

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« _____ »

20 ____ Г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2

тема

Руководитель

подпись, дата

Доцент, канд. техн. наук

должность, ученая степень

С. В. Пачковский

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

Р. Г. Тандилян

инициалы, фамилия

Тех. контроль

подпись, дата

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« _____ »

20 ____ Г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Тандилян Роману Гарегиновичу
фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ18-01Б Направление (специальность) 13.03.01
номер код

Теплоэнергетика и теплотехника

полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции
Красноярской ТЭЦ-2

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

Руководитель ВКР С.В.Пачковский, доцент, канд. техн. наук, кафедра ТЭС
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Справочное пособие по котельным
установкам и парогенераторам; комплект чертежей БКЗ-420-140ПТ1

Перечень разделов ВКР Обоснование реконструкции энергетического
объекта; расчет котельного агрегата Е-420-13,8-560КТ; общая часть;
экономическая часть.

Перечень графического материала

Лист 1. Продольный разрез котла БКЗ-420-140 ПТ7

Лист 2. Поперечный разрез котла БКЗ-420-140 ПТ7

Лист 3. Вид сверху ячейки котла БКЗ-420-140 ПТ7

Лист 4. Ячейка котла после реконструкции

Руководитель ВКР _____
подпись инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению _____
подпись, инициалы и фамилия студента

« ____ » _____ 20 ____ Г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2» выполнена на четырех листах графической части и 76 страницах расчетно-пояснительной записки.

Ключевые слова: КОТЕЛ БКЗ-420-140, КОНВЕКТИВНЫЙ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ, ВОДЯНОЙ ЭКОНОМАЙЗЕР, ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, РЕКОНСТРУКЦИЯ, АНАЛИЗ РЕКОНСТРУКЦИИ.

Объект реконструкции – Красноярская ТЭЦ-2.

Цели реконструкции:

- Доведение номинальной паропроизводительности до 420 т/ч
- Снижение температуры на выходе из топочной камеры.
- Снижение токсичных выбросов.

В данной работе рассмотрены варианты осуществления реконструкции с целью устранения технических проблем. Из рассмотренных вариантов, был отобран самый привлекательный с технической и экономической точки зрения. Проведен комплексный расчет котельного агрегата на Бродинский бурый уголь марки Б2, для того что бы обосновать выбор именно этого варианта. Кроме работы произведены расчеты на вредные выбросы и экономическая оценка эффективности проекта.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Обоснование реконструкции энергетического объекта.....	6
1.1 Актуальность темы выпускной квалификационной работы	6
1.2 Краткое описание объекта реконструкции(формирование исходных данных для проекта)	7
1.2.1 Оборудование котельного цеха.....	7
1.3 Обоснование технических и/или технологических решений по вариантам реконструкции	10
1.4 Постановка задач.....	13
2 Расчет котельного агрегата Е-420-13,8-560КТ.....	14
2.1 Выбор способа шлакоудаления, температуры горячего воздуха и количества ступеней хвостовых поверхностей нагрева.....	14
2.1.1 Выбор количества ступеней хвостовых поверхностей нагрева.....	14
2.1.2 Коэффициент избытка воздуха в верхней части топки и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева.....	15
2.2 Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания.....	17
2.2.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при $\alpha=1$	17
2.2.2 Действительные объемы продуктов сгорания при $\alpha>1$	18
2.2.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания	19
2.3 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел	22
2.3.1 Коэффициент полезного действия и потери теплоты	22
2.3.2 Определение расхода топлива на котел.....	24
2.4 Тепловой расчет топочной камеры	24
2.4.1 Конструктивные характеристики топочной камеры.....	24
2.4.2 Расчет теплообмена в топке	26
2.5 Расчет тепловосприятия радиационного пароперегревателя	29
2.6 Расчет тепловосприятия ширмовой поверхности пароперегревателя	30
2.7 Расчет конвективного пароперегревателя	33
2.8 Расчет хвостовых поверхностей нагрева	37
2.8.1 Расчет воздухоподогревателя первой ступени	38
2.8.2 Расчет водяного экономайзера первой ступени	41

2.8.3 Расчет воздухоподогревателя второй ступени	42
2.8.4 Расчет водяного экономайзера второй ступени.....	44
2.9 Составление прямого баланса котельного агрегата	46
2.10 Выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельного агрегата.....	46
2.10.1 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы. Выбор сушильного агента и его температуры	46
2.10.2 Тепловой баланс сушильно-мельничной системы.....	47
2.10.3 Пересчет производительности углеразмельных мельниц на другое топливо.....	48
2.10.4 Определение сушильной производительности мельницы	50
2.11 Расчет горелочных устройств	51
2.11.1 Выбор типоразмера горелочного устройства и компоновки топки ...	51
2.12 Аэродинамический расчет газового тракта.....	52
2.13 Расчет естественной циркуляции (средней секции фронтального экрана) .	59
2.14 Расчет вредных выбросов в атмосферу	69
3.Общая часть	69
3.1 Компоновка главного корпуса	69
4.Экономическая часть	71
4.1 Расчет затрат на монтаж.....	71
4.2 Расчет срока окупаемости	71
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	73
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	74

ВВЕДЕНИЕ

Согласно " Энергетической стратегии России на период до 2030 года " [1] развитие топливно - энергетического комплекса связано с расширением использования углей Канско - Ачинского бассейна (КАУ) . Данные угли являются главным энергетическим топливом для станции Восточной Сибири . Рассматривая парк котельного оборудования тепловых электрических станций Красноярского края, значительная его часть (до 43 %) представлена котлоагрегатами с жидким шлакоудалением (ЖШУ) . В ходе эксплуатации котлов с ЖШУ имеется ряд общих проблем:

- неудовлетворительные экологические показатели;
- высокая эмиссия оксидов азота;
- низкая надежность работы поверхностей нагрева;
- неустойчивое вытекание жидкого шлака.

Для решения вышеперечисленных проблем котлов с ЖШУ целесообразным и экономически обоснованным является замена котельного агрегата с жидким шлакоудалением на уже разработанный и подходящий по размерам котел с твердым шлакоудалением.

Объектом для реконструкции выбран БКЗ–(380)420–140 ст.№1 Красноярской ТЭЦ - 2 . Данный котельный агрегат был выбран , так как имеет ряд типовых проблем для котлов с ЖШУ . На Красноярской ТЭЦ - 2 установлены 3 котельных агрегата БКЗ - 420-140 , которые были запущены в работу 1979 г. , 1980 г. , 1982 г. , соответственно . Был выбран котельный агрегат со стационарным номером 1. Данная работа предлагает заменить котельный агрегат с применением современных технологий, чтобы восстановить проектную паропроизводительность, соответствовать экологическим стандартам , и требованиям экономической эффективности .

1 Обоснование реконструкции энергетического объекта

1.1 Актуальность темы выпускной квалификационной работы

Красноярская ТЭЦ-2 – современное энергетическое предприятие, являющееся одним из основных источников теплоснабжения г. Красноярска.

Ежегодно станция вырабатывает около четырех миллионов Гкал тепла, а так же более двух миллиардов киловатт - часов электроэнергии. Основными потребителями являются Центральный, Октябрьский, Свердловский районы города.

Установленная электрическая мощность ТЭЦ - 2 составляет 465 Мвт, после перемаркировки котлоагрегатов, установленная мощность снижена до 439 МВт , тепловая - 1405 Гкал / ч . Красноярская ТЭЦ - 2 является обособленным структурным подразделением Красноярского филиала ООО «Сибирская генерирующая компания» , т.е . частью единого производственного и технологического комплекса по производству , передаче и распределению электрической и тепловой энергии.

Необходимость в замене котельного агрегата появилась в связи с тем, что в последнее время чтобы обеспечить работу турбины Т–110/120-130 необходимо пускать 2 котельных агрегата БКЗ-(380)420-140 , это приводит к увеличению затрат на собственные нужды и снижение КПД котельного агрегата . Вследствие этого котлы несут нагрузку меньше 80-70 % , это является экономически не целесообразно. В связи с этим был рассмотрен вариант модернизации котельного агрегата БКЗ-(380)420-140 с целью обеспечения номинальной нагрузки, на которую они были изначально спроектированы.

Так же для топок с жидким шлакоудалением характерно наличие высокотемпературного ядра вблизи пода топочной камеры, что обеспечивает надежное жидкое шлакоудаление при сжигании угля с расчетными характеристиками в диапазоне нагрузок (0,4-1,0) $D_{ном}$. При максимальной температуре факела >1600 °С шлакование пароперегревателя не отмечается вследствие осуществления высокотемпературной обработки золы. Однако высокие значения температуры продуктов сгорания на выходе из топки 1100 °С способствуют шлакованию полурадационных поверхностей нагрева, которые расположены первыми по ходу движения газов, это приводит к ограничению нагрузки котлов до величины $< 0,8 D_{ном}$.

Еще одной проблемой котлоагрегата БКЗ-(380)420-140 ограничивающей паровую нагрузку, является превышение расчетных температур металла трубных досок ВЗП второй ступени, особенно при номинальной паропроизводительности, которое обусловлено усиленным шлакованием пароперегревательных поверхностей нагрева.

С другой стороны, довольно важной проблемой работы котлов с ЖШУ являются значительные выбросы токсичных оксидов азота, обусловленные

высокой температурой в зоне активного горения, в результате чего кроме оксидов азота происходит интенсивное образование термических оксидов азота. Концентрация оксидов азота в уходящих газах составляет 0,45-1,2 г/нм³. По этому показателю значительное преимущество имеют топки с твердым шлакоудалением.

Для решения этих недостатков, необходимо произвести реконструкцию, а конкретно замену котельного агрегата БКЗ-(380)420-140 на подходящий котел с твердым шлакоудалением.

1.2 Краткое описание объекта реконструкции(формирование исходных данных для проекта)

1.2.1 Оборудование котельного цеха

Котельный агрегат БКЗ-420-140ПТ1 вертикально-водотрубный естественной циркуляцией, крупноблочной конструкции, предназначен для получения пара высокого давления при сжигании Бородинского бурого угля с жидким шлакоудалением.

Котлоагрегат однокорпусной поверхностей нагрева, П-образной компоновки. Топка является первым восходящим газоходом. В верхнем горизонтальном газоходе расположены конвективные поверхности нагрева пароперегревателя. В газоходе расположены первая и вторая ступени водяного экономайзера и вторая ступень воздухоподогревателя. Первая ступень воздухоподогревателя симметричным расположением нисходящем вынесена за пределы котлоагрегата.

Топочная камера полуоткрытого типа предназначена для сжигания бурых углей с жидким шлакоудалением. На отметке 11000 мм фронтальная и задняя стена экрана образуют пережим, который делит топку на две камеры: камеру горения и камеру охлаждения, сечение топочной камеры в пережиме по осям труб 14400 на 2752 мм. Камера горения выполнена в виде двух сообщающихся восьмигранных предтопок, каждый из которых оборудован восьмью угловыми прямоточными пылеугольными горелками, расположенными в два яруса по «срезанным» углам восьмигранных предтопок. Ось нижнего яруса горелок расположена на отметке 6720мм, верхнего- на отметке 7720мм, оси горелок каждого предтопка направлены по касательной к воображаемой окружности на 900 мм.

Выше основных горелок на отметке 9500мм расположены сбросные по касательной к воображаемой горелки, оси окружности диаметром 1000 мм с закруткой в обратную сторону.

Трубы фронтального и заднего экрана в своей нижней части образуют слабонаклонный под, в котором расположены две летки, предназначенные для удаления шлака. которых направлены.

Для лучшей организации процесса горения трубы, образующие камеру горения, зашипованы до устья пережима и покрыты карборундовой массой.

Покрытие экранных труб камеры горения температурный уровень в камере, этим улучшается процесс воспламенения факела, и поддерживается достаточная температура на поде котла для позволяет поднять надежного истечения шлака.

Вся топочная камера полностью экранирована трубами диаметром 60 мм Ст.20 с шагом 64 мм.

Конвективный пароперегреватель состоит из двух частей, расположенных в горизонтальном газоходе. Обе части выполнены на труб 38x4 мм, 38x6 мм и О 38x5 мм (сталь 20, 12Х1МФ, 12Х18Н12Т).

Тракт пара пароперегревателя состоит из двух независимых потоков. Температура перегретого конденсата в парохладитель. пара регулируется впрыском собственного

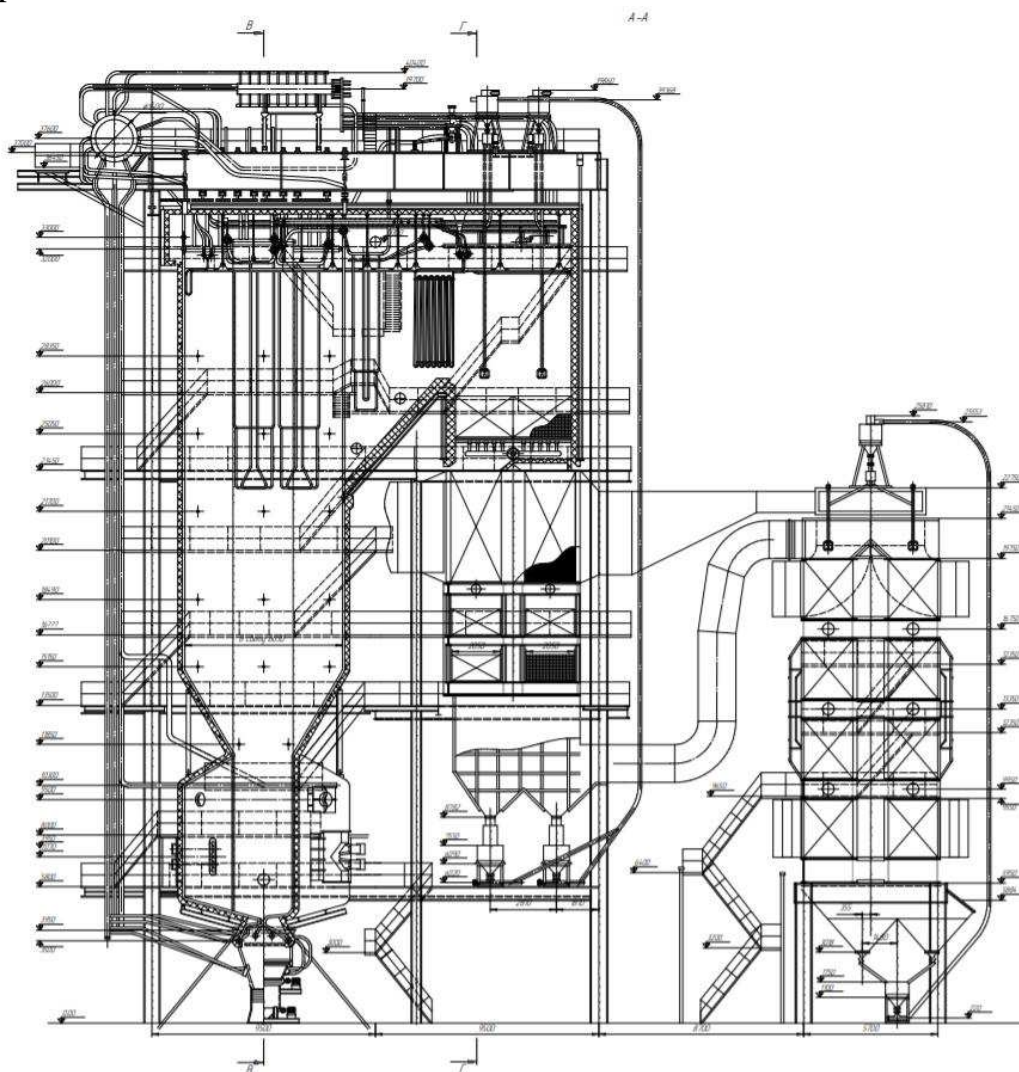


Рисунок 1 – Продольный разрез котла БКЗ-420-140ПТ1

Для очистки поверхностей нагрева предусмотрены виброочистка для ширм; обдувочные устройства для стен топки и конвективных пакетов

пароперегревателя; дробеочистка для водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

Топливо из бункеров сырого угля скребковыми питателями рычажным приводом ножа производительностью до 62,5 т/ч подается в МТ-2000/2590/730, где углеразмольные молотковые мельницы Типа производится размол и сушка топлива.

