляется для определения к. п. д. брутто и расчетного расхода топлива.

Найдем тепло, вносимое в котельный агрегат воздухом при подогреве его вне агрегата

$$Q_{в.вн} = \beta'[(h_{х.в}^0)' - h_{в}^0], \quad (32)$$

где β' - отношение количества воздуха на выходе в котельный агрегат (воздухоподогреватель) к теоретически необходимому:

$$\beta = \alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + \Delta \alpha_{вп}, \quad (33)$$

где $\Delta \alpha_T$ - присос воздуха в топку принимаются по таблицам, кДж/м³;

$\Delta \alpha_{вп}$ - воздухоподогреватель принимаются по данным, кДж/м³;

$$\beta = 1,2 - 0,02 - 0,03 + 0,03 = 1,18.$$

h -энтальпия теоретического объема воздуха в воздухоподогреватель, определяется при температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель, кДж/м³;

$$h_{х.в}^0 = 39,8 \cdot V_{в}^0, \quad (34)$$

$h_{х.в}^0$ - энтальпия теоретически объема холодного воздуха (после дутьевого вентилятора) определяется при температуре холодного воздуха, кДж/м³.

$$h_{х.в}^0 = 39,8 \cdot 6,28 = 250 \text{ кДж/м}^3.$$

Физическое тепло топлива учитывается при наличии предварительного подогрева мазута для обеспечения требуемой вязкости или сушки высоковлажных твердых топлив перед топкой котла.

$$Q_{ф.т} = C_{т.л} \cdot t_{т.л}, \quad (35)$$

где $t_{т.л}$ - температура топлива, °С;

$C_{т.л}$ - удельная теплоемкость топлива, кДж/кг °К.

$$Q_{ф.т} = 1,09 \cdot 100 = 109 \text{ КДж/кг.}$$

В общем виде располагаемая теплота определяется для твердого и жидкого топлива.

$$Q_P^P = Q_H^P + Q_{в.вн} + Q_{ф.т}, \quad (36)$$

где Q_{H}^{P} – низшая теплота сгорания рабочей массы твердого или жидкого топлива, кДж/кг;

$Q_{\text{В.ВН}}$ – теплота, внесенная воздухом, подогретым вне котельного агрегата, кДж/кг;

$Q_{\text{ф.т}}$ – физическое тепло топлива, кДж/кг;

$$Q_{\text{P}}^{\text{P}} = 23920 + 1121,4 + 109 = 25150,4.$$

Уравнение теплового баланса может быть выражено в процентах, посредством умножения его левой и правой части на множитель, % кг/кДж.

$$\frac{100}{Q_{\text{P}}^{\text{P}}}, \quad (37)$$

$$\frac{100}{14443} = 0,0069\%.$$

Уравнение имеет вид.

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (38)$$

Коэффициент полезного действия (брутто) η , % определяется из уравнения обратного теплового баланса

$$\eta_{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (39)$$

$$\eta_{\text{бр}} = 100 - (12,61 + 1 + 4 + 2,2 + 0,12) = 80,07\%.$$

Определяется потеря теплоты с уходящим газами

$$q_2 = \frac{(H_{\text{ДГ}} - \alpha_{\text{УХ.Г}} \cdot H^0_{\text{XB}}) \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{P}}^{\text{P}}}, \quad (40)$$

где $H_{\text{ДГ}}$ – энтальпия дымовых газов после последней поверхности нагрева, кДж/кг;

$\alpha_{\text{УХ.Г}}$ – коэффициент избытка воздуха после последней поверхности нагрева, $\alpha_{\text{УХ.Г}} = \alpha_{\text{ВП}}$.

$$q_2 = \frac{(3613 - 1,23 \cdot 250) \cdot (100 - 4)}{25150,4} = 12,6\%.$$

Потери теплоты с химическим недожогом топлива q_3 , %,

$$q_3 = 1$$

Потери теплоты с механическим недожогом топлива q_4 , %,

$$q_4=4$$

Потери теплоты от наружного охлаждения q_5 , %,

$$q_5=2,2$$

Потери теплоты с физической теплотой удаляемого шлака q_6 , %,

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^P \cdot (ct)_{\text{зл}}}{Q^P_p}, \quad (41)$$

где $a_{\text{шл}}$ – доля золы в шлаке; $a_{\text{шл}} = 1$;

$a_{\text{ун}}$ – доля золы в уносе;

$(ct)_{\text{зл}}$ – энтальпия золы, кДж/кг, определяется при $t_{\text{зл}} = 600$ °С.

$$q_6 = \frac{0,8 \cdot 6,96 \cdot 562}{25150,4} = 0,12.$$

Полное полезное отданное тепло в котле $Q_{\text{пол}}$ (Q_1), кВт, выражается зависимостью.

$$Q_{\text{пол}} = D_{\text{пп}} \cdot (h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{нп}} \cdot (h_{\text{нп}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кип}} - h_{\text{пв}}), \quad (42)$$

где $D_{\text{пп}}$ – расход перегретого пара, кг/с;

$h_{\text{пп}}$ – энтальпия перегретого пара; кДж/кг;

$h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды; кДж/кг;

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

$h_{\text{нп}}$ – энтальпия насыщенного пара; кДж/кг;

$D_{\text{пр}}$ – расход воды на продувку, кг/с;

$h_{\text{кип}}$ – энтальпия кипящей воды в барабане, кДж/кг (при температуре насыщения, соответствующей давлению в барабане).

$$Q_{\text{пол}} = 1,8 \cdot (2801,1 - 377) + 0,039 \cdot (2780 - 377) = 4457,09 \text{ кВт.}$$

$$D_{\text{пр}} = 0,01 \cdot p \cdot D_{\text{пп}}, \quad (43)$$

где p – процент непрерывной продувки, принимается от 2 до 5 %.

$$D_{\text{пр}} = 0,01 \cdot 22 \cdot 1,80 = 0,039.$$

Определяется полный расход топлива, B , кг/с

$$B = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_P \cdot \eta_{BP}} \cdot 100, \quad (44)$$

$$B = \frac{4457,09}{25150,4 \cdot 80} \cdot 100 = 0,22.$$

При сжигании твердого топлива определяется расчетный расход топлива, учитывающий механическую неполноту сгорания топлива

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (45)$$

$$B_p = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{4}{100}\right) = 2,22 \text{ кг/с.}$$

Определяется коэффициент сохранения теплоты.

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{BP} + q_5}, \quad (46)$$

$$\varphi = 1 - \frac{2,2}{80 + 2,2} = 0,97.$$

2.6 Расчет топочной камеры

Топочная камера предназначена для организации эффективного процесса горения топлива и передачи тепла излучением от продуктов сгорания к расположенным в ней поверхностям нагрева. Тепловой расчет топки предполагает определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки.

Полезное тепловыделение в топке Q_T , кДж/кг рассчитывается по формуле:

$$Q_T = Q_P \cdot \frac{100 \cdot q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B, \quad (47)$$

$$Q_T = 25150,4 \cdot \frac{100 - 1 - 4 - 0,12}{100 - 4} + 1421,4 = 26278,3 \text{ кДж/кг.}$$

$$Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{\text{пл}}) \cdot H_{\text{г.в}}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{\text{пл}}) \cdot H_{\text{х.в}}^0, \quad (48)$$

где Q_B – теплота, вносимая в топку воздухом (складывается из теплоты горячего воздуха и холодного, присосанного в топку), кДж/кг;

$H_{г.в}^0$ – энтальпия теоретически необходимого горячего воздуха, кДж/кг, определяется по таблице при рекомендуемых температурах подогрева воздуха.

$$Q_B = (1,2 - 0,1 - 0,05) \cdot 1318 + (0,1 + 0,05) \cdot 250 = 1421,4 \text{ кДж/кг.}$$

Определяется коэффициент тепловой эффективности экранов ψ

$$\psi = x \cdot \xi, \quad (49)$$

где x – угловой коэффициент экрана;

ξ – коэффициент, учитывающий снижение тепловосприятия экранных поверхностей нагрева вследствие их загрязнения наружными отложениями или закрытия огнеупорной изоляцией.

$$\psi = 0,98 \cdot 0,20 = 0,196.$$

$$X = 1 - 0,2 \cdot (S/d - 1), \quad (50)$$

где $S/d = 1,1$ – относительный шаг экранных труб.

$$X = 1 - 0,2 \cdot (1,1 - 1) = 0,98.$$

Определяется эффективная толщина излучающего слоя, м:

$$S = 3,6 \frac{V_T^P}{F_{CT}^P}, \quad (51)$$

где V_T^P – расчетный объем топки, м^3 ;

F_{CT}^P – расчетная площадь полной поверхности стен топки, м^2 .

