

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

Политехнический институт

Теплотехника и гидрогазодинамика

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ В.А.Кулагин

подпись      инициалы, фамилия

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

140100.62 «Теплоэнергетика и теплотехника»

код – наименование направления

Проект расширения Канской ТЭЦ

тема

Пояснительная записка

Руководитель

\_\_\_\_\_   
подпись, дата

доцент, к.ф-м.н   
должность, ученая степень

Е.Б.Истягина   
инициалы, фамилия

Выпускник

\_\_\_\_\_   
подпись, дата

С.В.Хамрай   
инициалы, фамилия

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_

Е.Б.Истягина

Красноярск 2016г.

**КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК**  
**работы над проектом на весь период проектирования**  
**(с указанием сроков выполнения и трудоемкости отдельных этапов)**

1 Подбор литературы и первоначальное ознакомление с ней (17.03.16–24.03.16)

---

2 Составление предварительного плана работы (25.03.16–27.03.16)

---

3 Изучение подобранной литературы, материалов практики (27.03.16–02.04.16)

---

4 Сбор и обработка результатов реконструкции (03.04.16– 14.04.16)

---

5 Составление уточненного плана работы (15.04.16–21.04.16)

---

6 Написание текста проекта и оформление приложений (22.04.16–5.05.16)

---

7 Доработка текста и печатание проекта (6.05.16–10.05.16)

---

8 Оформление дипломного проекта (10.05.16–28.05.16)

---

9 Передача дипломного проекта на рецензию (29.05.16–30.05.16)

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Обоснование проекта.....	5
1.1 Краткая характеристика Канской ТЭЦ.....	5
1.2 Перспективы развития станции.....	5
1.3 Описание генерального плана, вертикальная планировка сооружений.....	5
1.4 Компановка главного корпуса.....	6
1.5 Характеристика вновь устанавливаемого основного оборудования.....	7
2 Расчетная часть.....	8
2.1 Тепловой расчет котла БКЗ-75-39ФБ.....	8
2.1.1 Исходные данные.....	8
2.1.2 Тепловой баланс, КПД, расход топлива котельного агрегата.....	13
2.1.3 Расчет теплообмена в топке.....	14
2.1.4 Расчет фестона.....	18
2.1.5 Расчет конвективного пароперегревателя.....	22
2.1.6 Расчет первой ступени воздухоподогревателя.....	30
2.1.7 Расчет водяного экономайзера первой ступени.....	33
2.1.8 Расчет второй ступени воздухоподогревателя.....	37
2.1.9 Расчет водяного экономайзера второй ступени.....	40
2.1.10 Составление прямого баланса.....	44
2.2 Аэродинамический расчет.....	45
2.2.1 Расчет тяги.....	46
2.2.2 Самотяга в отпускном газоходе.....	49
2.2.3 Расчет дутья.....	57
3 Система топливоподачи.....	66
4 Внутренне шлакозолоудаление.....	66
5 Схема химводоподготовки.....	67
6 Электрические устройства, автоматизация, связь.....	68
7 Экологическое обоснование.....	68
8 Экономический раздел.....	74
Заключение.....	81
Список использованных источников.....	82

## ВВЕДЕНИЕ

ОАО «Канская ТЭЦ» является основным источником тепловой энергии города Канска Красноярского края, входит в состав Красноярского филиала группы «Сибирская генерирующая компания».

Оборудование станции включает семь котлов и три турбины. Установленная электрическая мощность угольной теплоэлектроцентрали 24 МВт. Установленная тепловая мощность — 325 Гкал/ч.

Первоначально станция строилась как энергетический цех хлопчатобумажного комбината. Датой основания теплоэлектроцентрали считается 18 октября 1953 г. Именно в этот день на ТЭЦ были поставлены под промышленную нагрузку турбогенератор № 1 мощностью 6 МВт и котел производительностью 45 т/ч. Окончательно в строй действующих ТЭЦ станция вошла в 1955 г. До 1959 г. Канская ТЭЦ оставалась энергетическим цехом в структуре хлопчатобумажного комбината. В 1959 г. ТЭЦ была выделена в самостоятельное энергетическое предприятие.

С 1962 г. теплоэлектроцентраль стала структурным подразделением «Красноярскэнерго». В 1964 г. на станции начались строительные-монтажные работы по второй очереди расширения ТЭЦ. В апреле 1974 г. на ТЭЦ началось капитальное строительство магистральных тепловых сетей от станции через реку Кан до центральной части города протяженностью пять километров. В 1978 г. тепло и горячая вода по новым сетям стали поступать в квартиры горожан. В январе 1979 г. стартовали работы по строительству третьей очереди ТЭЦ с заменой котлов устаревшей конструкции. В 1989 г. была введена в эксплуатацию четвертая очередь ТЭЦ.

Сегодня Канская ТЭЦ является основным источником теплоснабжения города Канска и снабжает энергией более 80 % населения города, а также промышленные предприятия. Это современный производственно-технологический комплекс, в создание которого вложен труд, знания и опыт нескольких поколений энергетиков.

Электростанция может работать как в теплофикационном режиме, так и в режиме комбинированной выработки тепла и электроэнергии. В качестве основного топлива используется уголь Бородинского разреза, расположенного в 81 км от станции.

В городе Канске в связи со спадом производства в настоящее время нет необходимости расширять существующие мощности для покрытия производственных нагрузок. Однако уже многие годы имеет место, в связи с ростом коммунального хозяйства и строительства жилья, дефицит в отоплении. Существующих отопительных мощностей не хватает, в том числе и городе Канске. Поэтому в данной работе предлагается расширить отопительную мощность Канской ТЭЦ установив два котла БКЗ-75-39ФБ и турбину Р-12-35/5м.

## **1 Обоснование проекта**

### **1.1 Краткая характеристика Канской ТЭЦ**

Канская ТЭЦ - энергетическое предприятие, являющиеся одним из основных источников теплоснабжения г. Канска. ТЭЦ входит в состав Красноярского филиала группы «Сибирская генерирующая компания».

Установленная мощность Канской ТЭЦ в настоящее время составляет: энергетическая 17 мВт, тепловая 318 Гкал/ч.

В работе находятся следующее основное оборудование:

- семь паровых котлов производительностью по 75 т/час с параметрами пара: давление  $P=3.9$  мПа, температура  $t=440^{\circ}\text{C}$ , тип – БКЗ-75-39ФБ, Белгородского завода;

- один турбоагрегат мощностью 6.0 мВт на параметры пара: давление  $P=3.5$  мПа, температура  $t=435^{\circ}\text{C}$ , тип П-6-35/5 Калужского завода;

- один турбоагрегат мощностью 5.0 мВт на параметры пара: давление  $P=3.5$  мПа, температура  $t=435^{\circ}\text{C}$ , тип Р-5-35/5 м, ЧССР завод имени Ленина;

- один турбоагрегат мощностью 6.0 мВт на параметры пара: давление  $P=3.5$  мПа, температура  $t=435^{\circ}\text{C}$ , тип ПР-6-35/5/1.2 Калужского завода.

Топливом является бурый уголь Ирша-Бородинского месторождения.

Существующее котельное оборудование находится в удовлетворительном состоянии.

### **1.2 Перспективы развития станции**

Канская ТЭЦ работает по тепловому графику, в настоящее время ее тепловая мощность составляет 318 Гкал/час и, следовательно, вновь устанавливаемая электрическая мощность будет зависеть от отпуска тепловой энергии. На сегодняшний день в городе Канске наблюдается тенденция роста тепловых нагрузок. Исходя из этого, можно предположить, что в ближайшее время в городе возникает дефицит в тепловой энергии порядка 60-80 Гкал/час. Для покрытия этого дефицита в тепловой энергии можно предположить два варианта расширения Канской ТЭЦ:

- с установкой трех котлов Е-75-39 и турбины ПТ-12-3.9;

- с установкой двух котлов БКЗ-75-39ФБ и турбины Р-12-35/5м.

Но расширение Канской ТЭЦ ограничено генеральным планом. По компоновочным решениям главного корпуса вариант расширения ТЭЦ возможен только с установкой двух котлов и одной турбины.

### **1.3 Описание генерального плана, вертикальная планировка сооружений**

Генеральный план Канской ТЭЦ изображен на листе (графической части). При выполнении этого раздела основой послужили следующие материалы:

1) топоъемка в масштабе 1:500, выполненная в 1984 году СОВНИПИ энергопром.

2) Характеристика площадки строительства сооружений ТЭЦ.

Канская ТЭЦ находится в городе Канске Красноярского края, в центре промышленного узла, образованного Канской фабрикой для отделки тканей (бывший ХБК) и комбинатом строительных материалов (КСМ), находящиеся в непосредственной близости от ТЭЦ и граничащих с ней.

Промплощадка Канской ТЭЦ расположена на правобережной надпойменной террасе реки Кан, вблизи от ее русла. Поверхность равная, в пределах ограниченной территории ТЭЦ искусственно спланирована, имеет небольшой уклон к реке. Абсолютные отметки поверхности изменяются от 208.8м до 212м в Балтийской системе высот.

Климат района – резко-континентальный с продолжительной холодной зимой и коротким жарким летом. Сейсмичность района до 6 баллов.

Размещение проектируемых зданий и сооружений на площадке ТЭЦ выполнено в увязке с существующей застройкой и инженерным коммуникациям, а также с существующей технологией предприятия.

Данным проектом, на генплане, предусматривается размещение:

-расширяемого главного корпуса с установкой в нем двух парогенераторов БКЗ-7539ФБ и одной турбины Р-12/35/5 со вспомогательным оборудованием;

-установленных дополнительно двух баков-аккумуляторов ( $V=100\text{м}^3$ ) системы ОГВС на месте действовавших.

Вертикальная планировка вновь проектируемых сооружений промплощадки ТЭЦ определена планировочными решениями действующих зданий и сооружений, автодороги и коммуникаций.

#### **1.4 Компоновка главного корпуса**

Компоновка главного корпуса представлена на листе 3 графического проекта.

Расширяемая часть ТЭЦ пристраивается к главному корпусу существующей части ТЭЦ, находящемуся в хорошем состоянии и в данный момент эксплуатируется.

При расширении примем четырехпролётный главный корпус, аналогичный существующему:

а) машинное отделение с помещениями электрических устройств и ГрЩУ пролетом 18м, высотой 19,2м;

б) бункерно-деаэрационное отделение пролетом 6м, высотой 21,8м;

в) котельное отделение со встроенной деаэрационной этажеркой пролетом 24м, высотой 31,8м;

г) дымососного отделения с золоуловителем пролетом 12м, высотой 16м.

Длина расширяемой части главного корпуса 54,0м. Каркас главного корпуса принят в металле с применением широкопотолочных и гнутых профилей, низколегированной и углеродистой стали.

Фундаменты здания и основного оборудования монолитные, железобетонные с отметкой низа – 0,00м.

Ограждение конструкций из керамзитобетонных панелей, плиты перекрытия и покрытия – сборные железобетонные. Котлы подключаются к действующей дымовой трубе высотой 120м.

### **1.5 Характеристика вновь устанавливаемого основного оборудования**

Характеристика турбоагрегата Р-12/35/5м.

Турбина типа Р-12/35/5м предназначена для привода синхронного генератора типа Т-12-2 мощностью 12МВт с частотой вращения 3000 об/мин и снабжения тепловых потребителей паром из противодавления. Проточная часть состоит из одновенечной регулирующей ступени и семи одновенечных ступеней. Регулирующая ступень состоит из сварного сегмента сопл с парциальным подводом пара и одновенечного рабочего колеса. Одновенечные ступени состоят из диафрагмы и рабочего колеса. Диафрагмы стальные, сварной конструкции. Парораспределение выполнено в виде восьми односедельных регулирующих клапанов (с диффузорными седлами) и приводится в действие сервомотором блока регулирования.

Турбоагрегат изготовлен Калужским турбинным заводом.

Таблица 1 – Характеристика турбоагрегата Р-12/35/5м

Наименование показателей	Значение
Диапазон мощность: номинальная ÷ максимальная, кВт	12000 ÷ 12800
Номинальное начальное давление, МПа	3.43
Номинальное противодавление, МПа	0.49
Номинальная начальная температура пара, °С	435
Температура при номинальном противодавлении, °С	222
Номинальный расход пара на турбину, т/час	112

Паровой котел типа БКЗ-75-39ФБ рассчитан на работу на бурых углях Ирша-Бородинского разреза, характеристика угля представлена в таблицах №2,3. Котел работает с уравновешенной тягой. Краткая техническая характеристика котла приведена в таблице 2.

Вертикально – водотрубный однобарабанный котел с естественной циркуляцией выполнен по П-образной схеме компоновке поверхностей нагрева. Диапазон изменения паропроизводительности 70÷100% от номинальной.

Топочная камера с твердым шлакоудалением экранирована трубами диаметром 60х3 мм.

Трубы фронтального и заднего экранов в нижней части образуют холодную воронку, в верхней части камеры трубы развернуты в четырехрядный фестон.

Для сжигания бурых углей топочная камера оборудована двумя мельницами типа ММТ 1300/2030/735 и вихревыми горелками ОРГРЭС в количестве четырех штук.

Барабан котла диаметром 1500мм с толщиной стенки 40мм выполняется из стали 20к.

В барабане имеется отсек первой ступени испарения и два отсека второй ступени испарения по торцам барабана, оборудованные внутрибарабанными циклонами. Третья ступень испарения состоит из двух выносных циклонов с диаметром 337мм. Пар из циклонов поступает в барабан.

Пароперегреватель – конвективный, змеевиковый, вертикальный, с коридорным расположением труб диаметром 38х3 мм (сталь 20), выполнен из двух блоков, расположенных за фестом в поворотном газоходе, между топкой и конвективным газоходом, температура перегрева пара регулируется поверхностным пароохладителем, расположенным в расщелку пароперегревателя.

Водяной экономайзер не кипящего типа, гладкотрубный, змеевиковый, выполнен из труб диаметром 32х3 мм, состоит из трех блоков, расположенных в конвективном газоходе котла.

Трубчатый воздухоподогреватель вертикального типа выполнен из труб диаметром 40х1,6 мм, имеется четыре хода по воздушной стороне, состоит из трех блоков.

Каркас котла – металлический, сварной конструкции, с обшивкой. Обмуровка – трехслойная, выполнена из плит облегченного типа, закрепленных на каркасе котла.

Котел снабжен всей необходимой регулирующей запорной арматурой, устройствами для контроля температуры и давления пара и уровня воды в барабане.

Для очистки дымовых газов принята двухступенчатая схема. Первой ступенью является жалюзийный золоуловитель, второй ступенью – батарейный циклон, расчет приведен в разделе “Охрана окружающей среды”.

Вывод: исходя из условий генерального плана Канской ТЭЦ, учитывая данные схемы теплоснабжения города Канска, определен только один вариант расширения: это расширение действующей ТЭЦ двумя котлами БКЗ-75-39ФБ и одной турбиной Р-12/35/5м.

Вариант с установкой трех котлов Е-75-3,9 и турбиной ПТ-12-35 был не принят из-за условий генерального плана ТЭЦ.

## **2 Расчетная часть**

### **2.1 Тепловой расчет котла БКЗ-75-39ФБ**

#### **2.1.1 Исходные данные**

Исходные данные для расчета котла БКЗ-75-39ФБ представлены в таблице 2.



Расчетные характеристики Ирша-Бородинского угля представлены в таблице 3. состав угля принят по данным лаборатории Каннской ТЭЦ. Характеристика угля в период разработки разреза представлена в таблице 4. Как видно из таблиц 3 и 4 произошло изменение в составе Ирша-Бородинского угля. В связи с этим необходимо проведение поверочного расчета парогенератора.

Таблица 2 – Исходные данные

Обозначение и значение величин								
Д, т/час	Р <sub>п.е.</sub> , бар	t <sub>ух.г.</sub> , °С	t <sub>п.е.</sub> , °С	t <sub>пит.в.</sub> , °С	t <sub>х.в.</sub> , °С	t <sub>г.в.</sub> , °С	Р <sub>б.</sub> , бар	Р <sub>пит.в.</sub> , кгс/см <sup>2</sup>
75	39	130	440	104	60	330	43	60

Таблица 3 – Данные лаборатории Каннской ТЭЦ

Рабочая масса топлива							Выход летучих на горючую массу,	Температура плавкости золы			Низшая теплота сгорания
C <sup>p</sup>	H <sup>p</sup>	S <sup>p</sup> <sub>об</sub>	O <sup>p</sup>	N <sup>p</sup>	W <sup>p</sup>	A <sup>p</sup>	V <sup>r</sup>	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>3</sub>	Q <sup>p</sup> <sub>н</sub>
%	%	%	%	%	%	%	%	°С	°С	°С	кДж/кг
43,7	3,0	0,2	13,5	0,6	33,0	6,0	48	1180	1210	1230	15700

Таблица 4 – Характеристика угля в период разработки разреза

Рабочая масса топлива							Выход летучих на горючую массу	Низшая теплота сгорания
C <sup>p</sup>	H <sup>p</sup>	S <sup>p</sup> <sub>об</sub>	O <sup>p</sup>	N <sup>p</sup>	W <sup>p</sup>	A <sup>p</sup>	V <sup>r</sup>	Q <sup>p</sup> <sub>н</sub>
%	%	%	%	%	%	%	%	кДж/кг
44,7	3,0	0,3	13,4	0,6	32,4	7,6	48	16100

Коэффициент размолоспособности  $K_{л.о} = 1,15$ .

Компоновка хвостовых поверхностей нагрева: при температуре горячего воздуха  $t_{г.в} = 330^{\circ}\text{C}$  [1, таблица 17] и  $W^p > 30\%$  выбираем двухступенчатую компоновку воздухоподогревателя.

Коэффициент избытка воздуха в топке и присосы воздуха по газоходам:

- коэффициент избытка воздуха на выходе из топки принимаем  $\alpha_T = 1,2$  [1, таблица 8]

- присосы воздуха по газоходам принимаем  $\Delta\alpha_{п.п} = 0,03$ ,  $\Delta\alpha_{в.эк} = 0,02$ ,  $\Delta\alpha_{взп} = 0,03$  [1, таблица 6].

Объемы и энтальпии продуктов сгорания и воздуха:

- объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг, принимаем по температурному составу топлива, известным по таблице 5:

$$V^0 = 0,0889 (C^p + 0,3755 \frac{p}{\sigma}) + 0,265N^p - 0,0333 O^p \quad (2.1)$$

Подставив известные значения в формулу (2.1), получим:

$$V^0 = 0,0889 (43,7 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 13,5 = 4,24$$

- объем азота вычислим по формуле, м<sup>3</sup>/кг,

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,8 \frac{N^p}{100} \quad (2.2)$$

Подставив известные значения в формулу (2.2), получим:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,24 + 0,8 \frac{0,6}{100} = 3,355$$

- объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг,

$$V_{RO_2}^0 = 0,0187(C^p + 0,375S_l^p) \quad (2.3)$$

Подставив известные значения в формулу (2.3), получим:

$$V_{RO_2}^0 = 0,0187(43,7 + 0,375 \cdot 0,2) = 0,82$$

Объем газов, объемные доли трехатомных газов, концентрация золовых частей представлены в таблице 5.

Энтальпии продуктов сгорания сведены в таблицу 6.

Таблица 5 – Сводная таблица объема газов, объемных долей, концентрации золовых частей

Наименование величины и обозначение	Размерность	Топка фесто́н	$\alpha''_{n.n.}$	$\alpha''_{экл}$	$\alpha''_{ВЗП}$	$\alpha''_{экл}$	$\alpha''_{ВЗП}$
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева	-	1,2	1,23	1,25	1,28	1,3	1,33
Средний коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева	-	1,2	1,215	1,24	1,265	1,29	1,315

Продолжение таблицы 5

Объем водяных паров $V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,016(\alpha_{cp} - 1)V^o$	м <sup>3</sup> /кг	0,826	0,827	0,828	0,83	0,832	0,83
Полный объем газов $V_r = V_{RO_2}^o + V_{H_2O}^o + (\alpha_{cp} - 1)V^o$	м <sup>3</sup> /кг	5,835	5,9	6	6,11	6,22	6,323
Объемная доля RO <sub>2</sub> $\varphi_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r}$	-	0,14	0,138	0,137	0,134	0,132	0,13
Объемная доля водяных паров $\varphi_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r}$	-	0,142	0,14	0,138	0,136	0,134	0,132
Суммарная объемная доля $\varphi_n = \varphi_{RO_2} + \varphi_{H_2O}$	-	0,282	0,278	0,275	0,27	0,26	0,262
Масса дымовых газов $M_r = 1 + 0,01A^p + 1,306 \cdot \alpha \cdot V^o$	кг/кг	7,585	7,75	7,862	8	8,14	8,3
Концентрация золовых частей $M_{zl} = \frac{A^p \cdot \alpha_{yn}}{100 - M_r}$	кг/кг	0,0075	0,0074	0,0073	0,0071	0,007	0,0069

## 2.1.2 Тепловой баланс, КПД, расход топлива котельного агрегата

Общее уравнение теплового баланса в абсолютных единицах:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (2.4)$$

В относительных единицах, %,

$$g_1 + g_2 + g_3 + g_4 + g_5 + g_6 = 100 \quad (2.5)$$

Располагаемое тепло  $Q_p^p = Q_n^p = 15700$  кДж/кг известно из таблицы 3.