Тягодутьевая установка состоит из дутьевого вентилятора типа ВДН- 28 - II, дымососа типа ДОД - 31,5 и двух дымососов рециркуляции дымовых газов типа Д-15,5 (и ДН - 12,5 на РДГ-2Б). Для очистки дымовых газов от золы установлены 2 электрофилтра типа УГ-2-4-74.

Для сушки топлива используется смесь топочных газов, забираемых из верхней части топочной камеры, и уходящих газов, забираемых после установленными для этой цели дымососа специально дымососами рециркуляции типа Д - 15,5 (и ДН - 12,5 на ДРГ - 25).

После мельницы аэросмесь поступает в инерционные сепараторы, т.е из потока аэросмеси отделяются крупные частицы и возвращаются в мельницу. Далее аэросмесь поступает в пылевые циклоны, где происходит разделение пыли и сушильного агента. Пыль из циклонов поступает в промежуточный бункер, а сушильный агент мельничным вентилятором типа ВМ-160/850-I сбрасывается через сбросные горелки в топку.

Таблица 1 - Основные характеристики котла БКЗ-420-140ПТ1

Наименование показателя	Значение
Паропроизводительность котла	420 т/ч
Давление в барабане	13,8 МПа
Температура перегретого пара	560°С
Температура питательной воды	230°С
Температура уходящих газов	147°С
Часовой расход топлива	72,3 т/ч
КПД котла, брутто	91,2%
Водяной объем котла	118 м ³
Паровой объем котла	52 м ³
Ширина	20,5 м
Глубина	38 м
Высота	40 м

1.3 Обоснование технических и/или технологических решений по вариантам реконструкции.

Одним из способов решения данных проблем является переводом на твердое шлакоудаление, с увеличением топки и установкой подовых горелок.

Подобная реконструкция реализована на Абаканской ТЭЦ с котлом БКЗ 420-140ПТ-2

Принятые технические решения обеспечивают: надежную работу котла с твердым шлакоудалением на номинальной нагрузке при сжигании Бородинского угля по схеме прямого вдувания с сохранением увеличенной по проекту СибВТИ топки и оборудования систем пылеприготовления;

-сохранение номинальных параметров пара в диапазоне 60-100% номинальной производительности;

-высокие экономические (КПД котла ~ 90,0 %) и экологические (NOx - 320 мг/нм³) показатели;

- минимальная нагрузка котла без подсветки факела мазутом не менее 60% номинальной производительности.

Данный проект реализован в металле.

Еще один вариант реконструкции это замена устаревшего котлоагрегата с ЖШУ на новый котел с ТШУ

Реконструкция такого рода, а именно замена котлоагрегата уже реализуется на одной из крупных станций Красноярск- ТЭЦ-1

В ноябре 2021 года на АО «Красноярской ТЭЦ-1» началось сооружение новых котлов № 15 и 16 взамен старого, уже демонтированного оборудования. Замена котлов на ТЭЦ-1 в Красноярске — это не только снижение износа, но и повышение эффективности. Коэффициент полезного действия оборудования вырастет с 89,7% до 91,5%. Это позволит энергетикам сжигать меньше топлива, речь идет о сотнях тоннах угля ежегодно. Заменены будут котлы ПК-10Ш–2 ст. №15, 16 на Е-220-13,8-560 БТ.

Для замены котла БКЗ-420-140 ПТ1 выбирается котел БКЗ-420-140 ПТ7

Котел Е-420-13,8-560 БТ (БКЗ-420-140-7) предназначен для работы на райчихинском буром угле для выработки перегретого пара на тепловых электростанциях с теплофикационными турбинами на высокие параметры пара. Котел вертикально-водотрубный, однобарабанный, с естественной циркуляцией, однокорпусный, рассчитан на высокие параметры пара. Котел в газоплотном исполнении имеет П-образную закрытую компоновку и уравновешенную тягу (рис. 2). В топочной камере предусмотрено твердое шлакоудаление. Шлакоудаление механизированное, непрерывное с помощью шнековых транспортеров и дробилок.

Топочная камера – призматическая, открытого типа, с размерами в плане по осям труб 7,7х14,46 м. Топка экранирована цельносварными газоплотными

испарительными стенками, выполненными из труб \varnothing 60x6 мм с вваренной полосой размером 20x6 мм (сталь 20). Шаг труб в панелях равен 80 мм.

В нижней части топки трубами фронтального и заднего экранов образована «холодная воронка».

В верхней части топки трубы заднего экрана образуют аэродинамический выступ.

Потолок топки закрывается панелями фронтального экрана.

Топка оборудована шестью вихревыми горелками, расположенными в два яруса на фронтальной стене.

Барабан котла сварной, имеет внутренний диаметр 1600 мм с толщиной стенки 112 мм (сталь 16ГНМА).

Схема испарения двухступенчатая с промывкой пара питательной водой. Первая ступень испарения включена непосредственно в барабан котла и представляет собой сочетание внутривибарабанных циклонов и промывочных устройств.

Вторая ступень испарения включена в испарительные выносные циклоны наружным диаметром 426 мм.

Вода из барабана к испарительным экранам подводится по стоякам диаметром 219 мм с толщиной стенки 20 мм (сталь 20) и отпусковым трубам диаметром 159 мм с толщиной стенки 14 мм. Пароводяная смесь из экранов в барабан отводится по трубам \varnothing 159x15 мм (сталь 20).

Пароперегреватель радиационно-конвективного типа. Радиационная часть пароперегревателя состоит из ширм, размещенных в верхней части топочной камеры, выполненных из труб \varnothing 42x5 мм (сталь 12Х1МФ).

Конвективная часть в виде отдельных ступеней расположена в горизонтальном газоходе и выполнена из труб \varnothing 38x4 мм, \varnothing 38x4,5 мм, \varnothing 38x5 мм и \varnothing 38x6 мм (сталь 20, 12Х1МФ, 12Х18Н12Т).

Боковые стены горизонтального газохода, а также газоплотная часть опускного газохода (потолок, задняя и передняя стены) экранированы горизонтальными цельносварными панелями пароперегревателя из труб \varnothing 60x6 мм с шагом 100 мм.

Трубы передней стены опускного газохода в месте прохода газов образуют фестон.

Все мембранные цельносварные панели топочных экранов жестко сварены между собой в единую газоплотную коробку.

Надежность работы всех соединений достигается благодаря циркуляции во всех панелях рабочей среды с приблизительно одинаковой температурой.

Тракт пара пароперегревателя состоит из двух независимых потоков. Температура перегретого пара регулируется двумя впрысками собственного конденсата в пароохладитель.

В конвективном газоходе за пароперегревателем размещены водяной экономайзер и трубчатый воздухоподогреватель, скомпонованные «в рассечку».

Экономайзер состоит из двух ступеней, выполненных из гладких труб Ø 32x4 мм (сталь 20).

Кубы воздухоподогревателя выполнены из труб Ø 40x1,5 мм (Ст. 3).

Блоки водяного экономайзера и воздухоподогревателя установлены один на другой и сварены между собой плотным швом, чтобы исключить присосы холодного воздуха.

Топочная камера и пароперегреватель подвешены к собственному каркасу. Конвективная шахта установлена на портале.

Котел оборудован тепловой камерой для совместной изоляции перепускных труб и камер котла.

Обмуровка котла представляет собой натрубную изоляцию из вулканических плит или асбестовой намыленной массы. Огнеупорные материалы применены только на амбразурах горелок и гарнитуре.

Для очистки поверхностей нагрева котла предусмотрена виброочистка ширм; обдувочные устройства – для стен топки и конвективных пакетов пароперегревателя, дробеочистка – для водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

Котел спроектирован с учетом возможности ремонта всех поверхностей нагрева внутри котла, снабжен необходимой арматурой, устройствами отбора проб пара и воды, а также контрольно-измерительными приборами.

Процессы питания котла, регулирования температуры перегретого пара и горения автоматизированы. Предусмотрены средства тепловой защиты.

Котел поставляют транспортабельными блоками.

Таблица 2 - Основные характеристики котла Е-420-13,8-560КТ

Наименование показателя	Значение
Паропроизводительность котла	420 т/ч
Давление в барабане	13,8 МПа
Температура перегретого пара	560°С
Температура питательной воды	230°С
Температура уходящих газов	132°С
КПД котла, брутто	91,6%
Ширина по осям колонн	20 м
Глубина по осям колонн	30 м
Высшая отметка котла	40 м

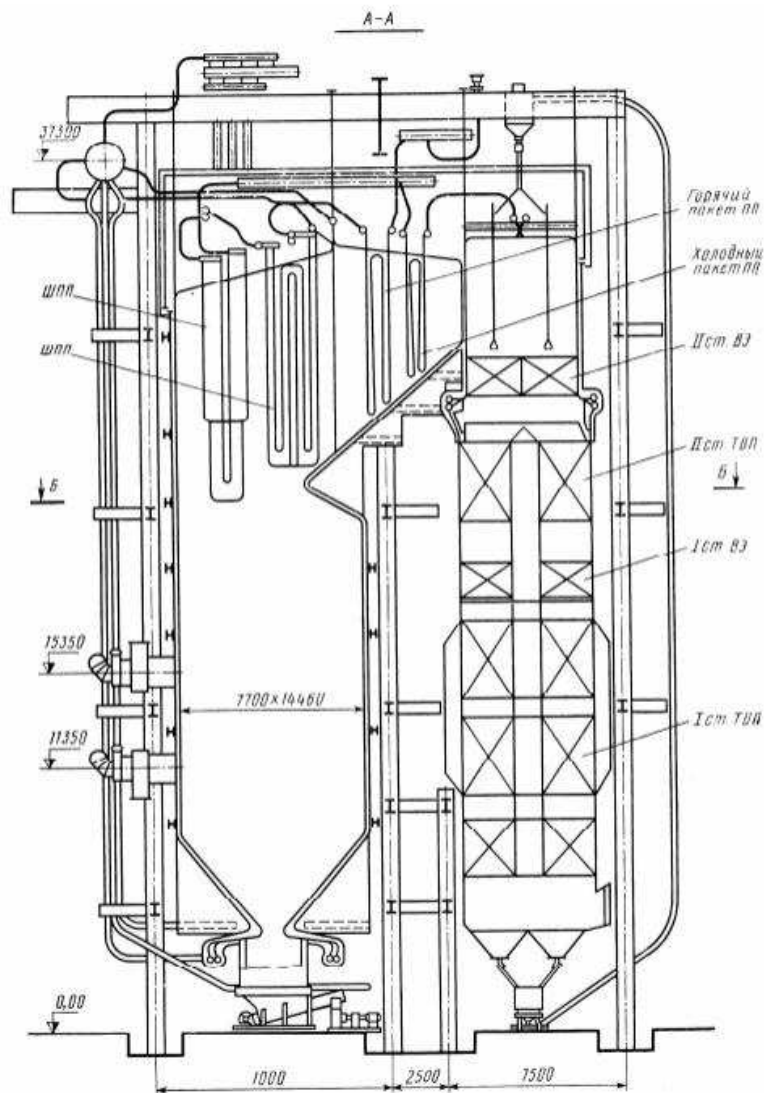


Рисунок 2 – Продольный разрез котла Е-420-13,8-560 БТ

1.4 Постановка задач

Основной задачей является замена устаревшего котельного агрегата БКЗ-(380)420-140ПТ1 на более новый котел с твердым шлакоудалением Е-420-13,8-560КТ.

Для выполнения данной задачи необходимо:

1. Выполнить расчет котельного агрегата Е-420-13,8-560КТ на Бородинском угле марки Б2.
2. Оценить влияние нового котельного агрегата на окружающую среду.

2 Расчет котельного агрегата Е-420-13,8-560КТ

Таблица 3 – Исходные данные

Котлоагрегат	БКЗ-420-140
Топливо	Бородинский Б2
Паропроизводительность	$D_{пе} = 420$ т/ч
Давление острого пара	$P_{пе} = 13,8$ МПа
Температура острого пара	$t_{пе} = 560$ °С
Температура питательной воды	$t_{пв} = 210$ °С
Температура уходящих газов	$t_{ух.г.} = 145$ °С
Температура холодного воздуха	$t_{х.в.} = 50$ °С

В таблице 2 представлены теплотехнические характеристики Бородинский Б2.

Таблица 4 – Теплотехнические характеристики Бородинского угля

Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих V^r , %	Теплота сгорания $Q_{Н^p}^p \frac{\text{КДж}}{\text{кг}}$	Кэфф. Размолоспособности $k_{ло}$	Температурные характеристики золы, °С		
W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p				t_1	t_2	t_3
33	7,4	0,2	42,6	3	0,6	13,2	47	15280	1,15	1180	1210	1230

2.1 Выбор способа шлакоудаления, температуры горячего воздуха и количества ступеней хвостовых поверхностей нагрева

Температура горячего воздуха зависит от характеристики топочного устройства и вида сжигаемого топлива. Для сжигания каменного угля в топке с твердым шлакоудалением рекомендуемая температура составляет от 350 до 400 °С.

Выбираем температуру горячего воздуха $t_{г.в.} = 370$ °С.

2.1.1 Выбор количества ступеней хвостовых поверхностей нагрева

Компоновка хвостовых поверхностей нагрева зависит от температуры горячего воздуха. Поскольку $t_{г.в.} > 320$ °С, то выбираем двухступенчатую компоновку хвостовых поверхностей нагрева. Схема расположения хвостовых поверхностей нагрева котлоагрегата представлена на рисунке 3.