Расчетный объем топки определяется по формуле (для твердых топлив):

$$S = 3,6 \cdot \frac{16,93}{46,15} = 1,32.$$

$$V_T^P = \left(3 - \frac{v_T''}{625}\right) \cdot \left(\frac{28}{Q_H^P}\right)^{0,5} \cdot V_T^{\text{мин}}, \quad (52)$$

$$V_T^P = \left(3 - \frac{1140}{625}\right) \cdot \left(\frac{28}{23,920}\right)^{0,5} \cdot 13,40 = 16,93 \text{ м}^3.$$

$$V_T^{\text{мин}} = \frac{B_p \cdot Q_H^P}{q_v}, \quad (53)$$

где Q_H^P – подставляется в МДж/кг;

$V_T^{\text{мин}}$ - минимальный допустимый объем, м³.

q_v - тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³, (см. таблицу в приложении).

$$V_T^{\text{мин}} = \frac{0,22 \cdot 23920}{393} = 13,40 \text{ м}^3.$$

Расчетная площадь полной поверхности стен топки определяется по формуле:

$$F_{\text{ст}}^P = 7 \cdot (V_T^P)^{2/3}, \quad (54)$$

$$F_{\text{ст}}^P = 7 \cdot (16,93)^{2/3} = 46,15 \text{ м}^2.$$

Определяется коэффициент ослабления (поглощения) лучей.

Для твердого топлива коэффициент ослабления лучей k , 1/(м · МПа), подсчитывается по формуле:

$$k = k_r \cdot r_n + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} + k_k \mu_{\text{кокс}}, \quad (55)$$

где k_r , $k_{\text{зл}}$, k_k - единичные коэффициенты поглощения лучей соответственно трехатомными газами, золовыми и коксовыми частицами, 1/(м · МПа);

r_n - суммарная объемная доля трехатомных газов;

$\mu_{\text{зл}}$ - концентрационная золы в дымовых газах.

Коэффициент ослабления лучей частицами кокса $k_k \mu_{\text{кокс}}$, 1/(м · МПа), принимается для высокорекреационных топлив (каменный и бурый угли, торф) при сжигании в камерных топках равен 0,5.

Коэффициент поглощения лучей трехатомными газами рассчитывается для температур и состава газа на выходе из топки:

$$k = 1,1 + 0,4 + 0,5 = 2,5.$$

$$k_r \cdot r_n = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,162 \cdot \sqrt{P_{\text{п}} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{г}}}{1000} \right) \cdot r_n, \quad (56)$$

где $r_{\text{H}_2\text{O}}$ - объемная доля водяных паров;

$P_{\text{п}} = r_n \cdot p$ - парциальное давление трехатомных газов, МПа;

p - давление в топочной камере котла (для агрегатов, работающих без наддува, принимается $p=0,1$ МПа);

T_T " - абсолютная температура на выходе из топочной камеры, °К(равна принятой по предварительной оценке).

$$k_r \cdot r_n = \left(\frac{7,8+16 \cdot 0,093}{3,162 \cdot \sqrt{0,023 \cdot 1,32}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1073}{1000} \right) \cdot 0,23 = 2,2.$$

Коэффициент поглощения лучей золовыми частицами $k_{зл} \cdot \mu_{зл}$ 1/(м МПа), вычисляется по формуле

$$k_{зл} \cdot \mu_{зл} = \frac{10^4 \cdot A_{зл}}{\sqrt[3]{T_T}} \cdot \frac{\mu_{зл}}{1+1,2\mu_{зл} \cdot s}, \quad (57)$$

где $A_{зл}$ - расчётный коэффициент.

$$k_{зл} \cdot \mu_{зл} = \frac{10^4 \cdot 0,75}{\sqrt[3]{(1073)^2}} \cdot \frac{0,0071}{1+1,2+0,0071 \cdot 1,32} = 0,50.$$

При сжигании твердого топлива определяется суммарная оптическая толщина среды kps (радиационная характеристика продуктов сгорания – критерий Бугера, характеризующий поглощательную способность топочной среды).

$$Vu = k \cdot p \cdot s, \quad (58)$$

где k – коэффициент ослабления лучей, 1/(м · МПа);

p - давление в топке , МПа, для котлов , работающих без наддува, $p=0,1$ МПа;

s - эффективная толщина излучающего слоя, м.

$$Vu = 1 \cdot 0,1 \cdot 1,32 = 0,132.$$

Подсчитывается степень черноты факела

$$a_\phi = 1 - e^{-kps}, \quad (59)$$

где e - основание натуральных логарифмов.

$$a_\phi = 1 - e^{0,132} = 0,12.$$

Определяется средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания $(V_C)_{ср}$, кДж/кг, на 1кг сжигаемого твердого или жидкого топлива:

$$(V_C)_{\text{ср}} = \frac{Q_T - H_T''}{T_a - T_T''}, \quad (60)$$

где- T_a - теоретическая (адиабатная) температура сгорания, °К, определяется из таблицы по значению Q_T , равному энтальпии продуктов сгорания H_a ;

T_T'' - температура (абсолютная) на выходе из топки, принятая по предварительной оценке, °К;

H_T'' - энтальпия продуктов сгорания при принятой на выходе из топки температуры, кДж/кг;

Q_T - полезное тепловыделение в топке, кДж/кг.

Определяется действительная температура на выходе из топки , °С, по формуле

$$(V_C)_{\text{ср}} = \frac{26278,3 - 8410}{2473 - 1073} = 12,76 \text{ кДж/кг.}$$

$$U_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot a_T \cdot \Psi \cdot F_{\text{CT}}^P \cdot T_a^3}{\phi \cdot E_p \cdot (V_C)_{\text{ср}}} \right)^{0,6}} - 273, \quad (61)$$

$$U_T'' = \frac{2473}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,59 \cdot 0,196 \cdot 46,15 \cdot 2473^3}{0,97 \cdot 0,22 \cdot 12,76} \right)^{0,6}} - 273 = 968 \text{ °С.}$$

Полученная температура на выходе из топки сравнивается с предварительно принятой температурой. Если расхождения между полученной температурой и ранее принятой на выходе из топки не превысит $\pm 100^\circ\text{C}$, то расчет считается окончанным . В противном случае задаются новым, уточненным , значением температуру на выходе из топки и весь расчет повторяется.

По окончании теплового расчета топки определяется количество воспринятой теплоты в топке $Q_{\text{л}}$ кДж/кг:

$$Q_{\text{л}} = \phi \cdot (Q_T - H_T''), \quad (62)$$

где ϕ - коэффициент сохраняемой теплоты;

Q_T - полезное тепловыделение в топке;

H_T'' - энтальпия дымовых газов на выходе из топки

$$Q_{\text{л}} = 0,9 \cdot (26278,3 - 8410) = 173322,2 \text{ кДж/кг.}$$

2.7 Расчет пароперегревателя

При проектировании и эксплуатации котельных установок выполняют поверочный расчет пароперегревателя в следующей последовательности.

