

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Политехнический институт

---

институт  
Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
Е.А. Бойко

\_\_\_\_\_ инициалы, фамилия  
подпись « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника  
код – наименование направления

**Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2**

тема

Руководитель \_\_\_\_\_ доцент, канд.техн. наук \_\_\_\_\_ С.Р. Янов  
подпись, дата должность, ученая степень инициалы, фамилия

Выпускник \_\_\_\_\_ Р.С. Осин  
подпись, дата инициалы, фамилия

Технический контроль \_\_\_\_\_ С.А. Михайленко  
подпись, дата инициалы, фамилия

Нормоконтролер \_\_\_\_\_ П.В. Шишмарёв  
подпись, дата инициалы, фамилия

Красноярск 2018

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический

---

институт

Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А.Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« \_\_\_\_\_ »

\_\_\_\_\_ 2018 г.

**ЗАДАНИЕ**

**НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**

в форме \_\_\_\_\_ бакалаврской работы

---

Студенту Осину Руслану Сергеевичу  
(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ФЭ14-02Б Направление (специальность) 13.03.01  
код

Теплоэнергетика и теплотехника  
(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции  
Красноярской ТЭЦ-2

Утверждена приказом по университету № 3943/с от 19 марта 2018 года

Руководитель ВКР С.Р. Янов, канд.техн.наук, доцент кафедры «ТЭС».  
(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР Номинальная мощность агрегата 420 т/ч. Ус-  
тановленная мощность на сегодняшний день 380 т/ч. Бородинский уголь 2Б.

Перечень разделов ВКР Актуальность проекта, расчетная часть,  
экономическая часть.

Перечень графического материала:

Лист 1 – Продольный разрез котельного агрегата БКЗ 420-140

Лист 2 – Поперечный разрез котельного агрегата БКЗ 420-140

Лист 3 – Разрез мембранного водяного экономайзера

Лист 4 – Разрез обдувочного аппарата

Руководитель ВКР \_\_\_\_\_  
подпись, дата

С.Р. Янов  
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

подпись, инициалы и фамилия студента

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018г.

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2» содержит 92 страницы текстового документа, 13 использованных источников, 4 листа графического материала.

БКЗ 420-140, ТУРБИНА, ЭКОНОМАЙЗЕР, ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ.

Объектом реконструкции в данной работе является Красноярская ТЭЦ-2. Был изучен вопрос реконструкции котельного агрегата БКЗ 420-140 с целью увеличения паропроизводительности до номинальных показателей.

Полученные результаты свидетельствуют об увеличении паропроизводительности котельного агрегата, а также увеличении как тепловой, так и электрической энергией.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1 Актуальность реконструкции котельного агрегата БКЗ-420-140 .....	6
1.1 Описание Красноярской ТЭЦ-2.....	6
1.2 Краткая характеристика котельного агрегата БКЗ-420-140 .....	7
1.3 Обоснование реконструкции.....	8
2 Технические решения .....	10
3 Расчётная часть до реконструкции .....	11
3.1 Расчетные характеристики.....	11
3.1.1 Тип шлакоудаления.....	11
3.1.2 Выбор температуры горячего воздуха и компоновка хвостовых поверхностей нагрева .....	11
3.1.3 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным частям газохода .....	12
3.1.4 Объем и энтальпия продуктов сгорания и воздуха .....	14
3.1.5 Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы.....	16
3.1.6 Энтальпия продуктов сгорания по газоходам .....	17
3.1.7 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата .....	19
3.1.8 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры .....	24
3.1.9 Расчет теплообмена в топке .....	25
3.1.10 Расчет радиационного пароперегревателя .....	32
3.1.11 Расчет ширмового пароперегревателя.....	36
3.1.12 Расчет 3 и 4 ступени КП.....	46
3.1.13 Расчёт 1 ступени КП.....	47
3.1.14 Расчет воздухоподогревателя первой ступени .....	49
3.1.15 Расчет водяного экономайзера первой ступени .....	50
3.1.16 Расчет воздухоподогревателя второй ступени .....	51
3.1.17 Расчет водяного экономайзера второй ступени .....	52
3.2 Тепловой расчёт котельного агрегата после реконструкции .....	54
3.2.1 Замена воздухоподогревателя второй ступени. ....	54

3.2.2 Снижение температуры выхода из топки, путем установки обдувочных аппаратов.....	55
3.2.3 Расчёт мембранного водяного экономайзера второй ступени .....	62
3.3 Аэродинамический расчет котельного агрегата после реконструкции... ..	68
3.3.1 Расчет газового тракта.....	68
3.3.1.1 Исходные данные .....	68
3.3.1.2 Сопротивление 2, 3, 4 ступеней пароперегревателя и отводящих труб.....	69
3.3.1.3 Сопротивление 1 ступени пароперегревателя .....	69
3.3.1.4 Сопротивление 2 ступени водяного экономайзера.....	70
3.3.1.5 Расчет сопротивления 2 ступени воздухоподогревателя, сопротивление входа и выхода.....	71
3.3.1.6 Сопротивление 1 ступени водяного экономайзера.....	72
3.3.1.7 Расчет сопротивления тракта от 1 ступени экономайзера до 1 ступени воздухоподогревателя.....	73
3.3.1.8 Расчет сопротивления 1 ступени воздухоподогревателя, сопротивление входа и выхода.....	74
3.3.1.9 Расчёт самотяги в опускном газоходе .....	76
3.3.1.10 Расчет сопротивления газового тракта за котлом. Сопротивление тракта от выхода из воздухоподогревателя до ЗУ.....	76
3.3.1.11 Расчет сопротивления золоуловителя .....	79
3.3.1.12 Расчет сопротивления тракта от ДС до ДТ.....	81
3.3.1.13 Расчет сопротивления дымовой трубы.....	83
3.3.1.14 Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода .....	86
4 Экономическая часть проекта.....	88
4.1 Техничко-экономические показания.....	88
4.2 Определение срока окупаемости проекта .....	88
4.2.1 Показатели эффективности инвестиционнго проекта.....	88
4.2.2 Расчёт капитальных вложений.....	89
4.2.3 Расчёт доходов от реализации проекта .....	92
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	95
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	96

## ВВЕДЕНИЕ

В городе Красноярске преобладает централизованное теплоснабжение потребителей коммунально-бытового сектора от ТЭЦ, угольных электростанций.

Доля централизованного теплоснабжения города растёт, тенденция к увеличению централизации выработки тепла объясняется тем, что застройщики, объекты соцкультбыта, торговли и прочие стараются подключиться к уже существующим теплоисточникам. Увеличивается тепловая нагрузка в основном на энергоисточники с комбинированной выработкой тепла и электрической энергии (ТЭЦ). В тоже время снижается доля отпускаемого тепла от существующих котельных за счет закрытия части угольных котельных и снижения использования тепловой мощности электростанций как менее экономичных теплоисточников. Тепловая нагрузка закрываемых угольных котельных и электростанций переключается на Красноярские ТЭЦ.

Базовыми источниками теплоснабжения являются источники комбинированной выработкой теплоты и электроэнергии (ТЭЦ-1, ТЭЦ-2, ТЭЦ-3), работающие по циклу Ренкина с турбогенераторами, имеющими регулируемые отборы пара отопительных и производственных параметров.

Отпуск тепла с ТЭЦ осуществляется по температурному графику 150/70

Целью данной работы является повышение надёжности и эффективности работы котельного агрегата БКЗ-420-140 Красноярской ТЭЦ-2.

## 1 Актуальность реконструкции котельного агрегата БКЗ-420-140

### 1.1 Описание Красноярской ТЭЦ-2

Красноярская ТЭЦ 2 является одной из крупнейших ТЭЦ Сибири. Она входит в состав Открытого акционерного общества «Енисейская территориальная генерирующая компания (ТГК-13)» в качестве производственного филиала.

ТЭЦ-2 насчитывает шесть угольных паровых котлов, а именно: три котла БКЗ-420-14-ПТ1 и три котла БКЗ-500-140. Паровые котлы объединены поперечными связями работают на буром угле Ирша-Бородинского разреза. Наряду с установленными котлами, на станции установлены четыре турбины, такие как: Т-110/120-130 с теплофикационными отборами и одна турбина ПТ-135/165-130/15 с теплофикационным и производственным отборами пара.

Таблица 1.1 – Характеристики Красноярской ТЭЦ-2

Красноярская ТЭЦ-2	
Страна	Россия
Местоположение	660079, город Красноярск, Красноярский край, Ул.Лесопильщиков, 156
Статус	Действующая
Ввод в эксплуатацию	1979
Основные характеристики	
Электрическая мощность, МВт	465 МВт
Тепловая мощность	1405 Гкал/ч
Характеристики оборудования	
Основное топливо	Уголь
Котельные агрегаты	БКЗ-420-140-ПТ1, БКЗ-500-140



Продолжение таблицы 1.1

Марка турбин	Т-110/120-130, ПТ-135/165-130/15
--------------	-------------------------------------

## 1.2 Краткая характеристика котельного агрегата БКЗ-420-140

Котельный агрегат БКЗ-140-140 (рисунок 1.1) сконструирован как вертикально-водотрубный с естественной циркуляцией. Выполнен крупноблочной конструкцией. Предназначен для получения пара высокого давления при сжигании бородинского бурого угля марки 2Б. Топка сконструирована по типу жидкого шлакоудаления.

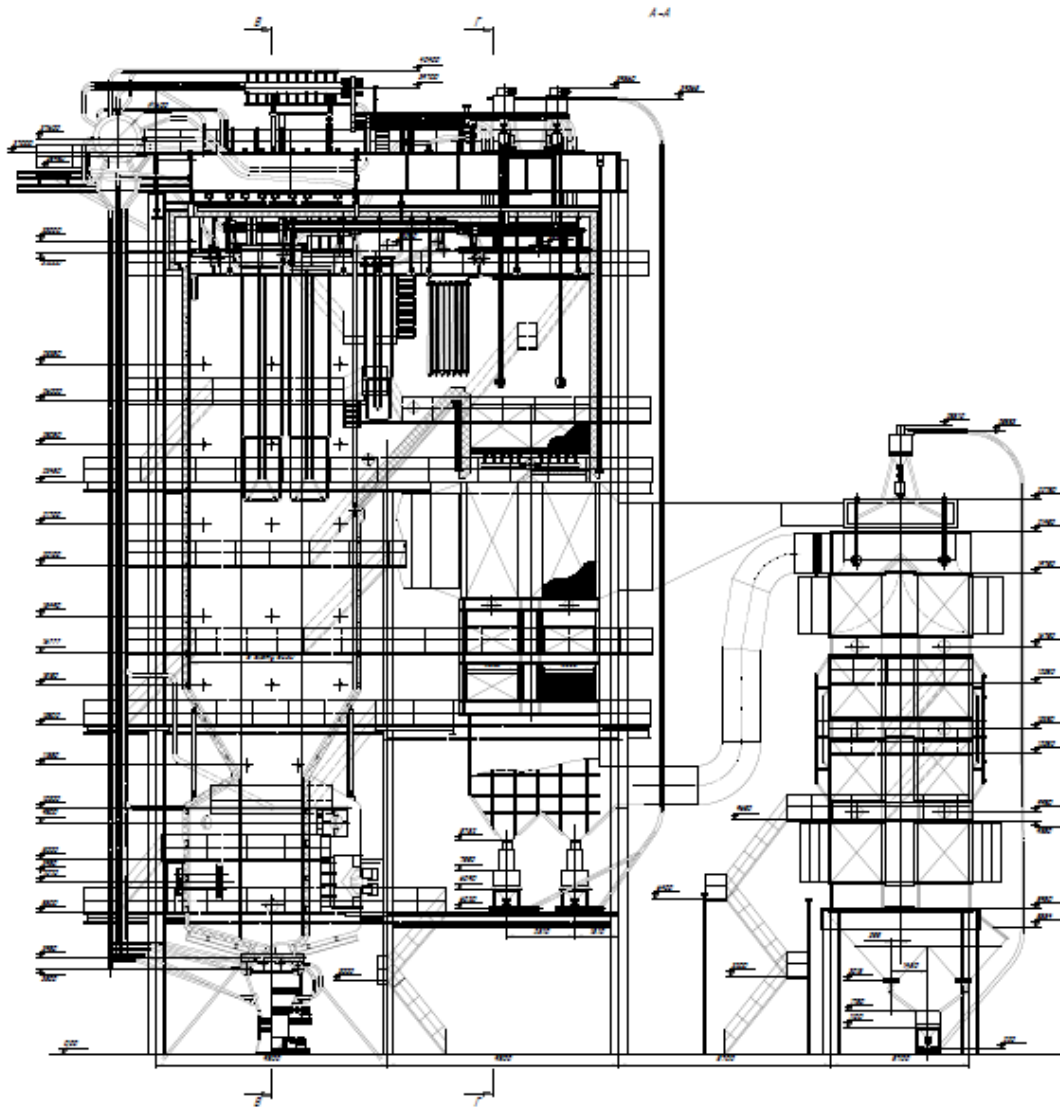


Рисунок 1.1 – Продольный разрез котельного агрегата БКЗ-420-140

Таблица 1.2 – Основные параметры котла

Наименование	Величина
Топливо:	Бородинское 2Б
Паропровод (т/ч):	$D_{пе} = 420$
Давление острого пара (МПа):	$P_{пе} = 13,7$
Температура острого пара(°С):	$t_{пе} = 560$
Температура питательной воды(°С):	$t_{пв} = 230$
Температура уходящих газов (°С):	$t_{ух.г.} = 147$
Температура холодного воздуха (°С):	$t_{х.в.} = 20$

БКЗ 420-140 выполнен П – образной компоновкой, однокорпусным с симметричным расположением поверхностей нагрева. Топочная камера является первым восходящим газоходом. Стоит отметить, что в верхнем горизонтальном газоходе расположены конвективные поверхности нагрева, а в нисходящем расположены первая и вторая ступени водяного экономайзера, вторая ступени воздухоподогревателя. В силу конструкторских особенностей, первая ступень воздухоподогревателя вынесена за пределы котлоагрегата.

### 1.3 Обоснование реконструкции

Необходимость в реконструкции котельного агрегата появилась в связи с тем, что в последнее время чтобы обеспечить работу турбины Т-110 необходимо пускать 2 котельных агрегата БКЗ-420(380)-140, это приводит к увеличению затрат на собственные нужды и снижение КПД котельного агрегата. Вследствие этого котлы должны нести нагрузку меньше 80-70%, это является экономически не целесообразно. В связи с этим был рассмотрен вариант модернизации котельного агрегата БКЗ-420(380)-140 с целью обеспечения номинальной нагрузки, на которую они были изначально спроектированы. Для этого я использую опыт Кемеровской ГРЭС “Модернизация котельного агрегата №16 ТП-87М”.

Для достижения данной цели, необходимо обеспечить умеренные температуры перед второй ступенью воздухоподогревателя.

В связи с этим водяной экономайзер необходимо увеличить с учётом установки новых обдувочных аппаратов в топке, что позволит снизить температуру на выходе из топки.

С учётом увеличения водяного экономайзера второй ступени, монтажное проходное сечение практически не меняется и воздухоподогреватель можно не уменьшать.

При увеличении водяного экономайзера аэродинамическое сопротивление не значительно повлияет на работу ТДМ и замены их не потребуются.

Таким образом, актуальность темы бакалаврской работы обосновывается необходимостью повышения надёжности и экономичности.

## **2 Технические решения**

Для того что бы обеспечить трубную доску воздухоподогревателя умеренными температурами, было предложено рассмотреть 3 технических решения, а именно:

- **Замена второй ступени воздухоподогревателя со ст.3 на ст.20**

Ввиду технологических свойств ст.3, было предложено заменить материал изготовления воздухоподогревателя со ст.3 на ст.20.

- **Установка дополнительных обдувочных аппаратов**

Ввиду того, что обдувочные аппараты на БКЗ-420-140 морально и физически устарели, их эффективность крайне мала. В связи с этим было предложено установить ОВД-2 Красмаш в количестве двух штук.

- **Увеличение площади поверхности нагрева**

Предложено заменить старый водяной экономайзер второй ступени на новый экономайзер с увеличенной площадью поверхности нагрева.

### 3 Расчётная часть до реконструкции

#### 3.1 Расчетные характеристики

Расчетные характеристики топлива приведены в таблице 3.1

Таблица 3.1 - Расчетные характеристики

Бассейн, место-рождение	Марка топлива	Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, V <sub>г</sub> , %	Теплота сгорания Q <sub>н</sub> <sup>p</sup> , МДж/кг	Температуры плавления золы, °С		
		W <sup>p</sup>	A <sup>p</sup>	S <sup>p</sup>	C <sup>p</sup>	H <sup>p</sup>	N <sup>p</sup>	O <sup>p</sup>			t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>3</sub>
Ирша-Бородинское	2-Б	33	6	0,2	43,7	3	0,6	13,6	48	15648	1180	1210	1230

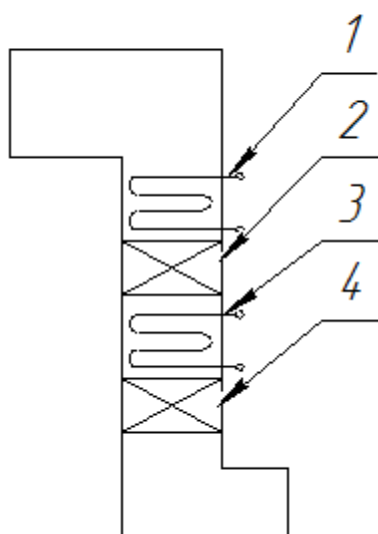
##### 3.1.1 Тип шлакоудаления

На Красноярской ТЭЦ-2 на котлах БКЗ-420-140 используется жидкое шлакоудаление.

##### 3.1.2 Выбор температуры горячего воздуха и компоновка хвостовых поверхностей нагрева

Температура горячего воздуха  $t_{г.в.} = 350^{\circ}\text{C}$ .

На котлоагрегате БКЗ 420-140 используется двухступенчатая компоновка низкотемпературных поверхностей нагрева. В компоновке использовано последовательное размещение поверхностей нагрева, когда первым по ходу продуктов сгорания размещается водяной экономайзер, а за ним следует воздухоподогреватель. Такая компоновка несколько усложняет конструкцию котлоагрегата. Данную схему можно наблюдать на рисунке 3.1.