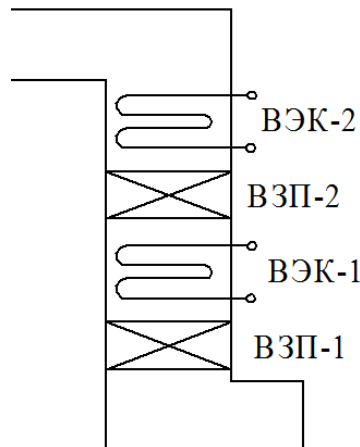


Рисунок 3 – Схема расположения хвостовых поверхностей котлоагрегата

2.1.2 Коэффициент избытка воздуха в верхней части топки и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева

Принимаем коэффициент избытка воздуха $\alpha_T = 1,2$.

Для мельниц вентиляторов с прямым вдуванием пыли в топку коэффициент присосов воздуха составляет $\Delta\alpha_{\text{пл}} = 0,04$.

Выбираем значение присоса холодного воздуха в топке: $\Delta\alpha_T = 0,05$.

Значение коэффициента присоса воздуха в пароперегревателе, расположенного в горизонтальном газоходе составляет $\Delta\alpha_{\text{пп}} = 0,03$ [1].

Присос воздуха в водяной экономайзер на каждую ступень при двухступенчатом выполнении принимается равным $\Delta\alpha_{\text{вЭК-1}} = \Delta\alpha_{\text{вЭК-2}} = 0,02$ [1].

Присос воздуха в трубчатый воздухоподогреватель на каждую ступень при двухступенчатом выполнении принимается $\Delta\alpha_{\text{вЗП-1}} = \Delta\alpha_{\text{вЗП-2}} = 0,03$ [1].

Избыток холодного воздуха после пароперегревателя определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{пп}} = \alpha_T + \Delta\alpha_{\text{пп}} \quad (1)$$

$$\alpha''_{\text{пп}} = 1,2 + 0,03 = 1,23$$

Избыток холодного воздуха после водяного экономайзера второй ступени определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{вЭК-2}} = \alpha''_{\text{пп}} + \Delta\alpha_{\text{вЭК-2}} \quad (2)$$

$$\alpha''_{\text{вЭК-2}} = 1,23 + 0,02 = 1,25$$

Избыток холодного воздуха после воздухоподогревателя второй ступени определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{вЗП-2}} = \alpha''_{\text{вЭК-2}} + \Delta\alpha_{\text{вЗП-2}} \quad (3)$$

$$\alpha''_{\text{вЗП-2}} = 1,25 + 0,03 = 1,28$$

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

$$\alpha''_{\text{ВЭК-1}} = \alpha''_{\text{ВЭП-2}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК-1}} \quad (4)$$

$$\alpha''_{\text{ВЭК-1}} = 1,28 + 0,02 = 1,3$$

Избыток холодного воздуха после воздухоподогревателя первой ступени, определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{ВЭП-1}} = \alpha''_{\text{ВЭК-1}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭП-1}} \quad (5)$$

$$\alpha''_{\text{ВЭП-1}} = 1,3 + 0,03 = 1,33$$

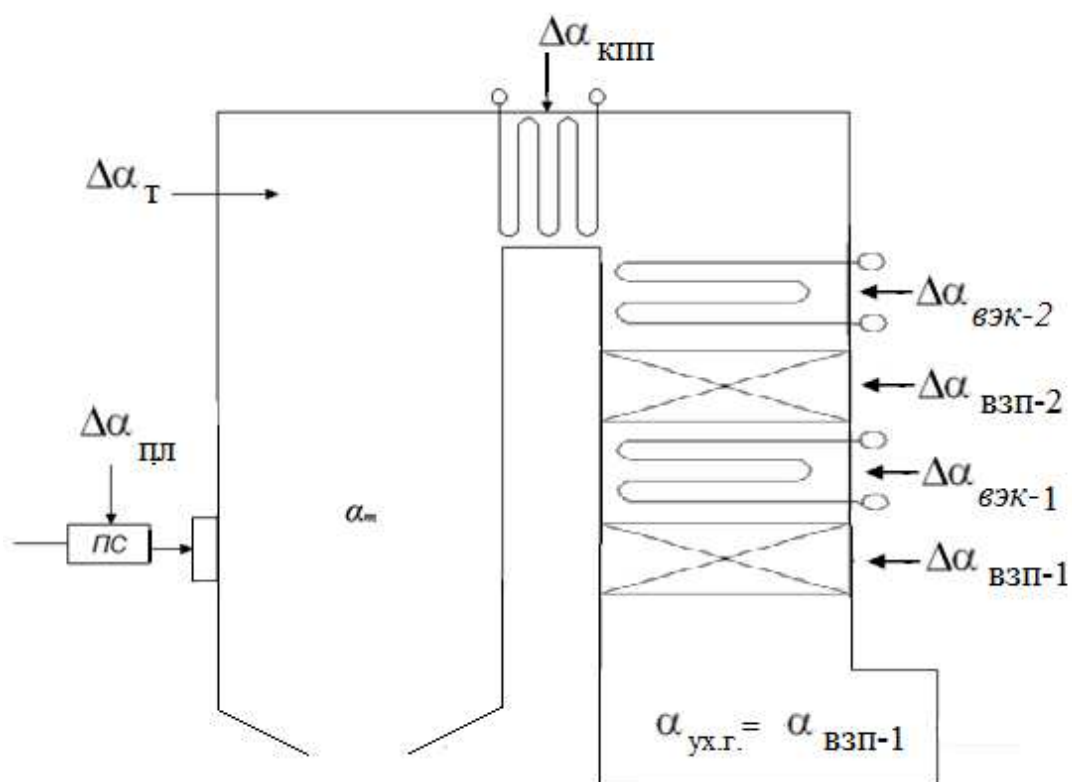


Рисунок 4 – К определению присосов воздуха и коэффициента избытка воздуха по газоходам котельного агрегата

2.2 Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания

2.2.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при $\alpha=1$

Для твердого топлива расчет теоретических объемов воздуха, м³/кг, и продуктов сгорания производят, исходя из состава рабочей массы топлива (см. таблицу 2).

Теоретический объем воздуха, м³/кг при сжигании 1 кг топлива находится по следующей формуле:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p \quad (6)$$

где C^p – количество углерода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 4);
 S^p – количество серы на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 4);
 H^p – количество водорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 4);
 O^p – количество кислорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 4).

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (42,6 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 3 = 4,149$$

Объем азота, м³/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100}, \quad (7)$$

где V_B^0 – смотреть формулу (6);
 N^p – количество азота на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 3).

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,149 + 0,8 \cdot \frac{0,6}{100} = 3,283$$

Объем трехатомных газов, м³/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^p + 0,375 \cdot S^p}{100}, \quad (8)$$

где C^p – то же, что и в формуле (6);
 S^p – то же, что и в формуле (6).

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{42,6 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,796$$

Объем водяных паров, м³/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (9)$$

где V_B^0 – смотреть формулу (6);

H^p – то же, что и в формуле (6);

W^p – влажность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 4).

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,149 = 0,809$$

Объем дымовых газов, м³/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (10)$$

где V_{RO_2} – смотреть формулу (8);

$V_{N_2}^0$ – смотреть формулу (7);

$V_{H_2O}^0$ – смотреть формулу (9).

$$V_{\Gamma}^0 = 0,796 + 3,283 + 0,809 = 4,888$$

2.2.2 Действительные объемы продуктов сгорания при $\alpha > 1$

Расчет объемов продуктов сгорания в поверхностях нагрева сводим в таблицу 5. Объемы газов и водяных паров определяются по среднему значению коэффициента избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp} , равному полусумме значений на входе в поверхность и на выходе из нее. В таблице 5 включены также объемные доли трехатомных газов и концентрация золотых частиц в продуктах сгорания для последующего расчета лучистого теплообмена. Доля золы, уносимой потоком газа $a_{ун}$, принимается согласно рекомендациям [1]: $a_{ун} = 0,8$.

Таблица 5 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и ее обозначение	Топочная камера	Пароперегреватель	ВЭК-2	ВЗП-2	ВЭК-1	ВЗП-1
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_{\Gamma} + \sum \alpha_i$	1,2	1,23	1,25	1,28	1,3	1,33
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp}	1,2	1,215	1,24	1,265	1,29	1,315
Объем водяных паров, м ³ /кг $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,822	0,823	0,825	0,827	0,828	0,83
Полный объем газов, м ³ /кг, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	5,731	5,794	5,9	6,005	6,111	6,216
Объемная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,139	0,137	0,135	0,133	0,13	0,128
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,143	0,142	0,14	0,138	0,136	0,134

Продолжение таблицы 5

Название величины и ее обозначение	Топочная камера	Пароперегреватель	ВЭК-2	ВЗП-2	ВЭК-1	ВЗП-1
Суммарная объёмная доля $r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,282	0,28	0,275	0,27	0,266	0,262
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^{\text{P}} + 1,306 \cdot \alpha_{\text{сп}} \cdot V_{\text{B}}^0$	7,429	7,51	7,645	7,781	7,916	8,052
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{\text{зл}} = A^{\text{P}} \cdot a_{\text{ун}} / 100 \cdot G_{\Gamma}$	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009

2.2.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Для всех видов топлива энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, в кДж/кг, при расчетной температуре ϑ , °С, определяются по формулам:

$$H_{\text{B}}^0 = V_{\text{B}}^0 \cdot c_{\text{B}} \cdot \vartheta, \quad (11)$$

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

где V_{B}^0 – смотреть формулу (6);

ϑ – расчетная температура, °С;

c_{B} – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(м³·К);

V_{RO_2} – смотреть формулу (8);

c_{RO_2} – теплоемкость трехатомных газов при постоянном давлении, кДж/(м³·К);

$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ – смотреть формулу (9);

$c_{\text{H}_2\text{O}}$ – теплоемкость водяных паров при постоянном давлении, кДж/(м³·К);

$V_{\text{N}_2}^0$ – смотреть формулу (7);

c_{N_2} – теплоемкость азота при постоянном давлении, кДж/(м³·К).

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{B}}^0 + H_{\text{зл}}, \quad (13)$$

где H_{Γ}^0 – смотреть формулу (12);

α – соответствующий коэффициент избытка воздуха (см. таблицу 5);

H_{B}^0 – смотреть формулу (11);

$H_{\text{зл}}$ – энтальпия золы, кДж/(кг·К):

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

где $a_{\text{ун}}$ – доля золы, уносимой потоком газа (см. раздел 2.2.1);

A^p – зольность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 4);

ϑ – расчетная температура, °С;

$c_{зл}$ – теплоемкость золы, кДж/(кг·К).

Значения теплоемкостей принимаются из таблицы [1, с. 39].

Энтальпия золы невелика по сравнению с другими составляющими и учитывается, когда приведенный унос летучей золы с потоком газов значителен, %·кг/МДж:

$$a_{ун} \cdot A^п > 1,4, \quad (15)$$

где $a_{ун}$ – то же, что и в формуле (14);

$A^п$ – приведенная зольность топлива:

$$A^п = \frac{A^p}{Q_h^p}, \quad (16)$$

где A^p – то же, что и в формуле (14);

Q_h^p – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг, (см. таблицу 4);

$$A^п = \frac{27,8}{15280} = 0,00048.$$

$$a_{ун} \cdot A^п = 0,95 \cdot 0,00048 = 0,00046$$

Так как приведенный унос летучей золы с потоком газов меньше 1,4, значит, энтальпия золы не учитывается.

Поскольку на данном этапе расчета температура газов за той или иной поверхностью нагрева еще не известна, расчет энтальпий газов выполняется на весь возможный (ожидаемый) за данной поверхностью диапазон температур.

Результаты расчета энтальпий газов при действительных избытках воздуха в газоходах сводятся в таблицу 6.

Таблица 6 – Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг

θ, °С	H_2^0	H_6^0	$H_{3л}$	$H_2 = H_2^0 + (\alpha - 1) \cdot H_6^0 + H_{3л}$					
				Топочная камера, ширмы	Пароперегреватель	ВЭК-2	ВЗП -2	ВЭК-1	ВЗП -1
100	673,73	547,585	5,68024						860,113
200	1366,09	1099,734	11,88773						1740,89
300	2077,85	1658,936	18,53811					2594,07	2643,84
400	2851,72	2249,588	25,308				3506,91	3551,9	3618,99
500	3616,51	2840,613	32,22552			4358,89	4444,11	4500,92	
600	4401,89	3445,33	39,37503		5233,69	5302,60	5405,96	5474,87	
700	5207,7	4061,954	46,55266		6188,50	6269,74	6391,6	2594,07	
800	6031,39	4688,038	53,91166	7022,90	7163,55	7257,31	7397,95		
900	6869,93	5324,453	61,50477	7996,32	8156,06	8262,55			
1000	7722,77	5967,922	69,15411	8985,51	9164,55	9283,91			
1100	8589,1	6660,556	77,09801	9998,21	10198				
1200	9466,39	7280,499	84,82398	11007,3	11225,7				
1300	10356,1	7948,156	95,63964	12041,3	12279,7				
1400	11251,8	8620,543	111,2343	13087,1	13345,7				
1500	12156,9	9296,042	123,5874	14139,7	14418,6				
1600	13069,5	9976,851	134,1774	15199	15498,3				
1700	13991,1	10659,65	145,0732	16268	16587,8				
1800	14914,7	11343,45	156,2516	17339,6	17679,9				
1900	15844,4	12035,92	167,7238	18419,3	18780,4				
2000	16779,1	12729,13	176,8467	19501,7	19883,6				
2100	17720,7	13427,45	186,0138	20592,2	20995				
2200	18661,2	14124,36	194,8716	21681	22104,7				
2300	19608,9	14825,54	203,7294	22777,8	23222,6				

2.3 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел

2.3.1 Коэффициент полезного действия и потери теплоты

Потеря теплоты с уходящими газами q_2 , %, зависит от заданной температуры уходящих газов и избытка воздуха продуктов сгорания, покидающих котел:

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{xb}^0)(100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (17)$$

где H_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется из таблицы 4 по температуре уходящих газов $\vartheta_{yx} = 145$ °С при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем первой ступени путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона:

$$H_{yx} = 1256,46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (18)$$

α_{yx} – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем первой ступени (см. таблицу 3);

H_{xb}^0 – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется из таблицы 4 по температуре холодного воздуха $t_{xb} = 50$ °С и H_b^0 путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона:

$$H_{xb}^0 = 271,511 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (19)$$

Q_p^p – располагаемая теплота сжигаемого топлива кДж/кг, принимается равной Q_H^p (см. таблицу 1);

q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %, который зависит от вида топлива и способа его сжигания [1]: для бурых углей, $q_4 = 0,5$.

$$q_2 = \frac{(1256,46 - 1,33 \cdot 271,511)(100 - 0,5)}{15280} = 5,83$$

Потеря теплоты с химическим недожогом топлива q_3 , %, зависит от вида сжигаемого топлива. Так как котел пылеугольный, тогда $q_3 = 0$.