Определяем конструктивные характеристики: диаметр труб d , м; толщина стенки труб δ , м; поперечный шаг труб S_1 , м (в поперечном направлении по отношению к потоку газов); продольный шаг труб S_2 , м, (в продольном направлении по отношению к потоку газов); число труб в ряду z_1 ; число рядов труб по ходу продуктов сгорания z_2

$$d=30 \text{ мм};$$

$$\delta = 2,5 \text{ мм};$$

$$S_1/d = 80 \text{ мм};$$

$$S_2/d = 130 \text{ мм};$$

$$z_1 = 29;$$

$$z_2 = 21.$$

Предварительно задаются температурой продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя $v_{\text{пп}}^{//}$, (температура газов за пароперегревателем не должна превышать 950-1000)

Температура продуктов сгорания на входе в пароперегреватель определяется из условия, что $v_{\text{т}}^{//} = v_{\text{пп}}^{//}$.

Определяется теплосодержание пара на входе в пароперегреватель $h_{\text{п}}^{/}$, кДж/кг, по температуре пара на входе в пароперегреватель $t_{\text{п}}^{/}$.

$t_{\text{п}}^{/}$ — определяется по давлению в барабане котла $P_{\text{б}}$, Па (см. таблицу в приложении).

Определяется температура пара на выходе из пароперегревателя $t_{\text{п}}^{//}$, и теплосодержание пара $h_{\text{п}}^{//}$, кДж/кг ($t_{\text{п}}^{//}$ — по условию задания, $h_{\text{п}}^{//}$ — по таблице

Определяется температурный напор Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (63)$$

$$\Delta t = \frac{718 - 794}{\ln \frac{718}{794}} = 173 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{\delta} = v_{\text{пп}}' - t_{\text{п}}'', \quad (64)$$

$$\Delta t_{\delta} = 968 - 250 = 718 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{\text{м}} = v_{\text{пп}}'' - t_{\text{п}}', \quad (65)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 900 - 106 = 794 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Рассчитывается средняя скорость газов в газоходе пароперегревателя W_{Γ} , м/с:

$$W_{\Gamma} = \frac{V_{\text{Р}} \cdot V_{\Gamma} \cdot (v_{\text{ср}} + 273)}{F_{\text{жс}} \cdot 273}, \quad (66)$$

где $F_{\text{жс}}$ — площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м^2 ;

$v_{\text{ср}}$ — средняя температура газов в газоходе пароперегревателя.

$$W_{\Gamma} = \frac{0,22 \cdot 13,92 \cdot (934 + 273)}{1,74 \cdot 273} = 7,7 \text{ М/с}.$$

$$F_{\text{жс}} = F_{\text{пс}} - z_1 \cdot l \cdot d, \quad (67)$$

где $F_{\text{пс}}$ — площадь поперечного сечения газохода, м^2 ;

z_1 — число труб в поперечном ряду;

d — наружный диаметр труб, м;

l — длина труб в расчетном сечении, м.

$$F_{\text{жс}} = 6,96 - 29 \cdot 0,03 \cdot 6 = 1,74 \text{ м}^2.$$

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_{\text{пп}}' + v_{\text{пп}}''}{2}, \quad (68)$$

$$v_{\text{ср}} = \frac{968 + 900}{2} = 934 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяется тепловосприятие пароперегревателя по балансу, кДж/кг :

$$Q_6 = \frac{D}{B_P} \cdot (h_{II}'' - h_{II}' + \Delta h_{II0}^0), \quad (69)$$

где Δh_{II0}^0 – тепловосприятие пароохладителя, принимается 60–85 кДж/кг.

$$Q_6 = \frac{6500}{2,22} \cdot (2942 - 26826 + 80) = 9336 \text{ кДж/кг.}$$

Определяется необходимая поверхность нагрева пароперегревателя, m^2 :

$$F_{ПП} = \frac{Q_6 \cdot B_P}{k \cdot \Delta t}, \quad (70)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 \cdot ^\circ K$;

$$F_{ПП} = \frac{9336 \cdot 2,22}{159,19 \cdot 173} = 4,14 \text{ м}^2.$$

$$k = \psi \cdot \alpha_1, \quad (71)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности для конвективных поверхностей нагрева при сжигании твердых топлив поверхности нагрева, $Вт/м^2 \cdot ^\circ K$.

$$k = 0,65 \cdot 244,91 = 159,19 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ K$$

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n), \quad (72)$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания её продуктами сгорания; для поперечно омываемых пучков принимается $\xi = 1$, для сложно омываемых пучков $\xi = 0,95$;

α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева: при поперечном омывании коридорных и шахматных пучков и ширм.

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_\phi, \quad (73)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи (определяется по номограмме);

c_z – поправка на число рядов труб по ходу продуктов сгорания;

c_s – поправка на компоновку пучка;

c_{ϕ} – коэффициент, учитывающий влияние изменения физических параметров потока газов. Все поправки определяются по номограммам (см. приложение);

$\alpha_{л}$ – коэффициент теплоотдачи, учитывающий передачу теплоты излучением в конвективных поверхностях нагрева, $Вт/м^2\text{°К}$ для запыленного потока (при сжигании твёрдого топлива).

$$\alpha_{л} = \alpha_{н} \cdot a, \quad (74)$$

где $\alpha_{н}$ – коэффициент теплоотдачи (определяется по номограмме);

a – степень черноты продуктов сгорания; определяется по формуле:

$$a = 1 - e^{-kps}, \quad (75)$$

где kps – суммарная оптическая толщина запыленного потока:

$$kps = (k_{г} \cdot r_{п} + k_{зл} \cdot \mu_{зл}) \cdot p \cdot s, \quad (76)$$

Вычисляется количество теплоты, воспринятое пароперегревателем, $кДж/кг$:

$$Q_{Т} = \frac{k \cdot F_{пп} \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_{р}}, \quad (77)$$

$$Q_{Т} = \frac{159,19 \cdot 4,14 \cdot 173}{1000 \cdot 2,22} = 9,3 \text{ кДж/кг.}$$

Для правильной оценки выполненных расчётов выполняется невязка:

$$\Delta Q = \frac{Q_{Т} \cdot Q_{б}}{Q_{Т}} \leq 0,02, \quad (78)$$

где $Q_{Т}$ – полезное тепловыделение в топке, $кДж/кг$,

$Q_{б}$ – тепловосприятие пароохладителя по балансу, $кДж/кг$.

$$\Delta Q = \frac{9,3 - 9,336}{9,3} = 0,003 \leq 0,02 .$$

Условие выполнено.

4 Методические указания по выполнению дипломного проекта

Целью итоговой государственной аттестации – защиты дипломного проекта является определение подготовленности выпускника к выполнению профессиональных задач на уровне требований федерального государственного образовательного стандарта.

Область профессиональной деятельности выпускников: техническое обслуживание и эксплуатация теплотехнического оборудования систем тепловодогазоснабжения и средств учета и контроля тепловой энергии.

Объектами профессиональной деятельности выпускников являются:

- теплотехническое оборудование;
- системы тепло- и топливоснабжения;
- средства автоматизации теплотехнического оборудования, процессов производства, передачи и распределения тепловой энергии;
- оборудование, устройства, приборы и приспособления для выполнения ремонтных и наладочных работ;
- нормативная и техническая документация;
- первичные трудовые коллективы.

Техник-теплотехник готовится к следующим видам деятельности:

- Эксплуатация теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.
- Ремонт теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.
- Наладка и испытания теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.
- Организация и управление работой трудового коллектива.
- Выполнение работ по одной или нескольким профессиям рабочих, должностям служащих (приложение к ФГОС).

Государственная (итоговая) аттестация включает подготовку и защиту выпускной квалификационной работы (дипломная работа, дипломный проект). Обязательное требование – соответствие тематики выпускной квалификационной работы содержанию одного или нескольких профессиональных модулей.

Требования к содержанию, объему и структуре выпускной квалификационной работы определяются образовательным учреждением на основании порядка проведения государственной (итоговой) аттестации выпускников по программам СПО, утвержденного федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере образования, определенного в соответствии со статьей 15 Закона Российской Федерации «Об образовании» от 10 июля 1992 г. № 3266-1.

Государственный экзамен вводится по усмотрению образовательного учреждения.

Дипломный проект должен состоять из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка должна содержать следующее:

Введение.