Потеря тепла с уходящими газами, %,

$$q_2 = \frac{(J_{yx} - \alpha_{yx} \cdot J_{x.в}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p} \quad (2.6)$$

где  $J_{yx} = 1157,8$  кДж/кг - энтальпия уходящих газов известная из таблицы 6;

$t_{yx} = 130^\circ \text{C}$  - температура уходящих газов известная по таблице 2;

$\alpha_{yx} = 1,33$  из таблицы 5;

$J_{x.в} = 336,864$  кДж/кг - энтальпия холодного воздуха, определяется по

$t_{x.в} = 60^\circ \text{C}$  из таблицы 2;

$q_4 = 0,5\%$  - потеря тела с механическим недожогом по [1, таблица 7];

$q_3 = 0\%$  - потеря тела с химическим недожогом по [1, таблица 7].

Подставив известные данные в формулу (2.6), получим:

$$q_2 = \frac{(1157,8 - 1,33 \cdot 336,864) \cdot (100 - 0,5)}{15700} = 4,498$$

Потеря тепла в окружающую среду  $q_5 = 0,8\%$  по [1, рисунок 1].

Потеря тепла с физическим теплом шлака, %,

$$q_6 = \frac{\alpha_{шл} \cdot (Cv)_{шл} \cdot A^p}{Q_p^p}, \quad (2.7)$$

где  $\alpha_{шл} = 1 - \alpha_{yn} = 1 - 0,95 = 0,05$  по [1, таблица 7];

$A^p = 6$  по таблице 3;

$(Cv)_{шл} = 560,1$  кДж/кг - энтальпия золы, в зависимости от  $t_{шл} = 600^\circ \text{C}$  - при твердом шлакоудалении, известна из таблицы 6.

Подставив известные данные в формулу (2.7), получим:

$$q_6 = \frac{0,05 \cdot 560,1 \cdot 6}{15700} = 0,0107$$

Коэффициент сохранения тепла:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{0,8}{100} = 0,992$$

Сумма потерь тепла, %,

$$\sum q_i = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 4,498 + 0 + 0,5 + 0,8 + 0,0107 = 5,81$$

КПД брутто парогенератора, %,

$$\eta_{к.а}^{бр} = 100 - \sum q_i = 100 - 5,81 = 94,19$$

Полезно использованное тепло котельного агрегата, кДж/с,

$$Q_1 = D \left( i_{n,e} - t_{n,e} \right) + D_{np} \left( t_{np} - t_{n,e} \right) \quad (2.8)$$

где  $D=75$  т/час = 20,83 кг/сек - паропроизводительность котла по таблице 2;  
 $i_{n,e} = 3309,13$  кДж/кг – энтальпия перегретого пара при  $P_{п.е}=39$  бар и  $t_{п.е}=440^\circ\text{C}$  по (2, табл.3);

$\bar{t}_{n,e} = 440,34$  кДж/кг – энтальпия питательной воды при  $P_{п.в}=60$  кгс/см<sup>2</sup> и  $t_{п.в}=104^\circ\text{C}$  по (2, табл.3);

$\bar{t}_{np} = 1108,6$  кДж/кг – энтальпия продувочной воды при  $P_6=43$  кгс/см<sup>2</sup> и  $t^H = 254,66^\circ\text{C}$  по (2, табл.2);

расход продувочной воды, кг/сек,

$$D_{np} = D \frac{P}{100} = 20,83 \cdot \frac{2}{100} = 0,4,$$

где  $P = 2\%$  - величина непрерывной продувки;

$$Q_1 = 20,83(3309,13 - 440,34) + 0,4(1108,6 - 440,34) = 66024$$

Полный расход топлива, кг/с,

$$B = \frac{Q_1 \cdot 100}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр}} = \frac{66024 \cdot 100}{15700 \cdot 94,19} = 4,06$$

Расчетный расход топлива, кг/сек,

$$B_p = \left( 1 - \frac{q_4}{100} \right) \cdot B = \left( 1 - \frac{0,5}{100} \right) \cdot 4,06 = 4,04$$

### 2.1.3 Расчет теплообмена в топке

Площадь фронтального экрана, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{ф.ст}} = l_{\text{ф.ст}} \cdot b = (1,88 + 8,72 + 5,48) \cdot 6,6 = 106,13 ,$$

где  $b = 6,6$  – ширина топки, м;  
 $l_{\text{ф.ст}}$  – длина фронтальной стенки, м.

Площадь заднего экрана,  $\text{м}^2$ ,

$$F_{\text{з.ст}} = l_{\text{з.ст}} \cdot b = (1,88 + 8) \cdot 6,6 = 65,2$$

где  $l_{\text{з.ст}}$  – длина задней стенки, м.

Площадь бокового экрана,  $\text{м}^2$ ,

$$F_{\text{б.ст}} = \sum F_{\text{б.ст}} = 2 F_{\text{б.ст}} = 2(7 + 48 + 2,7 + 8,0 + 3,78) = 139,$$

где  $F_1 = \frac{3,52 + 6}{2} \cdot 1,48 = 7, \text{м}^2$

$$F_2 = 8 \cdot 6 = 48, \text{м}^2$$

$$F_3 = 4,28 \cdot 0,64 = 2,7 \text{м}^2$$

$$F_4 = \frac{4,28 \cdot 3,76}{2} = 8, \text{м}^2$$

$$F_5 = \frac{1,72 \cdot 4,4}{2} = 3,78 \text{м}^2$$

Площадь занятая горелками,  $\text{м}^2$ ,

$$F_{\Gamma} = 0,875 \cdot 4 = 3,75$$

Площадь бокового экрана,  $\text{м}^2$ ,

$$F_{\text{б.ст}} = 139 - 3,75 = 135,25$$

Площадь выходного окна,  $\text{м}^2$ ,

$$F_{\text{в.о}} = 4,8 \cdot 6,6 = 31,68,$$

где  $l_{\text{ф}} = 4,8$  – длина труб фестона, м.

Суммарная площадь стен,  $\text{м}^2$ ,

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{ф.ст}} + F_{\text{з.ст}} + 2 F_{\text{б.ст}} + F_{\text{в.о}} = 106,13 + 65,2 + 2 \cdot 135,25 + 31,68 = 338,26$$

Полезный объем топочной камеры, м<sup>3</sup>,

$$V_T = F_{б.ст} \cdot b = 67,6 \cdot 6,6 = 446,16$$

Лучевоспринимающая поверхность, м<sup>2</sup>,

$$H_{л} = \sum F_{пл.} \cdot x + F_{в.о} + x_{в.о} = 306,58 \cdot 0,8 + 31,68 \cdot 1 = 332,113$$

где  $x = 0,98$  – угловой коэффициент;

$s/d = 1,06 / 1$ , номограмма 1/;

$s = 64$  мм,  $d = 60$  мм;  $x_{в.о} = 1$ ;

$$\sum F_{пл} = F_{ст} - F_{в.о} = 398,26 - 31,68 = 306,58 \text{ м}^2$$

Эффективная толщина излучающего слоя, м,

$$S = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{ст}} = 3,6 \cdot \frac{446,16}{338,26} = 4,7$$

Коэффициент эффективности экрана:

$$\Psi = x \cdot \xi = 0,98 \cdot 0,45 = 0,441,$$

где  $\xi = 0,45$  – угловой коэффициент загрязнения поверхности [1, таблица 11].

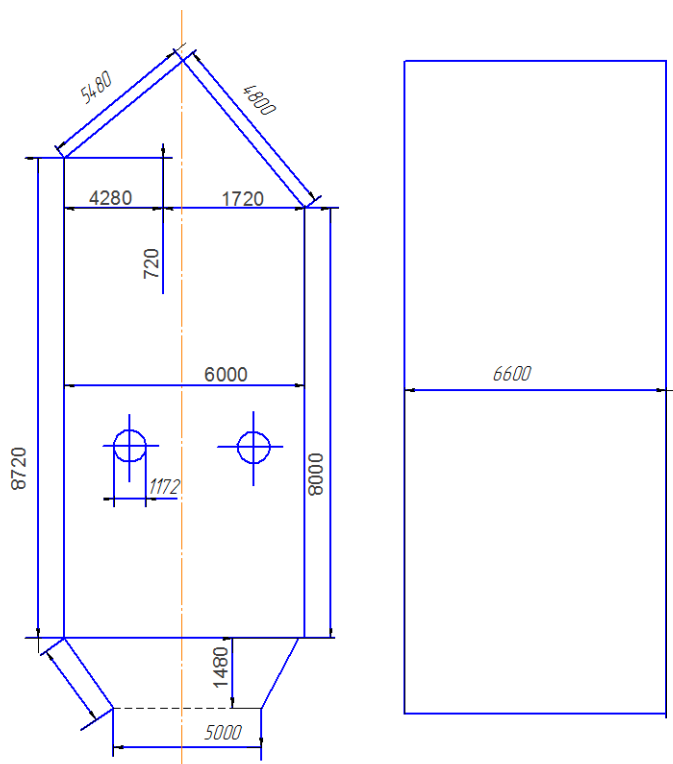


Рисунок 1 – Эскиз топочной камер

Степень черноты факела:

$$a_{\phi} = 1 - e^{-KPS} \quad (2.9)$$

где  $K = K_r \cdot \chi_n + K_{зл} \cdot \mu_{зл} + K_{коккс} \cdot H_1 \cdot H_2$ ,  $1/(M \cdot \text{МПа})$ ;

$\chi_n = 0,282$  – суммарная объемная доля;

$P_n = H \cdot \chi_n = 0,1 \cdot 0,282 = 0,0282$  МПа;

$P_n \cdot S = 0,0282 \cdot 4,7 = 0,133$  МПа.

Задаемся температурой на выходе из топки в соответствии с /1/:  $\nu''_T = 1000$  °С.

$K_r = 4,8$   $1/(M \cdot \text{МПа})$  - коэффициент ослабления лучей трехатомными газами по [3, рисунок 6];

$K_{зл} = 75$   $1/(M \cdot \text{МПа})$  - коэффициент ослабления лучей золовыми частицами по [3, рисунок 7];

$K_{коккс} = 1$  - эффективный коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами;

$H_1 = 0,5$ ;  $H_2 = 0,1$  - безразмерные коэффициенты зависят от вида топлива и способа сжигания по [1, страница 16];

$\mu_{зл} = 0,0075$  кг/кг- концентрация золы в продуктах сгорания по [3, таблица 9];

$$K = 4,8 \cdot 0,282 + 75 \cdot 0,0075 + 1 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 1,97$$

Поставив известные данные в формулу (2.9), получим:

$$a_{\phi} = 1 - e^{-1,97 \cdot 0,1 \cdot 4,7} = 1 - e^{-0,93} = 0,6$$

Тепловыделение в топке, кДж/кг,

$$Q_T = Q_p^p \frac{100 - g_3 - g_4 - g_6}{100 - g_4} + Q_6; \quad (2.10)$$

где  $g_3 = 0$ ;  $g_4 = 0,5$  %;  $g_6 = 0,0107$  % - потери тела;

$Q_p^p = 15700$  кДж/кг из таблицы 3;

$$Q_6 = \left( \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{n,l} \right) J_{z,6}^0 + \left( \alpha_T + \Delta\alpha_{n,l} \right) J_{x,6}^0; \quad (2.11)$$

где  $\Delta\alpha_T = 0,08$  – присосы в топке [1, таблица 6];

$\Delta\alpha_{n,l} = 0,04$  – присосы в пылеприготовительной системе [1, таблица 6];

$\alpha_T = 1,2$  – коэффициент избытка воздуха в токе, из таблицы 5;

$J_{z,6}^0 = 1885,48$  кДж/кг – энтальпия горячего воздуха, из таблицы 6;

$J_{x,6}^0 = 336,84$  кДж/кг – энтальпия холодного воздуха, из таблицы 6;



$$Q_B = (1,2 - 0,08 - 0,04) \cdot 1885,48 + (0,08 + 0,04) \cdot 336,84 = 2076,74$$

Подставив известные данные в формулу (2.10) получим:

$$Q_T = 15700 \frac{100 - 0 - 0,5 - 0,0107}{100 - 0,5} + 2076,74 = 17775,05$$

Теоретическая температура горения, которая развилась бы при адиабатном сгорании топлива, определяется из условия:

$$Q_T = J_a = C \cdot \Theta_a = 17775,05 \text{ кДж/кг}$$

по значению  $J_a$  по таблице 6 в колонке для  $\alpha_T$ , определим  $\Theta_a = 1814^\circ\text{C}$ .

Степень экранирования топки:

$$\chi = \frac{H_a}{F_{cm}} = \frac{332,13}{338,26} = 0,98$$

Относительный уровень расположения горелок:

$$X_T = \frac{h_r}{h_T} = \frac{2}{11,75} = 0,17$$

Определим параметр  $M$ , учитывающий характер изменения температуры по высоте топки:

$$M = 0,59 - 0,5X_T = 0,59 - 0,5 \cdot 0,17 = 0,505$$

По [3, рисунок 8] определим температуру газов на выходе из топки  $\nu_T'' = 990^\circ\text{C}$ ; по таблице 6  $J_T'' = 9049,44 \text{ кДж/кг}$  – энтальпия газов на выходе из топки.

Удельное тепловосприятие в топке, кДж/кг,

$$Q_a = \varphi (Q_T - J_T'') = 0,992(17775,05 - 9049,44) = 8655,8$$

#### 2.1.4 Расчет фестоны

Температура газов перед фестоном  $\nu_\Phi' = 990^\circ\text{C}$ .

Тепло полученное из топки излучением, кДж/кг,

$$Q_{л,ex} = g_{e,o} \cdot F_{e,o} = h_g \frac{Q_a}{F_{CT}} \cdot F_{e,o} \quad (2.12)$$

где  $F_{e,o} = 31,68 \text{ м}^2$  – площадь выходного окна;

$l_{\phi} = 4,8$  - длина труб фестона, м;

$b = 6,6$  - ширина топки, м;

$Z = 4$  - число рядов труб фестона;

$S_1 = 300$  мм;  $S_2 = 250$  мм;  $d = 60$  мм.

Количество труб по ширине газохода в одном ряду, шт,

$$Z_1 = \frac{b - S_1}{S_1} = \frac{6,6 - 0,3}{0,3} = 21;$$

$$\frac{S_1}{d} = S \Rightarrow X_{\phi} = 0,72 \text{ по [3, рисунок 4];}$$

$$\frac{h}{H_T} = \frac{4,8}{11,88} = 0,404.$$

Следовательно  $h_b = 1,5$  по [3, рисунок 9].

Подставив известные данные в формулу (2.12), получим:

$$Q_{л.вх} = 1,5 \frac{8655,8}{338,26} \cdot 1216$$

Площадь фестона, м<sup>2</sup>,

$$F_{\phi} = \pi \cdot d \cdot l_{\phi} \cdot Z_1 \cdot Z = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 4,8 \cdot 21 \cdot 4 = 76$$

Тепло, которое воспринимает фестон, кДж/кг,

$$Q_{л.ф} = X_{\phi} \cdot Q_{л.вх} = 0,72 \cdot 1216 = 875,52$$

Живое сечение для прохода газов, м<sup>2</sup>,

$$F_{\Gamma} = a \cdot b - Z_1 \cdot l \cdot d = 4,37 \cdot 6,6 - 21 \cdot 4,8 \cdot 0,06 = 22,8$$

где  $a = 4,37$  м;  $b = 6,6$  м - размер газохода;

$Z_1 = 21$  шт - количество труб в одном ряду;

$l_{\phi} = 4,8$  м;  $d = 60$  мм - длина и диаметр труб.

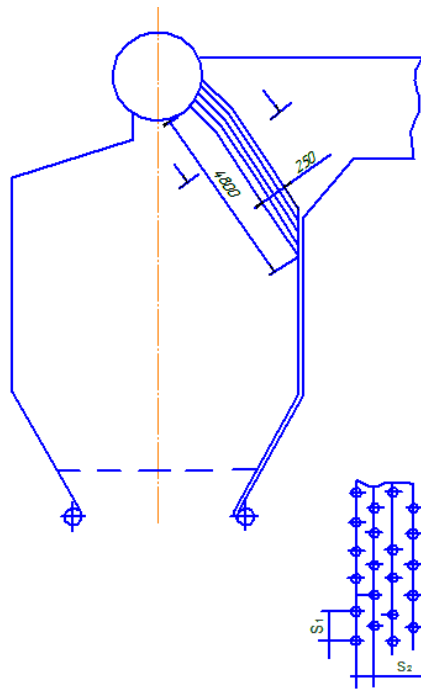


Рисунок 2 – Эскиз фестона

Задаемся температурой газов на выходе из фестона:  $t_{\phi}'' = 903$  °С, по таблице 6 энтальпия газов на выходе из фестона  $Q_p^p = Q_n^p = 15700 = 8168,5$  кДж/кг.

Определим скорость газов в фестоне, м/с, при средней температуре газов, °С,

$$v_{cp}^{II} = \frac{990 + 903}{2} = 946,5;$$

$$W_r = \frac{B_p \cdot V_r \left( v_{cp}^{II} + 273 \right)}{F_r \cdot 273} = \frac{4,04 \cdot 5,835 \left( 946,5 + 273 \right)}{22,8 \cdot 273} = 4,6,$$

где  $B_p = 4,04$  кг/с - расчетный расход топлива;  
 $V_r = 5,835$  м<sup>3</sup>/кг - полный объем дымовых газов.

Найдем коэффициент теплоотдачи от газов к стенке  $\alpha_k$ , Вт/м<sup>2</sup>·К,

$$\frac{S_1}{d} = \zeta_1 = \frac{0,3}{0,06} = 5; \quad \frac{S_2}{d} = \zeta_2 = \frac{0,25}{0,06} = 4,16,$$

$$\alpha_k = C_{\phi} \cdot C_s \cdot C_z \cdot L_H = 1 \cdot 0,97 \cdot 0,89 \cdot 47 = 40,6,$$

где  $C_{\phi} = 1$  (3, рис 16);  $Z_{H_2O} = 0,142$  по таблице 5;  
 $C_z = 0,89$  (3, рис 16);  $C_s = 0,97$  [3, рисунок 16];  
 $\alpha_H = 47$  Вт/м<sup>2</sup>·град [3, рисунок 16].

Найдем коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_\lambda$ , Вт/м<sup>2</sup>·К,

$$\alpha_\lambda = \alpha_H \cdot a = 178 \cdot 0,35 = 62,3 \text{ Вт/м}^2, \text{ град},$$

где  $\alpha_H = 178 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к}$  [3. Рисунок 14].

Температура загрязненной стенки, °С,

$$t_{3,ст} = t_H + 80 = 254,66 + 80 = 335,$$

где  $t_H = 254,66 \text{ °С}$  – температура насыщения при  $P_6 = 43 \text{ кгс/см}^2$ .

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами

$$K_r = 9 \frac{1}{M \cdot MПП} \text{ [3, таблица 6];}$$

$$Ч_{H_2O} = 0,142 \text{ [таблица 5];}$$

$$K_{зл} = 88 \frac{1}{M \cdot MПа} \text{ [3, рисунок 7] – коэффициент ослабления лучей}$$

золотыми частицами;

$$\mu_{зл} = 0,0075 \text{ кг}^2 / \text{кг} \text{ таблица 5; } Z_n = 0,282 \text{ таблица 5;}$$

$$P_n = P \cdot Ч_n = 0,1 \cdot 0,282 = 0,0282 \text{ МПа}$$

Эффективная толщина излучающего слоя, м,

$$S = 0,9 \cdot d \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,3 \cdot 0,25}{0,06^2} - 1 \right) = 1,4$$

$$P_n \cdot S = 0,0282 \cdot 1,4 = 0,0395 \text{ м} \cdot \text{МПа}$$

Суммарная оптическая толщина газового потока:

$$K \cdot P \cdot S = (K_r \cdot Ч_n + K_{зл} \cdot \mu_{зл}) \cdot P \cdot S = (0,0282 + 88 \cdot 0,0075) \cdot 0,1 \cdot 1,4 = 0,448$$

Степень черноты газов:  $a = 0,35$  [3, рисунок 5].

Суммарный коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·К,

$$\alpha_1 = (K_k + \alpha_\lambda) \cdot \xi = (0,6 + 62,3) \cdot 1 = 103,$$

где  $\xi = 1$  - коэффициент использования по [1, страница 28].

Коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·К,

$$K = \psi \cdot \alpha_1 = 0.65 \cdot 103 = 67,$$

где  $\psi = 0,65$  - коэффициент тепловой эффективности [1, таблица 12].

Температурный напор, °С,

$$\Delta t = \frac{v_T'' + v_\Phi''}{2} - t_{кин} = \frac{990 + 903}{2} - 254,66 = 692$$

По условию теплового баланса, кДж/кг,

$$Q_{\sigma,\phi} = \varphi (J_T'' - J_\Phi'' + \Delta\alpha \cdot J_{np}^0) = 0,992 (9049,44 - 8168,5) = 874$$

где  $\varphi = 0,992$ ;  $J_T'' = 9049,44$  кДж/кг - из расчета топки;

$J_\Phi'' = 8168,5$  кДж/кг - из таблицы б;

$\Delta\alpha \cdot J_{np}^0 = 0$ , т. к.  $\Delta\alpha \rightarrow 0$ .