Потеря теплоты от наружного охлаждения q_5 , %, через внешние поверхности в котлах большой тепловой мощности невелика и уменьшается с ростом единичной мощности котла. Ее значение при номинальной расчетной нагрузке можно определить из следующих зависимостей:

$$q_5^H = \frac{\left(\frac{60}{D_{\text{НОМ}}}\right)^{0,5}}{\lg D_{\text{НОМ}}}, \quad (20)$$

где $D_{\text{НОМ}}$ – номинальная нагрузка котла (см. таблицу 3).

При нагрузках, отличающихся от номинальной, потеря теплоты q_5 изменяется и пересчитывается по формуле:

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

где $D_{\text{ном}}$ – то же, что и в формуле (20);

$D_{\text{пе}}$ – расчетная паропроизводительность котла (см. таблицу 3).

$$q_5^H = \frac{\left(\frac{60}{113,889}\right)^{0,5}}{\lg 113,889} = 0,353$$

$$q_5 = 0,353 \cdot \frac{113,889}{116,67} = 0,362$$

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

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}, \quad (22)$$

где q_5 – смотреть формулу (21).

$$\varphi = 1 - \frac{0,362}{100} = 0,996$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака q_6 , %, обязательно учитывается при жидком шлакоудалении. Расчет потери с физическим теплом шлака выполняется по формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^P \cdot t_{\text{шл}}}{Q_{\text{н}}^P}, \quad (23)$$

где A^P – то же, что и в формуле (14);

$Q_{\text{н}}^P$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг, (см. таблицу 4);

$t_{\text{шл}} = 560$ °С - температура

$a_{\text{шл}}$ – доля шлакоулавливания в топочной камере:

$$a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}} \quad (24)$$

$$a_{\text{шл}} = 1 - 0,95 = 0,05$$

$$q_6 = \frac{0,05 \cdot 7,4 \cdot 560}{15280} = 0,014$$

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется методом обратного баланса:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (25)$$

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (5,83 + 0 + 0,5 + 0,362 + 0,014) = 93,29$$

2.3.2 Определение расхода топлива на котел

Полезный расход топлива B , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котла, определяется из баланса между полезным тепловыделением при горении топлива и тепловосприятием рабочей среды в паровом котле:

$$B = \frac{D_{\text{пе}}(h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}}(h_{\text{кип}} - \bar{t}_{\text{пв}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}, \quad (26)$$

$$B = \frac{113,889 \cdot (3488,8827 - 903,18) + 2,28 \cdot (1628,13 - 903,18)}{15280 \cdot 0,9415} = 20,779 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Значение расчетного расхода сгоревшего топлива $B_{\text{р}}$, кг/с, на основе которого производится определение полного расхода газов и воздуха в газозоудном тракте котла:

$$B_{\text{р}} = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4), \quad (27)$$

где B – смотреть формулу (26);

q_4 – потеря теплоты с химическим недожогом топлива, % (см. раздел 2.3.1).

$$B_{\text{р}} = 20,779 \cdot (1 - 0,01 \cdot 0,5) = 20,675 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.4 Тепловой расчет топочной камеры

2.4.1 Конструктивные характеристики топочной камеры

Основной задачей конструктивного расчета топочной камеры заключается с том, чтобы определить необходимые размеры лучевоспринимающей пов-сти топочных экранов и объема топки. Эти параметры обеспечивают снижение температуры продуктов сгорания до изначально заданной величины.

Для определения конструктивных характеристик необходимо знать основные размеры, которые принимаются равными размерам топочной камеры типового котла.

Полная площадь поверхности стен топки, м^2 :

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{ф.ст}} + F_{\text{з.ст}} + 2 \cdot F_{\text{б.ст}} + F_{\text{пот}} + F_{\text{в.ок}}, \quad (28)$$

где $F_{\text{ф.ст}}$ – площадь пов-сти фронтальной стены топки, м^2 :

$$F_{\text{ф.ст}} = 291,514 \text{ м}^2;$$

$F_{\text{з.ст}}$ – площадь пов-сти задней стены топки, м^2 :

$$F_{\text{з.ст}} = 333,158 \text{ м}^2;$$

$F_{\text{б.ст}}$ – площадь пов-сти боковой стены топки, м^2 :

$$F_{\text{б.ст}} = 134,719 \text{ м}^2;$$

$F_{\text{во}}$ – площадь пов-сти выходного окна топки, м^2 :

$$F_{\text{в.ок}} = 87,664 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{ст}} = 291,514 + 333,158 + 2 \cdot 134,719 + 87,664 = 981,775 \text{ м}^2$$

Объем топочной камеры, м^3 :

$$V_{\text{т}} = F_{\text{б.ст}} \cdot b_{\text{т}}, \quad (29)$$

где $F_{\text{б.ст}}$ – площадь поверхности боковой стены топки, м^2 ;
 $b_{\text{т}} = 14460$ – ширина топочной камеры котла, мм.

$$V_{\text{т}} = 134,719 \cdot 14,46 = 1948,037 \text{ м}^3$$

Теплонапряжение топочного объема $\frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}$:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_{\text{н}}^p}{V_{\text{т}}} \quad (30)$$

где B_p – см. формулу (27);

$Q_{\text{н}}^p$ – то же, что и в формуле (23);

$V_{\text{т}}$ – см. формулу (30);

$$q_v = \frac{20,675 \cdot 15280}{1948,037} = 162,17 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки, м:

$$s_{\text{т}} = 3,6 \cdot \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}} \quad (31)$$

где $F_{\text{ст}}$ – см. формулу (28);

$V_{\text{т}}$ – см. формулу (29);

$$s_{\text{т}} = 3,6 \cdot \frac{1948,037}{981,775} = 7,143 \text{ м}$$

2.4.2 Расчет теплообмена в топке

Для того, что бы рассчитать теплообмен в топке необходимо определить тепловосприятия экранов топки $Q_{\text{л}}$ и температуру уходящих газов на выходе и нее ϑ'' . Для того, что бы рассчитать температуры газов на выходе из топки, необходимо использовать методика последовательного приближения

Согласно этой методике в первую очередь необходимо задаться значением температуры газов на выходе из топки, исходя из характеристик топлива и условия предупреждения шлакования последующих поверхностей нагрева.

Принимаем температуру на выходе из топочной камеры: $\vartheta'' = 1057,658^{\circ}\text{C}$.

Таблица 7 – Расчет топочной камеры

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Полезное тепловыделение в топочной камере, кДж/кг	$Q_{\text{т}}$	$Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}}$	17559,707
Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг	$Q_{\text{в}}$	$\beta_{\text{гв}} \cdot H_{\text{гв}}^0 + (\Delta\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{пл}}) \cdot H_{\text{хв}}^0$	2357,566
Относительный избыток воздуха	$\beta_{\text{гв}}$	$\alpha_{\text{гор}} - \Delta\alpha_{\text{пл}}$, где $\alpha_{\text{гор}} = \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} = 1,2 - 0,05 = 1,15$	1,11
Энтальпия горячего воздуха, кДж/кг	$H_{\text{гв}}^0$	Энтальпия горячего воздуха, кДж/кг, определяется из таблицы 6 по температуре горячего воздуха $t_{\text{гв}} = 375^{\circ}\text{C}$ и относительному избытку воздуха путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона	2101,92

Значению $Q_{\text{т}}$ соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке $\vartheta_{\text{а}}$, $^{\circ}\text{C}$, которая находится методом обратной интерполяции данных в зоне высоких температур из таблицы 6 по коэффициенту избытка воздуха в топке, принимая при этом энтальпию $H_{\text{а}} = Q_{\text{т}}$:

$$\vartheta_{\text{а}} = 2093,38^{\circ}\text{C} \quad (32)$$

Таблица 8 – Расчет топочной камеры

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера)	$Ви$	$k \cdot p \cdot s_{\text{т}}$, где $p = 0,1$ МПа, давление в топочной камере	1,374
---	------	---	-------

Продолжение таблицы 8

Коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа)	k	$k_{\Gamma} \cdot r_{\Pi} + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_{к}$	1,924
Объемная доля трехатомных газов	r_{Π}	Принимается по таблице 5 в колонке для топочной камеры	0,242
Концентрация золowych частиц	$\mu_{зл}$	Принимается по таблице 5 в колонке для топочной камеры	0,00946
Коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса	$k_{к}$	Принимается в зависимости от вида сжигаемого топлива	0,5
Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания	k_{Γ}	$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot S_{\Gamma}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right)$	3,138
Объемная доля водяных паров	r_{H_2O}	Принимается по таблице 5 в колонке для топочной камеры	0,102
Абсолютная температура газов на выходе из топки, К	T_{Γ}''	$\vartheta_{\Gamma}'' + 273$	1330,66
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа)	$k_{зл}$	$\frac{43 \cdot \rho_{\Gamma}}{(T_{\Gamma}'' \cdot d_{зл})^{0,67}}$, где $\rho_{\Gamma} = 1300$ г/м ³ плотность дымовых газов при атмосферном давлении	70,393
Эффективный диаметр золowych частиц, мкм	$d_{зл}$	Определяется видом сжигаемого топлива и типом мельничного устройства	16
Эффективное значение критерия Бугера $B\tilde{u}$	$B\tilde{u}$	$1,6 \cdot \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right)$	0,976
Учет положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра.	M	$0,59 - 0,5 \cdot X_{\Gamma}$	0,544
характеристика относительной высоты положения зоны максимальных температур в топке.	X_{Γ}	$\frac{h_{\Gamma}}{h_{\Gamma}}$, где h_{Γ} – высота расположения горелок, м h_{Γ} – высота топки, м.	0,092
Коэффициент тепловой эффективности экрана для топки	ψ_{Γ}	$\xi_{\Gamma} \cdot x$	0,467
Условный коэффициент загрязнения поверхности нагрева	ξ_{Γ}	Принимается из учебного пособия	0,5
Угловой коэффициент экрана	x	$1 - 0,2 \cdot \left(\frac{S}{d} - 1 \right)$	0,934
Уточненная температура газов на выходе из топки, °С	ϑ_{Γ}''	$\frac{T_a}{1 + M \cdot B\tilde{u}^{0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{экp} \cdot F_{ст} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}} \right]^{0,6} - 273}$	1057,72
Абсолютная температура продуктов сгорания, К	T_a	$\vartheta_a + 273$	2093,38

Продолжение таблицы 8

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива	$(Vc)_{\text{ср}}$	$\frac{Q_{\text{T}} - H_{\text{T}}''}{\vartheta_{\text{a}} - \vartheta_{\text{T}}''}$	10,49
Энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг	H_{T}''	Определяется из таблицы 6 по температуре газов на выходе из топки ϑ_{T}''	9555,87

Для того, что бы определить невязку принятой температуры от найденной необходимо использовать формулу 33. Полученная невязка не должна превышать 1 °С.

$$|(\vartheta_{\text{T}}'')_{\text{з}} - (\vartheta_{\text{T}}'')_{\text{р}}| < 1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (33)$$

$$|1057,72 - 1057,658| = 0,065 \text{ } ^\circ\text{C} < 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Так как условие выполняется, то температуру газов на выходе из топки, °С, принимаем равную $\vartheta_{\text{T}}'' = 1057,72$.

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

$$Q_{\text{л}} = \varphi \cdot (Q_{\text{T}} - H_{\text{T}}''), \quad (34)$$

где φ – смотреть таблицу 8;
 Q_{T} – смотреть таблицу 8.

$$Q_{\text{л}} = 7971,19$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток), кВт/м²:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{л}}}{F_{\text{ст}}} = 172,17 \quad (35)$$

2.5 Расчет тепловосприятия радиационного пароперегревателя

Общая схема движения рабочего тела в котле изображена на рисунке 5.

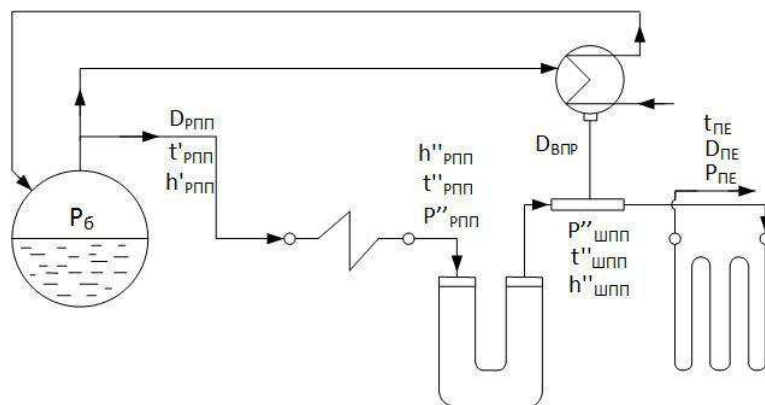


Рисунок 5 – Схема движения рабочего тела в котле

Таблица 9 – Расчет РПП

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Расход пара, кг/с, через радиационный и ширмовый пароперегреватели	$D_{рпп} = D_{шпп}$	$D_{пе} - D_{впр}$	107,056
Расход пара на впрыск, кг/с	$D_{впр}$	$0,06 \cdot D_{пе}$	6,833
Давление на выходе из радиационного пароперегревателя, МПа	$P_{рпп}$	$1,09 \cdot P_{пе}$	16,847
Температура на входе в пароперегреватель, °С	$t'_{рпп}$	$ts(P_6)$	344,563
Энтальпия насыщенного пара, кДж/кг	$h'_{рпп}$	$h''_{(P_6)}$	2597,536
Прирост энтальпии пара, кДж/кг	$\Delta h_{рпп}$	$\frac{Q_{рпп} \cdot B_p}{D_{рпп}}$	40,07
Суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя, кДж/кг	$Q_{рпп}$	$Q_{пк} + Q_{гг}$	206,48
Тепловосприятие в поворотной камере, кВт/м ²	$Q_{пк}$	$\frac{q_0 \cdot \left(\frac{S_{пк}}{2,8}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{T_{пк}}{1273}\right)^2 \cdot F_{пк}}{B_p}$	173,06
Тепловосприятие в горизонтальном газоходе, кВт/м ²	$Q_{гг}$	$\frac{q_0 \left(\frac{T_{гг}}{1273}\right)^2 \cdot F_{гг}}{B_p}$	33,42
Удельное тепловое напряжение поверхности, кВт/м	q_0	Принимается из учебного пособия	30
Площадь перегревателя в поворотной камере, м	$F_{пк}$	Рассчитывается по размерам котла	213,29
Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя, кДж/кг	$h''_{рпп}$	$h'_{рпп} + \Delta h_{рпп}$	2637,6

Продолжение таблицы 8

Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя	$h''_{\text{рпп}}$	$h'_{\text{рпп}} + \Delta h_{\text{рпп}}$	2637,6
Температуру пара на выходе из радиационного пароперегревателя, °С	$t''_{\text{рпп}}$	$f(P''_{\text{рпп}}; h''_{\text{рпп}})$	357,72

2.6 Расчет тепловосприятия ширмовой поверхности пароперегревателя

Перед тепловым расчетом ширм принимают их габаритные размеры и необходимые конструктивные размеры на основе эскиза котла и затем выполняют поверочный тепловой расчет ширмовой поверхности. На рисунке 6 изображен эскиз ширмового пароперегревателя.