1. Организационно-технический раздел
 - 1.1 Краткое описание котельного агрегата
 - 1.2 Описание газового тракта
 - 1.3 Описание циркуляционной схемы
 - 1.4 Описание топочного устройства
 - 1.5 Описание устройства барабана
 - 1.6 Описание устройства пароперегревателя
 - 1.7 Описание устройства экономайзера
 - 1.8 Описание устройства воздухоподогревателя
 - 1.9 Пуск и останов котельного агрегата
 - 1.10 Виды испытаний котла
 - 1.11 Ремонт котельного агрегата
 - 1.12 Автоматизированная схема управления некоторыми узлами котельного агрегата
 2. Расчетно-конструкторский раздел
 - 2.1 Состав топлива
 - 2.2 Расчет коэффициента избытка воздуха по газоходам котла
 - 2.3 Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания
 - 2.4 Расчет энтальпии дымовых газов
 - 2.5 Тепловой баланс
 - 2.6 Расчет топочной камеры
 - 2.7 Расчет пароперегревателя
 - 2.8 Расчет водяного экономайзера
 - 2.9 Расчет воздухоподогревателя
 - 2.10 Аэродинамический расчет
 - 3 Экономический раздел
 - 4 Промышленная безопасность и экология
- Заключение
Список использованных источников
Перечень графического материала

Заключение

В методическом пособии рассмотрены вопросы, касающиеся выполнения курсового и дипломного проекта по теме «Тепловой расчет котельного агрегата».

На защите курсового проекта обучающийся должен представить пояснительную записку, выполненную согласно заданию в соответствии с нормоконтроль, а также 2 чертежа формата А1, прочитать доклад и ответить на дополнительные вопросы.

Обучающийся должен

знать:

- устройство, принцип действия и характеристики основного и вспомогательного теплотехнического оборудования котельного агрегата;

- методику теплового и аэродинамического расчета котельного агрегата;

уметь:

- выполнять тепловой и аэродинамический расчеты котельных агрегатов.

На защите дипломного проекта выпускник должен показать, готов ли он к профессиональной деятельности по обслуживанию и эксплуатации теплотехнического оборудования и систем тепло- и газоснабжения в качестве техника в организациях энергетического и жилищно-коммунального профиля различных организационно-правовых форм.

Список использованных источников

- 1 Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998.
- 2 Соколов Б.А. Котельные установки и их эксплуатация: учебник для на. Проф. Образования / Б.А. Соколов. – 2-е изд., испр. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 432 с.
- 3 Беликов С.Е., Котлер В.Р. Котлы тепловых электростанций и защита атмосферы: Учебное пособие. М.: Аква-Терм, 2008. – 212с.
- 4 Липов Ю.М., Третьяков Ю.М. Котельные установки и парогенераторы. – Москва – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика»; Институт компьютерных исследований, 2006. – 592 с.
- 5 Федеральный государственный стандарт среднего профессионального образования по специальности 13.02.02 «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование». Утвержден приказом Министерства образования и науки РФ от 28 мая 2014 г. №823.
- 6 Методическое пособие. Общие требования к правилам оформления текстовых учебных документов для студентов БЦБК ФГБОУ ВО «БрГУ» по всем дисциплинам. Разработал: Жилко Э.В., председатель редакционного совета 2017г.
- 7 <https://mydocx.ru/3-69393.html>
- 8 <http://mosenergoinform.ru/kotel/bkz.htm>
- 9 <http://static.scbist.com/scb/uploaded/kotly/6-4-kotel-e420.files/image002.jpg>
- 10 <https://chertegrif.ru/chertezhi/promyshlennost/energetika/sborochnye>
- 11 <https://kotelprom.com/thumb/2/h2dCВaKv>
- 12 <http://mosenergoinform.ru>
- 13 <https://yandex.ru/images/search?text=параметры%20котла%20ДКВр%20320%20140%20гм8&stpe=image&lr=976&source=wiz>
- 14 <https://yandex.ru/video/preview/?filmId=1191552205008930837&from=tabbar&parent-reqid=1606882736635615-1821347009808877314400163-production-app-host-man-web-yp-10&text=параметры+котла+ДКВр+6.5+13>

Приложение А

Таблица А 1 – Расчетные характеристики ископаемых углей

Район место- рождения	Наимено- вание месторож- дения	Марка	Горючая масса топлива, %						Рабочая масса топлива, %			Темпера- тура начала деформа- ции зола t ₁ , °С
			C ^r	H ^r	N ^r	O ^r	S ^r _о р	S ^r _к	W ^p	A ^p	W ^p _{пр}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Донецкий бассейн		Д	75	5,5	1,6	12	2,3	3,6	13	19,6	2,68	1080
		Г	80,5	5,4	1,5	8,3	1,8	2,5	7,0	15,8	1,19	1050
		П Ж	83	5,1	1,5	5,6	1,1	3,7	6	18,8	1	1150
		Т	88,5	4,2	1,5	2,5	1,1	2,2	5	15,2	0,76	1060
		ПА	91	3,5	1,3	1,7	0,9	1,6	5,5	15,1	0,85	1100
		А М	93,5	1,8	1,0	1,7	0,8	1,2	5,0	13,3	0,77	1050
		АР Ш	93	1,8	1	1,9	0,8	1,5	6	16,9	0,98	1040
		А Ш	92,5	1,8	1	2,5	0,8	1,4	7	16,7	1,16	1040
		ПП М	79	5,3	1,6	6,3	1	6,8	6	42,3	1,54	1140
Кузнецкий бассейн	Анжеро - Судженское	ПС	91	4,3	1,9	2,1	0,7		6,5	12,2	0,96	1250
	Кемеровское 1	ПС СС	86	5	2	6,3	0,7		9	15,5	1,5	1100
	Кемеровское 2	ПС -Т	90,5	4,3	2,0	2,5	0,7		6	14,7	1,26	1160
	Ленинское 1	Д	79	5,5	2,4	12,6	0,5		10	5	1,59	1100
	Ленинское 2	Г	82,5	5,8	2,7	8,3	0,7		9,0	10,9	1,44	1150
	Аралчевско е	Т	89,5	4,1	2	3,6	0,8		7	16,7	1,14	1320
Караган- динский бассейн		П Ж- ПС	84,5	5,1	1,4	7,7	1,3		7,5	25	1,4	1450
		Б	73,5	4,7	0,9	19,8	1,1		26	17	7,2	1175
Подмос- ковский бассейн		Б	67	6,0	1,3	20,1	2,7	3,9	3,3	23,5	13,2	1100
Печор- ский бассейн		П Ж	84	5,3	2,3	7,2	0,7	0,5	7	18,6	1,18	1150
		Д	74	5	2	16,1	1	2,9	11	24,9	2,54	1125

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Урал	Кизеловское 1	Г	78	5,6	1,3	7,3	2,9	4,9	5,5	29,3	11,1	1200
	Кизеловское 2	Д	76	5,6	1,3	10,3	6,8		5,5	26,5	11	1350
	Кизеловское 3	ПП М	24	5,4	1,7	4,1	2,9	14, 9	11	35,6	2,85	1170
	Богословское	Б	68	4,7	1,2	25,5	0,6		28	21,6	9,85	1130
	Челябинское	Б	72	5,2	1,7	19,1	0,8	1,2	17	24,9	4,5	1150
	Егоршинское	А	90	3,6	1,3	4,5	0,6		5	20,9	0,85	1500
Красноярский край	Канское	Б	72	5	1,3	20,8	0,4	0,5	32	10,2	8,97	1130
Иркутская область	Черемховское	Д	77,5	5,7	1,6	13,6	1,6		14	21,5	3	1120
Читинская область	Тарбагатайское	Б	74	5,1	1,3	18,1	1		0,5	25	13,5	6,18
Хабаровский край	Кивдинское	Б	71	4,3	1,2	23,2	0,3		37	13,2	13	1200
	Ургальское	Г	80	5	1,2	12,4	0,4		5	31,4	1,03	1150

Таблица А.2 – Теплоемкость сухой массы топлива $C_{\text{тл}}^c$, кДж/кг $^{\circ}\text{C}$