Количество тепла, воспринятого за счет теплоотдачи, кДж/кг,

$$Q_{m,\phi} = \frac{K \cdot H_\Phi \cdot \Delta t}{V_p} \cdot 10^{-3} = \frac{67 \cdot 76 \cdot 692}{4,04} \cdot 10^{-3} = 872,$$

где  $H_\Phi = 76$  м<sup>2</sup>;  $V_p = 4,04$  кг/с.

Расхождение между  $Q_{\sigma,\phi}$  и  $Q_{m,\phi}$ , %,

$$\frac{Q_{\sigma,\phi} - Q_{m,\phi}}{Q_{\sigma,\phi}} \cdot 100\% = \frac{874 - 872}{874} \cdot 100\% = 0,23$$

Расхождение не превышает 5%, расчет верен.

### 2.1.5 Расчет конвективного пароперегревателя

По исходным данным из таблицы 2 известно:  $t_{n,e} = 440$  °С;  $J_{n,e} = 3309,12$  кДж/кг [2, таблица 3];

$d_{тр} = 38$  мм - диаметр труб пароперегревателя;

расположение змеевиков - коридорное,

$$\zeta_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{90}{38} = 2,3; \quad \zeta_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{80}{38} = 2,1$$

$h = 2,3$  м - средняя высота змеевиков;

$$Z_1 = \frac{b - S_1}{S_1} = \frac{6.6 - 0.09}{0.09} = 72 \text{ - количество змеевиков по ширине газохода.}$$

Количество тепла, воспринимаемого конвективным пароперегревателем, кДж/кг,

$$Q_{\sigma} = \frac{D}{B_p} (i_{n.e} - i_{n.n} + \Delta i_{n.o}) \cdot Q_l = \frac{20,83}{4,04} (309,12 - 2797,8 + 60) \cdot 84,3 = 2861,4,$$

где  $D=20,83$  кг/с - производительность;

$B_p=4,04$  кг/с - расход топлива;

$i_{n.e}=3309,12$  - энтальпия перегретого пара [2, таблица 3];

$i_{n.n}=2797,8$  - энтальпия насыщенного пара при  $P_6$  кгс<sup>2</sup>/см по [2,таблица3];

количество лучистого тепла, переданного пароперегревателю из топки, при наличии фестона, кДж/кг,

$$Q_l = \frac{Q_l \cdot \epsilon_x}{B_p} (1 - X_{\phi}) = \frac{1216}{4,04} (1 - 0,72) = 84,3;$$

$\Delta i_{n.o} = 60$  кДж/кг - перепад энтальпий в поверхностном пароохладителе [1, страница 36].

Компоновку пароперегревателя выполняем двухступенчатой, пароохладитель поверхностного типа устанавливаем в рассечку.

Поверхность нагрева горячего пакета, м<sup>2</sup>,

$$H_{n.n}^{z.n} = Z \cdot \pi \cdot d \cdot h \cdot Z_1 = 144 \cdot 3.14 \cdot 0.038 \cdot 2.3 \cdot 10 = 395,$$

где  $Z = Z_1 \cdot Z_x = 72 \cdot 2 = 144$ ;  $Z_x = 2$  - число ходов;

$$Z_r = \frac{l}{h} = \frac{23}{2.3} = 10 \text{ - число рядов трубок по ходу газов;}$$

Тепловосприятие горячего пакета, кДж/кг,

$$Q_{\sigma}^{z.n} = \frac{D}{B_p} \cdot \Delta i_{z.n} - Q_l = \frac{20,83}{4,04} \cdot 399,92 - 84,3 = 1977,6,$$

где  $\Delta i_{z.n} = i_{z.n}'' - i_{z.n}' = 3309,12 - 2909,2 = 399,92$  кДж/кг - разность энтальпий пара на выходе и входе в горячий пакет пароперегревателя.

Энтальпия газов за горячим пакетом, кДж/кг,

$$J_{z.n}'' = J_{\phi}'' - \frac{Q_{\sigma}^{z.n}}{\phi} + \frac{\Delta \alpha_{n.e}}{2} \cdot J_{x.6}^0 = 8168,5 - \frac{1977,6}{0,992} + \frac{0,03}{2} \cdot 336,84 = 6180$$

По таблице 6 и по значению энтальпии  $J_{z.n}''$  находим  $v_{z.n}'' = 688^{\circ}C$ .

Живое сечение для прохода газов, м<sup>2</sup>,

$$F_{n.n}^{z.n} = a \cdot b - Z_1 \cdot h \cdot d = 2,5 \cdot 6,6 - 72 \cdot 2,3 \cdot 0,038 = 10,2$$

Скорость газов, м/с,

$$W_z = \frac{V_p \cdot V_r \cdot \left( v_{cp} + 273 \right)}{F_{n.n}^{z.n} \cdot 273} = \frac{4,04 \cdot 5,9 \cdot \left( 95,5 + 273 \right)}{10,2 \cdot 273} = 9,15,$$

где  $v_{cp} = \frac{903 + 688}{2} = 795,5^{\circ}C$  - средняя температура газового потока в горячем пакете пароперегревателя;

$V_r = 5,9$  м<sup>3</sup>/кг - полный объем дымовых газов.

Живое сечение для прохода пара, м<sup>2</sup>,

$$f_{n.n}^{z.n} = \frac{Z \cdot \pi \cdot d_{вн}^2}{4} = \frac{144 \cdot 3,14 \cdot 0,03^2}{4} = 0,102,$$

где  $d_{вн} = d - 2b = 38 - 2 \cdot 4 = 30$  мм - внутренний диаметр труб;  $b = 4$  мм - толщина стенок труб.

Скорость пара, м/с,

$$W_n = \frac{D \cdot V_{cp}}{f_{n.n}^{z.n}} = \frac{20,83 \cdot 0,06815}{0,102} = 14,$$

где  $V_{cp} = 0,06815$  м<sup>3</sup>/кг - средний удельный объем водяных паров в горячем пакете, определяется по средней температуре пара и давлению:

$$P_{cp} = \frac{41 + 39}{2} = 40 \text{ кгс/см}^2; \quad t_{cp} = \frac{283,6 + 440}{2} = 362^{\circ}C,$$

где  $t'_{ne} = 283,6^{\circ}C$  - температура пара на входе в горячий пакет пароперегревателя; определим по  $P'_{n.e} = 41$  кгс/см<sup>2</sup>.

Энтальпия перегретого пара после пароохладителя, кДж/кг,

$$i''_{n.e} = i_{n.e}^{x.n} - \Delta i_{n.o} = 2969,2 - 60 = 2909,2,$$

где  $i_{n.e}^{x.n} = i_{n.n} + \Delta i_{x.n} = 2797,8 + 171,4 = 2969,2$  кДж/кг - энтальпия перегретого пара до пароохладителя;

$P_6 = 43$  кгс/см<sup>2</sup> - давление в барабане котла;

$P_{n.e} = 39 \text{ кгс/см}^2$  – давление перегретого пара после горячего пакета пароперегревателя;

$P'_{n.e} = 41 \text{ кгс/см}^2$  – давление перегретого пара после холодного пакета пароперегревателя.

Определим температурный напор,  $^{\circ}\text{C}$ ,

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{m}}{2} = \frac{463 + 404,4}{2} = 434,$$

где  $\Delta t_{\delta} = v'_{2} - t''_{n.e} = 903 - 440 = 463^{\circ}\text{C}$ ;

$$\Delta t_{m} = v''_{2} - t'_{2.m} = 688 - 283,6 = 404,4^{\circ}\text{C}, \text{ т.к. } \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}} = \frac{463}{404,4} = 1,14 < 1,7$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ , [3, рисунок 12]:

$$\alpha_{к} = \alpha_{н} \cdot C_s \cdot C_z \cdot C_{\phi} = 71 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 71$$

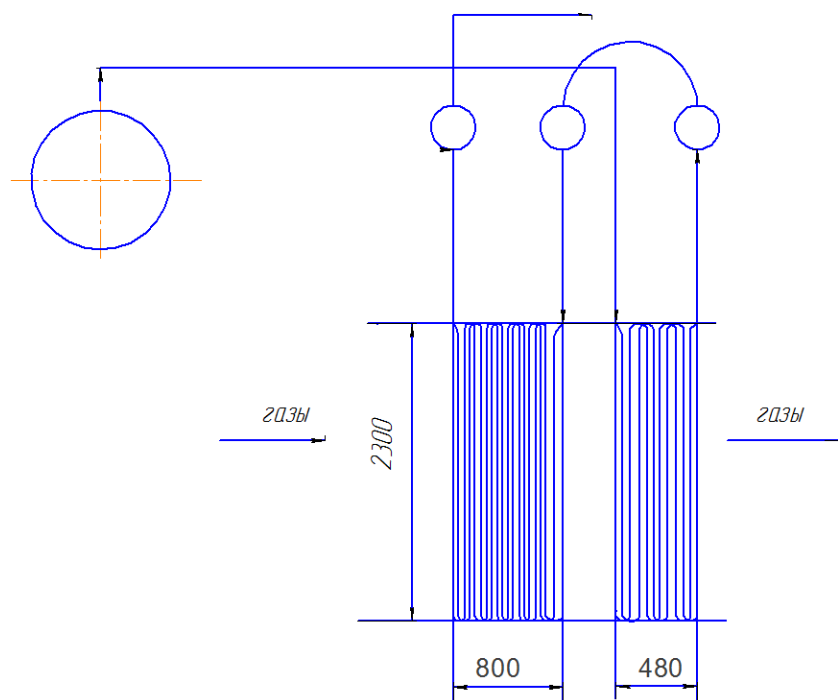


Рисунок 3 – Эскиз конвективного пароперегревателя

Коэффициент теплоотдачи излучением,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ,

$$\alpha_{i} = \alpha_{н} \cdot a = 162 \cdot 0,17 = 19,44,$$

где  $\alpha_{н} = 162 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  [3, рисунок 14];

$a = 0,17$  [3, рисунок 14].



Температура загрязненной стенки, °С,

$$t_{3.cm} = t_{cp} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{B_p \cdot Q_{\sigma}^{z.n} \cdot 10^3}{H_{n.n}^{z.n}} \quad (2.13)$$

где  $\alpha_{\Gamma} = \alpha_H \cdot C_d = 900 \cdot 1 = 900 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$  - коэффициент от стенки к пару [3, рисунок 13];

$\varepsilon = 0,005$  - коэффициент загрязнения [6, страница 23].

Тогда, подставив известные данные в формулу (2.13), получим:

$$t_{3.cm} = 362 + \left( 0,005 + \frac{1}{900} \right) \cdot \frac{4,04 \cdot 1977,6 \cdot 10^3}{395} = 486$$

Полное давление трехатомных газов и водяных паров, МПа,

$$P_n = P \cdot \chi_n = 0,1 \cdot 0,278 = 0,0278,$$

где  $\chi_n = 0,278$  из таблицы 5.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами по [3, рисунок

6]  $K = 27 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$ .

Объемная доля водяных паров из таблицы 5  $\chi_{\text{H}_2\text{O}} = 0,14$ .

$$P_n \cdot S = 0,0278 \cdot 0,184 = 0,00512,$$

где  $S$  - толщина излучающего слоя, м;

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,038^2} - 1 \right) = 0,184,$$

$K_{3л} = 84 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$  - коэффициент ослабления лучей золовыми частицами по [3, рисунок 7];

$\mu_{3л} = 0,0074$  кг/кг – концентрация золовых частиц по таблице 5.

Суммарная оптическая толщина излучающего слоя:

$$K \cdot P \cdot S = \left( K_2 \cdot \chi_n + K_{3л} \cdot \mu_{3л} \right) \cdot P \cdot S = \left( 27 \cdot 0,278 + 84 \cdot 0,0074 \right) \cdot 0,1 \cdot 0,184 = 0,15$$

Степень черноты продуктов сгорания  $a = 0,17$  [3, рисунок 5].

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/м<sup>2</sup>.К,

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_n = 71 + 19,44 = 90,44$$

Коэффициент теплоотдачи, , Вт/м<sup>2</sup>.К,

$$K = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \alpha_1 / \alpha_2} = \frac{0,7 \cdot 90,44}{1 + 90,44 / 900} = 53,44,$$

где  $\psi = 0,7$  – коэффициент тепловой эффективности [3, рисунок 16].

Необходимая поверхность нагрева горячего пакета пароперегревателя, м<sup>2</sup>,

$$H_{n.n}^{z.n} = \frac{B_p \cdot Q_{\sigma}^{z.n} \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{4,04 \cdot 1977,6 \cdot 10^3}{53,44 \cdot 434} = 344,5$$

Конструктивные размеры горячего пакета конвективного пароперегревателя:

длина одной трубки, м,

$$l = \frac{H_{n.n}^{z.n}}{\pi \cdot d_{cp} \cdot Z} = \frac{344,5}{3,14 \cdot 0,034 \cdot 144} = 22,4,$$

где  $d_{cp} = 0,034$  м – средний диаметр трубок;

$$Z_z = l/h = 22,4/2,3 = 10 \text{ шт} – \text{число рядов трубок};$$

$$b = Z_z \cdot S_2 = 10 \cdot 0,08 = 0,8 \text{ м} – \text{ширина пакета}.$$

Тепловосприятие холодного пакета, кДж/кг,

$$Q_{\sigma}^{xn} = \frac{D}{B_p} \cdot \Delta i_{x.n} = \frac{20,83}{4,04} \cdot 171,4 = 883,73$$

Энтальпия газов за холодным пакетом, кДж/кг,

$$J_{xn}'' = J_{z.n}'' - \frac{Q_{x.n\sigma}}{\varphi} + \frac{\Delta \alpha_{ne}}{2} \cdot J_{x6}^0 = 6180 - \frac{883,73}{0,992} + \frac{0,03}{2} \cdot 336,84 = 5294,2$$

По значению  $J_{xn}''$  находим  $v_{xn}'' = 597,2$  °С из таблицы 6.

Живое сечение для прохода газа, м<sup>2</sup>,

$$F_{n.n}^{xn} = a \cdot b - Z_1 \cdot h \cdot d = 2,5 \cdot 6,6 - 72 \cdot 2,3 \cdot 0,038 = 10,2$$

Скорость газов, м/с,

$$W_z = \frac{B_p \cdot V_z \cdot \rho_{cp} + 273}{F_{n,n} \cdot 273} = \frac{4,04 \cdot 5,9 \cdot (643 + 273)}{10,2 \cdot 273} = 7,8,$$

где  $V_r = 5,9 \text{ м}^3/\text{кг}$  – полный объем дымовых газов таблица 5;

$v_{cp} = \frac{688 + 597,2}{2} = 643^0 \text{ c}$  - средняя температура газов в холодном пакете пароперегревателя.

Живое сечение для прохода пара,  $\text{м}^2$ ,

$$f_{n,n}^{x,n} = \frac{Z \cdot \pi \cdot d_{en}^2}{4} = \frac{144 \cdot 3,14 \cdot 0,03^2}{4} = 0,102$$

Скорость пара, м/с,

$$W_n = \frac{D \cdot v_{cp}}{f_{n,n}^{x,n}} = \frac{20,83 \cdot 0,05255}{0,102} = 10,73,$$

где  $v_{cp} = 0,05255 \text{ м}^3/\text{кг}$  – удельный объем при среднем давлении,  $\text{кгс}/\text{см}^2$ ,

$$P_{cp} = \frac{43 + 41}{2} = 42,$$

средней температуре,  $^0\text{C}$ ,

$$t_{cp} = \frac{t_{n,n}^{x,n} + t_{n,n}^{x,n}}{2} = \frac{304 + 254,66}{2} = 280$$

Поверхность нагрева холодного пакета пароперегревателя,  $\text{м}^2$ ,

$$H_{n,n}^{x,n} = Z \cdot \pi \cdot d \cdot h \cdot Z_z = 144 \cdot 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,3 \cdot 6 = 237$$

Температурный напор,  $^0\text{C}$ ,

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \frac{433,3 + 293}{2} = 363,$$

$$\Delta t_{\delta} = v'_{x,n} - t'_{x,n} = 688 - 254,66 = 433,3$$

где  $\Delta t_{\text{м}} = v''_{x,n} - t''_{x,n} = 597 - 304 = 293$

$$\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} = \frac{433,3}{293} = 1,47 < 1,7$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/м<sup>2</sup>·К, [3, рисунок 12]:

$$\alpha_k = \alpha_H \cdot C_s \cdot C_z \cdot C_\phi = 65 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1,02 = 63$$

Коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/м<sup>2</sup>·К,

$$\alpha_\lambda = \alpha_H \cdot a = 103 \cdot 0,173 = 17,82$$

Температура загрязненной стенки, °С,

$$t_{3.cm} = t_{cp} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{B_p \cdot Qx.n_\sigma \cdot 10^3}{H_{n.n}^{x.n}} = 280 + \left( 0,005 + \frac{1}{950} \right) \cdot \frac{4,04 \cdot 883,73 \cdot 10^3}{273} = 371,$$

где  $\alpha_2 = \alpha_H \cdot C_d = 950$  Вт/м<sup>2</sup>·К [3, рисунок 13];

$\varepsilon = 0,005$  – коэффициент загрязнения [6, страница 12].

Полное давление трехатомных газов водяных паров, МПа,

$$P_n = P \cdot r_n = 0,1 \cdot 0,278 = 0,0278,$$

где  $r_n = 0,278$  по таблице 5.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами  $K_r = 28 \frac{1}{m \cdot MPa}$ ,  
определим по [3, рисунок 6];  $r_{H_2O} = 0,14$  по таблице 5.

Толщина излучающего слоя, м,

$$S = 0,9 \cdot d \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,038^2} - 1 \right) = 0,184 m$$

$$P_n \cdot S = 0,0278 \cdot 0,184 = 0,00512 m \cdot MPa$$

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами  $K_{зл} = 93 \frac{1}{m \cdot MPa}$  [3, рисунок 7];

$\mu_{зл} = 0,0074$  кг/кг - по таблице 5.

Суммарная оптическая толщина излучающего слоя:

$$K \cdot P \cdot S = (K_r \cdot C_\pi + K_{зл} \cdot \mu_{зл}) \cdot P \cdot S = (28 \cdot 0,278 + 93 \cdot 0,0074) \cdot 0,1 \cdot 0,184 = 0,16,$$

$a = 0,173$  – степень черноты продуктов сгорания определяется по [3, рисунок 5];

общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/м<sup>2</sup>·К,

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_n = 63 + 17,82 = 80,82,$$

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

$$K = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \alpha_1 / \alpha_2} = \frac{0,7 \cdot 80,82}{1 + 80,82 / 950} = 52,14,$$

где  $\psi = 0,7$  – коэффициент тепловой эффективности [3, таблица 16].

Необходимая поверхность нагрева холодного пакета пароперегревателя, м<sup>2</sup>,

$$H_{n.n}^{x.n} = \frac{B_p \cdot Q_0^{x.n} \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{4,04 \cdot 883,73 \cdot 10^3}{52,14 \cdot 363} = 188$$

Длина одной трубки, м,

$$l = \frac{H_{n.n}^{x.n}}{\pi \cdot d_{cp} \cdot Z} = \frac{188}{3,14 \cdot 0,034 \cdot 144} = 13,3$$

Число рядов трубок по ходу газов, шт,

$$Z_2 = l/h = 13,3/2,3 = 6$$

ширина пакета:

$$b = Z_2 \cdot S_2 = 6 \cdot 0,06 = 0,48 \text{ м}$$

### 2.1.6 Расчет первой ступени воздухоподогревателя

Исходные данные:

$t_{y.x.g} = 130^\circ\text{C}$  - температура уходящих газов из таблицы 2;

$J_{y.x.g} = 1157,8$  кДж/кг -энтальпия уходящих газов из таблицы 6;

$t_{x.b} = 60^\circ\text{C}$  - температура холодного воздуха из таблицы 2;

$J_{x.b}^0 = 336,84$  кДж/кг-энтальпия холодного воздуха из таблицы 6.

Задаемся температурой на выходе из первой ступени ВЗП,  $t''_{b.п} = 190^\circ\text{C} = 190^\circ\text{C}$ , по таблице 6, энтальпия воздуха на выходе из первой ступени ВЗП,  $J''_{b.п} = 1070,44$  кДж/кг.