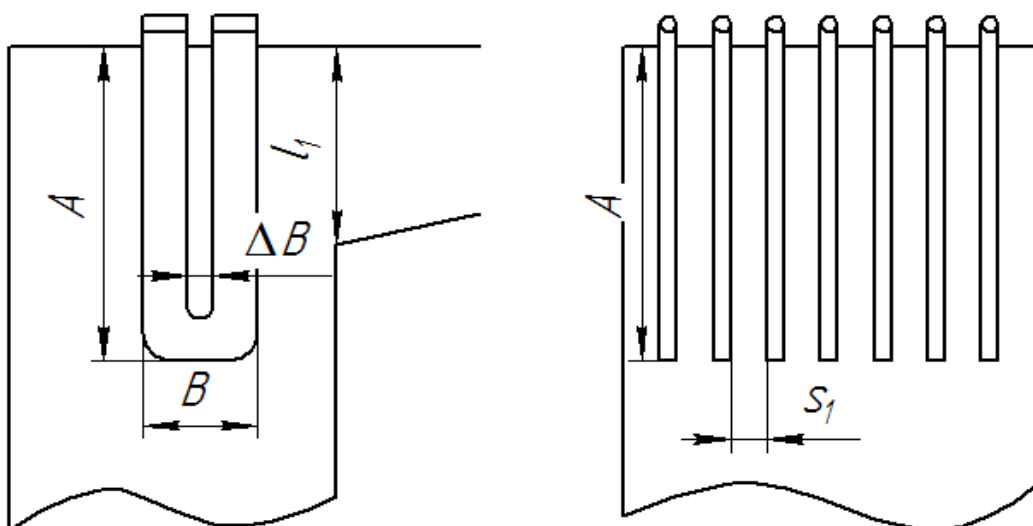


Рисунок 6 – Эскиз ширмового пароперегревателя

С помощью заводских проектных чертежей определяем основные конструктивные характеристики ширм и заносим данные в таблицу 10.

Таблица 10 – Основные конструктивные характеристики ширмы

Высота ширмы А, м	Ширина ширмы В, м	Зазор между лентами ширмы ΔВ, мм	Наружный диаметр труб ширмы d_n , мм	Толщина стенки труб ширмы δ , мм	Шаг между соседними ширмами s_1 , м	Продольный шаг труб в ленте s_2 , мм
9,469	1,67		42	4	1,44	46
8,563	1,81		42	4	0,576	46
Обобщенные параметры для расчета ширм						
9,016	3,48		42	4	1,008	46

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

Задаемся температурой газов на выходе из ширмового пароперегревателя, °C: $\vartheta''_{\text{шпп}} = 1057,72$.

Зная температуру газов, можем определить энтальпию продуктов сгорания топлива за ширмовой поверхностью, кДж/кг, которая определяется из таблицы 4 по температуре газов на выходе из ширмового пароперегревателя $\vartheta''_{\text{шпп}} = 923,41^\circ\text{C}$ и избытку воздуха на выходе из топки путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона:

$$H''_{\text{шпп}} = 7965,3$$

Таблицы 11 – Расчет ШПП

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Число ширм в одной ступени по ширине газохода, шт	z_1	$\frac{b_r}{s_1} - 1$	14
Число параллельно включенных труб в одной ленте ширмы	$n_{\text{ш}}$	$\frac{(B - \Delta B)/4}{s_2} + 1$	16
Эффективная толщина излучающего слоя в ширмах, м	$s_{\text{шпп}}$	$\frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{s_1}}$	1,295
Угловой коэффициент ширм	$\varphi_{\text{ш}}$	$\sqrt{\left(\frac{B}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{B}{s_1}$	0,029
Тепловосприятие ширм из топки, кДж/кг	$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}$	$Q_{\text{вх}}^{\text{л}} - Q_{\text{вых}}^{\text{л}}$	384,8
Теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг	$Q_{\text{вх}}^{\text{л}}$	$\frac{\beta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot q_{\text{л}} \cdot F_{\text{в.ок}}}{B_p}$	531,46
Тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, кДж/кг	$Q_{\text{вых}}^{\text{л}}$	$\frac{Q_{\text{вх}}^{\text{л}} \cdot (1 - a_{\text{шпп}}) \cdot \varphi_{\text{ш}} + \beta_{\text{ш}}}{B_p} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot a_{\text{шпп}} \cdot F_{\text{вых}}^{\text{л}} \cdot T_{\text{ср}}^4 \cdot \varepsilon_{\text{п}}}{B_p}$	146,66
Площадь выходного сечения ширм, м ²	$F_{\text{вых}}^{\text{л}}$	$l_1 \cdot b_r$, где $l_1 = 8,75$ – высота выходного окна за ширмами, м	126,53
Средняя температура газов в ширмах, К	$T_{\text{ср}}$	$\frac{\vartheta'_{\text{шпп}} + \vartheta''_{\text{шпп}}}{2} + 273$	1263,57
Коэффициент поглощения топочной среды	k	$k_r \cdot r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}}$	3,174
Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания	k_r	$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\text{п}} \cdot s_{\text{шпп}}}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''_{\text{шпп}}}{1000}\right)$	8,84
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа)	$k_{\text{зл}}$	$\frac{43 \cdot \rho_r}{(T''_{\text{шпп}} \cdot d_{\text{зл}})^{0,67}}$	75,59

Продолжение таблицы 11

Количество теплоты, отданное газами ШПП из межтрубного пространства, кДж/кг	$Q_{\text{шпп}}^6$	$\varphi \cdot (H'_{\text{ш}} - H''_{\text{ш}})$	1325,92
Энтальпия газов перед ширмами, кДж/кг	$H'_{\text{ш}}$	$H'_{\text{ш}} = H'_T$	9556,508
Энтальпия пара на выходе из ширм, кДж/кг	$h''_{\text{шпп}}$	$h'_{\text{шпп}} + \frac{(Q_{\text{шпп}}^6 + Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}) \cdot B_p}{D_{\text{шпп}}}$	2967,98
Энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг	$h'_{\text{шпп}}$	$h'_{\text{шпп}} = h''_{\text{рпп}}$	2637,6
Температура пара за ширмовой поверхностью пароперегревателя, °С	$t''_{\text{шпп}}$	$f(P''_{\text{шпп}}, h''_{\text{шпп}})$	393,88
Живое сечение для прохода газов, м ²	$f_{\text{шпп}}^r$	$A \cdot b_T - z_1 \cdot A \cdot d_H$	125,07
Скорость газов при средней температуре, м/с	ω_r	$\frac{B_p \cdot V^r \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{f_{\text{шпп}}^r \cdot 273}$	4,39
Средняя температура в ширмах, °С	$\vartheta_{\text{ср}}$	$\frac{\vartheta'_{\text{шпп}} + \vartheta''_{\text{шпп}}}{2}$	990,57
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м ² ·К)	α_k	$0,2 \cdot \frac{\lambda_r}{d_H} \cdot \left(\frac{\omega_r \cdot d_H}{\nu_r}\right)^{0,604} \cdot Pr_r^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s$	23,54
Поправка на компоновку пучка	C_s	$\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2}$	0,617
Средняя скорость пара в ширмах, м/с	$\omega_{\text{п}}$	$\frac{D_{\text{шпп}} \cdot V^{\text{п}}}{f_{\text{п}}}$	6,89
Площадь живого сечения для прохода пара, м ²	$f_{\text{п}}$	$\frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot z_1 \cdot n_{\text{ш}}$	0,203
Средний удельный объем пара, м ³ /кг	$V^{\text{п}}$	$f(P_{\text{шпп}}^{\text{ср}}, t_{\text{шпп}}^{\text{ср}})$	0,013
Температура наружных загрязнений труб, °С	t_3	$t_{\text{п}}^{\text{ср}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_{\text{шпп}}^6 + Q_{\text{шпп}}^{\text{л}})}{F_{\text{шпп}}} \cdot 10^3$	856,64
Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде, Вт/(м ² ·К)	α_2	$\alpha_H \cdot C_d$	2093,93
Поверхность нагрева ширм м ²	$F_{\text{шпп}}$	$(A_1 \cdot B_1 \cdot z) \cdot 1,92$	843,34
Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{\text{л}}$	$5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varepsilon_3 + 1}{2} \cdot a_{\text{ш}} \cdot (T_{\text{п}}^{\text{ср}})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{п}}^{\text{ср}}}\right)^4}{1 - \frac{T_3}{T_{\text{п}}^{\text{ср}}}}$	108,87
Коэффициент теплоотдачи от газов, отнесенный к расчетной поверхности ширм, Вт/(м ² ·К)	α_1	$\xi \cdot \left(\alpha_k \cdot \frac{\pi \cdot d_H}{2 \cdot s_2 \cdot x_{\text{ш}}} + \alpha_{\text{л}}\right)$	121,109
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	k	$\frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}}{Q_{\text{шпп}}^6}\right) \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \alpha_1}$	56,29

Продолжение таблицы 11

Температурный напор для ширм, °С	Δt	$\vartheta_{\text{ср}} - t_{\text{п}}^{\text{ср}}$	571,55
Количество тепла, переданного через стенки труб ширм за счет теплопередачи, кДж/кг	$Q_{\text{шпп}}^{\text{T}}$	$\frac{k \cdot F_{\text{шпп}} \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_{\text{p}}}$	1312,326

Полученное тепловосприятие $Q_{\text{шпп}}^{\text{T}}$ сравнивается с тепловосприятием $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$ путем определения расчетной погрешности – δQ :

$$\delta Q = \frac{|Q_{\text{шпп}}^{\text{T}} - Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}|}{Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}} \cdot 100\% \leq 2\% \quad (36)$$

$$\delta Q = \frac{|1325,92 - 1312,326|}{1312,326} \cdot 100\% = 1,026\% \leq 2\%$$

В связи с тем, что условие выполняется, можно сказать о том, что выбранная температура газов на выходе из шпп удовлетворяет решению.

В конце расчета ширмовой поверхности нагрева находим энтальпию пара на выходе из пароперегревателя, кДж/кг:

$$h''_{\text{шпп}} = h'_{\text{шпп}} + \frac{(Q_{\text{шпп}}^{\text{T}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}) \cdot B_{\text{p}}}{D_{\text{шпп}}} = 2967,477$$

По найденной энтальпии пара на выходе из ширм и давлению пара за ширмами, находится температура пара за ширмовой поверхностью пароперегревателя [5], °С, т.е. $t''_{\text{шпп}} = f(P''_{\text{шпп}}, h''_{\text{шпп}}) = 404,631$.

Найденные действительные температуры и энтальпии газов и пара на выходе из ширмовой поверхности позволят сделать конструктивный расчет конвективного пароперегревателя.

2.7 Расчет конвективного пароперегревателя

Тепловой расчет конвективного пароперегревателя выполняется конструктивным методом с определением необходимых теплообменных поверхностей при номинальной производительности и принятых показателях экономичности и надежности работы.

Проектирование конвективного пароперегревателя начинают с эскизной проработки поверхности с выбором конструктивных характеристик. На рисунке 7 изображен эскиз конвективного пароперегревателя.

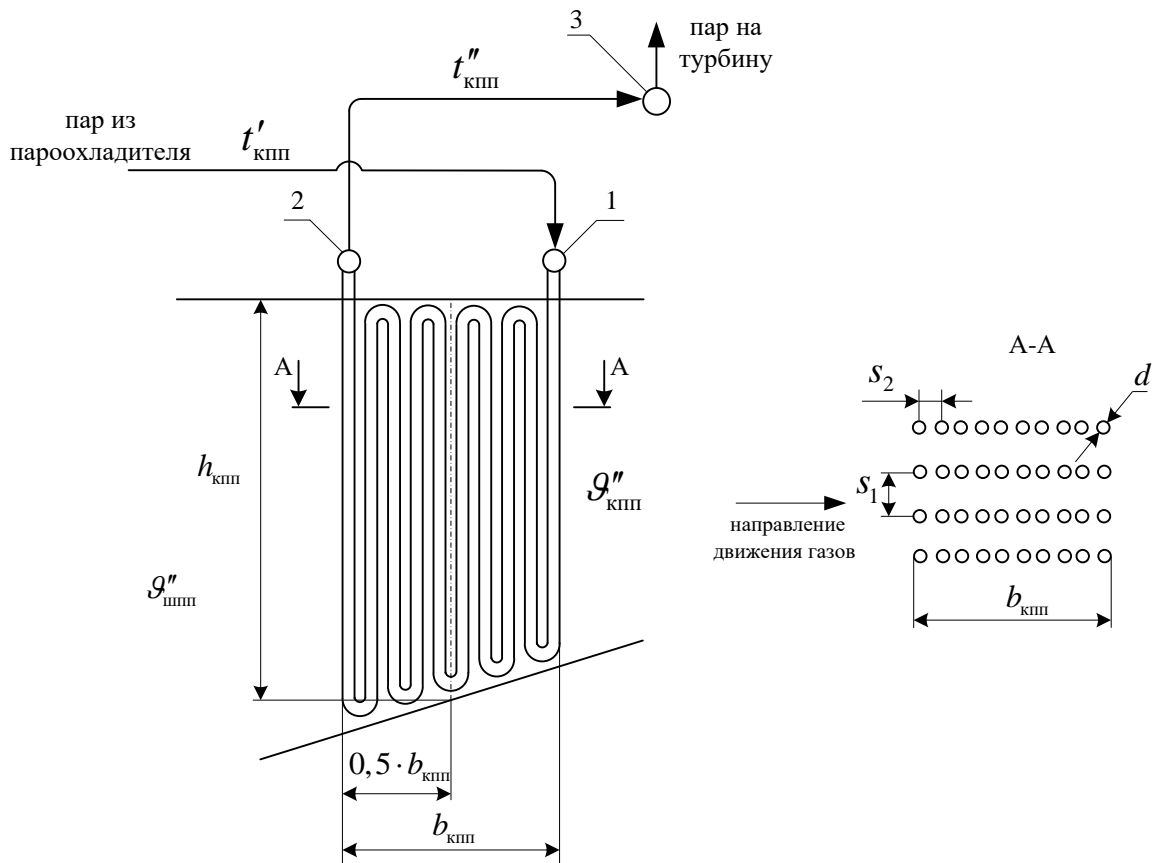


Рисунок 7 – Эскиз конвективного пароперегревателя

С помощью заводских проектных чертежей определяем основные конструктивные характеристики конвективного пароперегревателя и заносим данные в таблицу 12.

Таблица 12 – Основные конструктивные характеристики конвективного пароперегревателя

Наружный диаметр труб пароперегревателя d_n , м	Толщина стенки труб пароперегревателя δ , м	Поперечный шаг труб s_1 , м	Продольный шаг труб s_2 , м	Средняя высота пакета $h_{кпп}$, м
0,038	0,006	0,14	0,057	

Задаемся площадью поверхности нагрева конвективного пароперегревателя, m^2 : $F_{кпп} = 4926,56$.