1 – водяной экономайзер второй ступени, 2– воздухоподогреватель второй ступени, 3– водяной экономайзер первой ступени, 4– воздухоподогреватель первой ступени

Рисунок 3.1 – Схема низкотемпературных поверхностей нагрева

### 3.1.3 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным частям газохода

Значение коэффициента избытка воздуха на выходе из топки определяется в зависимости от вида сжигаемого топлива, а так же операясь на значения выхода летучих веществ и вида шлакоудаления:

$$\alpha_T = 1,2$$

Присосы холодного воздуха по газоходам парогенератора:

$\Delta\alpha_{кпп}$  – присос холодного воздуха в пароперегревателе

$$\Delta\alpha_{пп} = 0,03$$

$\Delta\alpha_{вэж}$  – присос холодного воздуха в водяном экономайзере

$$\Delta\alpha_{вэж} = 0,02$$

$\Delta\alpha_{взп}$  – присос холодного воздуха в воздухоподогревателе

$$\Delta\alpha_{взп} = 0,03$$

$\Delta\alpha_{пл}$  – присос холодного воздуха в пылесистеме

$$\Delta\alpha_{III} = 0,04$$

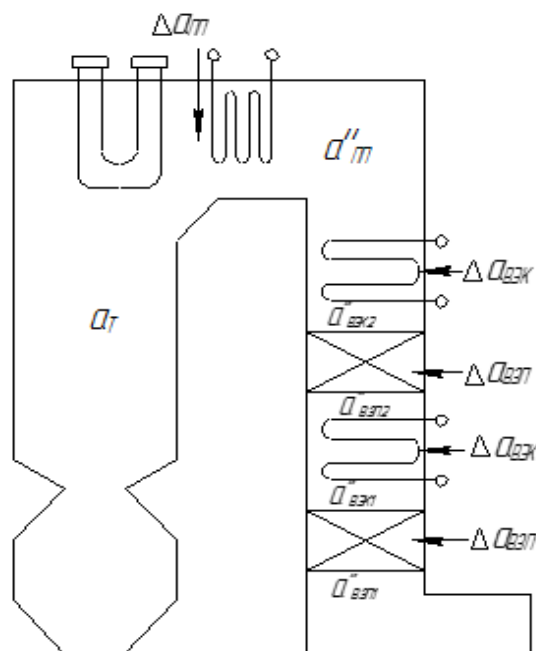


Рисунок 3.2 - Присосы холодного воздуха в парогенераторе

Коэффициент избытка воздуха, поступающего прямоком через горелки в зону горения топлива, определяется по следующей формуле:

$$\alpha_{гор} = \alpha_T - \Delta\alpha_T \quad (1)$$

$$\alpha_{гор} = 1,2 - 0,05 = 1,15$$

Коэффициент избытка холодного воздуха после конвективного пароперегревателя определяется по следующей формуле:

$$\alpha''_{III} = \alpha_T + \Delta\alpha_{III} \quad (2)$$

$$\alpha''_{III} = 1,2 + 0,025 = 1,225$$

Коэффициент избытка холодного воздуха после водяного экономайзера второй ступени определяется по следующей формуле:

$$\alpha''_{\text{ВЭК2}} = \alpha''_{\text{ПП}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК}} \quad (3)$$

$$\alpha''_{\text{ВЭК2}} = 1,225 + 0,045 = 1,27$$

Коэффициент избытка холодного воздуха после воздухоподогревателя второй ступени определяется по следующей формуле:

$$\alpha''_{\text{ВЭП2}} = \alpha''_{\text{ВЭК2}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭП}} \quad (4)$$

$$\alpha''_{\text{ВЭП2}} = 1,27 + 0,03 = 1,3$$

Коэффициент избытка холодного воздуха после водяного экономайзера первой ступени определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{ВЭК1}} = \alpha''_{\text{ВЭП2}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК}} \quad (5)$$

$$\alpha''_{\text{ВЭК1}} = 1,3 + 0,02 = 1,32$$

Коэффициент избытка холодного воздуха после воздухоподогревателя первой ступени определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{ВЭП1}} = \alpha''_{\text{ВЭК1}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭП}} \quad (6)$$

$$\alpha''_{\text{ВЭП1}} = 1,32 + 0,03 = 1,35$$

Найденные значения коэффициентов избытка воздуха дадут нам возможность найти действительное количество воздуха и действительные объем продуктов сгорания после каждой поверхности нагрева.

### 3.1.4 Объем и энтальпия продуктов сгорания и воздуха

Теоретический объем воздуха,  $V_{\text{в}}^0$ ,  $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ , необходимый для сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующей формуле:



$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,033 \cdot O^P \quad (7)$$

где  $C^P$  – количество углерода на рабочую массу топлива,%, (см. таблицу 3.1);

$S^P$  – количество серы на рабочую массу топлива,%, (см. таблицу 3.1);

$H^P$  – количество водорода на рабочую массу топлива,%, (см. таблицу 3.1);

$O^P$  – количество кислорода на рабочую массу топлива,%, (см. таблицу 3.1).

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (43,7 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,033 \cdot 13,6 = 4,234$$

Объем азота,  $\frac{M^3}{кг}$ , определяется по следующему выражению:

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

где  $V_B^0$  – Теоретический объем воздуха,  $\frac{M^3}{кг}$ , см. формулу (3.1);

$N^P$  – количество азота на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 3.1) .

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,23372 + 0,8 \cdot \frac{0,6}{100} = 3,349$$

Объем трехатомных газов,  $\frac{M^3}{кг}$ , определяется по следующей формуле:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100} \quad (9)$$

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{43,7 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,816$$

Объем водяных паров для твердого топлива,  $\frac{M^3}{кг}$ , определяется по следующей формуле:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0 \quad (10)$$

где  $W^P$  – влажность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 3.1);

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,23372 = 0,81$$

Суммарный объём дымовых газов,  $\frac{м^3}{кг}$ , находим по формуле:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \quad (11)$$

$$V_{\Gamma}^0 = 3,349 + 0,816 + 0,81 = 4,977$$

### 3.1.5 Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы

Объем газов, их масса, а также концентрация угольной пыли, занесены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 - Объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход					
	Топочная камера	Паро-пегреватель	ВЭК 2 ст.	ВЗП 2 ст.	ВЭК 1 ст.	ВЗП 1 ст.
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,2	1,225	1,27	1,3	1,32	1,35
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{cp}$	1,2	1,2125	1,247	1,285	1,31	1,335
Объём водяных паров, $м^3 / кг$ , $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,824	0,825	0,827	0,830	0,831	0,833

Продолжение таблицы 3.2

Полный объём газов, м <sup>3</sup> /кг, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{\text{cp}} - 1) \cdot V_{\text{B}}^0$	5,837	5,891	6,041	6,203	6,310	6,418
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\Gamma}$	0,140	0,139	0,135	0,132	0,129	0,127
Объёмная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\Gamma}$	0,141	0,140	0,137	0,134	0,132	0,130
Суммарная объёмная доля $r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,281	0,279	0,272	0,265	0,261	0,257
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^{\text{p}} + 1,306 \cdot \alpha_{\text{cp}} \cdot V_{\text{B}}^0$	7,58	7,64	7,84	8,05	8,18	8,32
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{\text{зл}} = A^{\text{p}} \cdot a_{\text{yh}} / 100 \cdot G_{\Gamma}$	0,006	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005

### 3.1.6 Энтальпия продуктов сгорания по газоходам

При сжигании твердого топлива энтальпия дымовых газов  $H_{\Gamma}^0$ , кДж/кг, подсчитывается по следующей формуле:

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot \vartheta \quad (12)$$

где  $V_{\text{RO}_2}$  – Объем трехатомных газов,  $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;

$c_{\text{RO}_2}$  – теплоемкость трехатомных газов при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup> · К);

$V_{\text{N}_2}^0$  – Объем азота,  $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;

$c_{\text{N}_2}$  – теплоемкость азота при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup>·К);

$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$  – Объем водяных паров,  $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;

$c_{\text{H}_2\text{O}}$  – теплоемкость паров при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup> · К).

$\vartheta$  – расчетная температура, °С;

Энтальпия воздуха определяется из следующего выражения:

$$H_{\text{в}}^0 = V_{\text{в}}^0 \cdot c_{\text{г}} \cdot \vartheta \quad (13)$$

где  $c_{\text{г}}$  – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/м<sup>3</sup>;

Энтальпия золы определяется из следующего выражения:

$$H_{\text{зл}} = 0,01 \cdot a_{\text{ун}} \cdot A^{\text{р}} \cdot c_{\text{зл}} \cdot \vartheta \quad (14)$$

где  $c_{\text{зл}}$  – теплоемкость золы, кДж/кг\*К;

$A^{\text{р}}$  – зольность топлива на рабочую массу, (см. таблицу 3.1);

$a_{\text{ун}} = 0,7$  – доля золы топлива, уносимая газами;

Найдем долю золы топлива, уносимую со шлаком:

$$a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}} \quad (15)$$

где  $a_{\text{ун}}$  – то же, что и в формуле (3.8);

$$a_{\text{пр}} = \frac{A^{\text{р}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \cdot a_{\text{ун}} \leq 1,4, \frac{\% \text{кг}}{\text{МДж}} \quad (16)$$

где  $a_{\text{пр}}$  – приведенный унос летучей золы с потоком газов;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, МДж/кг;

$$a_{\text{пр}} = \frac{6 \cdot 10^3}{15,648} = 0,383$$

Так как приведенная зольность меньше 1,4% кг/МДж, то теплосодержание золы можно не учитывать.

Энтальпия продуктов сгорания на 1 кг сжигаемого топлива, кДж/кг, подсчитывается по формуле:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{B}}^0 \quad (17)$$

где  $H_{\Gamma}^0$  – энтальпия дымовых газов, кДж/кг;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха за соответствующей поверхностью нагрева;

$H_{\text{B}}^0$  – Энтальпия воздуха, кДж/кг;

Подсчитанные значения энтальпий заносим в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 - Энтальпия продуктов сгорания

$\vartheta^{\circ}\text{C}$	$H_{\Gamma}^0$	$H_{\text{B}}^0$	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{B}}^0$						
			$\alpha_{\Gamma}$	$\alpha_{\text{пн3.4}}$	$\alpha_{\text{пн1}}$	$\alpha_{\text{взк2}}$	$\alpha_{\text{взп2}}$	$\alpha_{\text{взк1}}$	$\alpha_{\text{взп1}}$
<b>100</b>	686,1	559,1	886,1	900,1	914,1	925,3	942,1	953,2	970
<b>200</b>	1391,3	1123,0	1794,4	1822,5	1850,6	1873	1906,7	1929,2	1962,8
<b>300</b>	2116,4	1694,0	2726,1	2768,5	2810,8	2844,7	2895,5	2929,4	2980,3
<b>400</b>	2904,8	2297,2	3735,0	3792,6	3850,0	3895,97	3964,9	4010,8	4079,7
<b>500</b>	3683,9	2900,7	4734,1	4806,5	4879,0	4936,7	5024,1	5082	5169,1
<b>600</b>	4483,9	3518,2	5759,1	5847,1	5935,1	6005,5	6111	6181,4	6286,9
<b>700</b>	5304,8	4147,9	6810,1	6913,8	7017,5	7100,4	7224,9	7307,9	7432,3
<b>800</b>	6143,9	4787,3	7883,3	8003,0	8122,6	8218,4	8362	8457,7	8601,4
<b>900</b>	6998,0	5437,2	8975,6	9111,5	9247,4	9356,1	9519,3	9628,05	9791,1
<b>1000</b>	7866,7	6094,3	10085,5	10237,9	10390,1	10512,1	10694,9	10816,9	10999,6
<b>1100</b>	8748,9	6801,6	11222,2	11392,3	11562,3	11698,3	11902,4	12038,4	1222,5
<b>1200</b>	9642,5	7434,7	12354	12539,8	12725,7	12874,4	13097,4	13246,1	13469,1
<b>1300</b>	10548,6	8116,5	13510,8	13713,4	13916,6	14079,0	14322,5	14484,8	14728,3
<b>1400</b>	11460,9	8803,1	14675,7	14895,7	15115,8	15291,9	15556,0	15732,1	15996,1
<b>1500</b>	12382,5	9492,9	15851,7	16089,0	16326,3	16516,2	16801,0	16990,9	17275,3
<b>1600</b>	13311,9	10188,2	17037,3	17292,0	17546,7	17750,5	18056,0	18259,9	18565,5
<b>1700</b>	14250,2	10885,4	18233,3	18505,5	18777,6	18995,3	19321,9	19539,6	19866,1
<b>1800</b>	15190,8	11583,4	19432,0	19721,7	20011,2	20242,1	20590,4	20822,1	21169,6
<b>1900</b>	16137,4	12290,8	20639,5	20946,7	21241,5	21499,9	21868,7	22114,4	22483,2
<b>2000</b>	17089,1	12998,7	21852,7	22177,7	22502,6	22762,6	23152	23412,6	23802,5
<b>2100</b>	18047,9	13711,8	23075,0	23417,4	23760,6	24034,8	24446,1	24720,4	25131,7
<b>2200</b>	19005,5	14423,5	24295,6	24656,2	25016,8	25305,2	25738,0	26026,4	26459,2
<b>2300</b>	19970,4	15139,5	25525,2	25903,8	26282,2	26585	27039,2	27342	27795,9

### 3.1.7 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата

Потеря тепла с уходящими газами, %, зависит от заданной температуры уходящих газов  $t_{\text{ух.г.}}$  и определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{(H_{\text{ух.г.}} - \alpha_{\text{ух.г.}} \cdot H_{\text{хв.}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (18)$$

где  $H_{\text{ух.г.}}$  – энтальпия уходящих газов,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , находится по методу линейной интерполяции по температуре уходящих газов  $t_{\text{ух.г.}} = 147 \text{ }^\circ\text{C}$ , по таблице 3.3 при избытке воздуха за воздухоподогревателем;

$$H_{\text{ух.г.}} = 1436,65 \quad (19)$$

$H_{\text{хв.}}^0$  – энтальпия холодного воздуха,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , находится по температуре холодного воздуха  $t_{\text{хв.}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  по таблице 1.1;

$$H_{\text{хв.}}^0 = \frac{559,14}{100} \cdot 20 = 111,82$$

$q_4$  – потеря тепла от механического недожога, % .

Для топок с жидким шлакоудалением обычно принимается  $q_4 = 0,5 \%$

$$q_2 = \frac{(1436,65 - 1,35 \cdot 111,82) \cdot (100 - 0,5)}{15648} = 8,1$$

Потеря тепла от химического недожога принимается равной нулю:

$$q_3 = 0 \quad (20)$$

Потеря тепла в окружающую среду  $q_5$ , %, принимается в зависимости от производительности котельного агрегата

$$q_5 = q_5^{\text{н}} \frac{D_{\text{ном}}}{D_{\text{пе}}} \quad (21)$$

где  $D_{\text{пе}}$  – паропроизводительность, кг/с (см. таблицу 1.2);

$$D_{\text{ном}} = \frac{420}{3,6} = 116,667$$

$$q_5^H = \frac{\left(\frac{60}{D_{\text{НОМ}}}\right)^{0,5}}{\lg D_{\text{НОМ}}} \quad (22)$$

$$q_5^H = \frac{\left(\frac{60}{116,667}\right)^{0,5}}{\lg 116,667} = 0,347$$

Находим потерю тепла в окружающую среду:

$$q_5 = 0,347 \cdot \frac{420}{415} = 0,351$$

Найдём коэффициент сохранения тепла  $\varphi$  :

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} \quad (23)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,351}{100} = 0,996$$

Потеря с физическим теплом шлака  $q_6$ , %, определяется по следующей формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^P \cdot (t C)_{\text{шл}}}{Q_H^P} \quad (24)$$

$t_{\text{шл}}$  – температура жидкого шлака,  $^{\circ}\text{C}$  как правило определяют по выражению:

$$t_{\text{шл}} = t_3 + 100 \quad (25)$$

$$t_{\text{шл}} = 1230 + 100 = 1330$$

$C_{\text{шл}}$  – теплоемкость шлака, Дж/кг·К, при  $t_{\text{шл}} = 1330$  как правило определяют по выражению:

$$C_{iu} = 1,1 + \frac{0,2(t_{iu} - 1300)}{400} \quad (26)$$

$$C_{iu} = 1,1 + \frac{0,2(1330 - 1300)}{400} = 1,115$$

$$q_6 = \frac{0,3 \cdot 6 \cdot 1,15 \cdot 1330}{15648} = 0,171$$

Коэффициент полезного действия, %, котельного агрегата брутто:

$$\eta_{ка}^{бр} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 \quad (27)$$

$$\eta_{ка}^{бр} = 100 - 8,175 - 0 - 0,5 - 0,351 - 0,175 = 90,8\%$$

Полный расход топлива, кг/с, как правило определяют из следующего выражения:

$$B = \frac{D_{пе} \cdot (h_{пе} - \bar{t}_{пв}) + G_{пр} \cdot (\bar{t}_{пр} - \bar{t}_{пв})}{Q_H^p \cdot \eta_{ка}^{бр}} \quad (28)$$

где  $h_{пе}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг·К, определяется  $h_{пе} = f(P_{пе}, t_{пе})$ ,  
 $\bar{t}_{пв}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг·К, определяется  
 $\bar{t}_{пв} = f(P_{пв}, t_{пв})$ ;

$D_{пе}$  – паропроизводительность, кг/с (см. таблицу 1.2);

$G_{пр}$  – расход продувочной воды из барабанного парового котла, кг/с,  
 принимается в расчетах  $G_{пр} = 0,015D_{пе} = 1,153$

$\bar{t}_{пр}$  – энтальпия продувочной воды, кДж/кг·К, определяется  $\bar{t}_{пр} = h'(t_s(P_б))$

где  $P_б = 1,1 \cdot P_{пе}$

$\eta_{ка}^{бр}$  – коэффициент полезного действия, % см. формулу (27).



$$B = \frac{116,667 \cdot (3490,55 - 993,4) + 1,153 \cdot (1624 - 993,4)}{15648 \cdot 0,9145} = 20,017$$

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, кг/с:

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4)$$

$$B_p = 20,017 \cdot (1 - 0,01 \cdot 0,5) = 19,9$$

Действительный расход топлива позволит нам рассчитать удельные тепловосприятия поверхностей нагрева в тепловом расчете парогенератора.

### 3.1.8 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

Задача теплового и конструктивного расчета топочной камеры состоит в том, чтобы определить ее тепловосприятие, необходимые размеры лучевоспринимающей поверхности экранов и объема топki, служащие для снижения температуры продуктов сгорания до заданной величины. Как правило, по условию предотвращения шлакования поверхностей нагрева котла, желательно обеспечить значение температуры газов таким образом, чтобы она была ниже начала деформации золы.

Таблица 3.4 – Геометрические размеры поверхностей нагрева

Поверхность нагрева	Площадь, м <sup>2</sup>	Диаметр d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub> , мм	Шаги S <sub>1</sub> /S <sub>2</sub> , мм
Топка	1236	60/54	64
КП 1 СТ	1411	32/24	160/95
ШПП 2 СТ	944	32/24	565/38
КП 3 СТ	500	32/22	240/50
КП 4 СТ	440	32/23	240/50
1 ступень ВЭК	4200	52/24	75/46
2 ступень ВЭК	2750	32/24	75/55
1 ступень ВЗП	23600	40/37	60/42
2 ступень ВЗП	12000	40/37	54/42

Таблица 3.5– Основные конструктивные размеры топki

Высота топki $h_T$ , м	Ширина топочной камеры $b_T$ , м	Площадь фронтальных стен $F_{ф.ст}$ , м <sup>2</sup>	Площадь задних стен $F_{з.ст}$ , м <sup>2</sup>	Площадь боковых стен $F_{б.ст}$ , м <sup>2</sup>	Площадь выходного окна $F_{в.ок}$ , м <sup>2</sup>	Площадь углов $F_{угл}$ , м <sup>2</sup>
18,9	14,4	352,45	328,65	137,4	246,5	171,2

Полная площадь поверхности стен топki  $F_{ст}$ , м<sup>2</sup>, вычисляется как сумма плоскостей, ограничивающих объем топочной камеры:

$$F_{ст} = F_{ф.ст} + F_{зад.ст} + F_{бок.ст} + F_{в.ок} + F_{угл} \quad (29)$$

$$F_{cm} = 352,45 + 328,65 + 137,4 + 246,5 + 171,2 = 1236$$

Объем топочной камеры, м<sup>3</sup>, определяется по уравнению:

$$V_T = F_{\text{бок.ст}} \cdot b_T \quad (30)$$

где  $b_T$  – ширина топочной камеры, м.

$$V_T = 137,4 \cdot 14,4 = 1978,56.$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки, м:

$$s_T = 3,6 \frac{V_T}{F_{\text{ст}}} \quad (31)$$

где  $V_T$  – объем топочной камеры;

$F_{\text{ст}}$  – полная площадь поверхности стен топки  $F_{\text{ст}}$ .