Тепловыделение первой ступени воздухоподогревателя:

$$Q_{b.п} = \left( \beta''_{e.n.l} + \frac{\Delta t_{e.n}}{2} \right) \cdot (J''_{e.n.l} - J_{x.g}^0) = \left( 1,11 + \frac{0,03}{2} \right) \cdot (1070,44 - 336,84) = 825,3 \text{ кДж / кг}$$

где,  $\beta''_{\text{в.н.I}} = \beta_{\text{з.в}} + \Delta\alpha_{\text{в.н}} = 1,08 + 0,03 = 1,11$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из первой ступени взп;

$\Delta\alpha_{\text{в.н}} = 0,03$  – присосы [3, таблица 6];

$$\beta_{\text{з.в}} = \alpha_{\text{T}} - \Delta\alpha_{\text{н.л}} - \Delta\alpha_{\text{T}} = 1,2 - 0,08 - 0,04 = 1,08$$

где,  $\Delta\alpha_{\text{T}} = 0,08$ ;  $\Delta\alpha_{\text{н.л}} = 0,04$  – присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления по [3, таблица 6]

Энтальпия газов перед первой ступенью ВЗП

$$J'_{\text{з.в.н.I}} = J_{\text{yx.z}} + \frac{Q_{\text{в.н.I}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{в.н}} \cdot \frac{J''_{\text{в.н.I}} + J^0_{\text{x.в}}}{2} = 1157,8 + \frac{825,3}{0,992} - 0,03 \cdot \frac{1070,44 + 336,84}{2} = 1968,7 \text{ кДж/кг}$$

По данным в таблице 6, определим температуру газов перед первой ступенью ВЗП:

$$v'_{\text{з.в.н.I}} = 223^{\circ}\text{C}$$

Принимаем в соответствии с конструкторскими данными:

$d_{\text{тр}} = 40$  мм;  $b = 1,5$  мм – диаметр труб и толщина стенок труб;

$$\zeta_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{60}{40} = 1,5; \zeta_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{42}{40} = 1,05$$

Полное число труб первой ступени ВЗП:

$$Z = \frac{V_{\text{p}} \cdot V_{\text{z}} \left( \rho_{\text{cp}} + 273 \right)}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot 273 W_{\text{z}}} = \frac{4,04 \cdot 6,323 \left( 76,5 + 273 \right)}{0,785 \cdot 0,037^2 \cdot 273 \cdot 11} = 3555$$

где,  $W_{\text{T}} = 11$  м/с – скорость газов в ВЗП;

$W_{\text{B}} = 4,5$  м/с – скорость воздуха в ВЗП;

$v_{\text{cp}} = \frac{130 + 223}{2} = 176,5^{\circ}\text{C}$  – средняя температура газового потока в первой ступени ВЗП;

$V_{\text{T}} = 6,323$  м<sup>3</sup>/кг – полный объем дымовых газов;

Число труб в ряду по ширине шахты:

$$Z_1 = \frac{b - S_1}{S_1} = \frac{6,6 - 0,06}{0,06} = 109 \text{ шт}$$

Число рядов труб по ходу воздуха:

$$Z_2 = \frac{Z}{Z_1} = \frac{3555}{109} = 33 \text{шт}$$

Температурный напор:

$$\Delta t = \psi \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}} + \Delta t_{\bar{m}}}{2} = 0,93 \frac{70 + 33}{2} = 47,9^\circ \text{C}$$

где, для определения  $\psi$  предварительно вычисляем безразмерные параметры:

$$P = \frac{\tau_m}{v' - t''} = \frac{93}{223 + 60} = 0,57$$

$$R = \frac{\tau_{\bar{\sigma}}}{\tau_m} = \frac{130}{93} = 1,4$$

$v' = 223^\circ \text{C}$  и  $t'' = 60^\circ \text{C}$  - температура газов и воздуха на входе в ВЗП;

$$\tau_{\bar{\sigma}} = t'_{\text{г.н.1}} - t_{\text{х.г}} = 190 - 60 = 130^\circ \text{C}$$

$\tau_m = v'_{\text{г.н.1}} - v_{\text{х.г}} = 223 - 130 = 93^\circ \text{C}$  – полный перепад температур по газовой и воздушной среде;

Тогда  $\psi = 0,93$  – коэффициент перехода от противоточной схемы к перекрестной определим по [3, рисунок 18];

$$\Delta t_{\bar{\sigma}} = v_{\text{х.г}} - t_{\text{х.г}} = 130 - 60 = 70^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\bar{m}} = v'_{\text{г.н.1}} - t'_{\text{г.н.1}} = 223 - 190 = 33^\circ \text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке:

$$\alpha_1 = \alpha_H \cdot C_{\Phi} \cdot C_c = 36 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 48 \text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К} - \text{ по [3, рисунок 19]}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху:

$\alpha_2 = \alpha_H \cdot C_Z \cdot C_S \cdot C_{\Phi} = 54 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 = 56,7 \text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$  – определяется по [3, рисунок 16].

Коэффициент теплоотдачи

$$K = \xi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,85 \frac{48 \cdot 56,7}{48 + 56,7} = 22,1 \text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$$

где,  $\xi = 0,85$  – коэффициент использования, определяется по [3, таблица 18]

Поверхность нагрева I ступени ВЗП:

$$H_{\epsilon.n.I} = \frac{B_p \cdot Q_{\epsilon.n.I} \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t} = \frac{4,04 \cdot 825,3 \cdot 10^3}{22,1 \cdot 47,9} = 3149,7 \text{ м}^2$$

Проходное сечение для газа:

$$F_2 = \frac{B_p \cdot V_2 \cdot \left( \rho_{cp} + 273 \right)}{W_2 \cdot 273} = \frac{4,04 \cdot 6,323 \cdot \left( 76,5 + 273 \right)}{11 \cdot 273} = 3,8 \text{ м}$$

Высота труб первой ступени ВЗП:

$$h_{\epsilon.n.I} = \frac{H_{\epsilon.n.I}}{\pi \cdot d_{cp} \cdot Z} = \frac{3149,7}{3,14 \cdot 0,0385 \cdot 3555} = 7,33 \text{ м}$$

где,  $d_{cp} = \frac{40 + 37}{2} = 38,5$  мм – средний диаметр труб

Высота одного хода по воздуху:

$$h_x = \frac{B_p \cdot \beta_{\epsilon.n} \cdot v_{\epsilon} \cdot \left( t_{\epsilon} + 273 \right)}{273 \cdot \left( t_x - Z_1 \cdot d \right) \cdot W_{\epsilon}} = \frac{4,04 \cdot 1,11 \cdot 4,24 \cdot \left( 25 + 273 \right)}{273 \cdot \left( 6,6 - 109 \cdot 0,04 \right) \cdot 4,5} = 2,75 \text{ м}$$

где,  $t_{\epsilon} = \frac{190 + 60}{2} = 125^{\circ}\text{C}$  – средняя температура воздуха.

Число ходов воздуха:

$$Z_{хоу} = \frac{h_{\epsilon.n.I}}{h_x} = \frac{7,33}{2,75} = 3 \text{ хода}$$

Глубина пакета ВЗП первой ступени:

$$a = Z_2 \cdot S_2 = 33 \cdot 0,042 = 1,386 \text{ м}$$

### 2.1.7 Расчет водяного экономайзера первой ступени

Из конструкторских данных:

$d_{тр} = 32$  мм – диаметр труб экономайзера;

$$\zeta_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{64}{32} = 2; \quad \zeta_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{54,4}{32} = 1,7$$



Число труб в одном ряду пакета: коллектора расположены вдоль боковой стенки шахты, следовательно

$$Z_1 = \frac{a - S_1}{S_1} = \frac{1.7 - 0.064}{0.064} = 26 \text{шт}$$

где,  $a=1,7$  м – ширина шахты.

Температура питательной воды:

$t_{п.в.}=104^\circ\text{C}$  по таблице 2

Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер:

$$\bar{t}'_{н.в} = \bar{t}_{н.в} + \Delta t_{н.в} = 440,34 + 60 = 500,34 \text{кДж/кг}$$

Температура газов за первой ступенью  $t' = 118^\circ\text{C}$  водяного экономайзера:  $v'_z = 223^\circ\text{C}$  – из расчета первой ступени ВЗП, энтальпия газов за первой ступенью водяного экономайзера  $J'_z = 1968,7$  кДж/кг – из расчета первой ступени ВЗП.

Количество тепла, переданного в первой ступени водяного экономайзера, кДж/кг,

$$Q_{в.эк.1} = \varphi (t' - J'' + \Delta\alpha_{в.эк} \cdot J'_{х.в}) = 0,992 (558,26 - 1968,7 + 0,02 \cdot 336,84) = 591,3$$

Энтальпия воды на входе из первой ступени водяного экономайзера, кДж/кг,

$$\bar{t}''_{в.эк.1} = \frac{Q_{в.эк.1} \cdot B_p}{D_{в.эк}} - \bar{t}'_{в.эк.1} = \frac{591,3 \cdot 0,04}{21,25} + 500,34 = 613$$

Расход воды через водяной экономайзер с учетом продувки, кг/с,

$$D_{в.эк} = D + P \cdot D = 20,83 + 0,02 \cdot 20,83 = 21,25$$

где,  $P = 0,02$  – доля продувки.

Температура питательной воды на выходе из первой ступени водяного экономайзера по значению  $\bar{t}''_{в.эк.1}$  и  $t''_{н.в.1} = 145^\circ\text{C}$  /2, табл.3/.

Температура загрязненной стенки,  $^\circ\text{C}$ ,

$$t_{з.ст} = t_{cp} + 25^\circ\text{C} = 131,5 + 25 = 156,5$$

где,  $t_{cp} = \frac{118 + 145}{2} = 131,5^\circ\text{C}$  – средняя температура питательной воды в первой ступени экономайзера.

Живое сечение для прохода газа, м<sup>2</sup>,

$$F_z = a \cdot b - Z \cdot d \cdot a = 6,6 \cdot 1,7 - 26 \cdot 0,032 \cdot 6,6 = 5,7$$

Средняя скорость газов, м/с,

$$W_z = \frac{V_p \cdot V_z \cdot (t_{cp} + 273)}{F_z \cdot 273} = \frac{4,04 \cdot 6,22 \cdot (57 + 273)}{5,7 \cdot 273} = 8,6$$

где,  $V_T = 6,22$  м<sup>3</sup>/кг – полный объем дымовых газов;

$$t_{cp} = \frac{291 + 223}{2} = 257^\circ\text{C} \text{ – средняя температура газового потока.}$$

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока:

$$K \cdot P \cdot S = (K_r \cdot r_{II} + K_{zl} \cdot \mu_{zl}) \cdot P \cdot S = (49 \cdot 0,266 + 115 \cdot 0,007) \cdot 0,1 \cdot 0,096 = 0,133,$$

где,  $K_r = 49 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$  – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами (3, рис. 6);

$K_{zl} = 115 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$  – коэффициент ослабления лучей золовыми частицами (3, рис. 7);

$r_{H_2O} = 0,134$  – объемная доля водяных паров по таблице 5;

$r_n = 0,226$  – суммарная объемная доля, по таблице 5;

$$P_n = P \cdot r_n = 0,1 \cdot 0,266 = 0,0266 \text{ МПа}$$

$$P_n \cdot S = 0,0266 \cdot 0,096 = 0,0026 \text{ м} \cdot \text{МПа}$$

Толщина излучающего слоя, м,

$$S = 0,9 \cdot d \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,064 \cdot 0,0544}{0,032^2} - 1 \right) = 0,096$$

$\mu_{zl} = 0,007$  кг/кг – концентрация золовых частиц по таблице 5

Степень черноты продуктов сгорания:

$a = 0,17$  – по [3, рисунок 5]

Коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/м<sup>2</sup>·к [3, рисунок 14],

$$\alpha_n = \alpha_H \cdot a = 27 \cdot 0,17 = 4,6$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/м<sup>2</sup>·к [3, рисунок 16],

$$\alpha_k = \alpha_H \cdot C_Z \cdot C_S \cdot C_\Phi = 87 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1,03 = 85,13$$

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб экономайзера, Вт/м<sup>2</sup>·к,

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_n = 85,13 + 4,6 = 89,73$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>·к,

$$K = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1} = \frac{89,73}{1 + 0,00256 \cdot 89,73} = 73$$

где,  $\varepsilon = C_d \cdot C_{\Phi-P} \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,0032 + 0 = 0,00256 \frac{M^2 \cdot K}{Bm}$  коэффициент загрязнения

при шахматном расположении труб, где  $\varepsilon_0 = 0,0032 \frac{M^2 \cdot K}{Bm}$  - исходный коэффициент загрязнения [3, рисунок 17],

$C_d = 0,8$ - поправка на диаметр [3, рисунок 17],

$C_{\Phi-P} = 1$ - поправка на фракционный состав золы,

$\Delta\varepsilon = 0$ - поправка [3, таблица 15].

Теплообменная поверхность, м<sup>2</sup>,

$$H = \frac{B_p \cdot Q_{\sigma}^{г.эк.1} \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{4,04 \cdot 591,3 \cdot 10^3}{73 \cdot 125,5} = 260$$

где средний температурный напор, °С,

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\sigma} + \Delta t_m}{2} = \frac{146 + 105}{2} = 125,5$$

$$\text{где, } \Delta t_{\sigma} = \nu' - t''_{г.эк.1} = 291 - 145 = 146$$

$$\Delta t_m = \nu'' - t'_{г.эк.1} = 223 - 118 = 105$$

Длина каждого змеевика, м,

$$l_{зм} = \frac{H}{\pi \cdot d \cdot Z_1} = \frac{260}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 26} = 99$$

Число рядов по ходу газов, шт,

$$Z_2 = \frac{l_{зм}}{a} = \frac{99}{6,6} = 16$$

Высота пакета экономайзера, м,

$$h_{\text{эж}} = Z_2 \cdot S_2 = 16 \cdot 0,0544 = 0,816$$

Коллектора расположены на боковых стенах.

Эскиз водяного экономайзера первой ступени представлен на рисунке 4.

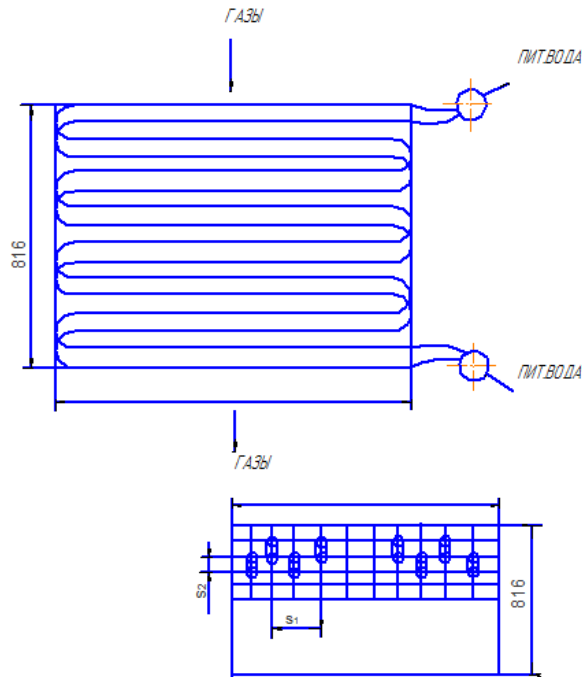


Рисунок 4 - Эскиз водяного экономайзера первой ступени

### 2.1.8 Расчет второй ступени воздухоподогревателя

Тепло, воспринимаемое второй ступенью ВЗП, кДж/кг,

$$Q_{\text{в.н.II}} = \left( \beta_{\text{г.в}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{в.н}}}{2} \right) \cdot (J_{\text{г.в}}'' - J_{\text{в.н.I}}') = \left( 1,08 + \frac{0,03}{2} \right) \cdot (885,48 - 1070,44) = 892,5,$$

где,  $\beta_{\text{г.в}} = \alpha_{\text{T}} - \Delta\alpha_{\text{T}} - \Delta\alpha_{\text{нл}} = 1,2 - 0,08 - 0,04 = 1,08$  (3, табл.6) – отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому;

$J_{\text{г.в}}'' = 1885,48$  кДж/кг для  $t_{\text{г.в}} = 330$  °С по таблице 6;

$J_{\text{в.н.I}}' = 1070,44$  кДж/кг для  $t'_{\text{в.н.I}} = 190$  °С по таблице 6;

Принимаем  $\nu'_2 = 400$  °С – температуру газов перед второй ступенью ВЗП из условий работы металла, тогда энтальпия газов  $J'_{\text{г.в.н.II}} = 3502,3$  кДж/кг по таблице 6.

Энтальпия и температура газов за второй ступенью ВЗП, кДж/кг,

$$J''_{г.н.И} = J'_{г.н.И} - \frac{Q_{г.н.И}}{\varphi} - \Delta\alpha_{г.н} \cdot \frac{J''_{г.г} + J'_{г.н.И}}{2} = 3502,3 - \frac{892,5}{0,992} - 0,03 \cdot \frac{1885,48 + 1070,44}{2} = 2558,26$$

Принимаем диаметр труб  $d_{тр}=40 \times 15$  мм в соответствии с [6, страница 27]

$$\zeta_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{60}{40} = 1,5; \zeta_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{42}{40} = 1,05$$

$W_r = 11$  м/с - скорость газов в ВЗП;

$W_B = 4,5$  м/с - скорость воздуха в ВЗП.

Число труб в ряду по ширине шахты, шт,

$$Z_1 = \frac{b - S_1}{S_1} = \frac{6,6 - 0,06}{0,06} = 109$$

Полное число труб ВЗП второй ступени, шт,

$$Z = \frac{V_p \cdot V_z \left( v_{cp} + 273 \right)}{0,785 \cdot d_{г.н}^2 \cdot 273 \cdot W_z} = \frac{4,04 \cdot 6,11 \left( 345,5 + 273 \right)}{0,785 \cdot 0,034^2 \cdot 273 \cdot 11} = 4727,$$

где,  $v_{cp} = \frac{400 + 291}{2} = 345,5$  °С – средняя температура газового потока;

$V_r = 6,11$  м<sup>3</sup>/кг – полный объем дымовых газов.

Число рядов труб по ходу воздуха:

$$Z_2 = \frac{Z}{Z_1} = \frac{4727}{109} = 43 \text{ шт}$$

Глубина шахты:

$$a = Z_2 \cdot S_2 = 43 \cdot 0,042 = 1,8 \text{ м}$$

Температурный напор:

$$\Delta t = \psi \frac{\Delta t_{г} + \Delta t_{м}}{2} = 0,835 \frac{101 + 70}{2} = 71,4^\circ \text{С}$$

где,  $\psi = 0,835$  – по [3, рисунок 18] коэффициент перехода от противоточное схемы к перекрестной, для его определения предварительно вычисляем безразмерные величины:

$$P = \frac{\tau_m}{\nu' - t'} = \frac{109}{400 - 109} = 0,52; \quad R = \frac{\tau_{\theta}}{\tau_m} = \frac{140}{109} = 1,28;$$

где,  $\nu'$  и  $t'$  - температуры газов и воздуха соответственно на входе в ВЗП

$$\tau_{\theta} = t_{z.g} - t'_{g.n.II} = 330 - 190 = 140^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_m = \nu'_{z.g.n.II} - \nu''_{z.g.n.II} = 400 - 291 = 109^{\circ}\text{C};$$

-полный перепад температур по воздушному и газовому тракту

$$\Delta t_{\theta} = \nu''_{z.g.n.II} - t'_{g.n.II} = 291 - 190 = 101^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_m = \nu'_{z.g.n.II} - t_{z.g} = 400 - 330 = 70^{\circ}\text{C};$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке:

$$\alpha_1 = \alpha_H \cdot C_{\Phi} \cdot C_S = 36 \cdot 1,02 \cdot 1,2 = 44,064 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad [3, \text{рисунок 19}]$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху:

$$\alpha_2 = \alpha_H \cdot C_{\Phi} \cdot C_Z \cdot C_S = 54 \cdot 1 \cdot 0,93 = 50,2 \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$K = \xi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,85 \frac{44,1 \cdot 50,2}{44,1 + 50,2} = 20$$

где,  $\xi = 0,85$  – коэффициент использования [3, таблица 18].

Поверхность нагрева второй ступени ВЗП:

$$H_{g.n.II} = \frac{B_p \cdot Q_{g.n.II} \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t} = \frac{4,04 \cdot 892,5 \cdot 10^3}{20 \cdot 71,4} = 2525 \text{ м}^2$$

Полное сечение для газа:

$$F_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_g \cdot \left( \frac{t_{cp} + 273}{273} \right)}{W_g \cdot 273} = \frac{4,04 \cdot 6,11 \cdot \left( \frac{445,5 + 273}{273} \right)}{11 \cdot 273} = 5,08 \text{ м}^2$$

где,  $V_{\Gamma} = 6,11 \text{ м}^3/\text{кг}$  – полный объем дымовых газов по таблице 5;

Высота труб второй ступени ВЗП:

$$h_{g.n.II} = \frac{H_{g.n.II}}{\pi \cdot d_{cp} \cdot Z} = \frac{2525}{3,14 \cdot 0,0385 \cdot 4727} = 4,4 \text{ м}$$

Высота одного хода по воздуху

$$h_x = \frac{B_p \cdot \beta_{g.n} \cdot \nu_g \cdot \left( \frac{t_g + 273}{273} \right)}{273 \cdot \left( \alpha - Z_1 \cdot d \right) W_g} = \frac{4,04 \cdot 1,11 \cdot 4,24 \cdot \left( \frac{60 + 273}{273} \right)}{273 \cdot \left( 6,6 - 109 \cdot 0,04 \right) \cdot 4,5} = 3,7 \text{ м}$$

где,  $t_s = \frac{330+190}{2} = 260^\circ\text{C}$  – средняя температура воздуха во второй ступени ВЗП.