Таблицы 13 – Расчет КПП

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Число труб пароперегревателя в ряду, шт	z_1	$\frac{b_T}{s_1} - 1$	103
Энтальпия на входе в пароперегреватель определяется, кДж/кг	$h'_{кпп}$	$h''_{штп} - \Delta h_{впр}$	2887,62

Продолжение таблицы 13

Уменьшение энтальпии пара во впрыскиваемом пароохладителе, кДж/кг	$\Delta h_{впр}$	$\frac{D_{впр}}{D_{пе}} \cdot (h''_{шпп} - h_{впр})$	80,36
Энтальпия конденсата, кДж/кг	$h_{впр}$	$h'(t_s(P_6))$	1628,1
Температура пара на входе в конвективный пароперегреватель, °С	$t'_{кпп}$	$f(P''_{шпп}, h'_{кпп})$	376,02
Количество тепла, воспринятого в конвективном пароперегревателе, кДж/кг	$Q_{кпп}^6$	$\frac{D_{пе}}{B_p} \cdot (h_{пе} - h'_{кпп}) - Q_{кпп}^л$	3169,069
Переизлучение теплоты из топки, кДж/кг	$Q_{кпп}^л$	$Q_{кпп}^л = Q_{вых}^л$	146,66
Энтальпия газа на выходе из конвективного пароперегревателя, кДж/кг	$H''_{кпп}$	$H'_{кпп} - \frac{Q_{кпп}^6}{\phi} + \Delta\alpha_{пп} \cdot H_{хв}^\circ$	5060,65
Энтальпия газов на входе в конвективный пароперегреватель	$H'_{кпп}$	$H'_{кпп} = H''_{шпп}$	8227,93
Температура газов $\vartheta''_{кпп}$, °С	$\vartheta''_{кпп}$	Рассчитывается методом обратной интерполяции данных из таблицы 6	581,425
Температурный напор для пароперегревателя, °С	$\Delta t_{кпп}$	$\frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$	283,15
Большая разность температур теплоносителей, °С	Δt_6	$\vartheta' - t''$	378,4
Меньшая разность температур теплоносителей, °С	Δt_m	$\vartheta'' - t'$	205,4
Скорость газов, м/с	ω_Γ	$\frac{B_p \cdot V_\Gamma \cdot (\vartheta_{ср} + 273)}{273 \cdot f_{кпп}^\Gamma}$	7,42
Объем газов, м ³ /кг	V_Γ	Принимается из таблицы 5 по колонке для пароперегревателя	5,79
Средняя температура газов в конвективном пароперегревателе, °С	$\vartheta_{ср}$	$\frac{\vartheta'_{кпп} + \vartheta''_{кпп}}{2}$	752,42
Площадь живого сечения, для прохода газа, м ²	$f_{кпп}^\Gamma$	$h_{кпп} \cdot (b_\Gamma - z_1 \cdot d_n)$	60,64
Средняя скорость пара в конвективном пароперегревателе, м/с	ω_Π	$\frac{D_{пе} \cdot V_\Pi}{f_\Pi}$	39,57
Площадь живого сечения для прохода пара, м ²	f_Π	$\frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot z_1$	0,055
Энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг	$h'_{шпп}$	$h'_{шпп} = h''_{рпп}$	2637,6
Температура наружных загрязнений труб, °С	t_3	$t_\Pi^{ср} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_{кпп}^6 + Q_{кпп}^л)}{F_{кпп}} \cdot 10^3$	437,43
Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде, Вт/(м ² ·К)	α_2	$\alpha_n \cdot C_d$	7735,39

Продолжение таблицы 13

Эффективная толщина излучающего слоя в конвективном пароперегревателе, м	$s_{кпп}$	$0,9 \cdot d_n \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d_H^2} - 1 \right)$	0,206
Степень черноты газов в конвективном пароперегревателе	$a_{кпп}$	$1 - e^{-k \cdot p \cdot s_{кпп}}$	0,166
Коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа)	k	$k_r \cdot r_n + k_{зл} \cdot \mu_{зл}$	8,796
Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания	k_r	$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot s_{кпп}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''_{кпп}}{1000} \right)$	28,016
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа)	$k_{зл}$	$\frac{43 \cdot \rho_r}{(T''_{кпп} \cdot d_{зл})^{0,67}}$	108,86
Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, Вт/(м ² ·К)	α_l	$5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varepsilon_3 + 1}{2} \cdot a_{ш} \cdot (t_n^{cp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_3}{t_n^{cp}} \right)^4}{1 - \frac{t_3}{t_n^{cp}}}$	23,012
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м ² ·К)	α_k	$a_n \cdot C_\phi \cdot C_z \cdot C_s$	48,51
Поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов	C_s	$\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2}$	0,876
Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб конвективного пароперегревателя, Вт/(м ² ·К)	α_1	$\alpha_k + \alpha_l$	71,52
Коэффициент теплопередачи пароперегревателей с коридорным расположением труб в пучке, Вт/(м ² ·К)	k	$\frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}$	46,92
Уточненная площадь необходимой поверхности нагрева, м ²	$F_{кпп}$	$\frac{Q_{кпп}^6 \cdot B_p}{k \cdot \Delta t_{кпп}} \cdot 10^3$	4931,25

Полученная поверхность нагрева сравнивается с заданной поверхностью нагрева путем определения расчетной погрешности – δF :

$$\delta F = \frac{|F_{кпп}^3 - F_{кпп}^p|}{F_{кпп}^p} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (37)$$

$$\delta F = \frac{|4926,56 - 4931,25|}{4926,56} \cdot 100\% = 0,095\%$$

Так как условие выполняется, то площадь поверхности нагрева принимаем $F_{\text{кпп}} = 4931,25 \text{ м}^2$.

Определяются основные конструктивные размеры пароперегревателя.

Длина одного змеевика пакета конвективного пароперегревателя, м:

$$l_{\text{кпп}} = \frac{F_{\text{кпп}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_1}, \quad (38)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб, м, $d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,038 + 0,026}{2} = 0,032$;
 z_1 – смотреть формулу (89).

$$l_{\text{кпп}} = \frac{4931,25}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 103} = 476,23$$

Действительное число рядов труб по ходу газов, шт:

$$z_2 = \frac{l_{\text{кпп}}}{h_{\text{кпп}}}, \quad (39)$$

где $h_{\text{кпп}}$ – то же, что и в формуле (96).

$$z_2 = \frac{476,23}{5,75} = 82,56$$

Полученное значение округляем до большего четного: $z_2 = 83$.

Ширина пакета пароперегревателя по ходу движения газов, м:

$$b_{\text{кпп}} = z_2 \cdot s_2, \quad (40)$$

где s_2 – то же, что и в формуле (101).

$$b_{\text{кпп}} = 83 \cdot 0,057 = 4,73$$

Таким образом, компоновка конвективного пароперегревателя будет выглядеть следующим образом: три пакета по 1576 мм каждый, с двумя окнами между ними, каждое из которых по 800 мм. Суммарная ширина КПП с окнами: 6331 мм.

2.8 Расчет хвостовых поверхностей нагрева

При курсовом проектировании поверхности нагрева, расположенные в конвективной шахте котельного агрегата рассчитывается конструктивно, т.е. определяется необходимая теплообменная поверхность, при этом каждая ступень рассчитывается отдельно. Компоновка хвостовых поверхностей нагрева изображена на рисунке 8.

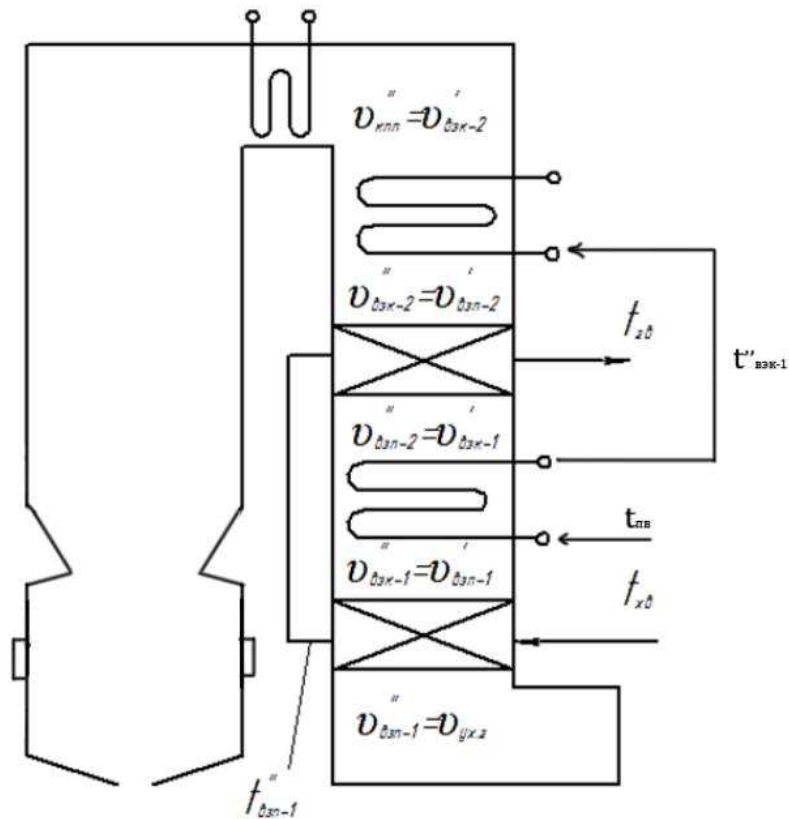


Рисунок 8 – Компоновка хвостовых поверхностей нагрева

2.8.1 Расчет воздухоподогревателя первой ступени

С помощью методического пособия выбираем основные конструктивные характеристики воздухоподогревателя первой ступени и заносим данные в таблицу 14.

Таблица 14 – Конструктивные характеристики воздухоподогревателя первой ступени

Наружный диаметр труб d_n , м	Внутренний диаметр труб $d_{вн}$, м	Толщина стенки труб $\delta_{ст}$, м	Поперечный шаг труб s_1 , м	Продольный шаг труб s_2 , м
0,04	0,037	0,0015	0,054	0,0404

При двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя расчет тепловосприятий начинается с первой по воздуху ступени воздухоподогревателя, задавшись температурой воздуха на выходе из первой ступени – $t''_{взп-1}$.

Температурой воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя задаются исходя из минимума затрат на изготовление воздухоподогревателя и экономайзера. Для получения достаточного температурного напора на холодном конце экономайзера первой ступени температура воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя должна превышать температуру питательной воды на $10 \div 15$ °С. Задаемся температурой

воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя, °С: $t''_{взп-1} = t_{пв} + 15 = 210 + 15 = 225$. Для заданной температуры находится энтальпия воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг, путем линейной интерполяции по таблице 6 по принятой температуре и колонке H_B^0 :

$$H''_{взп-1} = 1239,53$$

Таблица 15 – Расчет ВЗП первой ступени

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг	$Q_{взп-1}$	$\left(\beta''_{взп-1} + \frac{\Delta\alpha_{взп-1}}{2}\right) \cdot (H''_{взп-1} - H_{хв}^0)$	1118,075
Коэффициент избытка воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя	$\beta''_{взп-1}$	$\beta_{гв} + \Delta\alpha_{взп-1}$	1,14
Энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель, кДж/кг	$H'_{взп-1}$	$H''_{взп-1} + \frac{Q_{взп-1}}{\varphi} - \Delta\alpha_{взп-1} \cdot H_{прс}^0$	2354,136
Энтальпия газов за первой ступенью воздухоподогревателя, кДж/кг	$H''_{взп-1}$	$H''_{взп-1} = H_{ух}$	1256,46
Средняя температура подогреваемого воздуха, °С	t_B^{cp}	$\frac{t''_{взп-1} + t_{хв}}{2}$	137,5
Количество тепла, вносимого в первой ступени воздухоподогревателя присасываемым воздухом, кДж/кг	$H_{прс}^0$	Из расчета	754,641
Температура газов перед первой ступенью воздухоподогревателя, °С	$\vartheta'_{взп-1}$	Из расчета	272,924
Среднелогарифмический температурный напор, °С	$\Delta t_{прт}$	$\frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$ $\Delta t_m = 272,924 - 225 = 47,924$ $\Delta t_6 = 130 - 50 = 80$	62,598
Температурный напор в трубчатом воздухоподогревателе первой ступени, °С	$\Delta t_{взп-1}$	$\psi \cdot \Delta t_{прт}$ $\psi = 0,85$ – поправочный коэффициент, взятый для двух ходов воздуха	53,209
Для определения коэффициента теплопередачи принимаем скорость газов и скорость воздуха, м/с	ω_G ω_B	Взято из учебного пособия	8,5 6
Средняя температура газов в воздухоподогревателе первой ступени, °С	ϑ_{cp}	$\frac{\vartheta'_{взп-1} + \vartheta''_{взп-1}}{2}$	201,462

Продолжение таблицы 15

Полное число труб для воздухоподогревателя для прохода газов, шт	$z_{\text{тр}}$	$\frac{B_p \cdot V_r \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot \omega_r \cdot f_{\text{вп}}^r}$	26277
Внутреннее сечение трубы для прохода газа в трубчатом воздухоподогревателе, м ²	$f_{\text{вп}}^r$	$0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2$	0,001
Число труб в одном ряду по ширине воздухоподогревателя, шт	z_1	$\frac{b_T - s_1}{s_1}$	267
Число рядов труб по глубине конвективной шахты, шт	z_2	$\frac{z_{\text{тр}}}{z_1}$	98
Полная глубина трубной поверхности, м	$a_{\text{тр}}$	$z_2 \cdot s_2$	3,959
Общая ширина трубчатого воздухоподогревателя, м	$a_{\text{вп}}$	$a_{\text{тр}} + (n_{\text{пот}} - 1) \cdot \Delta a_k$	5,259
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м ² ·К)	α_1	$\alpha_n \cdot C_\phi \cdot C_l$	25,6
Поправочные коэффициенты	C_ϕ C_l		1 1
Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху, Вт/(м ² ·К)	α_2	$\alpha_n \cdot C_\phi \cdot C_z \cdot C_s$	57
Поправочные коэффициенты	C_ϕ C_s	Из учебного пособия	1 1,15
Коэффициент теплопередачи воздухоподогревателя, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{взп-1}}$	$\xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$ $\xi = 0,775$	15,873
Поверхность нагрева воздухоподогревателя, м ²	$F_{\text{взп-1}}$	$\frac{B_p \cdot Q_{\text{взп-1}}}{k_{\text{взп-1}} \cdot \Delta t_{\text{взп-1}}}$	27119,87
Полная высота воздухоподогревателя, м	$h_{\text{взп-1}}$	$\frac{F_{\text{взп-1}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_{\text{тр}}}$	8,533
Высота одного хода воздухоподогревателя, м	h_x	$\frac{B_p \cdot \beta''_{\text{взп-1}} \cdot V_B^0 \cdot (t_B^{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot (b_T - z_1 \cdot d_H) \cdot \omega_B \cdot n_{\text{пот}}}$	3,24
Число ходов воздуха, шт	$z_{\text{ход}}$	$\frac{h_{\text{взп-1}}}{h_x}$	3
Уточненная высота одного хода воздухоподогревателя, м:	h_x	$\frac{h_{\text{взп-1}}}{z_{\text{ход}}}$	2,84
Уточненная скорость воздуха воздухоподогревателе, м/с	ω_B	$\frac{B_p \cdot \beta''_{\text{взп-1}} \cdot V_B^0 \cdot (t_B^{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot (b_T - z_1 \cdot d_H) \cdot h_x \cdot n_{\text{пот}}}$	6,84
Высота трубчатого воздухоподогревателя, м	$h_{\text{вп}}$	$h_{\text{вп}} = h_x \cdot z_{\text{ход}} + 2 \cdot h_{\text{об}}$	9,933
Полученная скорость воздуха сравнивается с заданной скоростью воздуха путем определения расчетной погрешности	$\delta \omega_B$	$\frac{ \omega_B^3 - \omega_B^p }{\omega_B^p} \cdot 100\% < 10\%$	9,5% < 10%

Так как условие выполняется, то скорость воздуха в воздухоподогревателе принимаем $\omega_b = 6,841$ м/с.