Вид топлива	Температура, $^{\circ}\text{C}$				
	0	100	200	300	400
Антрациты и тощие угли	0,92	0,96	1,05	1,13	1,17
Каменный уголь	0,96	1,09	1,26	1,42	-
Бурый уголь	1,09	1,26	1,46	-	-
Сланцы	1,05	1,13	1,3	-	-
Фрезерный торф	1,30	1,51	1,80	-	-

Таблица А.3 – Потери теплоты от наружного охлаждения парового котла

Паропроизводительность, D, т/ч (кг/с)	Потери теплоты q ₅ , %	
	Котел без хвостовых поверхностей	Котел с хвостовыми поверхностями
2 (0,56)	3,4	3,8
4 (1,11)	2,1	2,9
6 (1,67)	1,6	2,4
8 (2,22)	1,2	2,0
10 (2,78)	-	1,7
14 (3,88)	-	1,5
18 (5,00)	-	1,4
20 (5,56)	-	1,3
40 (11,11)	-	1,0
60 (16,67)	-	0,9
80 (22,22)	-	0,8
100 (27,78)	-	0,7
200 (55,56)	-	0,6
300 (83,33)	-	0,5
500 (138,89)	-	0,4

Таблица А 4 – Энтальпии газообразных продуктов сгорания,
воздуха и золы

$t, ^\circ\text{C}$	$h_{\text{RO}_2},$ кДж/м ³	$h_{\text{N}_2},$ кДж/м ³	$h_{\text{O}_2},$ кДж/м ³	$h_{\text{H}_2\text{O}},$ кДж/м ³	$h_{\text{B}},$ кДж/м ³	$h_{\text{зл}},$ кДж/м ³
100	170	130	132	151	133	81
200	359	261	268	305	267	170
300	561	393	408	464	404	264
400	774	528	553	628	543	361
500	999	666	701	797	686	460
600	1226	806	852	970	832	562
700	1466	949	1008	1151	982	664
800	1709	1096	1163	1340	1134	769
900	1957	1247	1323	1529	1285	878
1000	2209	1398	1482	1730	1440	987
1100	2465	1550	1642	1932	1600	1100
1200	2726	1701	1806	2138	1760	1209
1300	2986	1856	1970	2352	1919	1365
1400	3251	2061	2133	2566	2083	1587
1500	3515	2171	2301	2789	2247	1764
1600	3780	2331	2469	3011	2411	1881
1700	4049	2490	2637	3238	2574	2070
1800	4317	2750	2805	3469	2738	2192
1900	4586	2814	2978	3700	2906	2334
2000	4859	2973	3150	3939	3074	2520
2100	5132	3137	3318	4175	3242	-
2200	5405	3301	3494	4414	3410	-

Таблица А 5 – Расчетные характеристики слоевых топок
с пневмомеханическими забрасывателями

№	Тип решетки и характеристика топлива	q_k' кВт/м ³	q_v кВт/м ³	α_T^{**}	$a_{ун}^{***}$ %	q_3 %	q_4^{***} %	Температура дутьевого воздуха $t_n, ^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
I Неподвижная решетка								
1.	Донецкий антрацит АС и АМ $A^p = 0,48$	930÷1163	233÷349	1,6÷1,7	10	0,5÷1	13,5÷10	25 или (150÷200)
Каменные угли:								
2.	Типа кузнецкого Г и Д $A^p = 0,33$	930÷1163	233÷349	1,4÷1,5	16÷7	0,5÷1	5,5÷3	25 (150÷200)
3.	Типа донецких Г и Д $A^p = 0,76$	930÷1163	233÷349	1,4÷1,5	13÷6	0,5÷1	6,5÷4	25 (150÷200)
4.	Типа кузнецких ГСС $A^p = 0,40$	930÷1163	233÷349	1,4÷1,5	16÷7	0,5÷1	11÷5	25 (150÷200)
Бурые угли:								
5.	Типа иршабородинского $W^p = 2,10$ $A^p = 0,38$	930÷1163	233÷349	1,4÷1,5	22÷9,5	0,5÷1	6÷3	25 (150÷200)
6.	Типа артемовского $W^p = 1,77$ $A^p = 1,0$	930÷1163	233÷349	1,4÷1,5	15÷7	0,5÷1	5,5÷4	25 (150÷200)
7.	Типа веселовского $W^p = 2,01$ $A^p = 0,84$	930÷1163	233÷349	1,4÷1,5	12,5÷5,5	0,5÷1	8÷6,5	25 (150÷200)

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
8	Типа харанорского $W^n=3,35$ $A^n=0,69$	930÷1163	233÷349	1,4÷1,5	15/7	0,5	80	25(150÷200)
9	Типа подмосковного $W^n=3,06$ $A^n=2,12$	814÷1047	233÷349	1,4÷1,5	10,5/5	0,5	80	25(150÷200)
II. Цепная решетка прямого хода								
10	Донецкий антрацит АС и АМ $A^n=0,48$	930÷1163	291÷465	1,5÷1,6	10	0,5	100	25(150÷200)
	Каменные угли:							
11	Типа кузнецких Г и Д $A^n=0,33$	930÷1163	291÷465	1,3÷1,4	20/9	0,5÷1	5,5/3	25(150÷200)
12	Типа донецких Г и Д $A^n=0,76$	930÷1163	291÷465	1,3÷1,4	17/7,5	0,5÷1	6/3,5	25(150÷200)
	Бурые угли:							
13	Типа артемовского $W^n=1,77$ $A^n=1,0$	1628	291÷465	1,3÷1,4	19/8,5	0,5÷1	5,5/4	200÷250
14	Типа веселовского $W^n=2,01$ $A^n=1,55$	1628	291÷465	1,3÷1,4	15/7	0,5÷1	7,5/5.5	200÷250
III. Цепная решетка обратного хода								
	Каменные угли							
15	Типа кузнецких Г и Д $A^n=0,33$	1396÷1745	291÷465	1,3÷1,4	20/9	0,5÷1	5,5/3	150÷200

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	Типа донецких Г и Д $A^n=0,76$	1396÷ 1745	291÷465	1,3÷1,4	17/7,5	0,5÷1	6/3,5	150÷200
17	Типа сучанского $A^n=1,36$	1396÷ 1745	291÷465	1,3÷1,4	11/5	0,5÷1	7,5/5,5	150÷200
18	Типа кузнецкого ГСС $A^n=0,40$	1396÷ 1745	291÷465	1,3÷1,4	20/8	0,5÷1	11/5	25(150÷ 200)
	Бурые угли							
19	Типа ирша- бородинского $W^n=2,01$ $A^n=1,10$	1396÷ 1745	291÷465	1,3÷1,4	27/12	0,5÷1	6/3	150÷200
20	Типа артемовского $W^n=1,77$ $A^n=1,0$	1396÷ 1745	291÷465	1,3÷1,4	19/8,5	0,5÷1	5,5/4	150÷200
21	Типа веселовского $W^n=2,00$ $A^n=1,55$	1396÷ 1745	291÷465	1,3÷1,4	15/7	0,5÷1	7,5/5,5	150÷200
22	Типа харанорского $W^n=3,25$ $A^n=0,69$	1396÷ 1745	291÷465	1,3÷1,4	19/8,5	0,5÷1	7/4	150÷200
23	Типа подмосковного $W^n=3,06$ $A^n=2,13$	1163÷ 1396	291÷465	1,3÷1,4	11/5	0,5÷1	7/5,5	150÷200

* Меньшие значения для котлов $\Gamma \leq 20$ т/ч;

** Меньшие значения для котлов $D \leq 20$ т/ч;

*** Числитель дроби - значение уноса и потерь при отсутствии средств уменьшения уноса; знаменатель - значение уноса и потери при наличии острого дутья и возврата уноса.