Число ходов воздуха:

$$Z_x = \frac{h_{e.n.II}}{h_x} = \frac{4,4}{3,7} = 1 \text{ ход}$$

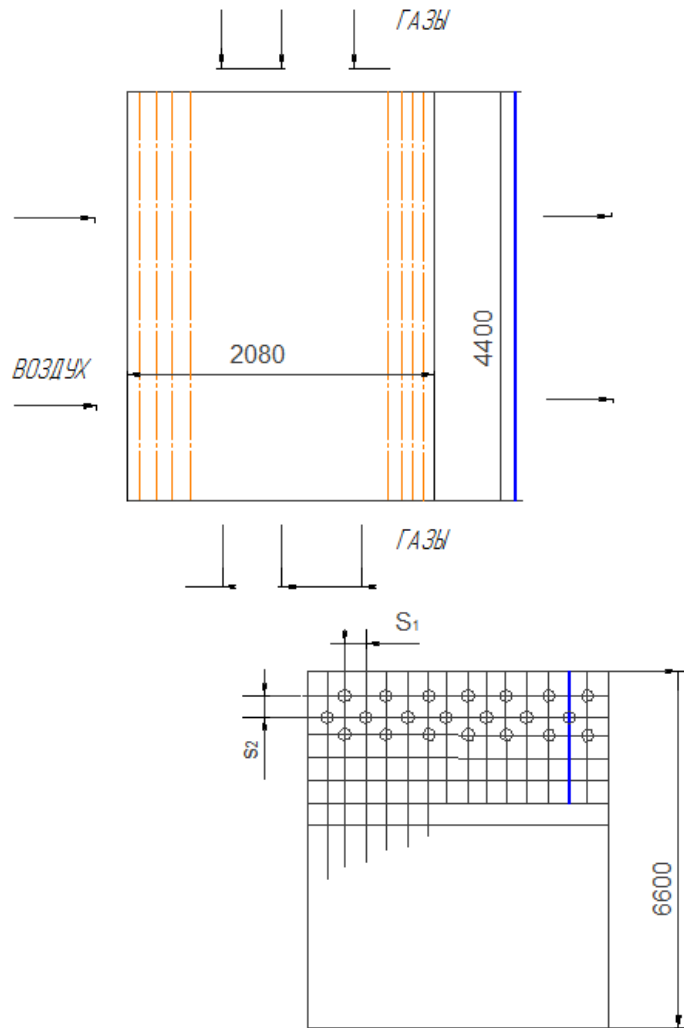


Рисунок 5 – Эскиз водяного экономайзера

### 2.1.9 Расчет водяного экономайзера второй ступени

Принимаем диаметр труб экономайзера:  
 $d_{\text{тр}} = 32$  мм в соответствии со [6, страница 32];

$$\zeta_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{64}{32} = 2; \quad \zeta_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{54,4}{32} = 1,7;$$

Число труб в одном ряду пакета:

$$Z_1 = \frac{a - S_1}{S_1} = \frac{1,7 - 0,064}{0,064} = 26 \text{ шт};$$

где,  $a=1,7\text{м}$  – ширина шахты.

Температура питательной воды на входе во вторую ступень экономайзера:  $t'_{\text{пит.в.в.эк.И}}=145^\circ\text{C}$ ;

Энтальпия соответственно:  $\bar{t}'_{\text{в.эк.И}} = 613,26 \text{ кДж/кг}$  – из расчета первой ступени экономайзера.

Температура и энтальпия газов перед второй ступенью:  $v'_{\text{в.эк.И}}=597,2^\circ\text{C}$ ;

$J'_{\text{в.эк.И}}=5294,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - из расчета конвективного пароперегревателя.

Температура и энтальпия газов за второй ступенью экономайзера:

$$v''_{\text{в.эк}} = 400^\circ\text{C};$$

$J''_{\text{в.эк.И}}=3502,3 \text{ кДж/кг}$  – из расчета второй ступени воздухоподогревателя.

Количество тепла, переданное второй ступени экономайзера:

$$Q_{\text{в.эк.И}} = \varphi (J' - J'' + \Delta\alpha_{\text{в.эк}} \cdot J_{\text{х.в}}^0) = 0,992(5294,2 - 3502,3 + 0,02 \cdot 336,84) = 1784,25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия воды на выходе из второй ступени водяного экономайзера:

$$\bar{t}''_{\text{в.эк.И}} = \frac{Q_{\text{в.эк}} \cdot B_{\text{р}}}{D_{\text{в.эк}}} + \bar{t}'_{\text{в.эк.И}} = \frac{1784,25 \cdot 4,04}{21,25} = 952,47 \text{ кДж/кг}$$

Температура питательной воды на выходе из второй ступени водяного экономайзера по значению  $\bar{t}''_{\text{в.эк.И}}=952,47 \text{ кДж/кг}$  и по  $P_{\text{п.в.}}=60 \text{ кгс/см}^2$  определяется по [2, таблица 3]:

$$t''_{\text{в.эк.И}}=222^\circ\text{C}$$

Температура загрязненной стенки,  $^\circ\text{C}$ ,

$$T_{\text{з.ст}}=t_{\text{сп}}+ 60^\circ\text{C}=183,5 + 60 = 243,5,$$

где,  $t_{\text{сп}} = \frac{t'_{\text{в.эк.И}} + t''_{\text{в.эк.И}}}{2} = \frac{145 + 222}{2} = 183,5^\circ\text{C}$  – средняя температура питательной воды во второй ступени водяного экономайзера.

Живое сечение для прохода газов,  $\text{м}^2$ ,

$$F_2 = a \cdot b - Z_1 \cdot a \cdot d = 6,6 \cdot 1,7 - 26 \cdot 6,6 \cdot 0,032 = 5,7$$



Средняя скорость газов, м/с,

$$W_2 = \frac{B_p \cdot V_{г2} \cdot \left( \frac{v'_{ср} + 273}{273} \right)}{273 \cdot F_2} = \frac{4,04 \cdot 6 \cdot \left( \frac{498,6 + 273}{273} \right)}{273 \cdot 5,7} = 12,$$

где,  $V_{г2} = 6 \text{ м}^3/\text{кг}$  – полный объем дымовых газов по таблице 5;

$$v_{ср} = \frac{v'_{в.эк.П} + v''_{в.эк.П}}{2} = \frac{597,2 + 400}{2} = 498,6 \text{ }^\circ\text{C} \text{ – средняя температура газового}$$

потока во второй ступени водяного экономайзера.

Для определения суммарной оптической толщины запыленного газового потока находим:

$K_2 = 42 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$  - коэффициент ослабления лучей трехатомными газами по [3, рисунок 6];

$K_{з.л} = 92 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$  - коэффициент ослабления лучей золовыми частицами по [3, рисунок 7];

$r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,138$  – объемная доля водяных паров по таблице 5.

Толщина излучающего слоя, м,

$$S = 0,9 \cdot d \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,064 \cdot 0,0544}{0,032^2} - 1 \right) = 0,096,$$

где,  $a = 0,16$  – степень черноты продуктов сгорания [3, рисунок 5];

$\mu_{з.л} = 0,0073 \text{ кг} / \text{кг}$  - концентрация золовых частиц по таблице 5;

$r_{п} = 0,275$  - суммарная объемная доля по таблице 5.

Тогда суммарная оптическая толщина запыленного газового потока:

$$K \cdot P \cdot S = \left( K_2 \cdot r_{п} + K_{з.л} \cdot \mu_{з.л} \right) \cdot P \cdot S = (42 \cdot 0,275 + 92 \cdot 0,0073) \cdot 0,1 \cdot 0,096 = 0,12;$$

где  $\alpha_{л}$  - коэффициент теплоотдачи излучением  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{к}$ , [3, рисунок 14],

$$\alpha_{л} = \alpha_{н} \cdot a = 56 \cdot 0,16 = 8,96$$

где  $\alpha_{к}$  - коэффициент теплоотдачи конвекцией,  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{к}$ , [3, рисунок 16],

$$\alpha_{к} = \alpha_{н} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi} = 106,5 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 1,02 = 101,13$$

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб экономайзера,  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{к}$ ,

$$\alpha_1 = \alpha_{к} + \alpha_{л} = 101,13 + 8,96 = 110,1$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>к,

$$K = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{110,1}{1 + 0,00147 \cdot 110,1} = 94,75$$

где, коэффициент загрязнения, при шахматном расположении труб:

$$\varepsilon = C_d \cdot C_{\phi-p} \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,7 \cdot 1 \cdot 0,0021 + 0 = 0,00147$$

$$\varepsilon_0 = 0,0021 \frac{M^2 \cdot K}{Bm} \text{ - исходный коэффициент загрязнения [3, рисунок 17];}$$

$C_{\phi-p} = 1$  - поправка на фракционный состав золы;

$\Delta\varepsilon = 0$  - поправка по [3, таблица 15].

Теплообменная поверхность, м<sup>2</sup>,

$$H = \frac{V_p \cdot Q_{\sigma}^{6.эк.П} \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{4,04 \cdot 1784,25 \cdot 10^3}{94,75 \cdot 315,1} = 241,44$$

где,  $\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\sigma} + \Delta t_m}{2} = \frac{375,2 + 255}{2} = 315,1$  – средний температурный напор, °С,

$$\Delta t_{\sigma} = v' - t''_{6.эк.П} = 597,2 - 222 = 375,2 \text{ °С;}$$

$$\Delta t_m = v'' - t'_{6.эк.П} = 400 - 145 = 255 \text{ °С.}$$

Длина каждого змеевика, м,

$$l_{зм} = \frac{H}{\pi \cdot d \cdot Z_1} = \frac{241,44}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 26} = 92,42$$

Число рядов по ходу газов:

$$Z_2 = \frac{l_{зм}}{x} = 92,42 / 6,66 = 14$$

Полная высота пакета экономайзера, м,

$$h_{эк} = Z_2 \cdot s = 14 \cdot 0,0544 = 0,76$$

Коллектора расположены на боковых стенках.

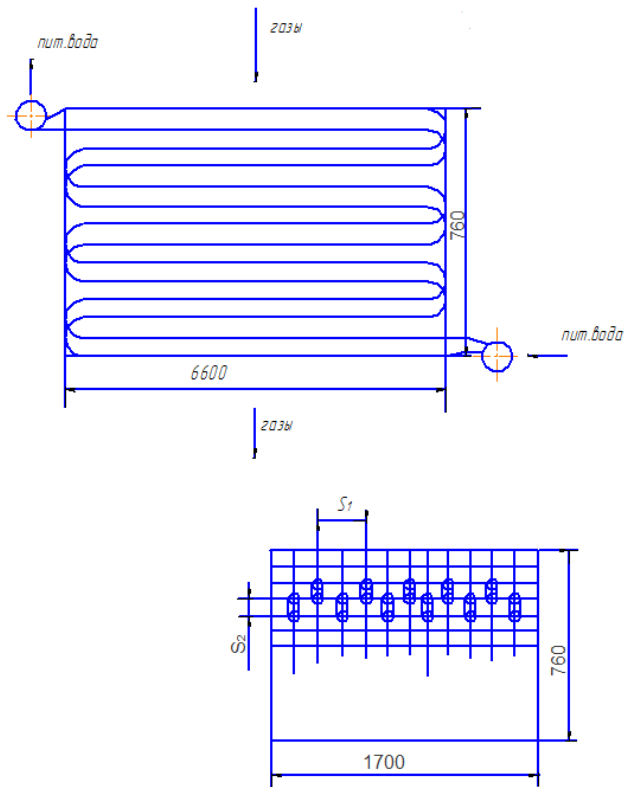


Рисунок 6 – Эскиз водяного экономайзера второй ступени

### 2.1.10 Составление прямого баланса

Расчетная невязка теплового баланса подсчитывается по формуле, кДж/кг,

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_{к.а} - Q_{л.т} + Q_{\sigma}^{\phi} + Q_{\sigma}^{к.л.н} + Q_{\sigma}^{6.эк} \cdot \left( \frac{100 - g_a}{100} \right)$$

где,  $Q_p^p = 15700$  кДж/кг – рабочая теплота сгорания;

$\eta_{к.а} = 94,19$  % - КПД котлоагрегата;

$Q_{л.т} = 8655,8$  кДж/кг – удельное тепловосприятие в топке;

$Q_{\sigma}^{\phi} = 872$  кДж/кг – тепло, воспринятое фестоном;

$Q_{\sigma}^{к.л.н} = Q_{\sigma}^{к.л.н.I} + Q_{\sigma}^{к.л.н.II} = 1977,6 + 883,73 = 2861,4$  кДж/кг – тепло, воспринятое конвективным пароперегревателем;

$Q_{\sigma}^{6.эк} = Q_{\sigma}^{6.эк.I} + Q_{\sigma}^{6.эк.II} = 591,3 + 1784,25 = 2375,6$  кДж/кг – количество тепла, переданное в водяном экономайзере первой и второй ступенях;  $q_n = 0,5\%$  -- потери от механического недожога.

$$\Delta Q = 15700 \cdot 0,94 - 8656 + 872 + 2861 + 2376 \cdot \frac{100 - 0,5}{100} = 66,8$$

относительная величина невязки, %,

$$\delta Q = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} = \frac{67}{15700} = 0,004 \cdot 100\% = 0,4 \text{ что удовлетворяет условию: } \delta Q < 0,5\%.$$

## 2.2. Аэродинамический расчет

Основные данные к аэродинамическому расчету сведены в таблицу 7.  
Эскиз к расчёту тяги представлен на рисунке 7.

Таблица 7 – Основные данные

Наименование	Обозначение	Фестон	I ступень К.П.П.	II ступень К.П.П.	Поворотный газоход	II ступень вод.экономайзе	II ступень В.З.П.		I ступень вод.экономайзе	I ступень В.З.П.		За В.З.П.
							газы	воздух		газы	Воздух	
Средняя температура газов, °С	$t_r$	947	796	643	597	499	346	260	257	177	125	130
Средняя скорость потока, м/с	W	4,6	9,15	7,8	3,2	12	11	4,5	8,6	11	4,5	-
Диаметр труб со стороны потока, мм	d	60	38	38	-	32	37	40	32	37	40	-
Расположение труб относительно потока	-	Шахматное	Коридорное	Коридорное	-	Шахматное	Продольное	шахматное	продольное	шахматное	продольное	-
Число труб по ходу потока, мм	n	4	10	6	-	14	l=4,4 м	43	16	l=7,33 м	33	-
Шаги труб, мм	$S_1$	300	90	90	-	64	-	60	64	-	60	-
	$S_2$	250	80	80	-	54	-	42	54	-	42	-
Отношение поперечного шага к диаметру	$\frac{S_1}{d}$	5	2,3	2,3	-	2	-	1,5	2	-	1,5	-
Отношение продольного шага к диаметру	$\frac{S_2}{d}$	4,16	2,1	2,1	-	1,7	-	1,05	1,7	-	1,05	-
Отношение $\frac{S_1 - d}{S_2 - d}$	-	1,26	1,24	1,24	-	1,43	-	-	1,43	-	-	-

### 2.2.1 Расчет тяги

Полное сопротивление фестона

$$\Delta h_1 = C_s \cdot C_d \cdot \Delta h_{тр}(n+1) = 1,17 \cdot 0,85 \cdot 0,162 \cdot (4+1) = 0,806 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $C_s \cdot C_d = 1,17 \cdot 0,85 = 0,995$  – поправочные коэффициенты при шахматном расположении труб [5, рисунок VII-7];

$\Delta h_{тр} = 0,162$  мм.вод.ст – сопротивление одного ряда труб [5, рисунок VII-7]

Сопротивление первой ступени конвективного пароперегревателя:

$$\Delta h_1 = C_6 \cdot C_{Re} \cdot \Delta h_{тр} \cdot Z_2 = 0,69 \cdot 0,67 \cdot 0,52 \cdot 10 = 2,4 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $C_6 = 0,69$ ;  $C_{Re} = 0,67$  – поправочные коэффициенты при коридорном расположении труб [5, рисунок VII-6];

$\Delta h_{тр} = 0,52$  мм.вод.ст. – сопротивление одного ряда труб [5, рисунок VII-6]

Сопротивление второй ступени конвективного пароперегревателя:

$$\Delta h_1 = C_6 \cdot C_{Re} \cdot \Delta h_{тр} \cdot Z_2 = 0,69 \cdot 0,68 \cdot 0,515 \cdot 5 = 1,21 \text{ мм.вод.ст}$$

где,  $C_6 = 0,69$ ;  $C_{Re} = 0,68$  – поправочные коэффициенты коридорном расположении труб [5, рисунок VII-6];

$\Delta h_{тр} = 0,515$  мм.вод.ст. – сопротивление одного ряда труб [5, рисунок VII-6]

Поворот на  $90^\circ$  за пароперегревателем в конвективную шахту.

Определяем динамический напор:

$$H_d = 0,32 \text{ мм.вод.ст. [5, рисунок VII-2]}$$

Коэффициент сопротивления поворота:

$$v = 1,4 \text{ [4, рисунок 10]}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_7 = H_d \cdot v = 0,32 \cdot 1,4 = 0,45 \text{ мм.вод.ст.}$$

$$\Delta h_2 = \Delta h_1 + \Delta h_7 = 2,4 + 0,45 = 2,85 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление второй ступени экономайзера:

$$\Delta h_3 = C_s \cdot C_d \cdot \Delta h_{тр}(Z_2+1) = 1,11 \cdot 1 \cdot 1,11 \cdot (14+1) = 18,5 \text{ мм.в.ст.}$$

где,  $C_s = 1,11$ ;  $C_d = 1$  – поправочные коэффициенты при шахматном расположении труб [5, рисунок VII-7]

$\Delta h_{тр} = 1,11$  мм.в.ст. – сопротивление одного ряда труб [5, рисунок VII-7]

Сопротивление входа и выхода II-ой ступни В.З.П:

$$\Delta h_1 = m \cdot (v_{\text{вх}} + v_{\text{вых}}) \cdot H_d = 5 \cdot (0,28 + 0,36) \cdot 3,6 = 11,52 \text{ мм.в.ст.}$$

где,  $m=5$  – количество последовательно расположенных по ходу газов отдельных кубов;

$v_{\text{вх}}=0,28$  – коэффициент сопротивления входа;

$v_{\text{вых}}=0,236$  – коэффициент сопротивления выхода [5, рисунок VII-II];

$H_d=3,6$  мм.в.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Удельное сопротивление трения:

$$\Delta h_{\text{тр}}' = 3,7 \text{ мм.в.ст [5, рисунок VII-4]}$$

Сопротивление трения II-ой ступени В.З.П:

$$\Delta h_2 = C_m \cdot \Delta h_{\text{тр}}' \cdot L = 1 \cdot 3,7 \cdot 4,4 = 16,28 \text{ мм.вод.ст.}$$

Общее сопротивление II-ой ступени В.З.П:

$$\Delta h_4 = \Delta h_1 + \Delta h_2 = 11,52 + 16,28 = 27,8 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление I-ой ступени экономайзера:

$$\Delta h_5 = C_s \cdot C_d \cdot \Delta h_{\text{тр}} (Z_2 + 1) = 1,11 \cdot 1 \cdot 0,78 (16 + 1) = 14,7 \text{ мм.в.ст.}$$

где,  $C_s = 1,11$ ;  $C_d = 1$  – поправочные коэффициенты при шахматном расположении труб [5, рисунок VII-7]

$\Delta h_{\text{тр}} = 0,78$  мм.в.ст. – сопротивление одного ряда труб [5, рисунок VII-7]

Первая ступень В.З.П:

$$\text{Отношение сечений } \frac{F_m}{F_d} = 0,426 \text{ [5, страница 29]}$$

Динамический напор  $H_d = 4,8$  мм.вод.ст. [5, рисунок VII-21]

$m=7$  мм – коэффициент, учитывающий количество последовательно расположенных по ходу газов, отдельных кубов, определяется из чертежа;

$v_{\text{вх}}=0,28$  мм.вод.ст. [5, рисунок VII-II]

$v_{\text{вых}}=0,36$  мм.вод.ст. [5, рисунок VII-II] – коэффициент входа и выхода.

Сопротивление входа и выхода:

$$\Delta h_1 = m (v_{\text{вх}} + v_{\text{вых}}) \cdot H_d = 7(0,28 + 0,36) \cdot 4,8 = 21,5 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление трения I-ой ступени ВЗП:

$$\Delta h_2 = C_m \cdot \Delta h_{\text{тр}}' \cdot L = 1 \cdot 4,73 \cdot 7,33 = 34,67 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $C_m=1$  – поправка на внутренний диаметр трубок [5, рисунок VII-4];

$\Delta h_{\text{тр}}' = 4,73$  мм.вод.ст – удельное сопротивление трения [5, рисунок VII-4];

$L = 7,33$  м – длина трубок по таблице 7.