2.8.2 Расчет водяного экономайзера первой ступени

Расчету теплообмена в экономайзере предшествует конструктивная и компоновочная проработка поверхности. С помощью методического пособия выбираем основные конструктивные характеристики водяного экономайзера первой ступени и заносим данные в таблицу 16.

Таблица 16 – Конструктивные характеристики водяного экономайзера первой ступени

Наружный диаметр труб d_n , м	Толщина стенки труб $\delta_{ст}$, м	Поперечный шаг труб s_1 , м	Продольный шаг труб s_2 , м	Глубина конвективной шахты $a_{кш}$, м
0,032	0,004	0,0832	0,048	4,986

Все конструктивные данные определяются по чертежам и сводятся в таблицу 16.

Таблица 17 – Расчет ВЭК первой ступени

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Число труб в одном ряду пакета экономайзера, шт	z_1	$\frac{a_{тр} - s_1}{s_1}$	49
Температура газов на входе в водяной экономайзер первой ступени, °С	$\vartheta'_{вЭК-1}$	$\frac{\vartheta''_{кпп} - \vartheta''_{вЭК-1}}{3} + \vartheta''_{вЭК-1}$,	375,758
Энтальпия газов на входе в первую ступень водяного экономайзера, кДж/кг	$H'_{вЭК-1}$		3334,93
Тепловосприятие водяного экономайзера, кДж/кг	$Q_{вЭК-1}^6$	$\varphi \cdot (H'_{вЭК-1} - H''_{вЭК-1} + \Delta\alpha_{вЭК-1} \cdot H_{хв}^0)$	984,25
Энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера первой ступени, кДж/кг:	$h''_{вЭК-1}$	$h'_{вЭК-1} + \frac{B_p \cdot Q_{вЭК-1}^6}{D_{вЭК}}$, где $h'_{вЭК-1} = 858,819$ кДж/кг	1044,942
Расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с	$D_{вЭК}$	$D_{пе} + D_{пр} - D_{впр}$	109,33
Температура питательной воды на выходе из водяного экономайзера первой ступени, °С	$\Delta t_{вЭК-1}$	$\frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$	100,622
Расчетная скорость воды в экономайзере, м/с	ω_b	$\frac{D_{вЭК} \cdot v_b}{0,785 \cdot d_{вн}^2 \cdot z_1 \cdot z_c \cdot z_p}$	1,543
Средняя температура газов в водяном экономайзере, °С	$\vartheta_{ср}$	$\frac{\vartheta'_{вЭК-1} + \vartheta''_{вЭК-1}}{2}$	324,341
Площадь живого сечения для прохода газов, м ²	$f_{вЭК-1}^r$	$a_{тр} \cdot b_t - d_n \cdot b_t \cdot z_1$	29,313
Скорость дымовых газов, м/с	ω_r	$\frac{B_p \cdot V_r \cdot (\vartheta_{ср} + 273)}{273 \cdot f_{вЭК-1}^r}$	9,43
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м ² ·К)	α_k	$\frac{\lambda_r}{d_n} \cdot \left(\frac{\omega_r \cdot d_n}{v_r}\right)^{0,6} \cdot Pr_r^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s$	64,397

Продолжение таблицы 17

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)	α_1	$\alpha_1 = \alpha_k$	64,39
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К), в водяном экономайзере первой ступени	$k_{\text{ВЭК-1}}$	$\frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1}$	55,467
Размеры поверхности нагрева, м ² , обеспечивающей получение необходимого тепловосприятия	$F_{\text{ВЭК-1}}$	$\frac{B_p \cdot Q_{\text{ВЭК-1}}^6 \cdot 10^3}{k_{\text{ВЭК-1}} \cdot \Delta t_{\text{ВЭК-1}}}$	3646,073
Длина каждого змеевика, м	$l_{\text{ЗМ}}^{\text{ВЭК-1}}$	$\frac{F_{\text{ВЭК-1}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_1}$	600,715
Число рядов по ходу газов (число петель), шт	z_2	$\frac{l_{\text{ЗМ}}^{\text{ВЭК-1}}}{b_T}$	42
Полная высота пакета водяного экономайзера первой ступени, м	$h_{\text{ВЭК-1}}$	$z_2 \cdot s_2$	2,016

Таким образом, получилась следующая компоновка экономайзера первой ступени: два пакета по 15 рядов в пакете, высота одного пакета 936 мм, разрыв между пакетами 0,7 м. Полная высота водяного экономайзера первой ступени: 2,57м.

2.8.3 Расчет воздухоподогревателя второй ступени

С помощью методического пособия выбираем основные конструктивные характеристики воздухоподогревателя второй ступени и заносим данные в таблицу 18.

Таблица 18 – Конструктивные характеристики воздухоподогревателя второй ступени

Наружный диаметр труб d_n , м	Внутренний диаметр труб $d_{\text{вн}}$, м	Толщина стенки труб $\delta_{\text{ст}}$, м	Поперечный шаг труб s_1 , м	Продольный шаг труб s_2 , м
0,04	0,037	0,0015	0,054	0,0404

$$H_{\text{ВЗП-1}}^{\prime\prime 0} = 1239,53$$

Таблица 19 – Расчет ВЗП второй ступени

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Тепловосприятие второй ступени воздухоподогревателя, кДж/кг	$Q_{\text{ВЗП-2}}$	$\left(\beta_{\text{ВЗП-2}}^{\prime\prime} + \frac{\Delta \alpha_{\text{ВЗП-2}}}{2} \right) \cdot (H_{\text{ВЗП-2}}^{\prime\prime 0} - H_{\text{ХВ}}^0)$	970,189
Коэффициент избытка воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя,	$\beta_{\text{ВЗП-2}}^{\prime\prime}$	$\beta_{\text{ГВ}} + \Delta \alpha_{\text{ВЗП-1}}$	1,14

Продолжение таблицы 19

Энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель, кДж/кг	$H'_{взп-2}$	$H''_{взп-1} + \frac{Q_{взп-1}}{\varphi} - \Delta\alpha_{взп-1} \cdot H^0_{прс}$	4257,295
Энтальпия газов за первой ступенью воздухоподогревателя, кДж/кг	$H''_{взп-2}$	$H''_{взп-1} = H'_{вэ-1}$	3334,93
Средняя температура подогреваемого воздуха, °С	$t_{в}^{cp}$	$\frac{t''_{взп-2} + t'_{взп-2}}{2}$	300
Количество тепла, вносимого в первой ступени воздухоподогревателя присасываемым воздухом, кДж/кг	$H^0_{прс}$	Из расчета	1658,94
Температура газов перед первой ступенью воздухоподогревателя, °С	$\vartheta'_{взп-2}$	Из расчета	459,22
Среднелогарифмический температурный напор, °С	$\Delta t_{прт}$	$\frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$ $\Delta t_m = 84,22$ $\Delta t_6 = 156,82$	116,783
Температурный напор в трубчатом воздухоподогревателе первой ступени, °С	$\Delta t_{взп-2}$	$\psi \cdot \Delta t_{прт}$ $\psi = 0,85$ – поправочный коэффициент, взятый для двух ходов воздуха	99,265
Для определения коэффициента теплопередачи принимаем скорость газов и скорость воздуха, м/с	$\omega_{г}$ $\omega_{в}$	Взято из учебного пособия	12,083 6,5
Средняя температура газов в воздухоподогревателе первой ступени, °С	ϑ_{cp}	$\frac{\vartheta'_{взп-1} + \vartheta''_{взп-1}}{2}$	420,52
Полное число труб для воздухоподогревателя для прохода газов, шт	$z_{тр}$	$\frac{B_p \cdot V_g \cdot (\vartheta_{cp} + 273)}{273 \cdot \omega_g \cdot f_{вп}^g}$	25863,759
Внутреннее сечение трубы для прохода газа в трубчатом воздухоподогревателе, м ²	$f_{вп}^g$	$0,785 \cdot d_{вн}^2$	0,001
Число труб в одном ряду по ширине воздухоподогревателя, шт	z_1	$\frac{b_{г} - s_1}{s_1}$	267
Число рядов труб по глубине конвективной шахты, шт	z_2	$\frac{z_{тр}}{z_1}$	97
Полная глубина трубной поверхности, м	$a_{тр}$	$z_2 \cdot s_2$	3,919
Общая ширина трубчатого воздухоподогревателя, м	$a_{вп}$	$a_{тр} + (n_{пот} - 1) \cdot \Delta a_k$	5,269
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м ² ·К)	α_1	$\alpha_n \cdot C_{\phi} \cdot C_l$	35,2

Продолжение таблицы 19

Поправочные коэффициенты	C_ϕ C_l	Взято из учебного пособия	1 1
Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху, Вт/(м ² ·К)	α_2	$\alpha_n \cdot C_\phi \cdot C_z \cdot C_s$	70
Поправочные коэффициенты	C_ϕ C_s	Взято из учебного пособия	1 1,15
Коэффициент теплопередачи воздухоподогревателя, Вт/(м ² ·К)	$k_{взп-2}$	$\xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$ $\xi = 0,775$	19,709
Поверхность нагрева воздухоподогревателя, м ²	$F_{взп-2}$	$\frac{B_p \cdot Q_{взп-1}}{k_{взп-1} \cdot \Delta t_{взп-1}}$	11707,79
Полная высота воздухоподогревателя, м	$h_{взп-2}$	$\frac{F_{взп-1}}{\pi \cdot d_{ср} \cdot z_{тр}}$	3,695
Высота одного хода воздухоподогревателя, м	h_x	$\frac{B_p \cdot \beta''_{взп-1} \cdot V_B^0 \cdot (t_B^{cp} + 273)}{273 \cdot (b_T - z_1 \cdot d_H) \cdot \omega_B \cdot n_{пот}}$	2,966
Число ходов воздуха, шт	$z_{ход}$	$\frac{h_{взп-1}}{h_x}$	1
Уточненная высота одного хода воздухоподогревателя, м:	h_x	$\frac{h_{взп-1}}{z_{ход}}$	3,695
Уточненная скорость воздуха воздухоподогревателя, м/с	ω_B	$\frac{B_p \cdot \beta''_{взп-1} \cdot V_B^0 \cdot (t_B^{cp} + 273)}{273 \cdot (b_T - z_1 \cdot d_H) \cdot h_x \cdot n_{пот}}$	6,219
Полученная скорость воздуха сравнивается с заданной скоростью воздуха путем определения расчетной погрешности	$\delta \omega_B$	$\frac{ \omega_B^3 - \omega_B^p }{\omega_B^p} \cdot 100\% < 10\%$	4,5% < 10%

Так как условие выполняется, то скорость воздуха в воздухоподогревателе принимаем $\omega_B = 6,219$ м/с.

2.8.4 Расчет водяного экономайзера второй ступени

С помощью методического пособия выбираем основные конструктивные характеристики водяного экономайзера второй ступени и заносим данные в таблицу 20.

Таблица 20 – Конструктивные характеристики водяного экономайзера второй ступени

Наружный диаметр труб d_n , м	Толщина стенки труб $\delta_{ст}$, м	Поперечный шаг труб s_1 , м	Продольный шаг труб s_2 , м	Ширина конвективной шахты $a_{кш}$, м
0,032	0,004	0,0832	0,048	5,269

Таблица 21 – Расчет ВЭК второй ступени

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Число труб в одном ряду пакета экономайзера, шт	z_1	$z_1 = \frac{a_{\text{кш}}}{s_1} - 1$	63
Температура газов на входе в водяной экономайзер первой ступени, °С	$\vartheta'_{\text{ВЭК-2}}$	$\vartheta'_{\text{ВЭК-2}} = \vartheta''_{\text{КПП}}$	581,43
Энтальпия газов на входе в первую ступень водяного экономайзера, кДж/кг	$H'_{\text{ВЭК-2}}$	$H'_{\text{ВЭК-2}} = H''_{\text{КПП}}$	5060,65
Тепловосприятие водяного экономайзера, кДж/кг	$Q_{\text{ВЭК-2}}^6$	$\varphi \cdot (H'_{\text{ВЭК-2}} - H''_{\text{ВЭК-2}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК-1}} \cdot H_{\text{ХВ}}^0)$	807,17
Энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера первой ступени, кДж/кг:	$h''_{\text{ВЭК-2}}$	$h'_{\text{ВЭК-2}} + \frac{B_p \cdot Q_{\text{ВЭК-2}}^6}{D_{\text{ВЭК}}}$, где $h'_{\text{ВЭК-1}} = 1044,909$ кДж/кг	1197,55
Расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с	$D_{\text{ВЭК}}$	$D_{\text{пе}} + D_{\text{пр}} - D_{\text{впр}}$	109,33
Температура питательной воды на выходе из водяного экономайзера первой ступени, °С	$\Delta t_{\text{ВЭК-2}}$	$\frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$	260,6
Расчетная скорость воды в экономайзере, м/с	$\omega_{\text{в}}$	$\frac{D_{\text{ВЭК}} \cdot v_{\text{в}}}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot z_1 \cdot z_c \cdot z_p}$	1,202
Средняя температура газов в водяном экономайзере, °С	$\vartheta_{\text{ср}}$	$\frac{\vartheta'_{\text{ВЭК-2}} + \vartheta''_{\text{ВЭК-2}}}{2}$	520,323
Площадь живого сечения для прохода газов, м ²	$f_{\text{ВЭК-1}}^r$	$a_{\text{тр}} \cdot b_{\text{т}} - d_{\text{н}} \cdot b_{\text{т}} \cdot z_1$	39,094
Скорость дымовых газов, м/с	$\omega_{\text{г}}$	$\frac{B_p \cdot V_{\text{г}} \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot f_{\text{ВЭК-2}}^r}$	7,209
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{\text{к}}$	$\frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{н}}} \cdot \left(\frac{\omega_{\text{г}} \cdot d_{\text{н}}}{v_{\text{г}}}\right)^{0,6} \cdot Pr_{\text{г}}^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s$	58,075
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)	α_1	$\alpha_1 = \alpha_{\text{к}}$	58,08
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К), в водяном экономайзере первой ступени	$k_{\text{ВЭК-2}}$	$\frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1}$	46,025
Размеры поверхности нагрева, м ² , обеспечивающей получение необходимого тепловосприятия	$F_{\text{ВЭК-2}}$	$\frac{B_p \cdot Q_{\text{ВЭК-2}}^6 \cdot 10^3}{k_{\text{ВЭК-2}} \cdot \Delta t_{\text{ВЭК-2}}}$	3603,47
Длина каждого змеевика, м	$l_{\text{ЗМ}}^{\text{ВЭК-2}}$	$\frac{F_{\text{ВЭК-2}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_1}$	433,49
Число рядов по ходу газов (число петель), шт	z_2	$\frac{l_{\text{ЗМ}}^{\text{ВЭК-2}}}{b_{\text{т}}}$	30
Полная высота пакета водяного экономайзера первой ступени, м	$h_{\text{ВЭК-2}}$	$z_2 \cdot s_2$	1,44

Таким образом, получилась следующая компоновка экономайзера первой ступени: два пакета по 15 рядов в пакете, высота одного пакета 720 мм, разрыв между пакетами 0,7 м. Полная высота водяного экономайзера первой ступени: 2,14м.