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{1978,56}{1236} = 5,76.$$

### 3.1.9 Расчет теплообмена в топке

Задачей расчета теплообмена в топке, как правило, является определение тепловосприятия экранов топки  $Q_{\text{л}}$ , а так же температуры газов на выходе  $\vartheta_T''$ . Для того, чтобы выполнить расчет, следует воспользоваться методикой последовательного приближения. Следуя данной методике, нам необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки.

Принимаем  $\vartheta_T'' = 1200^\circ\text{C}$

Полезное тепловыделение в топочной камере  $Q_T$ , кДж/кг, складывается из теплоты сгорания топлива, а также теплоты горячего воздуха  $Q_{\text{в}}$ , поступающего в топку:

$$Q_T = Q_{\text{н}}^{\text{п}} \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}}, \quad (32)$$

где  $Q_B$  – теплота поступающего в топку горячего воздуха, кДж/кг.

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг, рассчитывается по формуле:

$$Q_B = \beta_{ГВ} H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{ПЛ}) H_{ХВ}^0, \quad (33)$$

где  $\beta_{ГВ}$  – относительный избыток воздуха;

$H_{ГВ}^0$  – энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг;

$\Delta\alpha_T = 0,05$  – присосы воздуха в топочную камеру;

$\Delta\alpha_{ПЛ} = 0,08$  – присосы воздуха в пылесистему;

Энтальпии горячего и холодного воздуха определяются по температурам  $t_{ГВ}$  и  $t_{ХВ}$  при:  $\beta_{ГВ} = 1,1$ ,  $H_{ГВ}^0 = 1995,64$  кДж/кг,  $H_{ХВ}^0 = 111,82$  кДж/кг.

Относительный избыток воздуха:

$$\beta_{ГВ} = \Delta\alpha_{гор} - \Delta\alpha_{ПЛ} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{ПЛ}, \quad (34)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха в топке.

$$\beta_{ГВ} = 1,2 - 0,05 - 0,08 = 1,07$$

$$Q_B = 1,07 \cdot 1994,165 + (0,05 + 0,08) \cdot 111,28 = 2149,87,$$

$$Q_T = 15648 \cdot \frac{100 - 0 - 0,5 - 0,175}{100 - 0,5} + 2148,285 = 17771,04.$$

Найденное значение  $Q_T$  соответствует теоретическая температура продуктов сгорания в топке  $\vartheta_a$ , °С. Её необходимо находить исключительно методом обратной интерполяции в зоне высоких температур, операясь на значение  $\alpha_T$ .

Воспользовавшись таблицей 3.3 определим:

$$H_a = Q_T: \vartheta_a = 1661,86 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера):

$$Bu = kps_T, \quad (35)$$

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

$p=0,1$  – давление в топочной камере, МПа;

$s_T$  – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м.

Коэффициент поглощения топочной среды,  $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$ , при сжигании твердых топлив определяется по формуле:

$$k = k_{\Gamma} r_{\Pi} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{к}}, \quad (36)$$

где  $k_{\Gamma}$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания,  $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$ ;

$r_{\Pi}$  – объемная доля трехатомных газов

$k_{\text{зл}}$  – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы,  $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$ ;

$\mu_{\text{зл}}$  – концентрация золовых частиц в топочной камере;

$k_{\text{к}}$  – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимаем  $k_{\text{к}} = 0,5 \text{ } 1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$ .

Коэффициент поглощения лучей,  $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$ , газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_{\Gamma} = \left( \frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} s_T}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right), \quad (37)$$

где  $r_{H_2O}$  – объемная доля водяных паров;

$T_{\Gamma}'' = \vartheta_{\Gamma}'' + 273 = 1200 + 273 = 1473 \text{ К}$  – абсолютная температура газов на

ВЫХОДЕ ИЗ ТОПКИ.

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,141}{\sqrt{0,281 \cdot 5,7}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{1473}{1000} \right) = 3,141.$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы:

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot \rho_r}{(T_r \cdot d_{зл})^{0,67}}, \quad (38)$$

где  $\rho_r = 1300 \text{ г/м}^3$  – плотность дымовых газов при атмосферном давлении;  
 $d_{зл}$  – эффективный диаметр золовых частиц, для молотковых мельниц, принимается равным  $d_{зл} = 16 \text{ мкм}$ .

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot 1300}{(1473 \cdot 16)^{0,67}} = 65,75.$$

Тогда коэффициент поглощения,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ , топочной средой по уравнению (6.8):

$$k = 3,141 \cdot 0,281 + 65,75 \cdot 0,006 + 0,5 = 1,77$$

Критерий Бугера:

$$Bu = 1,87 \cdot 0,1 \cdot 5,9 = 1,02$$

По найденному значению  $Bu$  определяем приведенное значение критерия Бугера  $B\tilde{u}$ :

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right), \quad (39)$$

$$B\tilde{u} = 1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4 \cdot 1,024^2 + 1,024 + 2}{1,4 \cdot 1,024^2 - 1,024 + 2} \right) = 0,974$$

Следует отметить, что положение ядра факела в топке существенно оказывает влияние на ее верхнюю часть. Для того, чтобы учесть это, вводится специальный эмпирический параметр  $M$ , который в свою очередь считается как:

$$M = 0,59 - 0,5X_T, \quad (40)$$

где  $X_T$  – параметр, характеризующий относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке.

$$X_T = \frac{h_r}{h_T}, \quad (41)$$

где  $h_r$  – высота размещения горелок от пода топки;  
 $h_T$  – расчетная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна.

Высота размещения горелок  $h_r = 2,2$  м, высота факела  $h_T = 22,2$  м.

Тогда по (40) и (41)

$$X_T = \frac{2,2}{22,2} = 0,09$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,09 = 0,51$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана:

$$\Psi_{\text{экр}} = \xi_{\text{экр}} x, \quad (42)$$

где  $\xi$  – условный коэффициент загрязнения;  
 $x$  – угловой коэффициент экрана.

Угловой коэффициент экрана  $x$  определяется по формуле

$$x = 1 - 0,2 \left( \frac{s}{d} - 1 \right), \quad (43)$$

где  $s/d$  – относительный шаг труб настенного экрана, примем  $s/d=1,07$

Тогда угловой коэффициент равен

$$x = 0,98$$

Коэффициент загрязнения экранов выбираем  $\xi_{\text{экр}} = 0,246$ ;

Коэффициент тепловой эффективности экранов камеры охлаждения

$$\psi_{\text{экр}} = 0,210$$

Уточняем температуру газов на выходе из топочной камеры  $\vartheta_T''$ , °С, по формуле:

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B\tilde{y}^{0.3} \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{\text{экр}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot T_a^3}{\phi \cdot B_p \cdot (\nu_C)_{\text{cp}}} \right]^{0.6}} - 273, \quad (44)$$

где  $B\tilde{y}$  – приведенное значение критерия Бугера;

$\psi_{\text{экр}}$  – коэффициент тепловой эффективности;

$T_a$  – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К;

$\phi$  – коэффициент сохранения тепла;

$B_p$  – Расчетный расход топлива сгорания, кг/с;

$(\nu_C)_{\text{cp}}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг·°С):

$$(\nu_C)_{\text{cp}} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \quad (45)$$

где  $H_T''$  – энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг, на выходе из



топки, определяется по  $H_T'' = f(\vartheta_T'', \alpha_T): H_T'' = 12405,78$ ;

$\vartheta_a$  – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С;

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

$$(Vc)_{\text{cp}} = \frac{17401,45 - 11124,63}{1790,87 - 1200} = 10,62,$$

$$\vartheta_T'' = \frac{1934,86}{1 + 0,515 \cdot 0,974^{0,3} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,210 \cdot 1236 \cdot (1661,86 + 273)^3}{0,996 \cdot 19,9 \cdot 10,62} \right]^{0,6}} - 273 = 1199,1$$

Так как, полученное значение отличается от принятого ранее на допустимую величину, которая составляет менее 30°С, то принимаем его за окончательное. Далее определим по уточненной температуре энтальпию продуктов сгорания топлива на выходе из топки по

$$H_T'' = f(\vartheta_T'', \alpha_T) = 12344,3 \text{ кДж/кг.}$$

Общее количество теплоты, кДж/кг, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки:

$$Q_n^T = \varphi \cdot (Q_T - H_T''), \quad (46)$$

где  $H_T''$  – уточненная энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг.

$$Q_n^T = 0,996 \cdot (17401,45 - 11090,59) = 6288,7.$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки определим как, кВт/м²:

$$q_n = \frac{B_p Q_n^p}{V_T}, \quad (47)$$

$$q_n = \frac{20,548 \cdot 5349,41}{1236,2 \cdot 0,98} = 88.$$

### 3.1.10 Расчет радиационного пароперегревателя

Температуры по пароводяному тракту берутся из теплового расчёта БКЗ-420-140 Красноярской ТЭЦ-2.

Общая схема пароперегревателей котла изображена на рисунке 3.3.

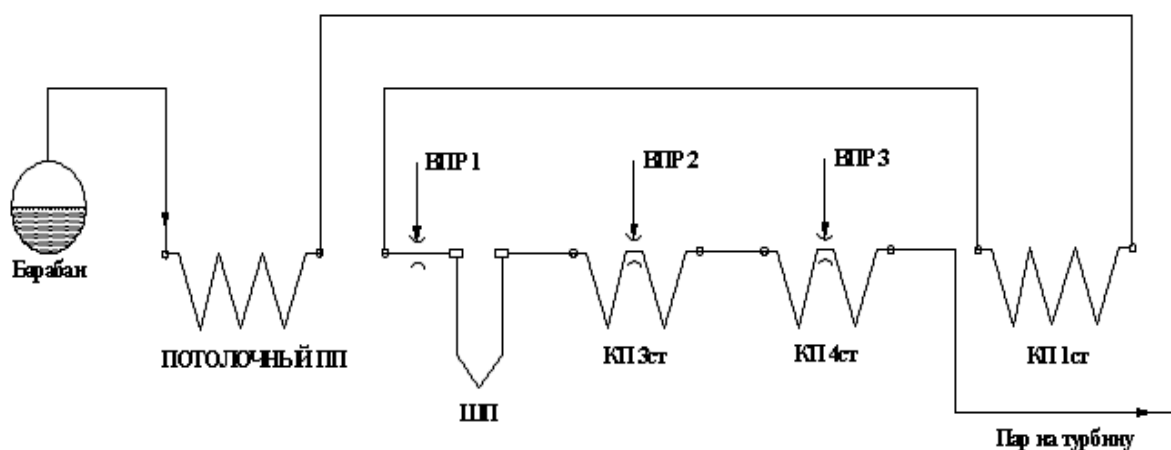


Рисунок 3.3 – Схема пароперегревателей котла

Расход пара, кг/с, через радиационный и ширмовый пароперегреватели:

$$D_{рши} = D_{шиш} = D_{пе} - D_{впр}, \quad (48)$$

где  $D_{рши}$  – расход пара через радиационный пароперегреватель, кг/с;

$D_{шиш}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;

$D_{впр}$  – расход пара на впрыск,  $D_{впр} = (2 \div 7) \% D_{пе}$ , примем

$$D_{впр} = 0,05 \cdot D_{пе} = 0,05 \cdot 116,667 = 5,83 \text{ кг/с.}$$

$$D_{рши} = D_{шиш} - D_{впр} = 116,667 - 5,8333 = 110,83.$$

Давление в барабане, МПа:

$$P_{б} = 1,12 \cdot P_{пе}, \quad (49)$$

$$P_6 = 1,12 \cdot 13,7 = 15,34$$

Давление на выходе из радиационного пароперегревателя, МПа:

$$P''_{рпш} = 1,1 \cdot P_{не}, \quad (50)$$

$$P''_{рпш} = 1,1 \cdot 13,7 = 15,07.$$

Давление на выходе из ширмового пароперегревателя, МПа:

$$P''_{шпш} = 1,04 \cdot P_{не}, \quad (51)$$

$$P''_{шпш} = 1,04 \cdot 13,7 = 14,248.$$

Целью расчета радиационного пароперегревателя является, в первую очередь, определение энтальпии и температуры пара на выходе из него. Температура на входе в пароперегреватель равна температуре насыщения при давлении в барабане  $t'_{рпш} = t_s(P_6) = 340^{\circ}\text{C}$ , энтальпия пара при этом равны соответственно  $h' = 2601$  кДж/кг,  $h'' = 2688$  кДж/кг (последняя составляет энтальпию пара на входе в пароперегреватель  $h'_{рпш} = h''$ ). Прирост энтальпии пара  $\Delta h_{рпш}$ , кДж/кг, в радиационном пароперегревателе определяется по формуле

$$\Delta h_{рпш} = \frac{Q_{рпш} B_p}{(D_{пе} - D_{впр})}, \quad (52)$$

где  $Q_{рпш}$  – суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя, кДж/кг;

$B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;

$D_{пе}$  – расход пара, кг/с;

$D_{впр}$  – расход пара на впрыск.

Тепловосприятие пароперегревателя, кВт/м<sup>2</sup>:

$$Q_{рпш} = Q_{гг} + Q_{пк} \quad (53)$$

где  $Q_{\Gamma\Gamma}$  – тепловосприятие поверхностей нагрева, расположенных в горизонтальном газоходе, кДж/кг;

$Q_{\Pi\kappa}$  – тепловосприятие поверхностей нагрева, расположенных в поворотной камере, кДж/кг.

Тепловосприятие поверхностей нагрева в области горизонтального газохода, кДж/кг, находится как

$$Q_{\Gamma\Gamma} = \frac{q_0 (\bar{T}_{\Gamma\Gamma} / 1273)^2 F_{\Gamma\Gamma}}{B_p}, \quad (54)$$

где  $q_0$  – удельное теплonaпряжение поверхности, принимаем 30 кВт/м<sup>2</sup>;

$\bar{T}_{\Gamma\Gamma}$  – средняя температура газов в горизонтальном газоходе, К;

$F_{\Gamma\Gamma}$  – площадь поверхности стен горизонтального газохода, закрытых экранами, м<sup>2</sup>;

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

$\Delta\vartheta_{\Gamma\Gamma} = 375$  - величина снижения температуры газов в горизонтальном газоходе.

$$\bar{T}_{\Pi\kappa} = T_T'' - \Delta\vartheta_{\Gamma\Gamma}, \quad (55)$$

$$\bar{T}_{\Pi\kappa} = 1204 + 273 - 375 = 1102,2$$

$$\bar{T}_{\Gamma\Gamma} = \frac{T_T'' + \bar{T}_{\Pi\kappa}}{2}; \quad (56)$$

$$\bar{T}_{\Gamma\Gamma} = \frac{1204 + 273 + 1102,2}{2} = 1289,7.$$

Площадь поверхности горизонтального газохода, м<sup>2</sup>:

$$F_{\Gamma\Gamma} = 65,4$$

Тепловосприятие поверхностей нагрева, кДж/кг, в горизонтальном газоходе по формуле (53)

$$Q_{\text{гг}} = \frac{30 \cdot (1289 / 1273)^2 \cdot 65,4}{19,8} = 101,1.$$

Тепловосприятие поверхностей в поворотной камере, кДж/кг, определяется как

$$Q_{\text{пк}} = \frac{q_0 (s_{\text{пк}} / 2,8)^{0,25} (\bar{T}_{\text{пк}} / 1273)^2 F_{\text{пк}}}{B_{\text{р}}}, \quad (57)$$

где  $q_0$  – удельное теплonaпряжение поверхности, кВт/м<sup>2</sup>;

$s_{\text{пк}}$  – эффективная толщина излучения объема газов в поворотной камере, м;

$\bar{T}_{\text{пк}}$  – температура газов на входе в поворотную камеру;

$F_{\text{пк}}$  – площадь поверхности стен поворотной камеры, закрытых экранами, м<sup>2</sup>;

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

Эффективная толщина излучения, м, считается по формуле:

$$s_{\text{пк}} = 3,6 \frac{V_{\text{пк}}}{F_{\text{пк}}}, \quad (58)$$

где  $V_{\text{пк}}$  – объем поворотной камеры, м<sup>3</sup>;

$F_{\text{пк}}$  – площадь поверхности стен поворотной камеры, закрытых экранами, м<sup>2</sup>.

Площадь поворотной камеры:

$$F_{\text{пк}} = 296,48$$

Объем поворотной камеры  $V_{\text{пк}} = F_{\text{бок}} b_{\text{т}} = 6,8 \cdot 4,8 \cdot 13,6 = 443,9$  м<sup>3</sup>. Тогда эффективная толщина излучения

$$s_{\text{пк}} = 3,6 \frac{443,9}{296,48} = 5,39.$$

Тепловосприятие поверхностей нагрева в поворотной камере, кДж/кг:

$$Q_{нк} = \frac{30 \cdot (5,39 / 2,8)^{0,25} \cdot (1102,2 / 1273)^2 \cdot 296,48}{19,8} = 396,13.$$

Суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя по (53):

$$Q_{pnn} = 101,11 + 396,13 = 497,25.$$

Прирост энтальпии пара, кДж/кг, по (51):

$$\Delta h_{pnn} = \frac{497,25 \cdot 19,8}{116,6 - 5,83} = 91,34$$

Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя равна

$$h''_{рпш} = h'_{рпш} + \Delta h_{рпш}, \quad (59)$$

где  $h'_{рпш}$  – энтальпия пара на входе в подогреватель, кДж/кг;

$\Delta h_{рпш}$  – прирост энтальпии пара, кДж/кг.

$$h''_{pnn} = 2601 + 91,34 = 2692$$

По найденному значению энтальпии при давлении  $P_{рпш}$  найдем температуру пара, °С:  $t''_{pnn} = f(P_{pnn}, h''_{pnn}) = 350$ .

### 3.1.11 Расчет ширмового пароперегревателя

В силу того, что конструктивные размеры ширмовой поверхности на выходе из топки жестко связаны с размерами топки (см. рисунок 3.4), как правило габаритные размеры ширм перед их тепловым расчетом принимаются на основе эскиза котла и выполняется исключительно поверочный расчет ширмовой поверхности.

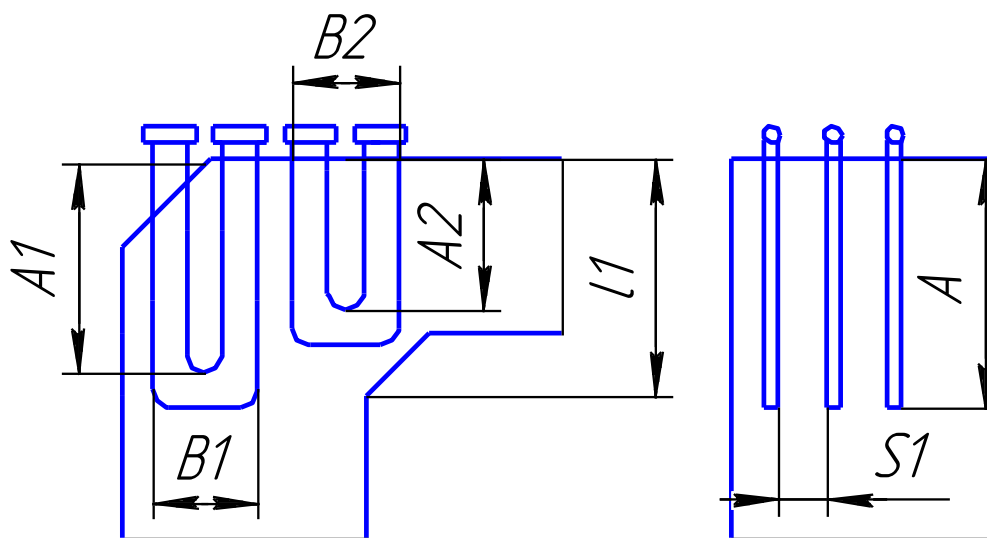


Рисунок 3.4 – Конструктивные размеры ширмового пароперегревателя

Задачей поверочного расчета ширмового пароперегревателя является определение конструктивных характеристик значений температуры газов за ширмами  $\vartheta''_{\text{шпп}}$ , °С, а так же температуры пара на выходе из них  $t''_{\text{шпп}}$ , °С.