Общее сопротивление I ступени ВЗП:

$$\Delta h_6 = \Delta h_1 + \Delta h_2 = 21,5 + 34,67 = 56,17 \text{ мм.вод.ст.}$$

### 2.2.2 Самотяга в опускном газоходе

Самотяга в конвективной шахте:

$$-h_c = H \cdot d \cdot (0,123 - \rho_0 \frac{273}{273+t}) = 19 \cdot 9,81 (0,123 - 0,132 \frac{273}{273+364}) = -12,38 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $H=19\text{м}$  – высота газохода;

$d=9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$\rho_0=0,132 \text{ кг/м}^3$  – плотность дымовых газов при нормальных условиях [4, страница 13];

$$t = \frac{597 + 130}{2} = 364^\circ \text{C} \text{ – средняя температура газов в опускной шахте.}$$

Определим сопротивление газового тракта от выхода из воздухоподогревателя до золоуловителя;

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_1 = v \cdot H_d = 0,52 \cdot 10 = 5,2 \text{ мм.вод.ст}$$

где,  $v=0,52$  – коэффициент сопротивления;

$H_d=10 \text{ мм.вод.ст.}$  – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Секундный объем газов за котлом:

$$V_{\text{сек}} = \frac{v_{yx} \cdot B_p (273 + t_{yx})}{3600 \cdot 273} = \frac{6,32 \cdot 4,04 (273 + 130)}{273} = 37,71 \text{ м}^3/\text{сек}$$

Резкий поворот на  $90^\circ$  с изменением сечения:

$$F_1 = a_1 \cdot v_1 \cdot 2 = 1,78 \cdot 3,15 \cdot 2 = 11,2 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$F_2 = a_2 \cdot v_2 \cdot 2 = 0,78 \cdot 1,78 \cdot 2 = 2,49 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{2,49}{11,2} = 0,222 \text{ - отношение сечений}$$

Скорость газов в сечении  $F_2$ :

$$W = \frac{V_{\text{сек}}}{F_2} = \frac{37,71}{2,49} = 15,14 \text{ м/сек}$$

Два плавных поворота на  $90^\circ$ . сечение поворота  $F_2$ :

$$F=2 \cdot a \cdot b = 2 \cdot 2,2 \cdot 0,7 = 3,08 \text{ м}^2;$$

Скорость газов:

$$W_r = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{37,71}{3,08} = 12,2 \text{ м/сек};$$

Сопротивление поворотов:

$$\Delta h_1 = v \cdot H_d \cdot 2 = 0,3 \cdot 6,4 \cdot 2 = 3,84 \text{ мм.вод.ст};$$

где,  $v=0,3$  – коэффициент сопротивления;

$H_d=6,4$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Плавный поворот на  $90^\circ$ :

$$F=2 \cdot a \cdot b = 2 \cdot 1 \cdot 1,8 = 3,6 \text{ м}^2; - \text{ сечение поворота};$$

$$W_r = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{37,71}{3,6} = 10,5 \text{ м/сек} - \text{ скорость газов};$$

$$\Delta h_3 = v \cdot H_d = 0,3 \cdot 4,9 = 1,47 \text{ мм.вод.ст} - \text{ сопротивление поворота};$$

где,  $v=0,3$  – коэффициент сопротивления;

$H_d=4,9$  мм.вод.ст – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Раздающий короб:

$$F_{подв} = 2 \cdot a_1 \cdot b_1 = 2 \cdot 1 \cdot 1,8 = 3,6 \text{ м}^2 - \text{ сечение подвода газов};$$

$$F_{отв} = 2 \cdot a_2 \cdot b_2 = 4 \cdot 1 \cdot 1 = 4 \text{ м}^2 - \text{ сечение отвода газов};$$

$$W_{под} = \frac{V_{сек}}{F_{под}} = \frac{37,71}{3,6} = 10,5 \text{ м/сек} - \text{ скорость газов подвода};$$

Коэффициент сопротивления:

$$\epsilon = 1,1 + 0,7 \left( \frac{F_{подв}}{F_{отв}} \right)^2 = 1,1 + 0,7 \left( \frac{3,6}{4} \right)^2 = 1,67$$

Сопротивление раздающего короба:

$$\Delta h_4 = v \cdot H_d = 1,67 \cdot 4,9 = 8,18 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $H_d = 4,9$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VIII-2]



Два резких поворота на  $30^\circ$ :

$F = 4 \cdot a \cdot v = 4 \cdot 1 \cdot 1 = 4 \text{ м}^2$  – сечение поворота;

$$W_T = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{37,71}{4} = 9,4 \text{ м/сек} \text{ – скорость газов;}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_5 = 2 \cdot v \cdot H_d = 2 \cdot 0,21 \cdot 3,9 = 1,64 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 0,21$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 3,9$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Изменение сечения:

$F_1 = 4 \cdot a_1 \cdot v_1 = 4 \cdot 1 \cdot 1 = 4 \text{ м}^2$  – сечение;

$F_2 = 4 \cdot a_2 \cdot v_2 = 4 \cdot 0,864 \cdot 2,04 = 7,06 \text{ м}^2$  – сечение;

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{4}{7,06} = 0,57 \text{ – отношение сечений;}$$

Скорость газов в сечении  $F_1$

$$W_1 = \frac{V_{сек}}{F_1} = \frac{37,71}{4} = 9,4 \text{ м/сек}$$

Сопротивление изменения сечения:

$$\Delta h_6 = v \cdot H_d = 0,2 \cdot 3,9 = 0,78 \text{ мм.вод.ст,}$$

где,  $v = 0,2$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 3,9$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, страница VII-2]

Сопротивление шибера:

$$\Delta h_7 = v \cdot H_d = 0,1 \cdot 3,9 = 0,4 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 0,1$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 3,9$  мм.вод.ст – динамический напор [5, страница VII-2]

Скорость газов в сечении шибера:

$$W_T = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{37,71}{4} = 9,4 \text{ м/сек}$$

Общее сопротивление от выхода из воздухоподогревателя до золоуловителя:

$$\Delta h_c = \sum \Delta h_{1-7} = 5,2 + 3,84 + 1,47 + 8,18 + 1,64 + 0,78 + 0,4 = 21,5 \text{ мм.вод.ст.}$$

$\Delta h_{ж} = 30$  мм.вод.ст. – сопротивление жалюзийного золоуловителя [14, страница 284]

Батарейный золоуловитель:

Секундный объем газов:

$$V_{сек} = \frac{V_{yx} + 0,05V_o \cdot B_p \cdot (73 + t_{yx})}{273} = \frac{6,323 + 0,05 \cdot 4,24 \cdot 4,04 \cdot (73 + 130)}{273} = 39,1 \frac{м^3}{сек}$$

Сечение циклонов:

$$F = 0,785 \cdot d^2 \cdot \kappa = 0,785 \cdot 0,25^2 \cdot 192 = 9,45 \text{ м}^2$$

Скорость газов:

$$W_{г} = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{39,1}{9,45} = 4,1 \text{ м/сек}$$

Сопротивление батарейного золоуловителя

$$\Delta h_b = v \cdot H_d = 90 \cdot 0,8 = 72 \text{ мм.вод.ст.},$$

где,  $v=90$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 0,8$  мм.вод.ст – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Сопротивление газового тракта от золоуловителя до дымососа:

Собирающий короб:

$$F_{подв} = 4 \cdot a_1 \cdot v_1 = 4 \cdot 0,5 \cdot 1,26 = 2,52 \text{ м}^2 \text{ – сечение подвода};$$

$$F_{кор} = 4 \cdot a_2 \cdot v_2 = 1,6 \cdot 9,1 = 14,6 \text{ м}^2 \text{ – сечение короба};$$

$$F_{отв} = 4 \cdot a_3 \cdot v_3 = 1,6 \cdot 2,4 = 3,84 \text{ м}^2 \text{ – сечение отвода}$$

Скорость газов в подводе:

$$W_{под} = \frac{V_{сек}}{F_{подв}} = \frac{39,1}{2,52} = 15,5 \text{ м/сек}$$

Сопротивление собирающего тройника:

$$\Delta h_1 = v \cdot H_d = 1,286 \cdot 9 = 11,6 \text{ мм.вод.ст.}$$

$$\text{где, } v = 1,1 + 0,9 \left( \frac{F_{под}}{F_{кор}} \right)^2 + 0,5 \left( 1 - \frac{F_{отв}}{F_{кор}} \right)^2 = 1,1 + 0,9 \left( \frac{2,52}{14,6} \right)^2 + 0,5 \left( 1 - \frac{3,84}{14,6} \right)^2 = 1,286 \quad -$$

коэффициент сопротивления;

$H_d = 9$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2].

Плавный поворот на  $90^\circ$ :

$$F = a \cdot v = 1,6 \cdot 2,4 = 3,84 \text{ м}^2 \text{ – сечение поворота.}$$

$$W_T = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{39,1}{3,84} = 10,18 \text{ м/сек – скорость газов.}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_2 = v \cdot H_d = 0,3 \cdot 4,25 = 1,28 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v=0,3$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 4,25$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2].

Два резких поворота на  $20^\circ$ :

$$F = a \cdot v = 1,6 \cdot 2,4 = 3,84 \text{ м}^2 \text{ – сечение поворотов}$$

Сопротивление поворотов:

$$\Delta h_3 = v \cdot H_d \cdot 2 = 0,14 \cdot 4,25 \cdot 2 = 1,2 \text{ мм.вод.ст.,}$$

где,  $v = 0,14$  – коэффициент сопротивления

$H_d = 4,25$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2].

Плавный поворот на  $45^\circ$

$$F = a \cdot v = a \cdot b = 2,1 \cdot 0,9 = 1,89 \text{ м}^2 \text{ – сечение поворота;}$$

$$W_T = \frac{V_{сек}}{F \cdot 2} = \frac{39,1}{1,89 \cdot 2} = 10,3 \text{ м/сек – скорость газов;}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_4 = v \cdot H_d = 0,15 \cdot 4,45 = 0,67 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 0,15$  – коэффициент сопротивления

$H_d = 4,45$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Общее сопротивление тракта от золоуловителя до дымососа:

$$\Delta h = \sum \Delta h_{1-4} = 11,6 + 1,28 + 1,2 + 0,67 = 14,75 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление трата от дымососа до дымовой трубы:

Диффузор:

$$F_1 = a_1 \cdot v_1 = 1,2 \cdot 1,4 = 1,68 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$F_2 = a_2 \cdot v_2 = 2,8 \cdot 1,8 = 5,04 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

Длина диффузора  $l=4,5$  мм (по чертежу);

$$W_T = \frac{V_{сек}}{F_1} = \frac{39,1}{1,68} = 23,3 \text{ м/сек – скорость газов;}$$

Сопротивление диффузора:

$$\Delta h_1 = v \cdot H_d = 0,26 \cdot 22,5 = 5,85 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v=0,26$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 22,5$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Два плавных поворота на  $45^\circ$ :

$$F = a \cdot v = 1,8 \cdot 2,8 = 5,04 \text{ м}^2 \text{ – сечение поворота;}$$

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{39,1}{5,04} = 7,76 \text{ м/сек – скорость газов;}$$

Сопротивление поворотов:

$$\Delta h_2 = 2 \cdot v \cdot H_d = 2 \cdot 0,15 \cdot 2,5 = 0,75 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v=0,15$  – коэффициент сопротивления:

$H_d = 2,5$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Два резких поворота на  $45^\circ$ :

$$W_T = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{39,1}{5,04} = 7,76 \text{ м/с – скорость газов;}$$

Сопротивление поворотов:

$$\Delta h_3 = 2 \cdot v \cdot H_d = 2 \cdot 0,35 \cdot 2,5 = 1,75 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v=0,35$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 2,5$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Собирающий тройник с поворотом на  $90^\circ$ :

$$F_c = a \cdot v = 1,8 \cdot 2,8 = 5,04 \text{ м}^2 - \text{сечение};$$

$$\frac{g_o}{g_c} = \frac{39,1}{78,2} = 0,5 - \text{отношение расходов}$$

$$W_c = \frac{\sum V}{F_c} = \frac{78,2}{5,04} = 15,5 \text{ м/сек} - \text{скорость в сечении}$$

Сопротивление собирающего тройника

$$\Delta h_4 = v \cdot H_d = 0,6 \cdot 11 = 6,6 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v=0,6$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 11$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Общее сопротивление газового тракта от дымососа до дымовой трубы:

$$\Delta h = 5,85 + 0,75 + 1,75 + 6,6 = 14,95 \text{ мм.вод.ст.}$$

Дымовая труба:

$$F = a \cdot v = 2,6 \cdot 6,47 = 16,8 \text{ м}^2 - \text{вход в дымовую трубу};$$

$$W_T = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{78,2}{16,8} = 4,65 \text{ м/с} - \text{скорость газов};$$

Сопротивление входа:

$$\Delta h_1 = v \cdot H_d = 1 \cdot 0,9 = 0,9 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v=1$  – коэффициент загрязнения;

$H_d = 0,9$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2];

$F^1 = 0,785 \cdot d^2 = 0,785 \cdot 4,2^2 = 13,85 \text{ м}^2$  – выход из дымовой трубы;

$i = 0,02$  – уклон трубы [4, струнок 14];

$$W_T = \frac{\sum V_{сек}}{F^1} = \frac{2 \cdot 39,1}{13,85} = 5,6 \text{ м/сек} - \text{скорость газов на выходе};$$

Сопротивление трения и выхода из трубы:

$$\Delta h_2 = v \cdot H_d = 1,27 \cdot 1,4 = 1,8 \text{ мм. вод. ст.}$$

где,  $v = \frac{0,004}{i} + 1,07 = \frac{0,004}{0,02} + 1,07 = 1,27$  – коэффициент сопротивления дымовой трубы;

$H_d = 1,4$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2];  
Сопротивление дымовой трубы:

$$\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2 = 0,9 + 1,8 = 2,7 \text{ мм.вод.ст.}$$

Самотяга трубы:

$$H_c = \pm H \cdot \rho \cdot \left( 0,123 - 0,132 \frac{273}{273 + t_{\text{ж}}} \right) = +120 \cdot 9,81 \cdot \left( 0,123 - 0,132 \frac{273}{273 + 130} \right) = 39,53$$

мм.вод.ст.

где,  $H=120$  м – высота дымовой трубы.

Подсчет перепада полных давлений по газовому тракту.

Суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяге:

$$\Delta H = [\sum \Delta h_{\text{Т-З}} \cdot (1+M) + \sum \Delta h_{\text{З-Тр}}] = 0,806 + 2,4 + 1,21 + 0,45 + 18,5 + 27,8 + 14,7 + 56,17 + 21,5 + 30 + 72 + 14,75 + 14,95 + 2,7 = 278 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $\sum \Delta h_{\text{Т-З}}$  – сумма сопротивлений на участке топка-золоуловитель;

$\sum \Delta h_{\text{З-Тр}}$  – сумма сопротивлений на участке золоуловитель-труба;

$M$  – поправка на запыленность, вносят только при значительных величинах запыленности газового потока;

$$\frac{a_{\text{ун}} \cdot A^p}{Q_p^n} \cdot 10^3 > 6$$

где,  $A^p = 6\%$  – содержание золы на рабочую массу топлива;

$a_{\text{ун}} = 0,95$  – для камерных топок с твердым шлакоудалением;

$Q_p^n = 15700$  – низшая теплота сгорания топлива;

$$\frac{0,95 \cdot 6}{15700} \cdot 10^3 = 0,36 < 6, \text{ следовательно, поправку на запыленность не}$$

вносим.

Суммарная самотяга котла:

$$H_c = \sum h_c = -12,38 + 39,53 = 27,15 \text{ мм.вод.ст.}$$

Перепад полных давлений по газовому тракту:

$$H_{\text{п}} = h''_{\text{Т}} + \Delta H - H_c = 2 + 278 - 27,15 = 252,85 \text{ мм.вод.ст.}$$

Определим производительность дымососа:

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_d = 1,1 \cdot 39,1 = 43 \text{ м}^3/\text{сек} = 154800 \text{ м}^3/\text{час}$$

где,  $\beta_1 = 1,1$  – коэффициент запаса по производительности;

$V_d = 39,1 \text{ м}^3/\text{сек}$  – объем дымовых газов.

Расчетный напор дымососа:

$$H_d = \beta_2 \cdot H_{\text{п}} = 1,2 \cdot 252,85 = 303 \text{ мм.вод.ст.},$$

где,  $\beta_2=1,2$  - коэффициент запаса по давлению;

$H_{\text{п}} = 252,85 \text{ мм.вод.ст.}$  – перепад давлений.

По значению производительности и напора выбираем дымосос по [5, рисунок VII-31]:

ДН-24;  $n=740 \text{ об/мин}$ ;

По [5, рисунок VII-46] определим к.п.д. дымососа:  $\eta_d=0,675$ ;

Мощность привода дымососа:

$$N = \beta_3 \cdot \frac{Q_d \cdot H_d \cdot 10^{-3}}{\eta_d} = 1,1 \cdot \frac{43 \cdot 3030 \cdot 10^{-3}}{0,675} = 212 \text{ кВт}$$

### 2.2.3 Расчет дутья

Всасывающая линия вентилятора.

Секундный объем воздуха, всасываемый вентилятором:

$$V_{\text{сек}} = \frac{V^o \cdot B_p \cdot (273 + t_{\text{хв}})}{273} = \frac{(2 - 0,08 - 0,04 + 0,06) \cdot 4,24 \cdot 4,04 \cdot (273 + 30)}{273} \\ = 21,86 \text{ м}^3/\text{сек}$$

где,  $\alpha_T; \Delta \alpha_T; \Delta \alpha_{\text{пл}}; \Delta \alpha_{\text{вп}}$  - коэффициенты избытка воздуха за поверхностями нагрева по таблице 6;

$t_{\text{хв}}=30 \text{ }^\circ\text{C}$  - температура холодного воздуха;

Сопротивление входа в окно с сеткой:

$$H_1 = v \cdot H_d = 1 \cdot 6,4 = 6,4 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 1$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 6,4 \text{ мм.вод.ст.}$  – динамический напор [5, рисунок VII-21]

$$W = \frac{V_{\text{сек}}}{F} = \frac{21,86}{2,1} = 10,41 \text{ м/сек} - \text{ скорость входа}$$

Плавный поворот на  $90^\circ$  с закругленной внутренней кромкой:

$$W = \frac{V_{\text{сек}}}{F} = \frac{21,86}{2,1} = 10,41 \text{ м/сек} - \text{ скорость воздуха в повороте};$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_2 = v \cdot H_d = 0,64 \cdot 6,4 = 4,1 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = k \cdot \Delta H \cdot B \cdot C = 0,64 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,64$  – коэффициент сопротивления;  
 $H_d = 6,4$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-21]  
Плавный поворот на  $50^\circ$

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{21,86}{2,3} = 9,5 \text{ м/сек} – \text{ скорость воздуха в повороте;}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_3 = v \cdot H_d = 0,167 \cdot 5,3 = 0,9 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 0,3 \cdot \frac{\alpha}{90^\circ} = 0,3 \cdot \frac{50^\circ}{90^\circ} = 0,167$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 5,3$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-21]

Карман Рихтера:

$$F = a \cdot v = 2,52 \cdot 0,91 = 2,29 \text{ м}^2 – \text{ сечение кармана}$$

$$W = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{21,86}{2,09} = 9,5 \text{ м/сек} – \text{ скорость воздуха}$$

Сопротивление кармана:

$$\Delta h_4 = v \cdot H_d = 0,2 \cdot 5,3 = 1,06 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 0,2$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 5,3$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-21]

Общее сопротивление всасывающей линии:

$$\sum h_{1-4} = 6,4 + 4,1 + 0,9 + 1,06 = 12,46 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление тракта от вентилятора до воздухоподогревателя:

Диффузор:  $l = 1,6$  м

$$F_1 = a_1 \cdot v_1 = 1,2 \cdot 0,7 = 0,84 \text{ м}^2 – \text{ сечение;}$$

$$F_2 = a_2 \cdot v_2 = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1 \text{ м}^2 – \text{ сечение;}$$

$$W_1 = \frac{V_{сек}}{F} = \frac{21,86}{0,84} = 26 \text{ м/сек} – \text{ скорость воздуха в сечении } F_1;$$



Сопротивление диффузора:

$$\Delta h_1 = v \cdot H_d = 0,34 \cdot 40 = 13,6 \text{ мм.вод.ст}$$

где,  $v = 0,34$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 40$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Резкое изменение сечения:

$$F_1 = a_1 \cdot v_1 = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$F_2 = a_2 \cdot v_2 = 1,16 \cdot 6,252 = 7,25 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$W = \frac{V_{сек}}{F_1} = \frac{21,86}{2,1} = 10,4 \text{ м/сек – скорость воздуха;}$$

Сопротивление изменения сечения:

$$\Delta h_3 = v_{вых} \cdot H_d = 0,55 \cdot 6,4 = 3,52 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v_{вых} = 0,55$  – коэффициент сопротивления;

$H_d = 6,4$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2];

$\Delta h_4 = 7,7$  мм.вод.ст. – сопротивление калориферов [5, страница 38]

Общее сопротивление тракта от вентилятора до воздухоподогревателя:

$$\Delta h_{II} = 13,6 + 0,9 + 3,52 + 7,7 = 25,72 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление воздухоподогревателя первой ступени:

$$\Delta h_1 = 3 \cdot C_d \cdot S_s \cdot \Delta h_{ТР} (n+1) = 3 \cdot 0,942 \cdot 1,03 \cdot 0,28 (33 + 1) = 9,23 \text{ мм.вод.ст,}$$

где,  $S_s = 1,03$ ;  $C_d = 0,942$  – поправочные коэффициенты при шахматном расположении труб [5, рисунок VII-7]

$\Delta h_{ТР} = 0,28$  мм.вод.ст – сопротивление одного ряда

Поворот на  $180^\circ$  в I перепускном клапане

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_2 = v \cdot H_d = 3,5 \cdot 0,92 = 3,22 \text{ мм.вод.ст}$$

где,  $v = 3,5$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44]

$H_d = 0,92$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2];

$W = 4,5$  м/с – скорость воздуха (из расчета ВЗП)

Поворот на  $180^\circ$  во II перепускном клапане:

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_3 = v \cdot H_d = 3,5 \cdot 0,92 = 3,22 \text{ мм.вод.ст}$$

где,  $v = 3,5$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44]

$H_d = 0,92$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2];

$W = 4,5$  м/с – скорость воздуха (из расчета ВЗП)

Два поворота на  $90^\circ$  в III перепускном клапане:

Сопротивление поворота

$$\Delta h_4 = v \cdot H_d = 2 \cdot 0,9 \cdot 0,92 = 1,66 \text{ мм.вод.ст.},$$

где,  $v=0,9$  – коэффициент сопротивления [4, страница 44]