**Таблица А 6 - Присосы воздуха в газоходах котельных агрегатов
при номинальной нагрузке**

Газоходы		Величина присоса $\Delta\alpha$
1		2
Камерные топки пылеугольных и газомазутных котлов	Камерные с твердым шлакоудалением и металлической обшивкой труб экранов	0,05
	То же при наличии обмуровки и обшивки	0,07
	То же без металлической обшивки	0,10
	Камерные с жидким шлакоудалением и газомазутные с металлической обшивкой	0,05
	То же без металлической обшивки	0,08
	Циклонные под разрежением	0,03
	Слоевые топки	Механические и полумеханические
ручные		0,3
Газоходы конвективных поверхностей нагрева	Фестон, ширмовый перегреватель, первый котельный пучок $D > 50$ т/ч	0,0
	Первый котельный пучок $D \leq 50$ т/ч	0,05
	Второй котельный пучок $D \leq 50$ т/ч	0,1
	Первичный перегреватель	0,03
	Промежуточный перегреватель	0,03
	Экономайзеры котлов $D > 50$ т/ч для каждой ступени	0,02
	Экономайзеры котлов $D \leq 50$ т/ч	
	стальной	0,08
	чугунный с обшивкой	0,1
	чугунный без обшивки	0,2
	Воздухоподогреватели:	
	трубчатые: для котлов $D > 50$ т/ч на каждую ступень	0,03
	для котлов $D \leq 50$ т/ч	0,06
пластинчатые на каждую ступень	0,1	

Таблица А.7 – Теплоемкость сухой массы топлива $C_{\text{тл}}^c$, кДж/кг $^{\circ}\text{C}$

Вид топлива	Температура, $^{\circ}\text{C}$				
	0	100	200	300	400
Антрациты и тощие угли	0,92	0,96	1,05	1,13	1,17
Каменный уголь	0,96	1,09	1,26	1,42	-
Бурый уголь	1,09	1,26	1,46	-	-
Сланцы	1,05	1,13	1,3	-	-
Фрезерный торф	1,30	1,51	1,80	-	-

Таблица А.8 – Потери теплоты от наружного охлаждения парового котла

Паропроизводительность, D, т/ч (кг/с)	Потери теплоты q ₅ , %	
	Котел без хвостовых поверхностей	Котел с хвостовыми поверхностями
2 (0,56)	3,4	3,8
4 (1,11)	2,1	2,9
6 (1,67)	1,6	2,4
8 (2,22)	1,2	2,0
10 (2,78)	-	1,7
14 (3,88)	-	1,5
18 (5,00)	-	1,4
20 (5,56)	-	1,3
40 (11,11)	-	1,0
60 (16,67)	-	0,9
80 (22,22)	-	0,8
100 (27,78)	-	0,7
200 (55,56)	-	0,6
300 (83,33)	-	0,5
500 (138,89)	-	0,4

Таблица А 9 - Коэффициенты тепловой эффективности ψ
при сжигании твердых топлив

Марка топлива	Коэф. тепловой эффектив- ности, ψ	Необходимость очистки поверхностей
АШ и тощие угли	0,60	требуется
Каменные, бурые угли (кроме Канско-Ачинских), промпродукты каменных углей	0,65	требуется
Подмосковный уголь	0,70	не требуется
Бурые угли Канско-Ачинского месторождения, фрезерный торф и древесина	0,60	требуется
Сланцы (северо-западные)	0,50	требуется

Таблица А 10 - Термодинамические свойства водяного пара
в состоянии насыщения

Абсолютное давление, Р, МПа	Температура насыщения, °С	Энтальпия		Скрытая теплота испарения, МДж/кг	Удельный объем	
		жидкости, МДж/кг	пара, МДж/кг		пара, м ³ /кг	воды, (м ³ /кг)10 ³
1	2	3	4	5	6	7
0,002	17,2	0,0723	2,532	2,460	68,25	1,00
0,004	28,6	0,1200	2,553	2,443	35,46	1,00
0,006	35,8	0,1500	2,566	2,417	24,19	1,00
0,008	41,1	0,1723	2,576	2,403	18,45	1,00
0,010	45,4	0,190	2,583	2,393	14,95	1,01
0,012	49,0	0,205	2,587	2,384	12,59	1,01
0,014	52,2	0,219	2,595	2,377	10,89	1,01
0,016	54,9	0,230	2,600	2,371	9,60	1,01
0,018	57,4	0,240	2,605	2,364	8,60	1,01
0,020	59,7	0,250	2,609	2,359	7,79	1,02
0,022	61,7	0,258	2,612	2,354	7,12	1,02
0,024	63,6	0,266	2,615	2,349	6,56	1,02
0,026	65,4	0,274	2,618	2,345	6,09	1,02
0,028	67,1	0,281	2,621	2,341	5,68	1,02
0,030	68,7	0,288	2,624	2,337	5,32	1,02
0,035	72,2	0,302	2,630	2,328	4,68	1,03
0,040	75,4	0,316	2,636	2,320	4,07	1,03
0,045	78,3	0,328	2,640	2,312	3,64	1,03
0,05	80,9	0,339	2,644	2,306	3,30	1,03
0,06	85,4	0,358	2,652	2,294	2,78	1,03
0,07	89,4	0,375	2,659	2,284	2,41	1,03
0,08	93,0	0,389	2,665	2,275	2,12	1,04
0,09	96,2	0,403	2,970	2,266	1,90	1,04
0,10	99,1	0,415	2,675	2,259	1,72	1,04
0,11	101,8	0,426	2,679	2,252	1,59	1,05
0,12	104,2	0,437	2,683	2,245	1,45	1,05
0,13	106,6	0,447	2,686	2,240	1,05	1,05
0,15	110,8	0,465	2,693	2,190	1,18	1,05
0,20	119,6	0,502	2,706	2,204	1,11	1,06
0,30	132,9	0,559	2,724	2,166	0,617	1,07
0,40	142,9	0,602	2,738	2,136	0,471	1,08
0,50	151,1	0,637	2,748	2,111	0,382	1,09
0,60	164,2	0,667	2,756	2,089	0,321	1,10
0,70	169,6	0,694	2,763	2,069	0,279	1,11
0,80	174,5	0,718	2,768	2,051	0,245	1,11

Продолжение таблицы А 10

1	2	3	4	5	6	7
0,90	179,0	0,739	2,773	2,034	0,219	1,12
1,00	183,2	0,759	2,777	2,018	0,198	1,13
1,10	187,1	0,778	2,780	2,003	0,181	1,13
1,2	190,7	0,795	2,784	1,989	0,166	1,14
1,3	194,1	0,811	2,787	1,976	0,154	1,14
1,4	197,4	0,826	2,789	1,963	0,143	1,15
1,5	200,4	0,840	2,791	1,951	0,134	1,15
1,6	203,4	0,854	2,793	1,940	0,126	1,16
1,7	206,1	0,868	2,795	1,927	0,119	1,16
1,8	208,8	0,880	2,796	1,916	0,112	1,17
1,9	211,4	0,892	2,798	1,906	0,107	1,17
2,00	216,2	0,904	2,799	1,895	0,102	1,18
2,2	220,8	0,926	2,801	1,875	0,092	1,18
2,4	216,2	0,947	2,802	1,855	0,085	1,19
2,6	220,8	0,967	2,803	1,836	0,078	1,20
2,8	225,0	0,986	2,803	1,818	0,073	1,20
3,0	229,0	1,003	2,804	1,800	0,068	1,21
3,2	232,8	1,020	2,804	1,783	0,064	1,22
3,4	239,8	1,037	2,803	1,766	0,060	1,23
3,6	243,0	1,052	2,803	1,751	0,057	1,24
3,8	246,2	1,067	2,802	1,735	0,054	1,24
4,0	249,2	1,082	2,801	1,719	0,051	1,25
5,0	262,7	1,135	2,795	1,646	0,040	1,28
6,0	274,3	1,207	2,786	1,1597	0,033	1,31