Для того, что бы выполнить данный расчет, следует руководствоваться поверочной методикой, основанной на последовательном приближении температуры газов из ширм. По окончанию расчета, составляется баланс, по которому можно судить, насколько верно была рассчитана данная поверхность нагрева.

Число ширм по ширине газохода:

$$z_1 = 24 \text{ шт.}$$

Количество параллельно включенных труб в одной ленте ширмы:

$$n_{\text{ш}} = 35 \text{ шт.}$$

Принимаем ориентировочно температуру газов на выходе из ширмового пароперегревателя, °С:

$$\vartheta''_{\text{шпп}} = 1114,2 \text{ °С}$$

Тепловосприятие ширм из топки, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}} = Q_{\text{вх}}^{\text{л}} - Q_{\text{вых}}^{\text{л}} \quad (60)$$

где  $Q_{\text{вх}}^{\text{л}}$  – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;

$Q_{\text{вых}}^{\text{л}}$  – тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, кДж/кг.

$$Q_{\text{вх}}^{\text{л}} = \frac{\beta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot q_{\text{л}} \cdot F_{\text{вх.ок}}}{B_{\text{р}}} \quad (61)$$

где  $\beta_{\text{ш}}$  – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью,  $\beta_{\text{ш}} = \frac{1100}{\vartheta_{\text{шпп}}} = 0,92$ ;

$\eta_{\text{в}} = 0,8$  – коэффициент [1];

$q_{\text{л}}$  – тепловое напряжение экранов топки, кВт/м<sup>2</sup>;

$F_{\text{вх.ок}}$  – площадь входного сечения ширм со стороны топки (площадь выходного окна топки), м<sup>2</sup>;

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

$$Q_{\text{вх}}^{\text{л}} = \frac{0,92 \cdot 0,7 \cdot 88 \cdot 150}{19,8} = 383,4 \text{ кДж/кг.}$$

Тепло излучения из топки и ширм, кДж/кг:

$$Q_{\text{вых}}^{\text{л}} = \frac{Q_{\text{вх}}^{\text{л}}(1 - a_{\text{шпп}})\phi_{\text{ш}}}{\beta_{\text{ш}}} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} a_{\text{шпп}} F_{\text{вых}}^{\text{л}} T_{\text{ср}}^4 \cdot \varepsilon_{\text{п}}}{B_{\text{р}}} \quad (62)$$

где  $Q_{\text{вх}}^{\text{л}}$  – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;

$a_{\text{шпп}}$  – степень черноты газов в ширмах;

$\phi_{\text{ш}}$  – угловой коэффициент ширм;

$\beta_{\text{ш}}$  – коэффициент;

$F_{\text{вых}}^{\text{л}}$  – выходная излучающая поверхность ширм, м<sup>2</sup>;

$T_{\text{ср}}$  – средняя температура газов в ширмах, К;

$\varepsilon_{\text{п}}$  – поправочный коэффициент, для углей  $\varepsilon_{\text{п}} = 0,5$ ;

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

Угловой коэффициент



$$\Phi_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{B}{S_1}\right)^2 + 1} - \frac{B}{S_1}, \quad (63)$$

где  $B$  – суммарная ширина ширм, м;  
 $S_1$  – шаг между ширмами, м.

$$\Phi_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{2,9}{0,576}\right)^2 + 1} - \frac{2,9}{0,576} = 0,098.$$

Степень черноты считается как

$$a_{\text{шши}} = 1 - e^{-kpS_{\text{ш}}} \quad (64)$$

где  $k$  – коэффициент поглощения лучей,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  
 $p$  – давление в топке,  $p = 0,1$  МПа;  
 $S_{\text{ш}}$  – эффективная толщина излучающего слоя в ширмах, м.

$$k = k_{\Gamma} r_{\Pi} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} \quad (65)$$

где  $k_{\Gamma}$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  
 $r_{\Pi}$  – объемная доля трехатомных газов;  
 $k_{\text{зл}}$  – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  
 $\mu_{\text{зл}}$  – концентрация золовых частиц.

$$k_{\Gamma} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot S_{\text{ш}}}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{ш}}''}{1000} \right) \quad (66)$$

где  $r_{H_2O}$  – объемная доля водяных паров;  
 $r_{\Pi}$  – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;  
 $S_{\text{ш}}$  – эффективная толщина излучающего слоя ширм, м;  
 $T_{\text{ш}}'' = \vartheta_{\text{ш}}'' + 273 = 986,6 + 273 = 1259,66$  К – температура газов на выходе из ширм.

Эффективная толщина излучающего слоям:

$$S_{\text{ш}} = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{C}} = \frac{1,8}{\frac{1}{9,6} + \frac{1}{2,9} + \frac{1}{0,576}} = 0,819 \text{ м.}$$

Тогда коэффициент поглощения газовой фазой,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ :

$$K_{\Gamma} = \left( \frac{7,8+16 \cdot 0,06}{\sqrt{0,281 \cdot 0,819}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{1259,66}{1000} \right) = 10,65$$

Коэффициент ослабления лучей частицами золы, 1/(м•МПа):

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \rho_{\Gamma}}{(T_{\text{ш}}'' d_{\text{зл}})^{0,67}}, \quad (67)$$

где  $\rho_{\Gamma} = 1300 \text{ г/нм}^3$  – плотность газов;

$T_{\text{ш}}''$  – температура газов на выходе из ширм, °С.

$d_{\text{зл}} = 16 \text{ мкм}$  – диаметр золowych частиц.

$$K_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot 1300}{(1259,6 \cdot 16)^{0,67}} = 73,02 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

Коэффициент поглощения лучей, 1/(м•МПа):

$$k = 10,65 \cdot 0,281 + 73,02 \cdot 0,006 = 3,44.$$

Степень черноты по формуле (90)

$$a_{\text{шпп}} = 1 - e^{-3,11 \cdot 0,1 \cdot 0,819} = 0,24$$

Выходная излучающая поверхность ширм, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} = A \cdot b_{\text{T}} = 8,46 \cdot 14,4 = 138,498 \text{ м}^2$$

Средняя температура газов в ширмах, К:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{шпп}} + \vartheta''_{\text{шпп}}}{2} + 273, \quad (68)$$

где  $\vartheta'_{\text{шпп}} = \vartheta_{\text{T}}''$  – температура газов на входе в ширмовую поверхность, °С;

$\vartheta''_{\text{шпп}}$  – температура газов на выходе из ширмовой поверхности, °С.

$$T_{\text{ср}} = \frac{1196,66 + 986,66}{2} + 273 = 1364,66 \text{ К}$$

Тепло излучения из топки и ширм, кДж/кг, по формуле (55)

$$Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} = \frac{383 \cdot (1 - 0,245) \cdot 0,098}{0,91} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,245 \cdot 132 \cdot 1432^4 \cdot 0,5}{19,8} = 220,17$$

Лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг, по формуле (56)

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}} = 383 - 220,17 = 163,3$$

Количество теплоты, отданное газами ширмовому пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг:

$$Q_{\text{шпп}}^6 = \varphi(H'_{\text{шпп}} - H''_{\text{шпп}}), \quad (69)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$H'_{\text{шпп}}$  – энтальпия газов на входе в ширмы,  $H'_{\text{шпп}} = H''_{\text{т}}$ , кДж/кг;

$H''_{\text{шпп}}$  – энтальпия газов на выходе из ширм по температуре газов на выходе из ширм  $\vartheta''_{\text{шпп}}$  при  $\alpha_{\text{т}}$ .

$$H''_{\text{ш}} = f(\alpha_{\text{т}}; \vartheta''_{\text{ш}}) = 8948,25 \text{ кДж/кг.}$$

$$Q_{\text{шпп}}^6 = 0,997 (11090,59 - 8948,25) = 2134,82 \text{ кДж/кг.}$$

Определив величину  $Q_{\text{шпп}}^6$ , далее найдем значение энтальпии пара на выходе из ширм, кДж/кг:

$$h''_{\text{шпп}} = h'_{\text{шпп}} + \frac{(Q_{\text{шпп}}^6 + Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}) \cdot B_{\text{р}}}{D_{\text{шпп}}} \quad (70)$$

где  $h'_{\text{шпп}} = h'_{\text{рпп}}$  – энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг;

$Q_{\text{шпп}}^6$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;

$B_{\text{р}}$  – расход топлива на котел, кг/с;

$D_{\text{шпп}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с.

$$h''_{\text{шпп}} = 3028 + \frac{(1016,02 + 163,3) \cdot 19,8}{108,36} = 3244 \text{ кДж/кг.}$$

По энтальпии  $h''_{\text{шпп}}$  и давлению за ширмами  $P''_{\text{шпп}}$  найдем температуру пара за ширмами, °С:  $t''_{\text{ш}} = f(P''_{\text{шпп}}; h''_{\text{ш}}) = 470 \text{ °С.}$

Количество теплоты, переданное исключительно через поверхность нагрева за счет процесса теплопередачи,  $Q_{\text{шпп}}^{\text{т}}$  кДж/кг, найдем следующим образом.

Скорость газов, м/с, при средней температуре

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{f_{\text{шпп}}^{\text{г}} \cdot 273} \quad (71)$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;

$V_r = 7,06 \text{ м}^3/\text{кг}$  – суммарный объем дымовых газов

$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{ш}} + \vartheta''_{\text{ш}}}{2} = \frac{1204 + 1114}{2} = 1159$  – средняя температура газов в ширмах, °С;

$f_{\text{шпп}}^r$  – живое сечение для прохода газов, м<sup>2</sup>:

$$f_{\text{шпп}}^r = 141$$

$$\omega_r = \frac{19,48 \cdot 7,06 \cdot (1159 + 273)}{141 \cdot 273} = 9,1 \text{ м/с.}$$

По полученной величине  $\omega_r$  находим коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$ :  $\alpha_k = f(\omega_r, d_n) = \alpha_n \cdot C_\phi$ . Имеем:  $\alpha_n = 45$ ;  $C_\phi = 0,92$ ;

$$\alpha_k = 55 \cdot 1 \cdot 0,92 = 41 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Скорость пара, м/с:

$$\omega_\pi = \frac{D_{\text{шпп}} \cdot v_\pi}{f_\pi} \quad (72)$$

где  $D_{\text{шпп}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;

$v_\pi = f(P''_{\text{шпп}}, t''_{\text{шпп}}) = 0,016 \text{ м}^3/\text{кг}$  – средний удельный объем пара;

$f_\pi$  – площадь живого сечения для прохода пара, м<sup>2</sup>.

$$f_\pi = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} n_{\text{ш}} \cdot z_1 \quad (73)$$

где  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб ширмового пароперегревателя, м;

$z_1$  – количество ширм по ширине газохода;

$n_{\text{ш}}$  – количество параллельно включенных трубок в одной ширме.

Определим площадь живого сечения для прохода пара по

$$f_\pi = \frac{\pi \cdot 0,036^2}{4} 17 \cdot 24 = 0,306 \text{ м}^2$$

Определим скорость пара по формуле (98):

$$\omega_\pi = \frac{108,36 \cdot 0,016}{0,223} = 8 \text{ м/с}$$

Далее определим коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару  $\alpha_2$ :  
 $\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_d$ ;  $\alpha_n = 2800$ ;  $C_d = 1,08$ ;  $\alpha_2 = 3024 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$

Чтобы найти коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_{\text{л}}$  нужно предварительно найти температуру наружных загрязнений труб, °С

$$t_3 = t_{\text{ср}} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{(Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}) \cdot B_{\text{р}}}{F_{\text{шпп}}} \cdot 10^3, \quad (74)$$

где  $t_{\text{ср}}$  – средняя температура пара в ширмах, °С;

$\varepsilon$  – коэффициент загрязнения поверхности, (м<sup>2</sup>К)/Вт

$\varepsilon_3 = 0,0010$ ;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$B_{\text{р}}$  – расход топлива на котел, кг/с;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;

$F_{\text{шпп}}$  – площадь поверхности ширм, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{шпп}} = 944 \quad (75)$$

$$t_3 = 443 + \left( 0,010 + \frac{1}{3024} \right) \cdot \left( \frac{20,458(1016,02+163,3)}{1138,3} 10^3 \right) = 650 \text{ °С}$$

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания  $\alpha_{\text{л}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>К), определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{л}} = f(\vartheta_{\text{ср}}, t_3, a_{\text{ш}}) = \alpha_{\text{н}} \cdot C_{\text{г}} \cdot a_{\text{шпп}} \quad (76)$$

$\alpha_{\text{л}}$  определяется по [1] в зависимости от температуры газов и загрязненной стенки.

$$\alpha_{\text{н}} = 210; a_{\text{шпп}} = 0,215.$$

$$\alpha_{\text{л}} = 210 \cdot 0,215 = 43,7 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи от газов, Вт/(м<sup>2</sup>К):

$$\alpha_1 = \xi \left( \alpha_{\text{к}} \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}}{2 \cdot s_2 \cdot x_{\text{ш}}} + \alpha_{\text{л}} \right) \quad (77)$$

где  $\xi$  – коэффициент использования ШПП, принимаем по [1] в зависимости от скорости газов:  $\xi = 0,8$ .

$\alpha_{\text{к}}$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$d_n$  – наружный диаметр труб, м;  
 $s_2$  – шаг между трубами в ленте ширмы, м;  
 $x_{ш}$  – угловой коэффициент ширм,  $x_{ш} = 0,98$ ;  
 $\alpha_{л}$  – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м<sup>2</sup>К).

$$\alpha_1 = 0,8 \left( 41,4 \frac{3,14 \cdot 0,036}{2 \cdot 0,04 \cdot 0,99} + 43,7 \right) = 72,4 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К):

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left( 1 + \frac{Q_{шпп}^л}{Q_{шпп}^6} \right) \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1}, \quad (78)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов, Вт/(м<sup>2</sup>К);  
 $Q_{шпп}^л$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;  
 $Q_{шпп}^6$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;  
 $\varepsilon$  – коэффициент загрязнения поверхности, (м<sup>2</sup>К)/Вт;  
 $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м<sup>2</sup>К).

$$k = \frac{72,4}{1 + \left( 1 + \frac{163,3}{1016} \right) \left( 0,010 + \frac{1}{2800} \right) 72,4} = 42,59 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Температурный напор для ширм, °С:

$$\Delta t = \frac{\vartheta'_{ш} + \vartheta''_{ш}}{2} - \frac{t'_{ш} + t''_{ш}}{2} = \frac{1204,2 + 1114}{2} - \frac{413 + 470}{2} = 715.$$

Количество тепла, переданного через стенки труб ширм за счет теплопередачи, кДж/кг, определяется по уравнению конвективного теплообмена:

$$Q_{шпп}^т = \frac{k \cdot F_{шпп} \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_p}, \quad (79)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);  
 $F_{шпп} = 672$  – площадь поверхности нагрева по плоской стенке, м<sup>2</sup>;  
 $\Delta t$  – температурный напор ширм, °С;  
 $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{шпп}^т = \frac{42,59 \cdot 672 \cdot 715}{10^3 \cdot 19,8} = 1028,5 \text{ кДж/кг}$$

Полученное тепловосприятие  $Q_{\text{шпп}}^{\text{T}}$  сравним с тепловосприятием  $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$  путем определения расчетной погрешности  $\delta Q, \%$ :

$$\delta Q = \left| \frac{Q_{\text{шпп}}^{\text{T}} - Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}}{Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}} \right| 100\%, \quad (80)$$

где  $Q_{\text{шпп}}^{\text{T}}$  – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;  
 $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг.

$$\delta Q = \left| \frac{1016,02 - 1028}{1016} \right| \cdot 100\% = 1,29 \%$$

Расчетное значение, которые мы получили, составляет всего 1,29 %, что является меньше допустимого значения погрешности, которое равно 2%. Следовательно, температуру газов за ШПП, оставляем равной 1114°C. Далее по  $Q_{\text{шпп}}^{\text{T}}$  определим энтальпию пара на выходе из ширм, кДж/кг

$$h''_{\text{шпп}} = h'_{\text{шпп}} + \frac{(Q_{\text{шпп}}^{\text{T}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}) \cdot B_{\text{p}}}{D_{\text{шпп}}} \quad (81)$$

где  $h'_{\text{шпп}}$  – энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг,  $h'_{\text{ш}} = h''_{\text{рш}}$  ;  
 $Q_{\text{шпп}}^{\text{T}}$  – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;  
 $Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;  
 $B_{\text{p}}$  – расход топлива на котел, кг/с;  
 $D_{\text{шпп}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с.

$$h''_{\text{шпп}} = 3028 + \frac{1028 + 163,3}{108,36} 19,8 = 3245 \text{ кДж/кг.}$$

По полученной энтальпии определим температуру пара, °C:

$$t''_{\text{шпп}} = f(P''_{\text{шпп}}; h''_{\text{ш}}) = 474 \text{ °C.}$$

### 3.1.12 Расчет 3 и 4 ступени КП

На рисунке 3.5 представлена конструкция 3 и 4 ступени КПШ

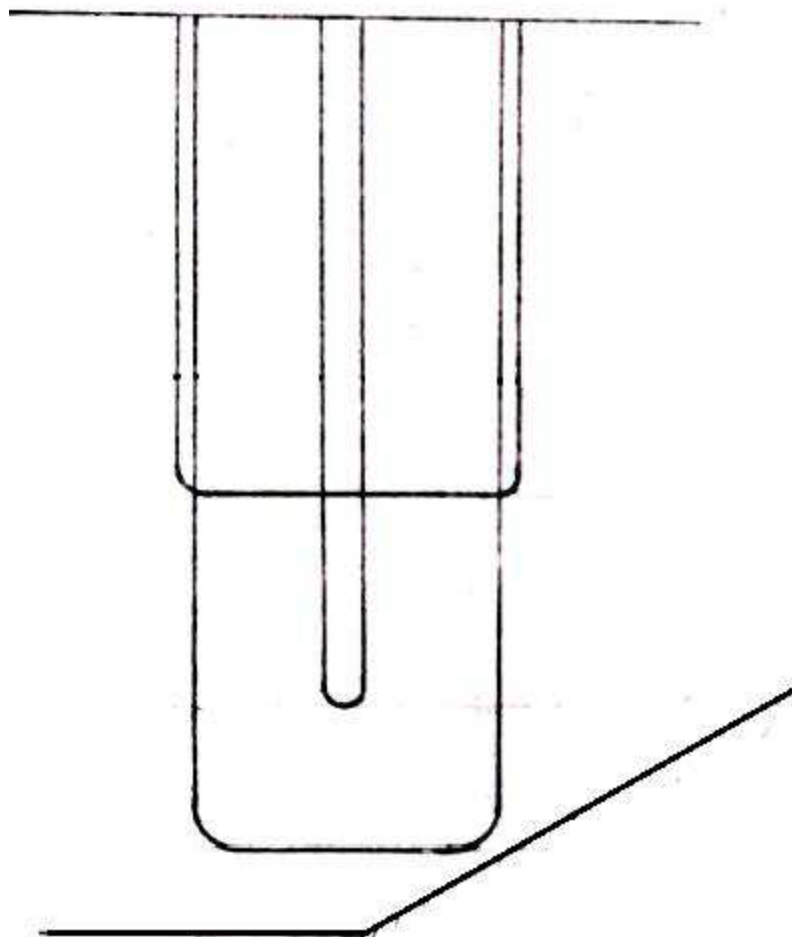


Рисунок 3.5 – конструкция 3 и 4 ступени КПШ

Параметры пара и продуктов сгорания на входе и на выходе ширмового паропергревателя 3,4 ступени рассчитываются аналогичной поверочной методикой и представлены в таблице 3.7