$H_d = 0,92$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2];

$W = 4,5$  м/с – скорость воздуха (из расчета ВЗП)

Сопротивление второй ступени воздухоподогревателя:

$$\Delta h_5 = C_d \cdot S_s \cdot \Delta h_{TP} (n+1) = 1,03 \cdot 0,942 \cdot 0,245 (43 + 1) = 10,46 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $S_s = 1,03$ ;  $C_d = 0,942$ ;  $\Delta h_{TP} = 0,245$  – поправочные коэффициенты при шахматном расположении труб [5, рисунок 7];

$t_{cp} = 260^\circ\text{C}$  – средняя температура во второй ступени воздухоподогревателя (из расчета ВЗП);

$W = 4,5$  м/с – скорость воздуха (из расчета ВЗП)

Общее сопротивление воздухоподогревателя:

$$\Delta h_{III} = \sum h_{1-5} = 9,23 + 3,22 + 3,22 + 1,66 + 10,46 = 27,83 \text{ мм.вод.ст}$$

Сопротивление тракта горячего воздуха:

$t_{гв} = 330^\circ\text{C}$  – температура горячего воздуха;

Секундный объем горячего воздуха:

$$V_{сек} = \frac{(\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{nl}) \cdot V^o \cdot B_p \cdot (73 + t_{гв})}{273} = \frac{(2 - 0,08 - 0,04) \cdot 4,24 \cdot 4,04 \cdot (73 + 330)}{273} = 40,8 \text{ м}^3/\text{с}$$

Резкий поворот на  $90^\circ$  с изменением сечения:

$$F_1 = a_1 \cdot v_1 = 4,4 \cdot 6,6 = 29 \text{ м}^2 \text{ – сечение};$$

$$F_2 = a_2 \cdot v_2 = 4,4 \cdot 1,0 = 4,4 \text{ м}^2 \text{ – сечение};$$

$$W_2 = \frac{V_{сек}}{F_2 \cdot 2} = \frac{40,8}{4,4 \cdot 2} = 4,6 \text{ м/сек}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_1 = v \cdot H_d = 0,55 \cdot 0,64 = 0,352 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 0,55$  – коэффициент сопротивления [5, рисунок 44]  
 $H_d = 0,64$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]  
Плавный поворот на  $90^\circ$

$$F = a \cdot v = 4,4 \cdot 1 = 4,4 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$W = \frac{V_{сек}}{F \cdot 2} = \frac{40,8}{4,4 \cdot 2} = 4,6 \text{ м/с – скорость воздуха}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_2 = v \cdot H_d = 0,3 \cdot 0,64 = 0,192 \text{ мм.вод.ст,}$$

где,  $v=0,3$  – коэффициент сопротивления;  
 $H_d = 0,64$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]  
Раздающий тройник на  $90^\circ$

$$F_c = a_1 \cdot v_1 = 1 \cdot 1,9 = 19 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$F_6 = a_2 \cdot v_2 = 0,6 \cdot 0,6 = 0,36 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

Скорость воздуха:

$$W_c = \frac{V_{сек}}{F_c \cdot 2} = \frac{40,8}{1,9 \cdot 2} = 10,8 \text{ м/сек – скорость в сечении } F_c;$$

$$W_6 = \frac{V_{зш}}{F_6 \cdot 2} = \frac{6,16}{0,36 \cdot 2} = 8,6 \text{ м/сек – в сечении } F_6,$$

где,  $V_{зш} = 6,16 \text{ м}^3/\text{сек}$  – расход воздуха через задние шлицы

$$\frac{W_6}{W_c} = \frac{8,6}{10,8} = 0,79 \text{ – отношение скоростей}$$

Сопротивление раздающего тройника:

$$\Delta h_3 = v \cdot H_d = 2,4 \cdot 2,2 = 5,3 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 2,4$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44]  
 $H_d = 2,2$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]  
Резкий поворот на  $30^\circ$  с изменениями сечения:

$$F_1 = a_1 \cdot v_1 = 0,6 \cdot 0,6 = 0,36 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$F_2 = a_2 \cdot v_2 = 0,5 \cdot 0,6 = 0,3 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

Скорость воздуха в сечении  $F_2$ :

$$W_2 = \frac{V_{\text{зш}}}{F_2 \cdot 2} = \frac{6,16}{0,3 \cdot 2} = 10,3 \text{ м/сек}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_4 = v \cdot H_d = 0,17 \cdot 3,15 = 0,4 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v=0,17$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44]

$H_d = 3,15$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Резкий поворот на  $90^\circ$  с изменениями сечения:

$$F_1 = a_1 \cdot v_1 = 0,5 \cdot 0,6 = 0,3 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$F_2 = a_2 \cdot v_2 = 0,5 \cdot 0,5 = 0,25 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

Скорость воздуха в сечении  $F_2$ :

$$W_2 = \frac{V_{\text{зш}}}{F_2 \cdot 2} = \frac{6,16}{0,25 \cdot 2} = 12,3 \text{ м/с}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_5 = v \cdot H_d = 1,15 \cdot 4,44 = 5,1 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 1,15$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44]

$H_d = 4,44$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Плавный поворот на  $90^\circ$  с изменением сечения:

$$F_1 = a_1 \cdot v_1 = 0,5 \cdot 0,5 = 0,25 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

$$F_2 = a_2 \cdot v_2 = 0,4 \cdot 0,5 = 0,2 \text{ м}^2 \text{ – сечение;}$$

Скорость воздуха в сечении  $F_2$ :

$$W_2 = \frac{V_{\text{зш}}}{F_2 \cdot 2} = \frac{6,16}{0,2 \cdot 2} = 15,4 \text{ м/с}$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_6 = v \cdot H_d = 1,19 \cdot 6,9 = 1,3 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 1,19$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44]

$H_d = 6,9$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Шибер

$$F = a \cdot b = 0,4 \cdot 0,5 = 0,2 \text{ м}^2 - \text{сечение};$$

Сопротивление шибера:

$$\Delta h_7 = v \cdot H_d = 0,1 \cdot 6,9 = 0,7 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 0,1$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44]

$H_d = 6,9$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Раздача воздуха в шлицы:

$$F_{\text{кор}} = a_1 \cdot b_1 = 0,4 \cdot 0,5 = 0,2 \text{ м}^2 - \text{сечение короба};$$

$$F_2 = 4 \cdot a_2 \cdot b_2 = 4 \cdot 0,3 \cdot 0,08 = 0,096 \text{ м}^2 - \text{сечение отвода};$$

Скорость воздуха в коробе:

$$W_{\text{кор}} = \frac{V_{\text{зш}}}{F_2 \cdot 2} = \frac{6,16}{0,2 \cdot 2} = 15,4 \text{ м/сек}$$

Коэффициент сопротивления:

$$\epsilon = 0,74 + 0,7 \left( \frac{F_{\text{кор}}}{F_{\text{отв}}} \right)^2 = 0,74 + 0,7 \left( \frac{0,2}{0,096} \right)^2 = 3,78$$

Сопротивление при раздаче на шлицы:

$$\Delta h_8 = v \cdot H_d = 3,78 \cdot 6,9 = 26 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $H_d = 6,9$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Резкий поворот на  $15^\circ$

$$F = a \cdot b = 0,24 \text{ м}^2 - \text{сечение};$$

$$W = \frac{V_{\text{зш}}}{F \cdot 8} = 32,1 \text{ м/сек} - \text{скорость воздуха};$$

Сопротивление поворота:

$$\Delta h_9 = v \cdot H_d = 0,07 \cdot 30,3 = 2,1 \text{ мм.вод.ст}$$

где,  $v = 1,4 \cdot V = 1,4 \cdot 0,06 = 0,07$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44]

$H_d = 30,3$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2]

Сопротивление шлиц:

$$\Delta h_{10} = v \cdot H_d = 1,5 \cdot 4,7 = 7,05 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $v = 1,5$  – коэффициент сопротивления [5, страница 44];

$H_d = 4,7$  мм.вод.ст. – динамический напор [5, рисунок VII-2];

$W = 40$  м/сек – скорость воздуха задана.

Общее сопротивление тракта горячего воздуха:

$$\Delta h_4 = \sum \Delta h_{1+10} = 0,352 + 0,192 + 5,3 + 0,4 + 5,1 + 1,3 + 0,7 + 2 + 2,1 + 7,05 = 48,5 \text{ мм.вод.ст}$$

Растяжение в токе:

$$\Delta h_5 = h_T'' + 0,95 \cdot H = 2 + 0,95 \cdot 9 = 10,6 \text{ мм.вод.ст.}$$

где,  $H = 9$  м – высота газового столб.

Общее сопротивление воздушного тракта:

$$\Delta H_{\Pi} = (\Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 + \Delta h_4) \frac{760}{740} - \Delta h_5 = (12,46 + 25,72 + 27,83 + 48,5) \frac{760}{740} - 10,6 = 107 \text{ мм.вод.ст.}$$

Выбор вентилятора:

Расчетная производительность вентилятора с запасом 5%:

$$Q_{\text{расч}} = 1,05 \cdot V_{\text{сек}} \cdot 3600 \frac{760}{h} = 1,05 \cdot 21,86 \cdot 3600 \frac{760}{740} = 84864 \text{ м}^3/\text{час}$$

Расчетное сопротивление с запасом 10%:

Приведенное расчетное сопротивление:

$$H_{\text{расч}}^{np} = K_s \cdot H_{\text{расч}} = 1,06 \cdot 117,7 = 125 \text{ мм.вод.ст.}$$

Вывод: при расчете установлено, что расход топлива увеличился ( $B_p = 4,04$  кг/с) в связи с уменьшением теплоты сгорания топлива ( $Q_{\text{н}}^p = 15700 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ), полный объем дымовых газов ( $V_r = 6,323 \text{ м}^3/\text{кг}$ ) уменьшился.

Согласно методикам, по которым осуществлялся расчет и всех предыдущих выводов, можно сказать, что внедрение двух дополнительных котлов БКЗ-75-39ФБ и одной турбиной Р-12/35/5м позволяет расширить отопительную мощность Канской ТЭЦ до желаемых пределов.

### **3 Система топливоподачи**

На Канскую ТЭЦ бурый уголь Бородинского разреза подается по железной дороге в полувагонах.

Разгрузка производится вручную в закрытом разгрузочном сарае, при помощи двух скреперных лебедок ЛК-42. Уголь выгружается в разгрузочные ямы емкостью по 200 тонн. Здесь же, в разгрузочном сарае, установлены две дробилки первичного дробления ДДЗ-500-6.

После первичного дробления топливо поступает на ленточный конвейер 1-го подъема по двум транспортерным лентам (ширина 650 мм каждая). Далее, по необходимости, уголь может поступать по двум направлениям:

-через течку на открытый угольный склад (максимальный запас угля 120 тыс. т)

-в дробильное помещение на дробилки вторичного дробления ДМ-4.

После вторичного дробления на дробилке ДМ-4 уголь, через узел пересыпки, поступает на ленточный конвейер второго подъема (две транспортерные ленты по 650мм.). На втором подъеме установлены автоматические весы для взвешивания угля. Уголь по второму подъему поступает в помещение бункерной галереи, где с помощью плужковых сбрасывателей подается в бункеры котлов (у каждого котла два бункера). Для подачи угля с открытого склада в помещении бункерного отделения установлена лебедка СКЛ -42. Для предотвращения самовозгорания угля на открытом складе, штабель угля постоянно уплотняется с помощью бульдозеров Т-100 и Т-130.

Для обоснования расширения схемы топливоподачи при установке дополнительно двух котлоагрегатов БКЗ-75-39ФБ необходимо определить расход топлива на работающие котлы до расширения и расход топлива на увеличенное количество котлов. Так как расчетный расход угля на котел БКЗ-75-39ФБ составляет 15 т/час (из теплового расчета котла), то для семи работающих котлов этот расход составит 105 т/час. Так как устанавливаем однотипные котлы с одинаковыми параметрами и характеристиками, принимаем расход угля на два котла 30 т/час. Следовательно, суммарный расход топлива на девять котлов составит 135 т/час. Исходя из характеристики системы топливоподачи установлено, что производительность топливоподачи ТЭЦ составляет 200 т/час, что на 65 т/час превышает расход угля для девяти котлов, то есть действующая топливоподачи обеспечивает работу станции и в расширении схемы топливоподачи нет необходимости, за исключением наращивания транспортерной линии на 50 м для подачи топлива к новым котлам.

### **4 Внутреннее шлакозолоудаление**

Шлакозолоудаление гидравлическое, совместное, обратное. Из-под котлов и золоуловителей типа БЦ 224 и БЦ 512 шлак и зола поступает в багерную насосную, где установлены два насоса (производительность

каждого 230 м<sup>3</sup>/час), откуда подается на золоотвал. Осветленная вода насосами подается в котельную для повторного использования.

Расчетный расход пульпы на девять котлов, м<sup>3</sup>/час,

$$Q = 19,636 \cdot 9 = 176,7$$

Следовательно, расширения ГЗУ не требуется, так как производительность каждого насоса 5 Гр-8 составляет 230 м<sup>3</sup>/час.

## 5 Схема химводоподготовки

На Канской ТЭЦ имеется цех химводоподготовки, работающий по схеме: коагуляция в осветлителях, осветление на механических фильтрах, “Н”- катионирования с голодной регенерацией, декарбонизация, двухступенчатое “Na”- катионирование. Производительность установки 230 т/час.

Так же имеется установка для обработки воды на подпитку теплосети, по схеме: подкисления серной кислотой, буферное катионирование, декарбонизация, подщелачивание. Производительность установки 1200 т/час.

Для обоснования ХВО требуется определить расход сетевой воды с учетом расширения, т/час,

$$G_{c.в.}^{ТЭЦ} = \frac{Q_{\text{пмх}}^{ТЭЦ} \cdot 10^3}{(t_{n.c} - t_{o.c}) \cdot C_6} = \frac{393 \cdot 10^3}{(30 - 70) \cdot 4,19} \cdot 3,6 = 5627$$

Расход на подпитку теплосети, т/час,

$$G_{n.m} = G_{c.в.}^{ТЭЦ} \cdot L_n = 5627 \cdot 0,2 = 1125,$$

где  $L_n = 20\%$  - потери сетевой воды (14);

Расход на подпитку котлов, т/час,

$$G_{n.k} = k \cdot (L_1 + L_2) \cdot D_{n.z} \cdot n = 1,1 \cdot (0,038 + 0,15) \cdot 75 \cdot 9 = 140,$$

где  $k = 1,1$  – коэффициент запаса;  $n = 9$  – число котлоагрегатов;

$L_2 = 15\%$  - потери внешние, зависят от возврата конденсата от внешних потребителей,  $D_{ок} = 50\%$ ;

Потери на собственные нужды, утечки и продувки, %, (5):

$$L_1 = (L_{сн} + L_{ym} + L_{np}) = 1,2 + 1,1 + 1,5 = 3,8$$



При расширении ТЭЦ химводоочистка и схема обработки воды расширения и изменения не требуют.

## **6 Электрические устройства, автоматизации, связь**

На Канской ТЭЦ находится в эксплуатации: один генератор мощностью 5 мВт и два генератора мощностью 6 мВт, типа Т-6-2. Также имеется ГРУ-6КВ (главное распределительное устройство напряжения 6000В), состоящее из трех секций. Связь ГРУ-6КВ с подстанцией выполнена двумя кабельными линиями.

В связи с возможностью расширения Канской ТЭЦ, институт «Энергосетьпроект» разработал схему присоединения станции к энергосистеме. Генератор Т-12-2, турбины Р-12-35/5м присоединяется к шинам ГРУ-6КВ (четвертая секция). Новая секция подключается в “кольцо” с тремя существующими секциями через реакторы РБ-10-1000.

При расширении предусматривается третья линия связи с энергосистемой напряжением 6 кВ и замена существующей подстанции из двух трансформаторов 20мВа на два 40мВа.

На действующей части ТЭЦ основное оборудование оснащено комплектом устройств теплового контроля, автоматического регулирования, дистанционного управления, технологических защит, блокировок и сигнализации.

Централизованное управление и контроль над оборудованием электростанции осуществляется с ГРЩУ (главного распределительного щита управления), находящегося в главном корпусе.

На ТЭЦ действует диспетчерская, общестанционная и местная связь.

## **7 Экологическое обоснование**

### **7.1 Климатическая характеристика города**

Город Канск расположен в восточной части Красноярского края на пересечении среднего течения реки Кан и Транссибирской железнодорожной магистрали. Город расположен по обеим берегам реки Кан, правого притока Енисея.

Климат в городе Канске – резко континентальный, значительными колебаниями температур не только в зимнее время и летнее время года, но и в течение суток.

Основные климатические характеристики, необходимые для расчетов приземных концентраций вредных веществ в атмосфере, приняты по данным Красноярского территориального управления по гидрометеорологии и приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Основные климатические характеристики

наименование	обозначение	величина
Коэффициент температурной стратификации	A	200
Коэффициент поправки на рельеф местности	$\eta$	1,1
Средняя температура наиболее холодного месяца	T	-20,2
Среднегодовая роза ветров по направлениям		
Северо-восточный		3,7
Северный		4,3
Восточный		14,3
Юго-восточный		11,4
Южный		4,1
Юго-западный		25,1
Западный		29,9
Северо-западный		6,5
Скорость ветра, повторяемость превышения, которой составляет (по средним многолетним данным 5%) м/с	U*	9

## 7.2 Экологическая обстановка в городе Канске

Для обоснования необходимости повышения эффективности очистки газов произведем анализ следующих данных.

Выброс дымовых газов от действующих котлов осуществляется через две железобетонные трубы. Одна труба высотой 100 метров и с диаметром устья 3,5 метра. Другая дымовая труба высотой 120 метров и диаметром устья 4,2 метра.

В данном проекте с вводом в действие двух новых котлов, которые являются дополнительным источником выбросов, концентрация вредных примесей в связи с этим, увеличивается. Поэтому установка дополнительных золоуловителей необходима.

В качестве основного топлива для действующей и расширяемой части ТЭЦ принят бурый уголь Канско-Ачинского бассейна, Бородинского месторождения, характеристика и элементарный состав приведен в таблице 3.

Расчеты по оценке выбросов (г/сек) по существующему состоянию выполнены по данным инструментальных замеров, представленных Канской ТЭЦ и выполненные совместно с санлабораторией станции. Годовые выбросы вредных веществ определены, исходя из потребности годового расхода топлива, и реализованы на ПЭВМ по программе “Смог“, разработанной в соответствии с требованиями.

Данные инструментальных замеров, представленные Канской ТЭЦ, комитетом по охране природы г. Канска, разрешенные выбросы, полученные расчетным путем, сведены в таблицу 9.

Таблица 9 – Сравнительная таблица показателей выбросов

Наименование веществ	Данные комитета по охране природы, г/сек	Данные санитарной лаборатории Канской ТЭЦ, г/сек	Разрешенные выбросы, г/сек	Выбросы полученные расчетным путем, г/сек
Сернистый ангидрид	4,63	4,05	19,81	18,08
Двуокись азота	8,49	8,65	2,53	3,17
Окись азота	1,38	1,4	0,41	0,52
Окись углерода	1,56	1,56	-	1,11
Пыль (зола)	23,16	22,58	23,62	34,52

### 7.3 Обоснование выбора аппарата газоочистки

При выборе системы газоочистки рассматривались три варианта:

- установка электрофильтров;
- установка мокрых золоуловителей;
- установка батарейных циклонов.

Установка электрофильтров, как более эффективных по улавливанию золы, не рассматриваются в связи с ограничениями по территории.

Установка мокрых золоуловителей невозможна в связи с большим содержанием в золе карбонатов кальция (по данным санитарной лаборатории Канской ТЭЦ).

Приемлемым вариантом остается установка батарейных циклонов (БЦУ). В действующей части ТЭЦ проведена замена старых малоэффективных циклонов БЦ-512 с КПД 81,3%, на новые высокоэффективные БЦУ-56-224 с КПД 93%.

В расширяемой части ТЭЦ предусматривается установка жалюзийных золоуловителей перед БЦУ по ходу газов, для удаления более крупных частиц золы и повышения эффективности БЦУ, что позволит поднять КПД до 96%.

### 7.4 Расчет газоочистительного устройства.

Число элементов циклона, шт, [11, страница 296];

$$n = 0,91 \frac{V}{d^2} \sqrt{\frac{\xi \cdot \rho_r}{\Delta P}} = 0,91 \cdot \frac{39,1}{0,25^2} \sqrt{\frac{85 \cdot 0,874}{500}} = 220,$$

где,  $V=39,1\text{ м}^3/\text{с}$  – секундный объем газов в батарейном циклоне (см. Аэродинамический расчет);

$d=250\text{ мм}$  – диаметр элемента;

$\xi=85$  – общий коэффициент сопротивления для элемента, [11, страница 296]

$\Delta P = 500$  Па – сопротивление элемента циклона;  
 $\rho_{\Gamma}$  - плотность газа, кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho_{\Gamma} = \rho_o \frac{273}{273 + U_{yx.z}} = 1,29 \frac{273}{273 + 130} = 0,874,$$

где,  $\rho_i = 1,29$  – плотность газа при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  
 $U_{yx.r} = 130^{\circ}\text{C}$  – температура уходящих газов.

Принятый тип батарейных циклонов – БЦ  $\frac{220}{55.4}$  [11, страница 296].