Таблица А 11 - Термодинамические свойства перегретого водяного пара

Температура, °C	Давление, МПа									
	1,0		1,4		2,4		4,0		6,0	
	удельн. объем, м ³ /кг	энталь- пия, МДж/к Г	удельн. Объем, м ³ /кг	энталь- пия, МДж/к Г	удельн. объем, м ³ /кг	энталь- пия, МДж/к Г	удельн. объем, м ³ /кг	энталь- пия, МДж/к Г	удельн. объем, м ³ /кг	энталь- пия, МДж/к Г
180	0,1944	2,7773	-	-	-	-	-	-	-	-
190	0,2002	2,8029	-	-	-	-	-	-	-	-
200	0,2059	2,8275	0,1429	2,8021	-	-	-	-	-	-
210	0,2115	2,8515	0,1473	2,8289	-	-	-	-	-	-
220	0,2169	2,8749	0,1515	2,8545	-	-	-	-	-	-
230	0,2223	2,8979	0,1556	2,8795	0,0856	2,8264	-	-	-	-
240	0,2275	2,9205	0,1596	2,9037	0,0884	2,8562	-	-	-	-
250	0,2327	2,9428	0,1635	2,9274	0,0911	2,8846	-	-	-	-
260	0,2378	2,9648	0,1674	2,9506	0,0937	2,9117	0,05174	2,8356	-	-
270	0,2429	2,9867	0,1712	2,9735	0,0962	2,9379	0,05366	2,8701	-	-
280	0,2480	3,0083	0,1749	2,9961	0,0986	2,9633	0,05547	2,9022	0,03317	2,8040
290	0,2530	3,0299	0,1786	3,0185	0,1010	2,9881	0,05719	2,9325	0,03473	2,8465
300	0,2580	3,0513	0,1823	3,0407	0,1033	3,0124	0,05885	2,9615	0,03616	2,8850
310	0,2629	3,0727	0,1859	3,0627	0,1056	3,0362	0,06045	2,9892	0,03750	2,9204
320	0,2678	3,0940	0,1895	3,0845	0,1079	3,0587	0,06200	3,0162	0,03876	2,9535
330	0,2727	3,1153	0,1931	3,1063	0,1102	3,0829	0,06351	3,0423	0,03996	2,9849
340	0,2776	3,1365	0,1967	3,1280	0,1124	3,1059	0,06499	3,0679	0,04111	3,0149
350	0,2825	3,1577	0,2002	3,1496	0,1146	3,1288	0,06645	3,0931	0,04223	3,0439
360	0,2873	3,1780	0,2038	3,1712	0,1167	3,1516	0,06787	3,1182	0,04331	3,0724
370	0,2921	3,2002	0,2073	3,1929	0,1189	3,1743	0,06928	3,1427	0,04436	3,0998
380	0,2970	3,2215	0,2108	3,2146	0,1210	3,1968	0,07066	3,1669	0,04538	3,1266
390	0,3018	3,2444	0,2143	3,2362	0,1231	3,2192	0,07203	3,1908	0,04639	3,1529
400	0,3066	3,2640	0,2178	3,2577	0,1253	3,2415	0,07339	3,2145	0,04738	3,1786
410	0,3113	3,2853	0,2212	3,2793	0,1274	3,2628	0,07473	3,2380	0,04835	3,2040
420	0,3161	3,3066	0,2247	3,3008	0,1294	3,2860	0,07606	3,2614	0,04931	3,2290
430	0,3209	3,3279	0,2281	3,3223	0,1315	3,2081	0,07738	3,2826	0,05026	3,2538
440	0,3256	3,3493	0,2316	3,3439	0,1336	3,3302	0,07869	3,3077	0,05119	3,2783
450	-	-	0,2350	3,3655	0,1357	3,3524	0,07999	3,3307	0,05212	3,3026
460	-	-	0,2384	3,3871	0,1377	3,3745	0,08128	3,3537	0,05303	3,3268
480	-	-	0,2453	3,4305	0,1418	3,4187	0,08384	3,3995	0,05484	3,3747
500	-	-	0,2521	3,4740	0,1459	3,4630	0,08638	3,4452	0,05662	3,4222

Приложение В

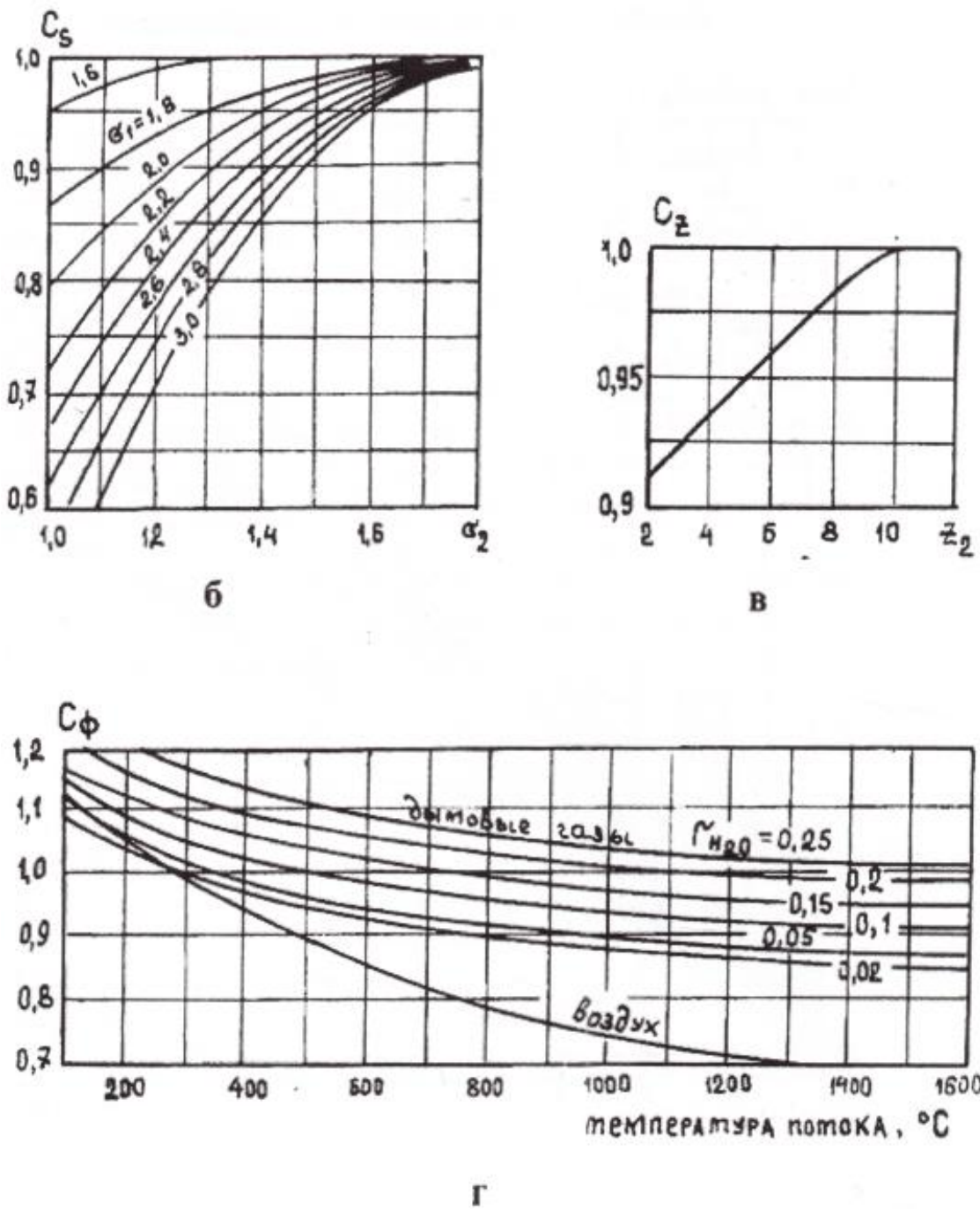


Рисунок 1 - Коэффициент теплоотдачи конвекцией при омывании коридорных пучков (окончание):