Таблица 3.7 - Параметры пара и продуктов сгорания

Наименование	Величина
Температура газов на входе в ширмовый ПП, °С	$g'_{3,4кл} = g''_{штн} = 1110,664$



Продолжение таблицы 3.7

Энтальпия продуктов сгорания топлива на входе в ширмовый ПП, кДж/кг	$H'_{3,4кп} = H''_{шпп} = 11383$
Температура пара на входе в ПП, °С	$t'_{3,4кп} = t''_{шпп} = 474$
Энтальпия пара на входе в ПП, кДж/кг	$h'_{3,4кп} = h''_{шпп} = 3244$
Температура пара на выходе из ПП, °С	$t''_{3,4кп} = 560$
Энтальпия на выходе из ПП, кДж/кг	$h''_{3,4кп} = 3490$
Температура газов на выходе в ПП, °С	$g''_{3,4кп} = 1029,21$
Энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе в ПП, кДж/кг	$H''_{3,4кп} = 10575,19$

3.1.13 Расчёт 1 ступени КП

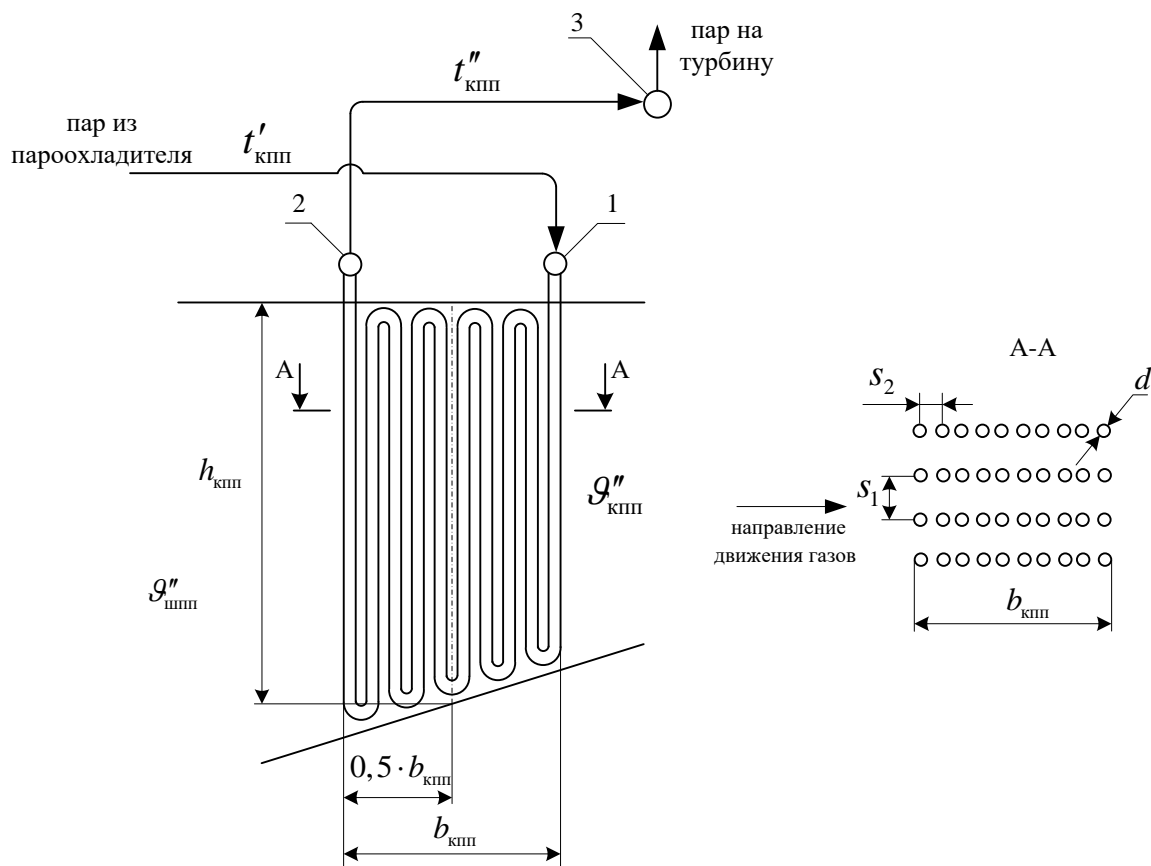


Рисунок 3.6 – Эскиз конвективного пароперегревателя

Параметры пара и продуктов сгорания на входе и на выходе конвективного паропергревателя 1 ступени рассчитываются аналогичной поверочной методикой и представлены в таблице 3.8

Таблица 3.8 - Параметры пара и продуктов сгорания

Наименование	Величина
Температура газов на входе в ширмовый ПП, °С	$\mathcal{G}'_{кп1} = 1029$
Энтальпия продуктов сгорания топлива на входе в ширмовый ПП, кДж/кг	$H'_{кп1} = H''_{кп3,4} = 10575$
Температура пара на входе в ПП, °С	$t'_{3,4кп} = t''_{ппп} = 350$
Энтальпия пара на входе в ПП, кДж/кг	$h'_{3,4кп} = h''_{ппп} = 2692$
Температура пара на выходе из ПП, °С	$t''_{1кп} = 413$
Энтальпия на выходе из ПП, кДж/кг	$h''_{3,4кп} = 3029$
Температура газов на выходе в ПП, °С	$\mathcal{G}''_{1кп} = 698$
Энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе в ПП, кДж/кг	$H''_{1кп} = 6220$

### 3.1.14 Расчет воздухоподогревателя первой ступени

Сначала зададимся температурой воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя

$$t''_{взп1} = 237^\circ\text{C}$$

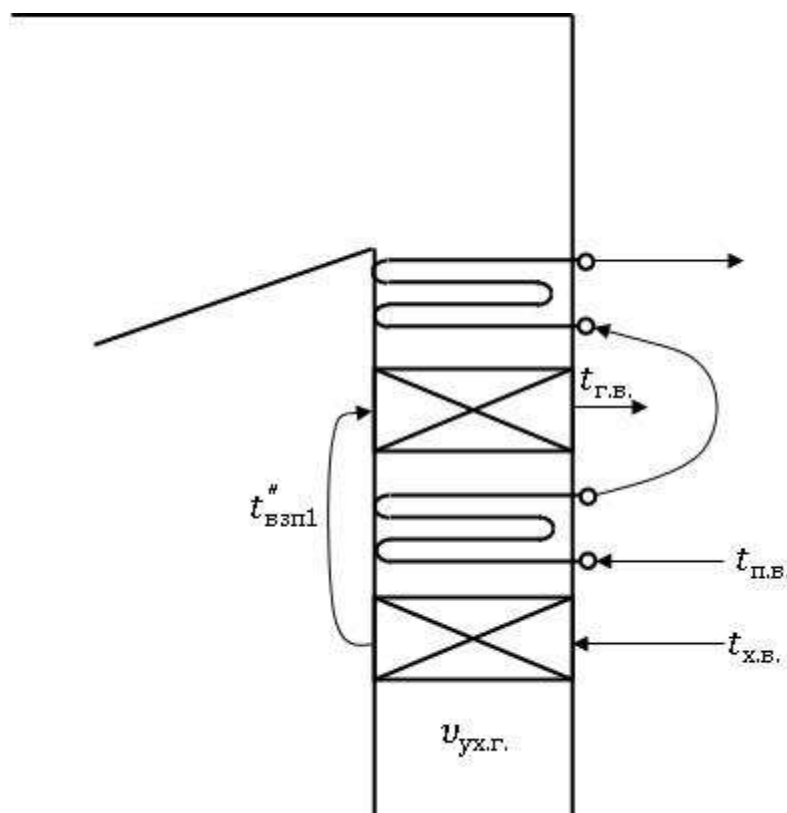


Рисунок 3.7 – Схема воздухоподогревателя

Тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг

$$Q_{взп1} = \left( \beta''_{взп1} + \frac{\Delta\alpha_{взп}}{2} \right) \cdot (H''_{взп1} - H_{хв}^0) \quad (82)$$

где  $\beta''_{взп1}$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя;

$$\beta''_{взп1} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{взп} = 1,2 - 0,05 - 0,08 + 0,03 = 1,1$$

$\Delta\alpha_{взп}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{хв}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;

$H''_{\text{взп1}}^0$  – энтальпия воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг.

$$H''_{\text{взп1}} = f(t''_{\text{взп1}}, \beta_{\text{в}}) = 1334 \text{ кДж/кг};$$

$H_{\text{хв}}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$Q_{\text{взп1}} = \left(1,1 + \frac{0,03}{2}\right)(1334 - 111,7) = 1362,04 \text{ кДж/кг}.$$

Зная  $Q_{\text{взп1}}$  определим энтальпию и температуру газов перед первой ступенью воздухоподогревателя, кДж/кг:

$$H'_{\text{взп1}} = H''_{\text{взп1}} + \frac{Q_{\text{взп1}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{взп}} \cdot H_{\text{прс}}^0 \quad (83)$$

где  $H'_{\text{взп1}} = H_{\text{ух}}$  – энтальпия газов за первой ступенью воздухоподогревателя, кДж/кг;

$Q_{\text{взп1}}$  – тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг;

$\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$\Delta\alpha_{\text{взп}}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{\text{прс}} = 832$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$H'_{\text{взп1}} = 1436,6 + \frac{1363,06}{0,996} - 0,03 \cdot 832 = 2782,92 \text{ кДж/кг}.$$

По значению энтальпии  $H'_{\text{взп1}}$  при  $\alpha_{\text{вЭК}}$  определяем температуру газов на входе в воздухоподогреватель:  $\vartheta'_{\text{взп1}} = f(\alpha_{\text{вЭК1}}; H'_{\text{взп1}}) = 285 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 3.1.15 Расчет водяного экономайзера первой ступени

Сначала возьмем необходимые характеристики труб [1]: наружный и внутренний диаметры труб  $d_{\text{н}} = 0,032 \text{ м}$ ,  $d_{\text{вн}} = 0,022 \text{ м}$ ; шаги труб  $s_1 = 0,08 \text{ м}$ ,  $s_2 = 0,048 \text{ м}$ .

Тепловосприятие водяного экономайзера первой ступени, кДж/кг, определяется как

Найдем температуру газов перед водяным экономайзером:

$$v'_{\text{вЭК1}} = v''_{\text{вЭК1}} + \frac{v''_{\text{кпп}} - v''_{\text{вЭК1}}}{3} \quad (84)$$

где  $v'_{\text{вЭК1}} = v'_{\text{взп1}}$  – температура газов после водяного экономайзера первой ступени,  $^\circ\text{C}$ ;

$u''_{\text{кпп}}$  – температура газов после конвективного пароперегревателя, °С;

$$u'_{\text{вЭК1}} = 298 + \frac{700-285}{3} = 423 \text{ °С}$$

С помощью линейной интерполяции найдем энтальпию газов перед водяным экономайзером первой ступени:

$$H'_{\text{вЭК1}} = 4214 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$Q_{\text{вЭК1}}^6 = \varphi(H'_{\text{вЭК1}} - H''_{\text{вЭК1}} + \Delta\alpha_{\text{вЭК}} \cdot H_{\text{ХВ}}^0) \quad (85)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$H'_{\text{вЭК1}}$  – энтальпия газов на входе в экономайзер первой ступени, кДж/кг;

$H''_{\text{вЭК1}} = H'_{\text{вЭП1}}$  – энтальпия газов на выходе из экономайзера первой ступени, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{вЭК}}$  – величина присосов воздуха в экономайзере;

$H_{\text{ХВ}}^0$  – количество тепла, вносимого в экономайзер присасываемым холодным воздухом, кДж/кг.

$$Q_{\text{вЭК1}}^6 = 0,996(4214 - 2782 + 0,03 \cdot 111,8) = 1560$$

Температура воды на входе в экономайзер  $t'_{\text{нв}} = 230 \text{ °С}$ ;

Энтальпия воды на входе в экономайзер  $h'_{\text{вЭК1}} = \bar{t}_{\text{нв}} = 993,4 \text{ кДж/кг}$ ;

Энтальпия воды на выходе из экономайзера  $h''_{\text{вЭК1}} = 1277,1 \text{ кДж/кг}$ ;

По найденной энтальпии питательной воды определяем температуру питательной воды на выходе из экономайзера:  $t''_{\text{вЭК1}} = f(P_{\text{пв}}, h''_{\text{вЭК1}})$ , где  $P_{\text{пв}} = 1,1 \cdot P_6 = 1,1 \cdot 13,7 = 16,44 \text{ МПа}$  – давление воды;  $t''_{\text{вЭК1}} = 280 \text{ °С}$ .

### 3.1.16 Расчет воздухоподогревателя второй ступени

Найдем тепловосприятие второй ступени воздухоподогревателя, кДж/кг

$$Q_{\text{вЭП2}} = \left( \beta_{\text{ГВ}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вЭП}}}{2} \right) \cdot (H_{\text{Г.В.}}^0 - H''_{\text{вЭП1}}), \quad (86)$$

где  $\beta_{\text{ГВ}}$  – относительный избыток воздуха;

$\Delta\alpha_{\text{вЭП}}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{Г.В.}^0$  – энтальпия горячего воздуха,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$H_{ВЗП1}''^0$  – энтальпия воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$Q_{ВЗП2} = \left(1,1 + \frac{0,03}{2}\right) \cdot (1994,1 - 1334) = 716$$

Энтальпия газов на входе во вторую ступень, кДж/кг

$$H'_{ВЗП2} = H''_{ВЗП2} + \frac{Q_{ВЗП2}}{\varphi} - \Delta\alpha_{ВЗП} H^0_{прс}, \quad (87)$$

где  $H''_{ВЗП2} = H'_{ВЭК1}$  – энтальпия газов за второй ступенью воздухоподогревателя, кДж/кг;

$Q_{ВЗП2}$  – тепло, воспринятое второй ступенью, кДж/кг;

$\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$\Delta\alpha_{ВЗП}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;

$H^0_{прс}$  – количество тепла, вносимого во второй ступени воздухоподогревателя присасываемым воздухом, кДж/кг, определяется по средней температуре подогреваемого воздуха  $t_{ср} = (t_{ГВ} + t''_{ВЗП2}) / 2 = (350 + 237) / 2 = 293,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Для  $\beta_B = 1$ :

$$H^0_{прс} = f(\beta_B, t_{ср}) = 1655,94$$

$$H'_{ВЗП2} = 3903,519 + \frac{717,5}{0,996} - 0,03 \cdot 1655,7 = 4884$$

По энтальпии  $H'_{ВЗП2}$  находим температуру газов,  $^\circ\text{C}$ , на входе в воздухоподогреватель по  $\alpha_{ВЭК2} \cdot v''_{ВЗП2} = f(\alpha_{ВЭК2}, H'_{ВЗП2}) = 505 \text{ } ^\circ\text{C}$

### 3.1.17 Расчет водяного экономайзера второй ступени

Расчет водяного экономайзера второй ступени выполняется аналогично расчету экономайзера первой ступени. Все характеристики труб остаются прежними, как и в первой ступени.

Температура газов на входе во вторую ступень экономайзера, берётся

$$g'_{вэ\kappa 2} = g''_{кп1ст} = 698^{\circ}C;$$

Тепловосприятие водяного экономайзера второй ступени, кДж/кг

$$Q_{вэ\kappa 2}^{\bar{}} = \varphi(H'_{вэ\kappa 2} - H''_{вэ\kappa 2} + \Delta\alpha_{вэ\kappa} H_{хв}^0), \quad (88)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$$H'_{вэ\kappa 2} = H''_{кп1ст} = 6220 \text{ – энthalпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг;}$$

$H''_{вэ\kappa 2} = H'_{взп2} = 4884,5$  – энthalпия газов на выходе из экономайзера, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{вэ\kappa}$  – величина присосов воздуха в водяном экономайзере;

$H_{хв}^0$  – количество тепла, вносимого в экономайзере присасываемым холодным воздухом, кДж/кг.

$$Q_{вэ\kappa}^{\bar{}} = 0,996 \cdot (6220 - 4884,5 + 0,02 \cdot 111,8) = 1464,13.$$

По величине  $Q_{вэ\kappa 1}^{\bar{}}$  определяется энthalпия воды на выходе из водяного экономайзера, кДж/кг

$$h''_{вэ\kappa 2} = h'_{вэ\kappa 2} + \frac{B_p Q_{вэ\kappa 2}^{\bar{}}}{D_{вэ\kappa}}, \quad (89)$$

где  $h'_{вэ\kappa 2} = h''_{вэ\kappa 1}$  – энthalпия воды на входе в экономайзер, кДж/кг;

$B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;

$Q_{вэ\kappa 1}^{\bar{}}$  – тепловосприятие водяного экономайзера, кДж/кг;

$D_{вэ\kappa}$  – расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с.

$$h''_{вэ\kappa 2} = 1277,13 + \frac{19,8 \cdot 1464,13}{118,125} = 1543,41$$

Температура питательной воды на выходе из экономайзера  $t''_{вэ\kappa 2} = 335^{\circ}C$ .

## 3.2 Тепловой расчёт котельного агрегата после реконструкции

В тепловом расчёте была найдена температура  $\vartheta'_{\text{взп2}} = 505 \text{ }^\circ\text{C}$ . Данная температура является недопустимой при номинальной нагрузке.

### 3.2.1 Замена воздухоподогревателя второй ступени.

Для начала примерно определим температуру стенки воздухоподогревателя второй ступени,  $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{ст}} = \frac{\vartheta'_{\text{взп2}} + t_{\text{ГВ}}}{2} \quad (90)$$

где  $\vartheta'_{\text{взп2}}$  - температура газов на входе в воздухоподогреватель,  $^\circ\text{C}$   
 $t_{\text{ГВ}}$  - температура горячего воздуха

$$t_{\text{ст}} = \frac{505 + 350}{2} = 427,5$$

Сталь 3 обыкновенного качества применяют в изготовлении воздухоподогревателей для котельных агрегатов. Выдерживаемый температурный диапазон стали 3 варьируется от  $-40$  до  $+425 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Сталь 20 более устойчива к температуре и максимально возможное значение составляет  $450 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Масса воздухоподогревателя, кг

$$m = h \cdot \left( \frac{\pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \right) \cdot n \cdot \rho \quad (91)$$

где  $\rho = 7850$  – плотность ст.3,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;

$d_{\text{нар}} = 0,04$  – наружный диаметр труб, м

$d_{\text{вн}} = 0,037$  – внутренний диаметр труб, м

$n = 19992$  – общее количество труб, шт

$h = 4,9$  – высота воздухоподогревателя, м

$$m = 4,9 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,037^2}{4} \right) \cdot 19992 \cdot 7850 = 139515,9$$



Зная габаритные размеры, мы можем оценить экономическую составляющую данного варианта. Имея в виду то, что на рынке Красноярского края стоимость стали составляет в среднем 51-55 тыс.руб/тонн, данный вариант оказывается крайне экономически невыгоден. Дальнейшему рассмотрению и проработке не подлежит.