Число батарейных циклонов 1 шт.

Расчет жалюзийных золоуловителей произведем по методике, изложенной в литературе [12]. Скоростной напор во входной и выходной камерах, мм,

$$h = \frac{\Delta H}{2,75} = \frac{30}{2,75} = 10,9$$

скорость газа, м/с,

$$V = \sqrt{20 \cdot \frac{h}{\rho}} = \sqrt{20 \cdot \frac{10,9}{0,894}} = 15,6$$

где  $\rho$  – плотность дымовых газов, кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho = 1,32 \frac{1}{1 + \frac{t_{yx.z}}{273}} = 1,32 \frac{1}{1 + \frac{130}{273}} = 0,894$$

Сечение входной и выходной камер, м<sup>2</sup>,

$$F_3 = \frac{Q_{\max}}{V} = \frac{43}{15,6} = 2,76$$

где  $Q_{\max} = 43 \text{ м}^3/\text{сек}$  – расход газа.

Применение двухступенчатой очистки дымовых газов, мной обосновано на основании того, что недостатком батарейного циклона является забивание золой вследствие низкой скорости газов при малой нагрузке. Чтобы устранить этот недостаток, я предлагаю установить жалюзийный золоуловитель, так как нагрузка котлоагрегата несущественно влияет на степень очистки газов. Так, по данным испытаний установлено, что при снижении нагрузки котла в два раза степень очистки понизилась всего на 2 ÷ 3%.

Жалюзийные золоуловители достаточно хорошо защищают элементы дымососа от износа. По экологическим показателям жалюзийные золоуловители очень эффективны. Габариты их примерно в десять раз меньше, чем батарейных циклонов, во столько же раз меньше расход металла и стоимость сооружения. Соппротивление их не превышает 500 Па.

### **7.5 Расчет концентрации загрязнений в окружающей среде с учетом фона города**

Расчет полей концентраций загрязняющих веществ, в приземном слое атмосферы г. Канска на существующее положение и расширение (IV очередь) Канской ТЭЦ выполнен на ПЭВМ по программе “Эколог”.

По результатам расчетов выполнен сравнительный анализ загрязнения атмосферы города выбросами Канской ТЭЦ на данный момент времени и перспективное развитие, данные сведены в таблицу 10.

Наиболее максимальные расчетные концентрации загрязняющих веществ, в приземном слое атмосферы на данный момент времени составляет по ингредиентам: мг/м<sup>3</sup>(доли ПДК):

- сернистому ангидриду -0,02(0,04);
- двуокись азота -0,535(0,63);
- золе -0,273(0,91);
- угольной пыли -0,489(1,63);
- суммации сернистого ангидрида и двуокиси азота -0,69.

Так как приземные концентрации окиси азота, окиси углерода, бенз(а)пилена очень малы, в расчетах их не учитываем.

С учетом дополнительного ввода в работу двух котлов, наибольшие максимальные концентрации загрязняющих веществ составляет по ингредиентам: мг/м<sup>3</sup>(доли ПДК):

- сернистому ангидриду: 0,025(0,05);
- двуокиси азота: 0,0391(0,46);
- суммации сернистого ангидрида и двуокиси азота: 0,53.

На основании представленных данных видно снижение максимальных расчетных концентраций в приземном слое атмосферы:

- по двуокиси азота в 1,37 раза;
- по золе в 11,38 раз;
- по суммации сернистого ангидрида и двуокиси азота в 1,3 раза.

По сернистому ангидриду, окиси азота происходит небольшое увеличение расчетных концентраций в связи установкой дополнительно двух котлов и увеличением годового расхода топлива.

Значение максимальных расчетных концентраций по всем определяемым ингредиентам после доведения по действующей части КПД=93%, не превышают санитарных нормативов для населенных пунктов.

По результатам расчетов и анализа рассеивания загрязняющих веществ в атмосфере от дымовых труб ТЭЦ установлено, что с вводом в эксплуатацию дополнительно двух котлоагрегатов БКЗ-75-39ФБ, уровень загрязнения

атмосферы города Канска не превышает санитарных норм и составляет с учетом фона по ингредиентам, мг/м<sup>3</sup>:

- сернистому ангидриду -0,035;
- двуокиси азота -0,11645;
- окиси азота -0,068;
- пыли (золе) -0,321;
- пыли (угольной) -0,489;
- суммации сернистого ангидрида и двуокиси -0,53.

Снижение максимальных приземных концентраций на действующих котлах достигается за счет доведения степени очистки в БЦУ до 93% и установкой жалюзийных золоуловителей, перед БЦУ по ходу газов. Дальнейшее снижение приземных концентраций достигается увеличением высоты дымовых труб. Однако высота дымовых труб ограничена Управлением гражданской авиации по условиям аэронавигации до 120 метров.

## **8 Экономический раздел**

Актуальность вопросов реконструкции и технического перевооружению действующей тепловой электростанции обуславливается следующими условиями. Сегодня электроэнергетика России имеет общую установленную мощность электростанции 215 млн. кВт. В ее структуре 70% составляют тепловые электростанции, половина из которых имеет крупноблочное оборудование на высокие и сверхвысокие параметры пара.

В электроэнергетике наступил период интенсивного выбытия мощности электростанций, выработавшего свой ресурс, составляет 15млн.кВт. К 2000г. этот объем возрос до 35млн.кВт, а 2005г. до 55млн.кВт.

Поэтому техническое перевооружение и реконструкция электроэнергетики являются главной стратегической задачей отрасли на ближайший среднесрочный периоды.

Данный раздел дипломного проекта выполнен с использованием основных положений методических рекомендаций по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования, утвержденные Госстроем России, Министерством Р Ф, Министерством финансов Р Ф и Госкомпромом России 31.03.94г., общие принципы которых применимы независимо от отраслевых и региональных особенностей.

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции и техническому перевооружению существующих ТЭС предполагает расчёт коммерческой эффективности инвестиций, которая определяется на основе анализа хозрасчётных показателей предприятий.

Для оценки коммерческой эффективности рассчитывают показатели, устанавливающие соотношение финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости.

Первый в системе показателей коммерческой эффективности – чистый доход, который определяется как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Расчётный показатель срока окупаемости сопоставляется или с рекомендуемым его значением, или с требованием инвестора. Заключение об эффективности инвестиционного проекта выносится по результатам выполненного анализа.

Чистый дисконтированный доход:

$$\text{ДД} = \sum_{j=1}^{n2} D_j / (1 + E)^{(j+n1)} - \sum_{j=1}^{n1} K_t / (1 + E)^t$$

Наиболее распространённым условием при выполнении дипломного проекта является небольшой период существования первоначальных затрат. В этом случае допустимо считать осуществление инвестиций разовой суммой, тогда формула расчёта чистого дисконтированного дохода примет вид:

$$\text{ЧДД} = \sum_{j=1}^{n2} D_j / (1 + E)^j - K$$

## 8.1 Показатели экономичности ТЭЦ

На основании предполагаемого расширения Канской ТЭЦ, то есть увеличение электрической мощности станции с 17 мВт до 29 мВт и увеличение тепловой мощности станции с 318 Гкал до 393 Гкал, необходимо произвести расчёт экономических показателей и сравнить результаты этих расчётов.

Результаты сравнительных расчётов представлены в таблице 11.

Таблица 11 – Показатели экономичности ТЭЦ

Наименование	Способ расчёта	Показатель	
		Мощность ТЭЦ 17МВт	Мощность ТЭЦ 29 МВт
Тепловая мощность расходуемая на турбоустановку, МВт	$Q_{\text{ту}} = D_0 \cdot (i_0 - i_{\text{пв}})$	146	245

Продолжение таблицы 11

Тепловая мощность котельной при номинальной электрической нагрузке, МВт	$Q_{пе} = D \cdot (i_{пе} - i_{пв})$	148	250
Мощность котельной установки при работе по электрическому и тепловому максимуму нагрузок, МВт	$Q_{пе}^{макс} = n \cdot D \cdot (i_{пе} - i_{пв})$	428	550
Отпуск тепла со станции из отборов турбин, МВт	$Q_{п} = D_{п} \cdot (i_{п} - i_{ок}) \cdot \eta_{п}$	97	167
Отпуск тепла со станции из отборов турбин +РОУ, МВт	По данным станции $Q_{п}^{макс}$	370	457
Расход теплоты топлива на производство электрической энергии, МВт	$Q_c^э = B \cdot Q_H^p \cdot n$	150	247
КПД парового котла	$\eta_{пк} = \frac{Q_{пе}}{Q_c^э}$	0,92	0,92
Расход теплоты на внешнего потребителя, МВт	$Q_{TY}^T = \frac{Q_n}{0,98}$	99	170
Расход теплоты на электрическую энергию, МВт	$Q_{TY}^э = Q_{TY} - Q_{TY}^T$	47	75
Расход теплоты топлива при максимуме тепловой и электрической нагрузок, МВт	$Q_c^{макс} = B \cdot Q_H^p \cdot n$	444	571
Расход теплоты топлива на производство тепловой энергии, МВт	$Q_c^T = Q_c^{макс} - Q_c^э$	294	324
КПД по отпуску электрической энергии	$\eta_{TY}^э = \frac{N_э}{Q_{TY}^э}$	0,36	0,38
КПД по отпуску электроэнергии с учётом $\eta_{тр}$	$\eta_c^э = \eta_{TY}^э \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{пк}$	0,32	0,34
КПД транспорта тепла при работе ТЭЦ по максимуму нагрузок	$\eta_{TP}^p = \frac{Q_n^{макс} - Q_n}{Q_{пе}^{макс} - Q_{TY}^э}$	0,96	0,95
КПД по отпуску теплоты	$\eta_c^T = \eta_{п} \cdot \eta_{тр}^p \cdot \eta_{пк}$	0,86	0,84
Удельный расход условного топлива на единицу производимой электрической энергии, кг/кВт·час	$\epsilon_э = \frac{0,123}{\eta_c^э}$	0,380	0,367
Удельный расход условного топлива на единицу отпускаемой тепловой энергии, кг/Гкал	$\epsilon_T = \frac{34,121}{\eta_c^T} \cdot 4,19$	166	172



## 8.2 Анализ хозрасчётных показателей

Для проведения анализа хозрасчётных показателей Канской ТЭЦ я воспользуюсь производственными показателями, представленными в таблице 12

Таблица 12 – Производственные показатели ТЭЦ

Наименование	Обозначение	Показатель ТЭЦ	
		До расширения	После расширения
Установленная электрическая мощность ТЭЦ, МВт	$N_y$	17	29
Установленная тепловая мощность ТЭЦ, Гкал	$Q_T^y$	318	393
Состав оборудования а) парогенератор БКЗ-75-39ФБ, шт. б) турбина паровая, шт., тип		7 П-6-35/5м Р-5-35/5м Пр-6-35/5/1,2	9 П-6-35/5м Р-5-35/5м Пр-6-35/5/1,2 Р-12-35/5м
Число часов использования установленной электрической мощности, час	$h_y^э$	6000	6000
Число часов использования установленной тепловой мощности, час	$h_y^T$	3000	3000
Расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ, %	$\mathcal{E}_{сн}$	35	24
Расход тепловой энергии на собственные нужды ТЭЦ, %	$Q_{сн}$	15,6	15
Цена топлива, руб/тонну	$\mathcal{C}_T$	516	516

По данным, представленным в таблице 12, определяю хозрасчётные показатели станции, которые сведены в таблицу 13

Таблица 13 – Хозрасчётные показатели

Наименование	Способ расчёта	Показатели ТЭЦ	
		ДО расширения	После расширения
Годовая выработка электрической энергии, МВт.час	$\mathcal{E}_{выр} = N_y \cdot h_y^э$	102000	174000
Годовая выработка тепловой энергии, Гкал. час	$Q_{выр} = Q_T^y \cdot h_y^T$	954000	1179000

Продолжение таблицы 13

Отпуск электрической энергии, Гкал. час	$\mathcal{E}_{\text{отп}} = \mathcal{E}_{\text{выр}} - \mathcal{E}_{\text{сн}}$	66300	132240
Отпуск тепловой энергии, Гкал. час	$Q_{\text{отп}} = Q_{\text{выр}} - Q_{\text{сн}}$	805176	1002150
Затраты на топливо при производстве электроэнергии, млн.руб.	$I_{\text{тп}}^{\text{э}} = B_{\text{э}} \cdot \mathcal{E}_{\text{отп}} \cdot \text{Ц}_{\text{т}}$	13	25,042
Затраты на топливо при производстве тепловой энергии, млн.руб.	$I_{\text{тп}}^{\text{т}} = B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{отп}} \cdot \text{Ц}_{\text{т}}$	68,97	88,94

В связи с закрытостью информации по себестоимости тепловой и электрической энергии и тарифам по Канской ТЭЦ, в расчете принимаем:

с/с тепловой энергии = 270 руб./Гкал;

тариф тепловой энергии =  $270 \cdot 1,7 = 460$  руб./Гкал;

с/с электрической энергии = 42 коп./кВт;

тариф электрической энергии =  $42 \cdot 1,2 = 50$  коп./кВт.

Прирост дохода от реализации тепловой энергии, млн. руб./год,

$$\Delta D_{\text{т/э}} = \Delta_{\text{т}} \cdot \Delta Q_{\text{отп}},$$

где  $\Delta Q_{\text{отп}}$  – прирост количества теплоэнергии, Гкал/год,

$$\Delta Q_{\text{отп}} = \Delta N \cdot h_y^{\text{т}} \cdot (1 - \alpha_{\text{сн}}^{\text{т}}) = (393 - 318) \cdot 3000 \cdot (1 - 0,15) = 191250$$

$$\Delta D_{\text{т/э}} = (460 - 270) \cdot 191250 = 36,34$$

Прирост дохода от реализации электрической энергии, млн. руб./год,

$$\Delta D_{\text{э/э}} = \Delta_{\text{э}} \cdot \Delta W_{\text{отп}},$$

где  $\Delta W_{\text{отп}}$  – прирост количества электроэнергии, МВт.ч,

$$\Delta W_{\text{отп}} = \Delta N \cdot h_y^{\text{э}} \cdot (1 - \alpha_{\text{сн}}^{\text{э}}) = (29 - 17) \cdot 6000 \cdot (1 - 0,24) = 54720$$

$$\Delta D_{\text{э/э}} = (0,5 - 0,42) \cdot 54720 = 4,377$$

Экономия затрат на топливо на производство электроэнергии, млн. руб./год,

$$\Delta U_{\text{э/э}} = \Delta B_{\text{э/э}} \cdot \text{Ц}_{\text{т}},$$

где  $\Delta B = \Delta b^{\text{э/э}} \cdot \Delta W_{\text{отп}} = (0,38 - 0,367) \cdot 29 \cdot 6000 \cdot (1 - 0,24) = 1719,12$  т. у.т./год

$$\Delta U_{\text{э/э}} = 1719,12 \cdot 516 = 8,87$$

Дополнительные расходы на топливо на производство теплоэнергии, млн. руб./год,

$$\Delta U_{T/э} = \Delta B_{T/э} \cdot C_T,$$

где  $\Delta B_{T/э} = \Delta b^{T/э} \cdot \Delta Q_{отп} = (166 - 172) \cdot 393 \cdot 3000 \cdot (1 - 0,15) = - 6013$  т. у.т./год

$$\Delta U_{э/э} = - 6013 \cdot 516 = - 3,1$$

Годовая амортизация, млн. руб./год,

$$U_{AM} = 5,6 \text{ таблица 14}$$

Интегральный доход, млн. руб./год,

$$D_i = \Delta D_{T/э} + \Delta D_{э/э} + \Delta U_{э/э} - \Delta U_{T/э} + U_{AM} = 36,34 + 4,377 + 8,87 - 3,1 + 5,6 = 55,1$$

### 8.3 Расчёт капиталовложений

Расчёт капиталовложений произведу, укрупнено по [13]. Норма амортизационных отчислений по [13]. Данные по капиталовложениям представлены в таблице 14.

Таблица 14 –Итоговая таблица затрат

Наименование групп основных фондов	Стоимость млн. руб.	Норма амортизации %	Годовая амортизация АМО млн. руб.
Главный корпус (пристройка)	10	2	0,2
Оборудование: 2 котла + т.у.	$60 \cdot 2 + 25 = 145$	3,7	5,4
Итого	155		5,6

### 8.4 Расчёт показателей коммерческой эффективности проекта расширения действующей Канской ТЭЦ

Ожидаемый доход от расширения ТЭЦ в период j определяется по формуле:

$$D_j = \text{АМО} + \text{П.П.Р.} = 5,6 + 26,33 = 31,93 \text{ млн. руб./год}$$

$E = 15\%$  - средняя рентабельность по отрасли

$K = 155$  млн. руб. – капиталовложения в расширение станции.

$K_t = K \cdot (I + E)^t$  – инвестиционный расход в период t.

$n_2$  – продолжительность периода отдачи инвестиций

$n_1$  – продолжительность процесса инвестиций

$$a(t) = \frac{1}{(1+E)^t} - \text{коэффициент дисконтирования}$$

$$ДД = Д \cdot \frac{1}{(1+E)^t} - \text{дисконтированный доход предприятия}$$

Чистый дисконтированный доход:

$$ЧДД = \sum D \cdot a(t) - K$$

Чистый доход предприятия:

$$ЧД = \sum_{j=1}^{n2} Dj - \sum_{t=1}^{n1} Kt$$

Срок окупаемости с учётом фактора времени:

$$T_{ок} = \frac{\sum_{t=1}^{n1} Kt}{\sum_j^{n2} ДД}$$

Показатели коммерческой эффективности проекта сведены в таблицу 15

Таблица 15 – Показатели эффективности

Показатель	Значение показателей по годам расчётного периода, t					
	1	2	3	4	5	6
Капиталовложения	75	80	-	-	-	-
Интегральный доход	-	-	55,1	55,1	55,1	55,1
Чистый доход	-86	-80	55,1	55,1	55,1	55,1
Коэффициент дисконтирования a(t)	1,15	1	0,87	0,76	0,67	0,57
Чистый дисконтированный доход	-86	-80	-32	9,9	46,8	78,2

Вывод: из вышеперечисленных расчётов установлено, что данный проект расширения Канской ТЭЦ требует больших капиталовложений и поэтому у него большой срок окупаемости, но после проведения расширения имеет большее значение народнохозяйственный эффект, то есть результатом расширения является надёжное и бесперебойное снабжение теплом и горячей водой населения города Канска.

Поэтому, несмотря на большие затраты, можно считать, что данный проект может быть реализован на практике.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе предложен вариант расширения Канской ТЭЦ в целях покрытия дефицита тепловой мощности в городе Канске.

Предлагаемый вариант расширения предусматривает использование противодавленческой турбины Р-12-35/5М и двух котлов БКЗ-75-39ФБ.

В данной работе, был выполнен расчёт производительности топливоподачи, гидрозолоудаления, химводоочистки и котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ. Произведён выбор вспомогательного и основного оборудования расширяемой части станции. Был произведён расчёт концентраций загрязнений окружающей среды и выбор системы газоочистки. Экономическому анализу расширения Канской ТЭЦ посвящён специальный раздел дипломного проекта. Результат экономического анализа показывает эффективность капитальных вложений, направленных на расширение Канской ТЭЦ.

На основании всего вышперечисленного считаю, что предложенный вариант имеет практическую ценность и вопросы, рассмотренные в бакалаврской работе, могут быть использованы при рассмотрении вариантов расширения Канской ТЭЦ.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Справочная книжка энергетика: учебное пособие для вузов / Под ред. Г.С. Самойловича. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1972. 235 с.
2. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: учебное пособие для вузов / С.Л. Ривкин, А.А. Александров; – М. : Энергия, 1980. 120 с.
3. Цыганок, А.П. Проектирование тепловых электрических станций: метод. указ. / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко; Краснояр, гос, техн, ун-т. – Красноярск, ИПЦ КГТУ, 1991. 137 с.
4. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции: учебное пособие для вузов / В.Я. Рыжкин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. 374 с.
5. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов, - 2-е издание, перераб. и доп. / А.Г. Костюка, В.В. Фролова, - М.; Издательство МЭИ, 2001. 260 с.
6. Турбины ТЭС и АЭС: методические указания для вузов / Сост. Л.Н. Подборский; Красноярск, 1991. 135 с.
7. Паровые и газовые турбины: Сборник задач: Учеб. Пособие для вузов / Б.М. Трояновский, Г.С. Самойлович, В.В. Нитусов, А.И. Занин; Под ред. Б.М. Трояновского, Г.С. Самойловича. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1987. 214 с.
8. Выполнение экономической части дипломных проектов. Методические указания / Сост. В.А. Финоченко, КрПИ. – Красноярск, 1987. 146 с.
9. Вопросы экономики в дипломных проектахб Метод. указания по дипломному проектированию для студентов заочной формы обучения/ / Сост. И.А. Астраханцева. 112 с.
10. Экономическая оценка технических решений: Метод. указания по дипломному проектированию для студентов «Тепловые электрические станции» / Сост. И.А.. Астраханцева; Красноярск: КГТУ, 1998. 123 с.
11. Разработка сметно-финансовой документации на ремонт и реконструкцию энергооборудования: Метод. указания по лабораторным работам для студентов «Тепловые электрические станции» / Сост. О.Н. Лазарев, И.А.. Астраханцева; Красноярск: КГТУ, 1998. 117 с.