б, в, г — графики для определения поправочных коэффициентов

C_z, C_s, C_ϕ

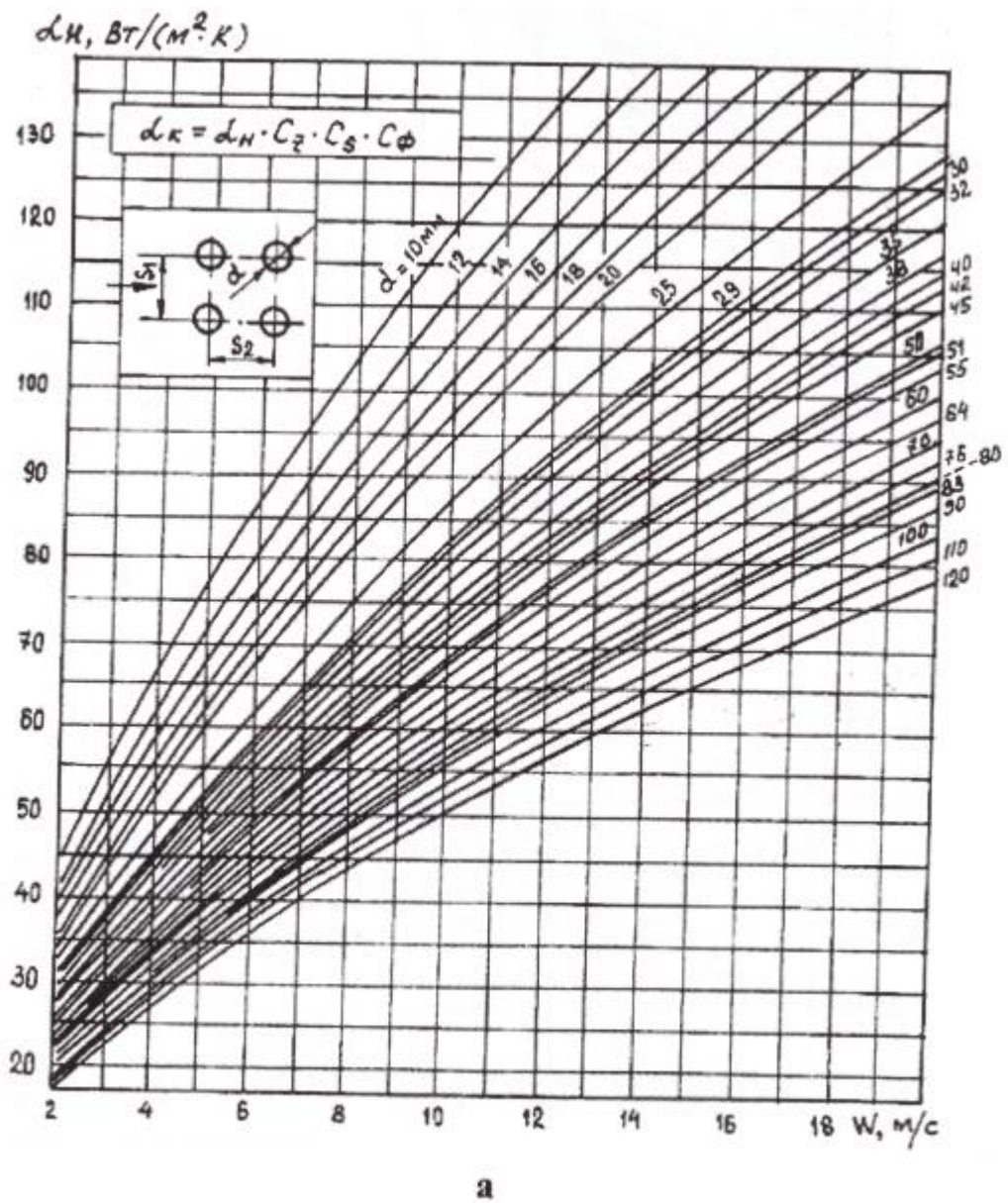


Рисунок 2 - Коэффициент теплоотдачи конвекцией при омывании коридорных пучков (начало):
 а — график для определения α_H

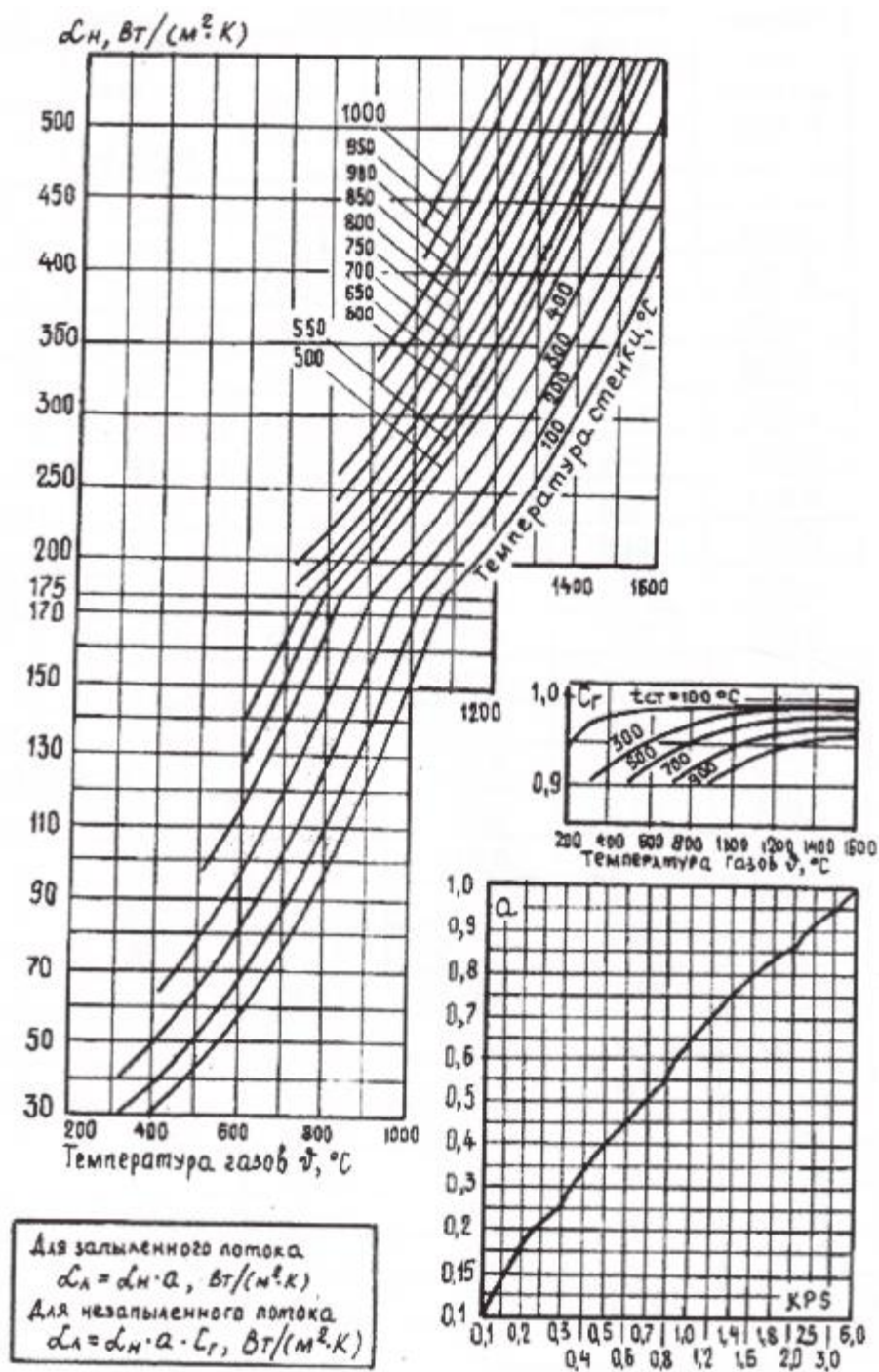


Рисунок 3 - Коэффициент теплоотдачи излучением

Температура стенки определяется $t_{\text{ст}} = t + \Delta t$ где t – температура охлаждающей среды, °C, для паровых котлов принимается равной температуре насыщения при давлении в котле; Δt – при сжигании твердых и жидких топлив принимается равной 60°C.