### 3.2.2 Снижение температуры выхода из топки, путем установки обдувочных аппаратов

При сжигании Бородинского бурого угля в топках котельных агрегатов происходит интенсивное загрязнение поверхностей нагрева: шлакование экранных поверхностей нагрева, конвективного и ширмового пароперегревателя, занос летучей золой водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

При зашлаковке экранов происходит ухудшение теплообмена в топке, повышается температура газов перед фестом и пароперегревателем, что в свою очередь увеличивает интенсивность шлакования пароперегревателя.

В целях поддержания в эксплуатационно-чистом состоянии всех поверхностей нагрева котельных агрегатов на Красноярской ТЭЦ-2 применяется комплексная очистка поверхностей нагрева. Отчистка поверхностей поверхностей нагрева представлены в таблице 2.3.

Таблица 3.9 – Отчистка поверхностей нагрева на котлоагрегате БКЗ 420-140

Марка и ст № котла	Экранные поверхности нагрева		Ширмовые и конвективные поверхности нагрева	
	Тип обдувочного аппарата	Кол-во	Тип обдувочного аппарата	Кол-во
БКЗ-420-140	ОМ-0,35	15	ОГ-8	10

Ввиду того, что обдувочные аппараты ОМ-0,35 морально и физически устарели, то эффективность отчистки поверхностей нагрева крайне мала. Вследствие этого было предложено установить новые обдувочные аппараты ОВД-2 Красмаш в размере 2 штук.

Достоинства аппарата водяной обдувки ОВД-2 Красмаш:

1. Обдувает более широкую зону;
  2. Большой диапазон настройки от 1 до 20 м.
- ОВД-2 Красмаш изображен на рисунке 3.8

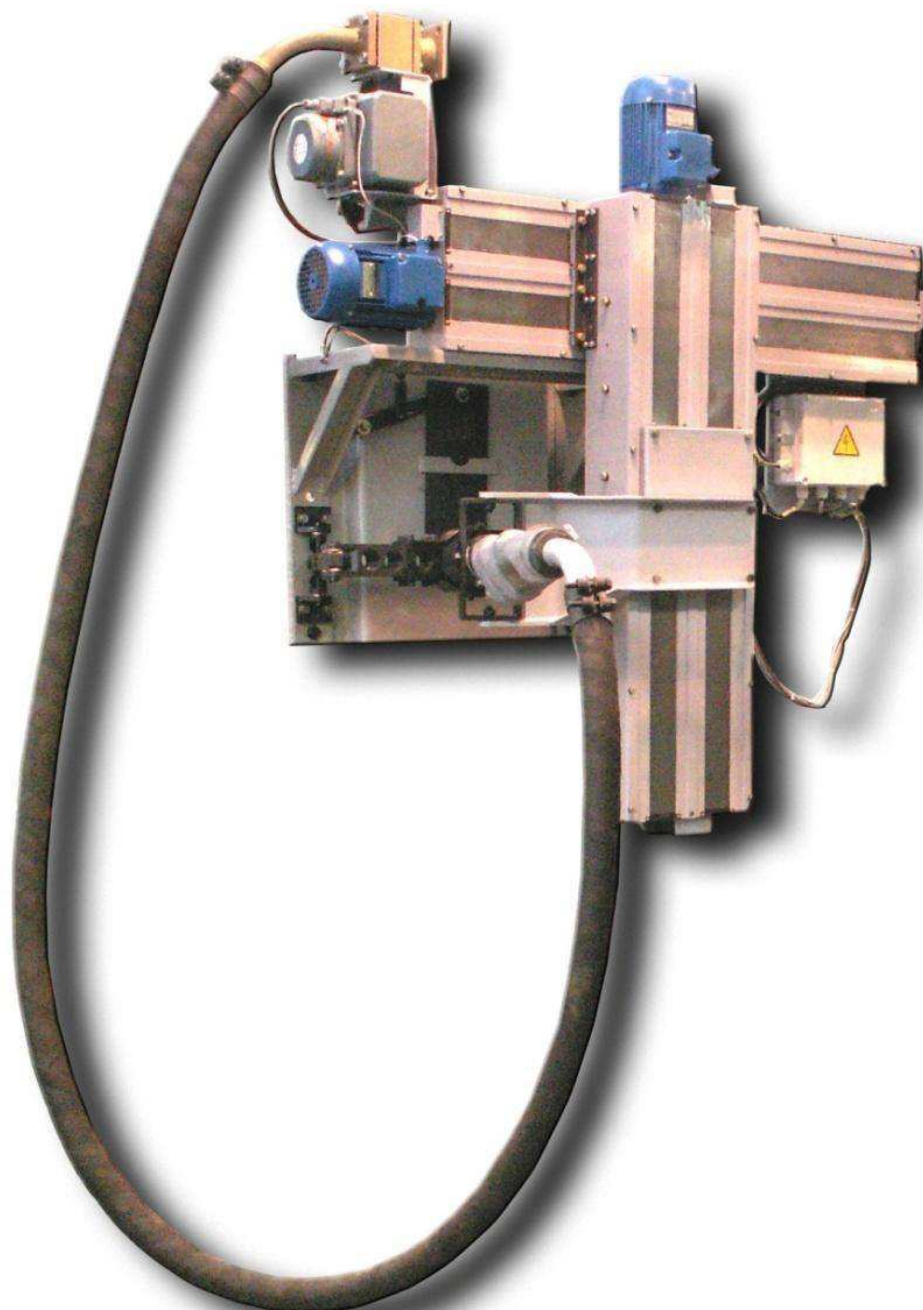


Рисунок 3.8 – Аппарат обдувки ОВД-2 Красмаш

Путем установки обдувочных аппаратов, мы повышаем коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  в формуле (44).

Расчетные параметры топочной камеры до и после оснащения представлены в таблице 3.10

Таблица 3.10 – параметры продуктов сгорания до и после оснащения обдувочных аппаратов

Наименование величины	Обозначение	До оснащения аппаратами ( $\psi = 0,23$ )	После оснащения аппаратами ( $\psi = 0,4$ )
Температура выхода из топки, °С	$\vartheta''_T$	1199	1161
Энтальпия газов выхода из топки, кДж/кг	$H''_T$	12344	11916
Температура за пароперегревателем 2-ой ступени, °С	$\vartheta''_{шпп}$	1114	1079
Температура за пароперегревателем 3,4-ой ступени, °С	$\vartheta''_{кп3,4ст}$	1029	997
Температура за пароперегревателем 1-ой ступени, °С	$\vartheta''_{кп1ст}$	698	665

### 3.2.3 Расчёт мембранного водяного экономайзера второй ступени

Новый расчет ВЭК-2 позволит опередить точные геометрические размеры мембранного водяного экономайзера. Новая температура за ВЭК-2 составляет 420 °С. Делаем перерасчет поверхности.

В силу своих конструктивных особенностей мембранный экономайзер позволяет увеличивать поверхность нагрева, без увеличения габаритов. Ожидаемое увеличение поверхности нагрева составляет ~30%.

На рисунке 3.9 показан вариант компоновки мембранного водяного экономайзера второй ступени.

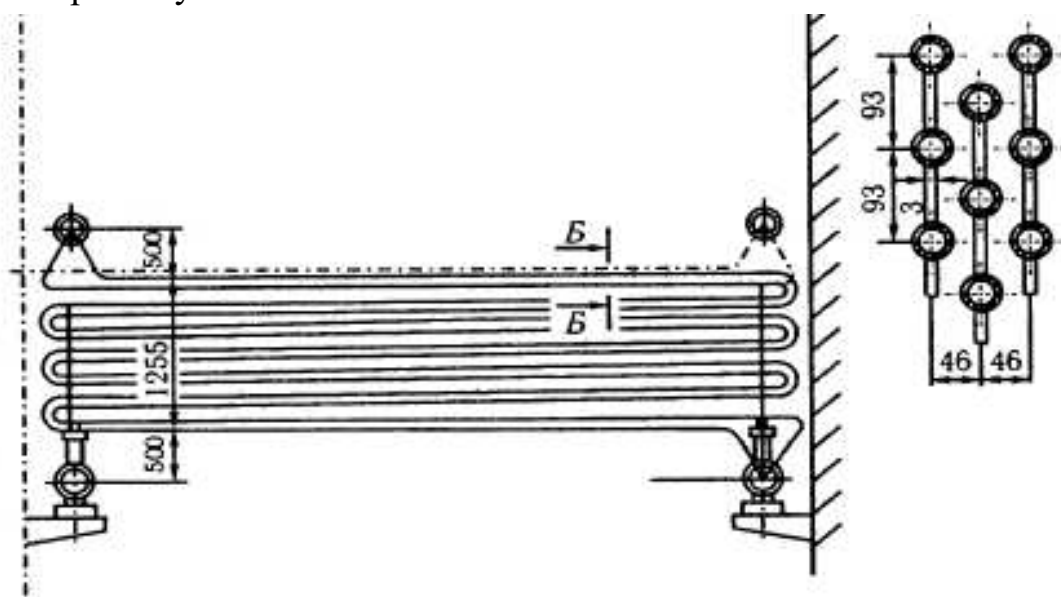


Рисунок 3.9 – Компоновка мембранного водяного экономайзера

Температура газов на входе во вторую ступень экономайзера, берётся из теплового расчета и составляет  $\vartheta'_{вЭК2} = \vartheta''_{кн1ст} = 665 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

Температура газов на выходе из второй ступени экономайзера  $\vartheta''_{вЭК2} = 420 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

По температуре  $\vartheta''_{вЭК2}$  находим энтальпию газов, на выходе из второй ступени экономайзера по  $\alpha_{вЭК2} : H''_{вЭК} = f(\alpha_{вЭК2}, \vartheta''_{вЭК}) = 4019$

Тепловосприятие водяного экономайзера второй ступени, кДж/кг

$$Q_{вЭК2}^6 = \varphi(H'_{вЭК2} - H''_{вЭК2} + \Delta\alpha_{вЭК} H_{ХВ}^0) \quad (92)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$H'_{вэк2} = H''_{кн1см} = 6220$  – энтальпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг;

$H''_{вэк2}$  – энтальпия газов на выходе из экономайзера, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{вэк}$  – величина присосов воздуха в водяном экономайзере;

$H^0_{хв}$  – количество тепла, вносимого в экономайзере присасываемым холодным воздухом, кДж/кг.

$$Q_{вэк}^6 = 0,996 \cdot (6220 - 4019 + 0,02 \cdot 111,753) = 2326,9.$$

Температурный напор,  $^{\circ}\text{C}$ .

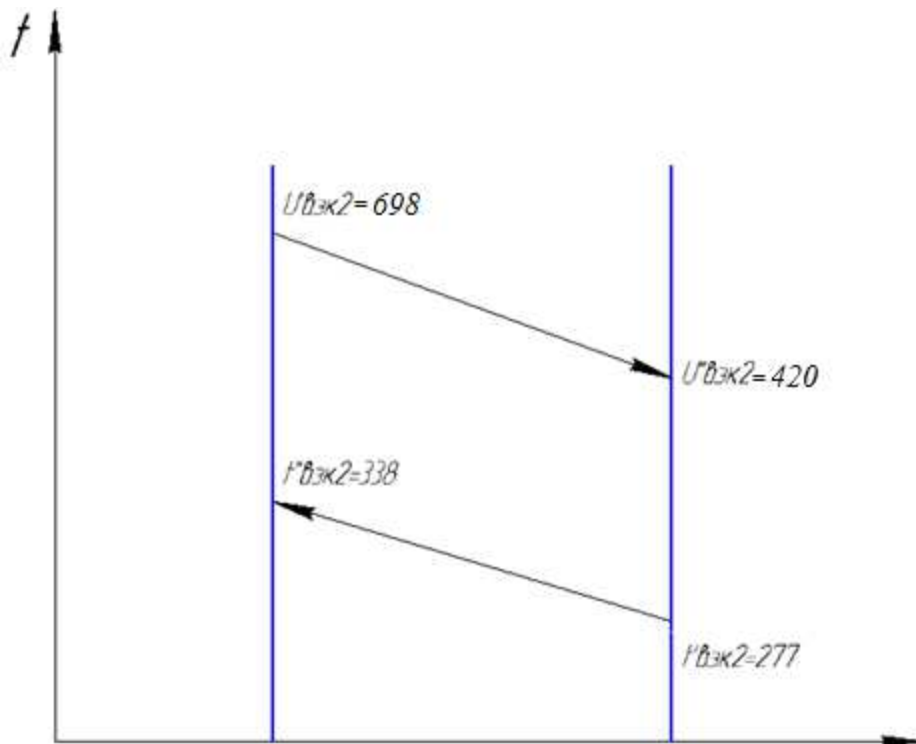


Рисунок 3.10 – Температурный напор

$$\Delta t_{вэк2} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (93)$$

$$\Delta t_1 = \vartheta'_{вэк2} - t''_{вэк2} = 665 - 338 = 327^{\circ}\text{C} = \Delta t_6,$$

$$\Delta t_2 = \vartheta''_{\text{вЭК2}} - t'_{\text{вЭК2}} = 420 - 280 = 140^\circ \text{C} = \Delta t_{\text{М}},$$

$$\Delta t_{\text{вЭК2}} = \frac{360 - 143}{\ln \frac{360}{143}} = 234$$

Приведённый коэффициент теплоотдачи для мембранных пучков труб, Вт/м<sup>3</sup> · К:

$$\alpha_{\text{лп}} = \frac{H_{\text{мп}}}{H} \cdot (\varphi_{\text{мп}} \cdot \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}) + \frac{H_{\text{рб}}}{H} \cdot E \cdot (\varphi_{\text{рб}} \cdot \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}) \quad (94)$$

где  $H_{\text{мп}} = H_{\text{вЭК2}} = 2880$  – поверхность труб, не занятая рёбрами, включая гладкотрубные участки, м<sup>2</sup>;

$H_{\text{рб}}$  – поверхность рёбер, м<sup>2</sup>;

$H = H_{\text{мп}} + H_{\text{рб}}$  – полная поверхность оребрённой стороны труб, м<sup>2</sup>;

$\varphi_{\text{мп}} = 1,08, \varphi_{\text{рб}} = 1$  – отношения коэффициентов теплоотдачи по трубе и ребру к среднему в пучке;

$E$  – коэффициент ребра (мембраны), определяется по формуле:

$$E = \frac{th \cdot (m \cdot h_{\text{рб}})}{m \cdot h_{\text{рб}}} \quad (95)$$

здесь  $m = \sqrt{\frac{2 \cdot (\varphi_{\text{рб}} \cdot \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}})}{\delta_{\text{рб}} \cdot \lambda_{\text{рб}}}}$ , 1/м;

где  $h_{\text{рб}}$  – высота ребра(мембраны), м;

$\delta_{\text{рб}}$  – средняя толщина ребра(мембраны), м;

$\lambda_{\text{рб}}$  – коэффициент теплопроводности металла рёбер, Вт/м · К. Определяется при температуре  $t_{\text{рб}} = t + 100$ , где  $t$  – средняя температура среды в трубах, °С.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot (1 \cdot 91 + 40)}{0,003 \cdot 407,5}} = 14,639$$

Найдём коэффициент мембраны:

$$E = \frac{th \cdot (14,639 \cdot 0,05)}{14,639 \cdot 0,05} = 0,853$$

Площадь одной мембраны, м<sup>2</sup>:

$$H_{1\text{мембр.}} = 2 \cdot h_{\text{ребра}} \cdot (b_{\text{T}} - 0,5) \quad (96)$$

$$H_{1\text{мембр.}} = 2 \cdot 0,023 \cdot (14,4 - 0,5) = 0,62$$

Площадь мембран, м<sup>2</sup>:

$$H_{\text{мембр}} = 2 \cdot z_2 \cdot H_{1\text{мембр.}} \quad (97)$$

Тогда площадь мембран, м<sup>2</sup>:

$$H_{\text{мембр}} = 2 \cdot 28 \cdot 0,62 = 36$$

Полная поверхность, м<sup>2</sup>:

$$H = 2884 + 36 = 2920$$

Найдём приведённый коэффициент теплоотдачи для мембранных пучков, Вт/м<sup>2</sup> · К:

$$\alpha_{1np} = \frac{2884}{2920,064} \cdot (1,08 \cdot 91 + 40) + \frac{36,064}{2920,064} \cdot 0,853 \cdot (1 \cdot 91 + 40) = 138,277$$

Коэффициент теплопередачи в конвективных пучках из мембранных труб, не получающие прямое излучение из топки, Вт/м<sup>2</sup> · К:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{1np}}{1 + \frac{\alpha_{1np}}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{mp}}} \quad (98)$$

где  $\psi$  – коэффициент тепловой эффективности, принимаем равным 0,9;  
 $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде (воде), Вт/м<sup>2</sup> · К, принимает 6500;

Тогда коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup> · К:

$$k = \frac{0,9 \cdot 138,277}{1 + \frac{138,277 \cdot 2920}{6500 \cdot 2884}} = 58,4$$

Площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{вЭК2}} = \frac{B_p Q_{\text{вЭК2}}^6}{k \Delta t_{\text{вЭК2}}} 10^3, \quad (99)$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  
 $Q_{\text{вЭК2}}^6$  – тепловосприятие второй ступени после водяного экономайзера, кДж/кг;  
 $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  
 $\Delta t_{\text{вЭК2}}$  – температурный напор, °С.

$$F_{\text{вЭК2\_мембранного}} = \frac{19,9 \cdot 2326,9}{58,4 \cdot 240} \cdot 10^3 = 3602,06.$$

Число труб в одном ряду пакета экономайзера (по фронту), шт.:

$$z_1 = \frac{F_{\text{мембранного}}}{\pi \cdot d_n \cdot b_m \cdot z_2} \quad (100)$$

где  $b_m$  – ширина конвективной шахты (равна ширине топки), м;  
 $z_2$  – число рядов по ходу газов (число петель), шт;  
 $d_n$  – наружный диаметр труб, м.

$$z_1 = \frac{3056,6}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 14,4 \cdot 28} = 88$$



Найдём поперечный шаг труб мембранного экономайзера, м.:

$$S_1 = \frac{b_m}{z_1 + 1} \quad (101)$$

$$S_1 = \frac{14,4}{88 + 1} = 0,16$$

Длина одного змеевика, м

$$l_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{взк2}}}{\pi d_{\text{н}} z_1}, \quad (102)$$

где  $F_{\text{взк2}}$  – площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>;

$d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб, м;

$z_1$  – число труб в одном ряду пакета экономайзера.

$$l_{\text{зм}} = \frac{3602,06}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 88} = 613,8.$$

Число рядов по ходу газов (число петель), шт:

$$z_2 = \frac{613,8}{14,4} = 42.$$

Полная высота пакета экономайзера, м.:

$$h_{\text{взк2}} = z_2 \cdot S_2 \quad (103)$$

$$h_{\text{взк2}} = 42 \cdot 0,055 = 2,04$$

Таким образом, получены геометрические характеристики мембранного водяного экономайзера, что позволяет произвести его конструкторскую разработку.

### 3.3 Аэродинамический расчет котельного агрегата после реконструкции

#### 3.3.1 Расчет газового тракта

##### 3.3.1.1 Исходные данные

Таблица 3.11 – Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета котельного агрегата

Участок тракта	Диаметр труб $d$ , М	Число рядов труб по ходу газов, $z_2$ , шт	Отношение шага труб к диаметру		Длина труб, м	Средняя температура газов, $\vartheta_{\text{ср}}$ , °С	Средняя скорость газов, $\omega_r$ , м/с
			$\frac{s_1}{d}$	$\frac{s_2}{d}$			
Ширмовый пароперегреватель	0,032	-	17,66	1,187	-	1159	9,1
Конвективный пароперегреватель 1-ой ступени	0,032	18	2,72	1,93	-	887	9,3
Водяной экономайзер 2-ой ступени	0,032	28	2,5	1,72	-	557,1	8,8
Воздухоподогреватель 2-ой ступени	0,037	-	1,35	1,05	4,9	397,8	15,4
Водяной экономайзер 1-ой ступени	0,032	48	2,5	1,44	-	365,1	7,4
Воздухоподогреватель 1-ой ступени	0,037	-	1,5	1,05	10,4	223,4	11,9

Сопротивление газового тракта котельного агрегата с уравновешенной тягой складывается исключительно из сопротивления трубчатых поверхностей нагрева, которые располагаются в газоходах, местных сопротивлений, сопротивления трения при движении в газоходах как в пределах парогенератора, так и вне его, самотяги.

Общая схема газового тракта изображена на рисунке 3.11.

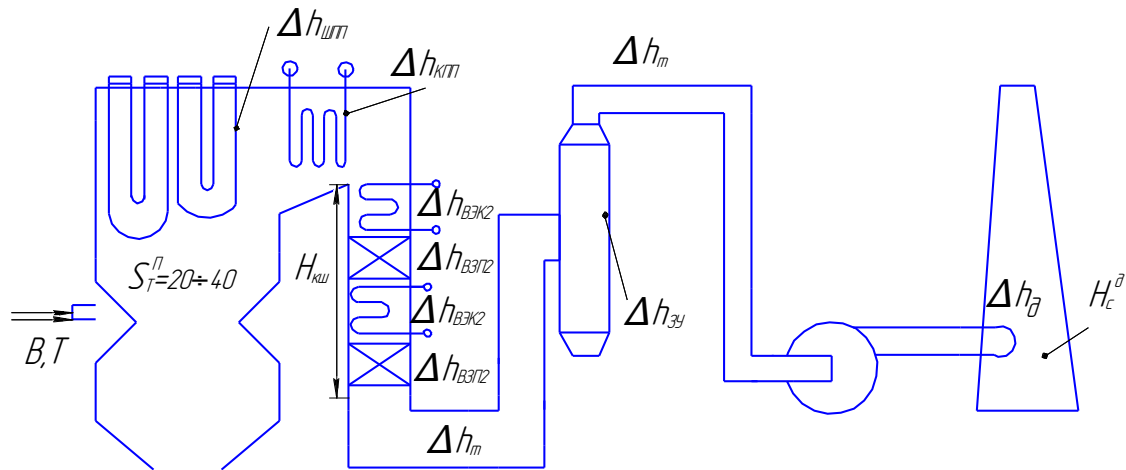


Рисунок 3.11 – Схема газового тракта котла

Аэродинамический расчет газового тракта котла начинаем с выбора разрежения в верхней части топки  $h_t''$ . Как правило это разрежение составляет 2 – 4 мм вод.ст., примем  $h_t'' = -2$  мм вод.ст.

### 3.3.1.2 Сопротивление 2, 3, 4 ступеней пароперегревателя и отводящих труб

$$\Delta h_{штм} = 5 \text{ мм вод.ст.} \quad (104)$$

### 3.3.1.3 Сопротивление 1 ступени пароперегревателя

Сопротивление конвективного пароперегревателя, мм вод.ст., считается по формуле:

$$\Delta h_{кшп} = \xi h_d, \quad (105)$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления;

$h_d$  – динамическое давление, мм.вод.ст, определяем при средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 1,52$ .

Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного пучка определяется из выражения

$$\xi = \xi_0 z_2, \quad (106)$$

где  $z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка;

$\xi_0 = \xi_{mp} \cdot C_\sigma \cdot C_{Re} = 0,53 \cdot 0,3 \cdot 0,99 = 0,15741$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка;

$s_1$  – шаг труб по ширине пучка, м;

$s_2$  – шаг труб по глубине пучка, м;

$d_n$  – наружный диаметр труб, м

$C_\sigma$  – поправочный коэффициент.

$$\xi = 0,15741 \cdot 18 = 2,83,$$

$$\Delta h_{кпп} = 2,83 \cdot 1,52 = 4,3.$$

Поворот на 90 за ПП

Сопротивление при повороте на 90 за ПП, мм вод.ст, считается по формуле:

$$\Delta h_{поворот} = \xi h_d, \quad (107)$$

где

$\xi = 1$  – коэффициент сопротивления;

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст, определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 1,59$ .

$$\Delta h_{поворот} = 1 \cdot 1,59 = 1,59$$

Общее сопротивление ПП с поправкой на эксплуатационные условия, мм.вод.ст, считается по формуле:

$$\Delta H = \Delta h_{кпп} \cdot k + \Delta h_{поворот} = 4,3 \cdot 1,2 + 1,59 = 6,75 \quad (108)$$

### 3.3.1.4 Сопротивление 2 ступени водяного экономайзера

Расчет будет вестись по формуле

$$\Delta h_{\text{вэк}} = C_s C_d \Delta h_{\text{мп}} (z_2 + 1) \cdot k, \quad (109)$$

где  $C_s, C_d$  – коэффициенты форму шахматного пучка и поправка на наружный диаметр соответственно;

$z_s$  – число рядов труб;

$\Delta h_{\text{мп}}$  – сопротивление одного ряда, мм рт.ст.

$k=1,2$  – поправка на эксплуатационные условия

Для водяного экономайзера 2 ступени, мм вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{мп}} = 0,62,$$

$$\Delta h_{\text{вэк2}} = 0,62 \cdot 1 \cdot (28 + 1) \cdot 1,2 = 21,576.$$

### 3.3.1.5 Расчет сопротивления 2 ступени воздухоподогревателя, сопротивление входа и выхода

Газовое сопротивление воздухоподогревателя, мм вод.ст., складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них с учётом поправки на эксплуатационные условия:

$$\Delta h_{\text{взп}} = (\Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}}) \cdot k, \quad (110)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения в трубах, мм вод.ст.;

$\Delta h_{\text{изм}}$  – сопротивление входа в трубы и выхода из них, мм вод.ст.

Сопротивление трения в трубах воздухоподогревателя, мм вод.ст., определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \Delta h'_{\text{тр}} h_{\text{вп}}, \quad (111)$$

где  $C_{\text{ш}}$  – поправка на внутренний диаметр трубок, определяется по  $d_{\text{вн}}$ , м, и коэффициенту шероховатости  $k$  ( $k=0,2$ );

$\Delta h'_{\text{тр}}$  – потеря давления в трубах взп, мм вод.ст.;

$h_{\text{вп}}$  – высота взп, м.

Сопротивление входа в трубы и выхода из них, мм вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{изм}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) h_{\text{д}}, \quad (112)$$

где  $\xi_{\text{вх}}$  – сопротивление входа в воздухоподогреватель;  
 $\xi_{\text{вых}}$  – сопротивление выхода из воздухоподогревателя;  
 $h_{\text{д}}$  – динамическое давление, мм вод.ст.;  
Для воздухоподогревателя 2 ступени.

$$\Delta h'_{\text{тр}} = 6,7,$$

$$C_{\text{ш}} = 1$$

$$h_{\text{взп}} = 4,9,$$

$$\Delta h_{\text{тр}} = 6,7 \cdot 1 \cdot 4,9 = 32,83,$$

$$h_{\text{д}} = 6,6,$$

$$\xi_{\text{вх}} = 0,35, \xi_{\text{вых}} = 0,57, \text{ тогда}$$

$$\Delta h_{\text{изм}} = (0,35 + 0,57) \cdot 6,6 = 6,072,$$

$$\Delta h_{\text{взп}2} = (6,072 + 32,83) \cdot 1,1 = 42,8.$$

### 3.3.1.6 Сопротивление 1 ступени водяного экономайзера

Расчет будет вестись по формуле

$$\Delta h_{\text{вэк}} = C_s C_d \Delta h_{\text{мп}} (z_2 + 1) \cdot k, \quad (113)$$

где  $C_s, C_d$  – коэффициенты форму шахматного пучка и поправка на наружный диаметр соответственно;

$z_s$  – число рядов труб;

$\Delta h_{\text{мп}}$  – сопротивление одного ряда, мм рт.ст.

$K = 1,2$  – поправка на эксплуатационные условия

Для водяного экономайзера 2 ступени, мм вод.ст.:

$$\Delta h_{mp} = 0,57,$$

$$\Delta h_{взкл} = 0,57 \cdot 1 \cdot (48 + 1) \cdot 1,2 = 33,516.$$

### 3.3.1.7 Расчет сопротивления тракта от 1 ступени экономайзера до 1 ступени воздухоподогревателя

Резкий поворот на 90 с изменением сечения

Сопротивление при резком повороте на 90 с изменением сечения, мм вод.ст., считается по формуле:

$$\Delta h_{поворот} = \xi h_d, \quad (114)$$

где  $\xi = 0,53$  – коэффициент сопротивления;

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 5,5$

$$\Delta h_{поворот} = 0,53 \cdot 5,5 = 2,915$$

*Плавный поворот на 30*

Сопротивление при плавном повороте на 30, мм вод.ст., считается по формуле:

$$\Delta h_{поворот} = \xi h_d, \quad (115)$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления;

$$\xi = 0,3 \cdot \frac{\alpha}{90} = 0,3 \cdot \frac{30}{90} = 0,1$$

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 5,5$

$$\Delta h_{поворот} = 0,1 \cdot 5,5 = 0,55$$

Плавный поворот на 60

Сопротивление при плавном повороте на 30, мм вод.ст., считается по формуле:

$$\Delta h_{\text{поворот}} = \xi h_{\text{д}}, \quad (116)$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления;

$$\xi = 0,3 \cdot \frac{\alpha}{90} = 0,3 \cdot \frac{60}{90} = 0,2$$

$h_{\text{д}}$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_{\text{д}} = 5,5$

$$\Delta h_{\text{поворот}} = 0,2 \cdot 5,5 = 1,1$$

Расчет сопротивления газоходов

Сопротивление трения в  $i$ -том участке газохода, мм вод.ст., определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}}^i = \lambda \frac{l}{d_{\text{э}}} h_{\text{д}}, \quad (117)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, принимаем  $\lambda = 0,03$ , т.к.  $d_{\text{э}} \geq 0,9\text{ м}$ ;

$l$  – длина участка газохода, м;

$d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр газохода, принимаем  $d_{\text{э}} = 3,13$  м;

$h_{\text{д}} = 5,5$  – динамическое давление, мм вод. ст.

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,03 \cdot \frac{15}{3,13} \cdot 5,5 = 0,8 \text{ мм вод.ст.},$$

Общее сопротивление тракта от 1 ступени экономайзера до 1 ступени воздухоподогревателя, мм вод.ст, считается по формуле:

$$\Delta H = \sum h_{\text{поворот}} = 2,915 + 0,55 + 1,1 + 0,8 = 5,365 \quad (118)$$

**3.3.1.8 Расчет сопротивления 1 ступени воздухоподогревателя, сопротивление входа и выхода**



Газовое сопротивление воздухоподогревателя, мм вод.ст., складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них с учётом поправки на эксплуатационные условия:

$$\Delta h_{\text{взп}} = (\Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}}) \cdot k, \quad (119)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения в трубах, мм вод.ст.;

$\Delta h_{\text{изм}}$  – сопротивление входа в трубы и выхода из них, мм вод.ст..

Сопротивление трения в трубах воздухоподогревателя, мм вод.ст., определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \Delta h'_{\text{тр}} h_{\text{вп}}, \quad (120)$$

где  $C_{\text{ш}}$  – поправка на внутренний диаметр трубок, определяется по  $d_{\text{вн}}$ , м, и коэффициенту шероховатости  $k(k=0,2)$ :

$\Delta h'_{\text{тр}}$  – потеря давления в трубах взп, мм вод.ст.;

$h_{\text{вп}}$  – высота взп, м.

Сопротивление входа в трубы и выхода из них, мм вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{изм}} = 4 \cdot (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) h_{\text{д}}, \quad (121)$$

где  $\xi_{\text{вх}}$  – сопротивление входа в воздухоподогреватель;

$\xi_{\text{вых}}$  – сопротивление выхода из воздухоподогревателя;

$h_{\text{д}}$  – динамическое давление, мм вод.ст...

Для воздухоподогревателя 1 ступени:

$$\Delta h'_{\text{тр}} = 5,3,$$

$$C_{\text{ш}} = 1$$

$$h_{\text{взп}} = 10,4,$$

$$\Delta h_{\text{тр}} = 5,3 \cdot 1 \cdot 10,4 = 55,12,$$

$$h_d = 5,4,$$

$$\xi_{\text{вх}} = 0,38, \xi_{\text{вых}} = 0,61, \text{ тогда}$$

$$\Delta h_{\text{изм}} = 4 \cdot (0,38 + 0,61) \cdot 5,4 = 21,384,$$

$$\Delta h_{\text{взгл}} = (21,384 + 55,12) \cdot 1,1 = 84,1544.$$

### 3.3.1.9 Расчёт самотяги в опускном газоходе

Высота участка принимается равной 23 метра.

Самотяга в опускном газоходе, ммвод.ст., находится по формуле:

$$h_c = h'_c \cdot H = 0,67 \cdot 23 = 15,41 \quad (122)$$

Общее сопротивление котла с поправкой на удельный вес, с учётом самотяги разрежения в конце топки, мм вод.ст, находится по формуле:

$$H = \sum h \cdot \mu_\gamma \cdot h''_t \cdot h_c = 210,4 \quad (123)$$

### 3.3.1.10 Расчет сопротивления газового тракта за котлом. Сопротивление тракта от выхода из воздухоподогревателя до ЗУ

Резкий поворот на 125 с изменением сечения

Найдём секундный объём газов за котлом,  $\text{м}^3 / \text{с}$ , который считается по формуле:

$$V_{\text{сек}} = \frac{V_{\text{yx.z}} \cdot B_p \cdot (t_{\text{yx.z}} + 273)}{3,6 \cdot 273} = \frac{6,41721 \cdot 71,871 \cdot (147 + 273)}{3,6 \cdot 273} = 197,09872 \quad (124)$$

Находим сечения,  $\text{м}^2$ , по формуле:

$$F_1 = a_1 \cdot b_1 = 5,7 \cdot 14,76 = 84,132 \quad (125)$$

$$F_2 = a_2 \cdot b_2 = 1,5 \cdot 6,7 \cdot 2 = 20,1 \quad (126)$$

Скорость газов в сечении, м/с, находится по формуле:

$$W_2 = \frac{V_{сек}}{F_2} = \frac{197,09872}{20,1} = 10 \quad (127)$$

$\xi = 1,04$  – коэффициент сопротивления;

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 5,3$

Тогда сопротивление поворота, мм вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{поворота} = \xi h_d = 1,04 \cdot 5,3 = 5,512 \quad (128)$$

Плавный поворот на 55

Найдём секундный объём газов за котлом,  $\text{м}^3 / \text{с}$ , который считается по формуле:

$$V_{сек} = \frac{V_{ух.г} \cdot B_p \cdot (t_{ух.г} + 273)}{3,6 \cdot 273} = \frac{6,41721 \cdot 71,871 \cdot (147 + 273)}{3,6 \cdot 273} = 197,09872 \quad (129)$$

Находим сечение поворота,  $\text{м}^2$ , по формуле:

$$F = a \cdot b \cdot 2 = 1,5 \cdot 6,7 \cdot 2 = 20,1 \quad (130)$$

Скорость газов в сечении, м/с, находится по формуле:

$$W_2 = \frac{V_{сек}}{F_2} = \frac{197,09872}{20,1} = 10 \quad (131)$$

$\xi$  – коэффициент сопротивления, находится;

$$\xi = 0,3 \cdot \frac{\alpha}{90} = 0,3 \cdot \frac{55}{90} = 0,183 \quad (132)$$

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 5,3$

Тогда сопротивление поворота, мм вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{\text{поворота}} = \xi h_d = 0,183 \cdot 5,3 = 0,9699 \approx 1 \quad (133)$$

Раздающий короб

Находим сечение подвода и отвода,  $\text{м}^2$ , по формуле:

$$F_{\text{подв}} = a \cdot b \cdot 2 = 1,5 \cdot 6,7 \cdot 2 = 20,1 \quad (134)$$

$$F_{\text{отв}} = a \cdot b \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 4 = 16 \quad (135)$$

Найдём секундный объём газов за котлом,  $\text{м}^3 / \text{с}$ , который считается по формуле:

$$V_{\text{сек}} = \frac{V_{\text{ух.г}} \cdot B_p \cdot (t_{\text{ух.г}} + 273)}{3,6 \cdot 273} = \frac{6,41721 \cdot 71,871 \cdot (147 + 273)}{3,6 \cdot 273} = 197,09872 \quad (136)$$

Скорость газов в сечении, м/сек, находится по формуле:

$$W_2 = \frac{V_{\text{сек}}}{F_2} = \frac{197,09872}{20,1} = 10 \quad (137)$$

$\xi$  – коэффициент сопротивления, находится по формуле;

$$\xi = 1,1 + 0,7 \cdot \left( \frac{F_{\text{подв}}}{F_{\text{отв}}} \right)^2 = 1,1 + 0,7 \cdot \left( \frac{20,1}{16} \right)^2 = 2,21 \quad (138)$$

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 5,3$

Тогда сопротивление раздающего короба, мм вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{\text{поворота}} = \xi h_d = 2,21 \cdot 5,3 = 11,713 \quad (139)$$

Шибер.

Находим сечение подвода и отвода,  $M^2$ , по формуле:

$$F = a \cdot b \cdot 4 = 2 \cdot 2 \cdot 4 = 16 \quad (140)$$

$\xi = 0,1$  – коэффициент сопротивления, находится;  
 $h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}C$ ) газов в поверхности:  $h_d = 8,3$

Скорость газов, м/сек, находится по формуле:

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{197,09872}{16} = 12,32 \quad (141)$$

Тогда сопротивление шибера, мм.вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{шибер} = \xi h_d = 0,1 \cdot 8,3 = 0,83 \quad (142)$$

Общее сопротивление тракта от воздухоподогревателя до ЗУ, мм вод.ст., будет находиться по формуле:

$$H = \sum h \cdot \mu_{\gamma} = (5,512 + 1 + 11,713 + 0,83) \cdot 0,99 = 18,9 \quad (143)$$

### 3.3.1.11 Расчет сопротивления золоуловителя

Выбираем золоуловитель электрофильтр УГ-2-4-74, его сопротивление составляет  $\Delta h_{зу} = 40$  мм вод.ст..

Расчет сопротивления от ЗУ до ДС

Секундный объём,  $m^3 / c$ ,  $V_{сек} = 215$

Температура потока,  $^{\circ}C$ , находится по формуле:

$$t = \frac{\alpha_{yx} \cdot t_{yx.z} + \Delta\alpha_{эл} \cdot t_{xв}}{\alpha_{yx.ш} + \Delta\alpha_{эл}} = \frac{1,35 \cdot 147 + 0,074 \cdot 20}{1,35 + 0,074} = 141 \quad (144)$$

Находим сечение шибера,  $m^2$ , по формуле:

$$F = a \cdot b \cdot 4 = 2 \cdot 2 \cdot 4 = 16 \quad (145)$$

Скорость газов, м/сек, находится по формуле:

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{215}{16} = 13,4375 \quad (146)$$

$\xi = 0,1$  – коэффициент сопротивления, находится;  
 $h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}C$ ) газов в поверхности:  $h_d = 9,1$

Тогда сопротивление, мм вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{шибер} = \xi h_d = 0,1 \cdot 9,1 = 0,91 \quad (147)$$

### *Раздающий короб*

Находим сечение подвода и отвода,  $m^2$ , по формуле:

$$F_{подв} = a \cdot b \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 4 = 16 \quad (148)$$

$$F_{отв} = a \cdot b \cdot 2 = 4,5 \cdot 2,4 = 10,8 \quad (149)$$

Скорость газов, м/с, находится по формуле:

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{215}{16} = 13,4375 \quad (150)$$

$\xi$  – коэффициент сопротивления, находится по формуле;

$$\xi = 1,1 + 0,7 \cdot \left(\frac{F_{подв}}{F_{отв}}\right)^2 = 1,1 + 0,7 \cdot \left(\frac{16}{10,8}\right)^2 = 2,64 \quad (151)$$

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 9,1$

Тогда сопротивление раздающего короба, мм.вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{\text{поворота}} = \xi h_d = 2,64 \cdot 9,1 = 24,024 \quad (152)$$

*Плавный поворот на 45 с изменением сечения*

Находим сечение подвода и отвода,  $\text{м}^2$ , по формуле:

$$F = a \cdot b \cdot 2 = 4,5 \cdot 2,4 = 10,8 \quad (153)$$

$$F = a \cdot b \cdot 2 = 6,4 \cdot 2,4 = 15,36 \quad (154)$$

$\xi = 0,26$  – коэффициент сопротивления, находится;

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 20$

Тогда сопротивление, мм.вод.ст, будет равно:

$$\Delta h_{\text{поворота}} = \xi h_d = 0,26 \cdot 20 = 5,2 \quad (155)$$

Общее сопротивление от ЗУ до ДС, мм вод.ст., находится по формуле:

$$H = \sum h \cdot \mu_{\gamma} = (0,91 + 24,024 + 5,2) \cdot 0,99 = 29,833 \quad (156)$$

### **3.3.1.12 Расчет сопротивления тракта от ДС до ДТ**

*Плавный поворот на 45*

Находим сечение поворота,  $\text{м}^2$ , по формуле:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 12,56 \quad (157)$$

Скорость газов, м/сек, находится по формуле:

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{215}{12,56} = 17,12 \quad (158)$$

$\xi$  – коэффициент сопротивления, находится;

$$\xi = 0,4 \cdot \frac{\alpha}{90} = 0,4 \cdot \frac{45}{90} = 0,2 \quad (159)$$

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 14,6$

Тогда сопротивление раздающего короба, мм вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{поворота} = \xi h_d = 0,2 \cdot 14,6 = 2,92 \quad (160)$$

*Плавный поворот на 90*

Находим сечение поворота,  $\text{м}^2$ , по формуле:

$$F = a \cdot d = 3 \cdot 6 = 18 \quad (161)$$

Скорость газов, м/сек, находится по формуле:

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{215}{18} = 12 \quad (162)$$

$\xi = 0,4$  – коэффициент сопротивления, находится;

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 7,2$

Тогда сопротивление раздающего короба, мм вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{поворота} = \xi h_d = 0,4 \cdot 7,2 = 2,88 \quad (163)$$

*Расчёт сопротивления трения*



Длина рассчитаемого участка составляет 50 метров.

Находим сечение,  $m^2$ , по формуле:

$$F = a \cdot b = 3 \cdot 6 = 18 \quad (164)$$

Найдём эквивалентный диаметр рассчитываемого участка, м, по формуле:

$$d_{\text{эке}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 6}{3 + 6} = 4 \quad (165)$$

Сопротивление трения в  $i$ -том участке газохода, мм вод.ст., определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}}^i = \lambda \frac{l}{d_3} h_{\text{д}}, \quad (166)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, принимаем  $\lambda = 0,03$ , т.к.  $d_3 \geq 0,9 \text{ м}$ ;

$l$  – длина участка газохода, м;

$d_3$  – эквивалентный диаметр газохода, принимаем  $d_3 = 4$  м;

$h_{\text{д}} = 7,2$  – динамическое давление, мм. вод. ст.

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,03 \cdot \frac{50}{4} \cdot 7,2 = 2,7 \text{ мм вод.ст.}, \quad (148)$$

Общее сопротивление тракта от дымососа до дымовой трубы, мм вод.ст., считается по формуле:

$$\Delta H = \sum h \cdot \mu_{\gamma} = (2,92 + 2,88 + 2,7) \cdot 0,99 = 8,415 \quad (167)$$

### 3.3.1.13 Расчет сопротивления дымовой трубы

Суммарное сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трени, мм вод.ст., и потери давления с выходной скоростью, мм вод.ст.:

*Расчет сопротивления входа в дымовую трубу*

Найдём секундный объём газов за котлом,  $m^3 / c$ , который считается по формуле:

$$V'_{сек} = V_{сек} \cdot n = 215 \cdot 3 = 645 \quad (168)$$

Находим сечение входного окна,  $m^2$ , по формуле:

$$F = a \cdot b = 3 \cdot 6 = 18 \quad (169)$$

Скорость газов, м/сек, находится по формуле:

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{645}{18} = 36 \quad (170)$$

$\xi = 0,9$  – коэффициент сопротивления, находится;

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем попри средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}C$ ) газов в поверхности:  $h_d = 7,2$

Тогда сопротивление входа, мм вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{входа} = \xi h_d = 0,9 \cdot 7,2 = 6,48 \quad (171)$$

*Расчет сопротивления трения и выхода из дымовой трубы*

Находим сечение выходного сечения трубы,  $m^2$ , по формуле:

$$F_{вых} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 38,5 \quad (172)$$

Скорость выхода газов, м/с, находится по формуле:

$$W = \frac{V'_{сек} + 2V_{г} + V_{сек}}{F_{вых}} = \frac{645 + 160 + 215}{38,5} = 26,5 \quad (173)$$

$\xi = 0,9$  – коэффициент сопротивления, находится;

$i = 0,02$  – величина среднего уклона дымовой трубы;

$$\xi = \left( \frac{0,004}{i} + 1,1 \right) = \left( \frac{0,004}{0,02} + 1,1 \right) = 1,3 \quad (174)$$

$h_d$  – динамическое давление, мм вод.ст., определяем по при средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 34,8$

Тогда сопротивление выхода и трения, мм вод.ст., будет равно:

$$\Delta h_{\text{выхода(трение)}} = \xi h_d = 1,3 \cdot 34,8 = 45,24 \quad (175)$$

*Расчет смятости дымовой трубы*

Найдём смятуту дымовой трубы, мм вод.ст., по формуле:

$$h_c^{DT} = \Delta h_c \cdot H = 0,375 \cdot 175 = 65,625 \quad (176)$$

где  $H$  – высота дымовой трубы,  $H = 175$  метров;

Найдём общее сопротивление дымовой трубы без учёта смятости, мм вод.ст., по формуле:

$$\Delta H = \sum h \cdot \mu_\gamma = (6,48 + 45,24) \cdot 0,99 = 51,2028 \quad (177)$$

Найдём общее сопротивление газового тракта котельной установки, мм.вод.ст., по формуле:

$$H_{ка} = \sum h - h_c^{DT} = (210,4 + 18,9 + 40 + 29,833 + 8,415 + 51,2028) - 65,625 = 293,13 \quad (178)$$

### 3.3.1.14 Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дымососа сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и разрежение, определенные при расчете газового тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Производительность дымососа с запасом 10%, м<sup>3</sup>/ч, определяется по формуле:

$$Q_{\text{расч}} = \beta_1 \cdot V_{\text{д}} \cdot 3600, \quad (179)$$

где  $\beta_1 = 1,1$  – коэффициент запаса;

$V_{\text{сек}} = 215$  – расход газов при номинальной нагрузке котла, м<sup>3</sup>/с.

Производительность дымососа, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{\text{расч}} = 1,1 \cdot 215 \cdot 3600 = 851,4 \cdot 10^3.$$

Расчётное сопротивление с запасом 20%, мм.вод.ст, определяется по формуле:

$$H_{\text{расч}} = 1,2 \cdot H_{\text{ка}} = 1,2 \cdot 293,13 = 352 \quad (180)$$

$K_{\gamma} = 1,09$  – поправочный коэффициент;

Найдём приведённый напор, мм вод.ст., по формуле:

$$H_{\text{расч}}^{\text{пр}} = K_{\gamma} \cdot H_{\text{расч}} = 1,09 \cdot 352 = 384 \quad (181)$$

Выбираем необходимый типоразмер дымососа:

Дымосос ДОД-31,5 с частотой вращения  $n = 495$  об/мин.

Расчетная мощность двигателя, кВт

$$N_{\text{д}} = \frac{Q_{\text{расч}} \cdot H_{\text{расч}} \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{\text{д}}}, \quad (182)$$

где  $Q_{\text{расч}}$  – производительность дымососа, м<sup>3</sup>/ч;

$H_{\text{расч}}$  – расчетный напор дымососа, мм вод.ст.;

$\eta_{\text{д}}$  – коэффициент полезного действия дымососа.

Коэффициент полезного действия определяется в зависимости от производительности  $Q_{\text{д}}$ , тыс. м<sup>3</sup>/ч, и напора  $H_{\text{д}}$ , мм вод.ст.:  $\eta_{\text{д}} = 76$ .

$$N_{\text{д}} = \frac{851,4 \cdot 10^3 \cdot 352}{3600 \cdot 76} = 1100 \text{ кВт.}$$

## 4 Экономическая часть проекта

### 4.1 Технико-экономические показания

Таблица 4.1 – Технико-экономические показатели реконструированного блока

Производственный показатель	До модернизации	После модернизации
Электрическая нагрузка, кВт	67500	110000
Тепловая нагрузка, кВт	137000	205000
Расход тепла на турбоустановку, кВт	193090	286475
Полный расход условного топлива, кг/с	7,6797	11,4
Расход условного топлива на производство электроэнергии, кг/с	5,3	7,79
Расход условного топлива на производство тепловой энергии, кг/с	6,1	9,06
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт*ч)	0,3085	0,3055
Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/Гкал (кг/ГДж)	0,155 (37,02)	0,153 (36,63)
Время работы блока в теплофикационном режиме, ч/год	6480	6480
Время работы блока в конденсационном режиме, ч/год	7824	7824

### 4.2 Определение срока окупаемости проекта

#### 4.2.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции существующих ТЭС предполагает расчет коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчетных показателей предприятий.

Для оценки коммерческой эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости, рентабельность, внутренняя норма доходности.

Показатели эффективности определяются методом дисконтирования, который позволяет учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта.

Первый в системе показателей коммерческой эффективности – чистый доход, который определяется как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

С учетом разграничения общей суммы затрат, стоимостной оценкой результата является, во-первых, прирост прибыли, достигаемый при внедрении тех или иных мероприятий, а также, «амортизационные отчисления», являющиеся не статьей расхода, а наравне с прибылью – внутренним источником финансирования.

В качестве основного подхода к расчету результата от внедрения мероприятий по реконструкции предлагается использовать расчленение полного (интегрального) результата на отдельные составляющие. Так, прирост прибыли предприятия наблюдается как вследствие увеличения выручки от реализации продукции основного производства, так и вследствие экономии текущих затрат по производству продукции.

Оценка планируемых затрат и результатов осуществляется в пределах расчетного периода, включающего продолжительность процесса инвестиций и продолжительность периода отдачи от инвестиций.

#### 4.2.2 Расчёт капитальных вложений

Капитальные вложения по проекту реконструкции определяются на основании сметной стоимости конструктивных работ по разделам: стоимость работ, стоимость материалов, стоимость использования машин.

Смета затрат на реконструкцию приведена в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Смета затрат на реконструкцию

Наименование (шифр) документа	Наименование работ и затрат	Единица измерения	Кол – во единиц	Стоимость единицы, руб	Стоимость общая, руб.
ФЕРМ-2001	Установка обдувочных аппаратов типа ОВД-2 Красмаш	Шт.	2	5338,25	10676,5

Продолжение таблицы 4.2

ФЕРм 81-03-06-2001	Установка насосной станции для обдувочных аппаратов, входит в стоимость насосной станции	Шт.	1	0	0
ФЕРм 81-03-06-2001	Демонтаж водяного экономайзера 2 ступени	Шт.	1	20587,72	20587,72
ФЕРм 81-03-06-2001	Монтаж водяного экономайзера 2 ступени	Шт.	1	20587,72	20587,72
ФЕРм 81-03-06-2001	Наладка обдувочных аппаратов ОВД-2 Красмаш	Шт.	1	300000	300000
Итого					351850,94
Неучтённые материалы					2370,94
Материалы и оборудование					
	Водяной экономайзер 2 ступени	Шт.	1	1600000	1600000
	Обдувочные аппараты типа ОВД-2 Красмаш	Шт.	2	700000	1400000
	Насосная станция для ОВД-2 Красмаш	Шт.	1	300000	300000
Итого					3300000
Доставка оборудования					
	Наименование	Количество, шт.	Масса, кг.	Общая стоимость, руб	
	Водяной экономайзер 2 ступени	1	30,765	23600	
	Обдувочные аппараты типа ОВД-2 Красмаш	2	680	4500	
	Обдувочные аппараты типа ОВД-2 Красмаш	2	680	4500	
	Насосная станция для ОВД-2 Красмаш	1	200	4500	



## Окончание таблицы 4.2

Итого по разделу работы	351850,94
С коэффициентом 3,596 (коэффициент удорожания сметной стоимости)	1265255,98
С коэффициентом 1,5 (коэффициент на производство монтажных работ)	1897883,97
С коэффициентом 1,3 (районный коэффициент)	2467249,161
Итого	2467249,161
Итого по разделу Материалы	3300000
Итого по разделу Материалы с учетом НДС (18%)	3894000
Итого по разделу эксплуатации машин (без учета оплаты труда машинистов)	14752,12
Итого по разделу эксплуатации машин (без учета оплаты труда машинистов) с учетом НДС (18%)	17407,5
Итого по разделу доставки	28100
Итого по смете	9721508,78
Итого по смете с учётом экспертизы (+500000)	10221508,78
Итого по смете с учетом стоимости проекта	10721508,78

### 4.2.3 Расчёт доходов от реализации проекта

Доход от продажи дополнительной тепловой энергии, млн.руб/год,

$$D_m = \Delta Q_m \cdot T_m \cdot C_m \quad (183)$$

где  $C_m = 414,73$  – тариф на тепловую энергию, руб./Гкал · ч  
 $\Delta Q_m$  – дополнительная тепловая нагрузка после реконструкции блока, кВт;  
 $T_m$  – время работы блока в теплофикационном режиме, ч/год;

$$D_m = 68000 \cdot 6480 \cdot 414,73 \cdot 10^{-6} = 182746,6272$$

Доход от продажи дополнительной электрической энергии, млн.руб./год,

$$D_e = \Delta W_e \cdot T_e \cdot C_e \quad (184)$$

где  $C_e = 1,59$  – тариф на электрическую энергию, руб./кВт · ч  
 $\Delta W_e$  – дополнительная электрическая нагрузка после реконструкции блока, кВт;  
 $T_e$  – время работы блока в конденсационном режиме, ч/год;

$$D_e = 32500 \cdot 7824 \cdot 1,59 \cdot 10^{-6} = 404,3052$$

Размер амортизационных отчислений, млн.руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (185)$$

где  $K$  – капитальные вложения, млн.руб.;

$$K = 10,72151$$

$H_a = 6,7\%$  – норма амортизации.

$$U_a = 10,72151 \cdot \frac{6,7}{100} = 0,71834 \text{ млн.руб./год.}$$

Денежный поток с учётом налога на прибыль, млн.руб./год,

$$П = (D_{m+э} - K - U_a) \cdot 0,8 \quad (186)$$

где  $D_{m+э} = 183150,93$  – доход от продажи тепловой и электрической энергии, млн.руб.;

$$П = (183150,9324 - 10,72151 - 0,71834) \cdot 0,8 = 146511,59404$$

Далее проводим расчёты показателей экономической эффективности.

Чистый дисконтированный доход, млн.руб:

$$ЧДД = \sum_{n=0}^{10} \frac{П}{(1+E)^n} - K \quad (187)$$

где  $E = 0,15$  – ставка дисконта;

$n$  – порядковый номер года.

Результаты расчёта срока окупаемости капитальных вложений в реконструкцию котельного агрегата БКЗ-420-140 сведены в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Срок окупаемости капитальных вложений

Показатели	Расчетный период (год)											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Денежный поток от инвестиционной деятельности, млн.руб	-10,72151											
Чистый денежный поток, млн.руб.	-10,72151	146,512	146,512	146,512	146,512	146,512	146,512	146,512	146,512	146,512	146,512	
Коэффициент дисконтирования	1,5	0,869	0,756	0,657	0,572	0,497	0,432	0,376	0,327	0,284	0,247	
Дисконтированный денежный поток, млн.руб.	-10,72151	127,4017	110,7841	96,33402	83,76871	72,84236	63,34118	55,07929	47,89503	41,64785	36,21553	

Продолжение таблицы 4.3

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн.руб.	-10,72151	116,6802	227,4644	323,7984	407,5671	480,4094	543,7506	598,8299	646,7249	688,3728	724,5883
--	-----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------

По результатам расчёта на 1-й год эксплуатации ЧДД становится больше нуля и все затраты по проекту окупаются доходами. Это значит, что данный проект инвестиций можно рекомендовать к реализации.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Данная ВКР обосновывает модернизацию котельного агрегата БКЗ-420-140 Красноярской ТЭЦ-2 с целью повышения паропроизводительности котельных агрегатов.

получены геометрические характеристики мембранного водяного экономайзера, что позволяет произвести его конструкторскую разработку.

В проекте были проведены расчёты, которые позволяют сделать техническое и экономическое обоснование проекта модернизации котельного агрегата БКЗ-420-140 Красноярской ТЭЦ-2.

Был выполнен тепловой расчёт котельного агрегата до и частичный после модернизации, который показал преимущество модернизированного варианта.

Экономическая часть проекта содержит расчёт капитальных затрат на реконструкцию и срок окупаемости предлагаемого проекта модернизации.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
2. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
3. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
4. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 47 с.
5. Ривкин, С. Л. Теплотехнические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. М. : Энергия, 1980. – 424 с.
6. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.
7. СТО 4.2–07–2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО 4.2 – 07 – 2012. Дата введения 30 декабря 2013 года. Красноярск ИПК СФУ, 2014. – 60с.
8. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. Н.В. Кузнецова и др., М. : «Энергия», 1998. – 256 с.
9. Аэродинамический расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. С.И. Мочана. Изд. 3-е., Л. : «Энергия», 1977. – 256 с.
10. Схема теплоснабжения города Красноярска до 2033 года, Красноярск, 2015. – 268с.
11. Федеральные единичные расценки на монтаж оборудования ФЕРм – 2001 – 06. Теплосиловое оборудование. М. : Госстрой России, 2003. – 94 с.
12. Государственные сметные нормативы. Федеральные Единичные расценки на монтаж оборудования. ФЕРм 81-03-ОП-2001 Общие положения. Москва, 2014. – 58 с.
13. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара : учеб. для вузов / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 424с.