2.9 Составление прямого баланса котельного агрегата

Завершающим этапом распределения тепловосприятий является проверка правильности распределения с помощью определения расчетной невязки теплового баланса котельного агрегата, кДж/кг:

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр} - (Q_l^T + Q_{шпп}^b + Q_{кпп}^b + Q_{вЭК-1}^b + Q_{вЭК-2}^b) \cdot \frac{100 - q_4}{100}, \quad (42)$$

где Q_p^p – то же, что и в формуле (17);

$\eta_{ка}^{бр}$ – смотреть формулу (25);

Q_l^T – смотреть формулу (34);

$Q_{шпп}^b$ – смотреть таблицу 11;

$Q_{кпп}^b$ – смотреть таблицу 13;

$Q_{вЭК-1}^b$ – смотреть таблицу 15;

$Q_{вЭК-2}^b$ – смотреть таблицу 19;

q_4 – то же, что и в формуле (17).

$$\Delta Q = 15280 \cdot 0,942 - (7997,837 + 1561,321 + 2737,88 + 984,252 + 976,256) \cdot \frac{100 - 0,5}{100} = 10,168$$

Относительная величина невязки:

$$\delta Q = \frac{|\Delta Q|}{Q_H^p} \cdot 100\% < 0,5\%, \quad (43)$$

где Q_H^p – то же, что и в формуле (23);

ΔQ – смотреть формулу (42).

$$\delta Q = \frac{10,168}{15280} \cdot 100\% = 0,067\% < 0,5\%$$

Выполнение условия свидетельствует об отсутствии логических и арифметических ошибок.

2.10 Выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельного агрегата

2.10.1 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы. Выбор сушильного агента и его температуры

Целью расчета сушильно-мельничной системы является выбор типа пылесистемы, сушильного агента, мельничного и горелочного устройств.

Для данного котла было решено установить замкнутую схему пылеприготовления с прямым вдуванием. Так как котел с твердым шлакоудалением, то необходимости в промежуточном бункере нет. Топливо имеет выход летучих равное 47 % и влажность 33%, ($V^T > 25\%$, $W^p < 25\%$). Исходя из этого выбираем газовую сушку.

Выбор типа мельниц производится в зависимости от физических свойств топлива и мощности котельного агрегата. Для данного топлива и котельного агрегата выбираем мельницу вентилятор.

Так как выбрана мельница вентилятор, на котле будет установлено 4 индивидуальных системы пылеприготовления. При этом производительность одной мельницы, кг/с :

$$B_M = K_{\text{зап}} \cdot \frac{B}{n_M} \quad (44)$$

где B – полный расход топлива на котел, кг/с;

n_M – количество мельниц, шт ;

$K_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса по производительности мельницы.

$$B_M = 1,1 \cdot \frac{20,78}{4} = 5,714$$

Определив производительность одной мельницы, выбираем тип мельничного устройства:

МВ 2100/800/735 с производительностью $B'_M = 28,8$ т/ч .

2.10.2 Тепловой баланс сушильно-мельничной системы

При газовой сушке, по тепловому балансу сушильно – мельничной системы определяется расход газов на сушку g_G .

Таблица 22 – Определение расхода газа на сушку

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Приходные статьи баланса	$q_{\text{прих}}$	$q'_G + q_{\text{мех}} + q_{\text{прис}}$	$660 \cdot g_G + 66,6$
Физическое тепло, вносимое с газами для сушки и транспортировки, кДж/кг	q'_G	$g_G \cdot c_G \cdot t'_G$	$660 \cdot g_G$
Тепло, выделяющееся в результате работы размалывающих органов, кДж/кг	$q_{\text{мех}}$	$K_{\text{мех}} \cdot \mathcal{E}_{\text{разм}}$	34,4
Физическое тепло присосов холодного воздуха, кДж/кг	$q_{\text{прис}}$	$K_{\text{прис}} \cdot g_G \cdot c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{хв}}$, где $K_{\text{прис}} = 0,16$ – коэффициент присоса	$8.041 \cdot g_G$
Коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло в процессе размол	$K_{\text{мех}}$	Принимается из учебного пособия для мельниц вентиляторов	0,6
Удельный расход энергии на размол, кДж/кг	$\mathcal{E}_{\text{разм}}$	Принимается из учебного пособия	43
Расходные статьи баланса, кДж/кг	$q_{\text{расх}}$	$q_{\text{исп}} + q''_G + q_{\text{тл}} + q_5$	$712,26 + 420,25 \cdot g_G$

Продолжение таблицы 22

Тепло, затрачиваемое на испарение влаги, кДж/кг	$q_{\text{исп}}$	$\Delta W \cdot (2500 + 1,9 \cdot t_2 - 4,19 \cdot t_{\text{тл}})$	607,8
Количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг	ΔW	$\frac{W^{\text{р}} - W^{\text{пл}}}{100 - W^{\text{пл}}}$	0,239
Температура аэросмеси за мельницей, °С	$t_{2\text{м}}$	Принимается из учебного пособия	140
Температура сушильного агента в конце установки, °С	t_2	$t_{2\text{м}} - 5$	135
Тепло, уносимое газами из системы пылеприготовления, кДж/кг	$q_{\text{г}}''$	$(1 + K_{\text{прис}}) \cdot g_{\text{г}} \cdot c_{\text{г}} \cdot t_2$	$420,25 \cdot g_{\text{г}}$
Тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, кДж/кг	$q_{\text{тл}}$	$\frac{100 - W^{\text{р}}}{100} \cdot \left[c_{\text{тл}} + \frac{W^{\text{пл}} \cdot 4,19}{100 - W^{\text{пл}}} \right] \cdot (t_{2\text{т}} - t_{\text{тл}})$	100,78
Потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду, кДж/кг	q_5	$\frac{Q_5^{\text{общ}}}{B_{\text{м}}}$	1,925
Часовая потеря тепла на охлаждение установки, кВт	$Q_5^{\text{общ}}$	Принимается из учебного пособия	11

Далее составляю уравнение и нахожу расход газов на сушку топлива $g_{\text{г}}$:
 $g_{\text{г}} = 1,32$

2.10.3 Пересчет производительности углеразмольных мельниц на другое топливо.

Характеристики эталонного топлива для мельниц вентиляторов приведены в таблице 23.

Таблица 23 – Характеристики эталонного топлива для мельниц вентиляторов

Влажность топлива $W^{\text{р}}$, %	Влажность пыли $W^{\text{п}}$, %	Коэффициент размолоспособности $K_{\text{ло}}$	Рекомендуемая тонкость помола R_{90}
56,6	8	1,7	60%

Пересчет производительности мельницы вентилятора, т/ч, производится по следующей формуле:

$$B'' = B'_{\text{м}} \cdot \frac{K''_{\text{ло}} \cdot \Pi''_{\text{вл1}} \cdot \Pi''_{\text{вл2}} \cdot \Pi''_{\text{др}} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R'_{90}}}}{K'_{\text{ло}} \cdot \Pi'_{\text{вл1}} \cdot \Pi'_{\text{вл2}} \cdot \Pi'_{\text{др}} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R''_{90}}}} \quad (45)$$

где $B'_{\text{м}} = 8 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ – максимальная производительность мельницы на эталонном топливе,

B'' – производительность мельницы на рассчитываемом топливе, кг/с ;

(') – эталонное топливо;

('') – исследуемое топливо;

$P_{вл1}$, $P_{вл2}$ - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности топлива на его размолоспособность для заданного топлива, определяется по формуле:

$$P'_{вл1} = \frac{K^2 - (W^{cp})^2}{K^2 - (W^{пл})^2} \quad (46)$$

где K - константа, характеризующая максимальную влажность заданного топлива, определяется по формуле:

$$K = 1 + 1.07 \cdot W^{cp}$$

где W^{cp} - средняя влажность размалываемого топлива, %, для бурых углей определяется по следующей формуле:

$$W^{cp} = \frac{W^p + 3 \cdot W^{пл}}{4}, \quad (47)$$

где W^p - влажность заданного топлива на рабочую массу, % (см. таблицу 23);
 $W^{пл}$ - влажность угольной пыли заданного топлива за мельницей, %.

Тогда для эталонного топлива:

$$W^{cp} = \frac{0,56 + 3 \cdot 0,065}{4} = 0,189$$

$$K = 1 + 1,07 \cdot 0,189 = 1,202$$

$$P'_{вл1} = \sqrt{\frac{1,202^2 - 0,189^2}{1,202^2 - 0,065^2}} = 0,989$$

Для расчетного топлива:

$$W^{cp} = \frac{0,33 + 3 \cdot 0,012}{4} = 0,092$$

$$K = 1 + 1,07 \cdot 0,092 = 1,098$$

$$P''_{вл1} = \sqrt{\frac{1,098^2 - (0,135)^2}{1,098^2 - (0,02)^2}} = 0,997.$$

Определяем $P_{вл2}$:

$$P_{вл2} = \frac{100 - W^{cp}}{100 - W^p}, \quad (48)$$

где W^{cp} - средняя влажность размалываемого топлива, % ;
 W^p - влажность заданного топлива на рабочую массу.

Для эталонного топлива:

$$P'_{вл2} = \frac{100 - 0,189}{100 - 30} = 1,004$$

Для расчетного топлива:

$$\Pi''_{\text{вЛ2}} = \frac{100-0,092}{100-30} = 1,002$$

Тогда, размольная производительность мельницы:

$$B'' = 8 \cdot \frac{1,2 \cdot 0,995 \cdot 1,002 \cdot 1,02 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{55}}}{1,7 \cdot 0,989 \cdot 1,004 \cdot 0,99 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{60}}} = 5,77$$

Полученная производительность превышает производительность одной мельницы $B_M = 5,71$, следовательно, мельница была выбрана правильно.

2.10.4 Определение сушильной производительности мельницы

По найденному из теплового баланса значению расхода сушильного агента, подсчитывается ограничиваемая условиями сушки производительность (сушильная производительность) мельницы по следующему выражению:

$$B_c = \frac{V_{\text{МВ}} \cdot \beta}{g_{\text{са}} \cdot (0,774 + 0,786 \cdot K_{\text{прис}} + 0,00125 \cdot d'_{\text{см}} + 1,245 \cdot \Delta W)} \quad (49)$$

где g_{Γ} - расход сушильного агента, кг/кг.

Для газовой сушки:

$$g_{\text{са}} = g_{\Gamma} = 1,32 \text{ кг/кг} \quad (50)$$

β – поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей;

$d'_{\text{см}}$ – влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу, г/кг;

$V_{\text{МВ}}$ – производительность мельничного вентилятора, м³/кг;

$$\beta = \frac{273 \cdot \left(B - \frac{S'_{\text{МВ}}}{13,6} \right)}{(273 + t'_{\text{МВ}}) \cdot 760} \quad (51)$$

где $S'_{\text{МВ}} = 150$ мм. в. ст – разрежение перед мельничным вентилятором;

$B = 760$ мм. в. ст – барометрическое давление.

$t'_{\text{МВ}} = 140$ °С – температура смеси на входе в мельничный вентилятор.

$$\beta = \frac{273 \cdot \left(760 - \frac{150}{13,6} \right)}{(140 + 273,15) \cdot 760} = 0,651$$

Для газовой сушки влагосодержание сушильного агента определяется по следующим формулам: г/кг:

$$d_{\Gamma} = \frac{10 \cdot (9 \cdot H^p + W^p) + \rho_B \cdot \alpha \cdot V_B^0 \cdot d_B}{1 + \rho_B \cdot \alpha \cdot V_B^0 - \frac{A_p}{100}} \quad (52)$$

$$d_{\Gamma} = \frac{10 \cdot (9 \cdot 3 + 33) + 1,2 \cdot 1,2 \cdot 4,149 \cdot 10}{1 + 1,2 \cdot 1,2 \cdot 4,149 - \frac{7,4}{100}} = 90,38$$

$$d'_{\text{см}} = d_{\text{Г}} = 90,38 \quad (53)$$

$V_{\text{МВ}}$ – производительность мельничного вентилятора, равная объему газов на выходе из мельничной системы, $\text{м}^3/\text{с}$, при газовой сушке определяется по следующей формуле:

$$V_{\text{МВ}} = \left[\frac{g_{\text{Г}}}{\rho_{\text{Г}}} + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{ВЛ}}} + V_{\text{В}}^0 \cdot K_{\text{прис}} \right] \cdot \left(\frac{273,15 + t'_{\text{МВ}}}{273} \right) \cdot B_{\text{М}} \quad (54)$$

где $\rho_{\text{Г}} = 1,3 \text{ кг/нм}^3$ – плотность газов;
 $\rho_{\text{В}} = 1,29 \text{ кг/нм}^3$ – плотность воздуха;
 $\rho_{\text{ВЛ}} = 0,804 \text{ кг/нм}^3$ – плотность водяных паров.

$$V_{\text{МВ}} = \left[\frac{1,324}{1,3} + \frac{0,239}{0,804} + 4,149 \cdot 0,16 \right] \cdot \left(\frac{273+140}{273} \right) \cdot 5,714 = 17,108.$$

Тогда, сушильная производительность мельницы:

$$B_{\text{с}} = \frac{17,108 \cdot 0,604}{1,32 \cdot (0,774 + 0,786 \cdot 0,16 + 0,0125 \cdot 90,383 + 1,245 \cdot 0,239)} = 6,436 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 23,17 \frac{\text{тонн}}{\text{час}}$$

Условия ($B'' = 20,53 \frac{\text{тонн}}{\text{час}} > B_{\text{М}} = 20,57 \frac{\text{тонн}}{\text{час}}$ и $B_{\text{с}} = 23,17 \frac{\text{тонн}}{\text{час}} > B_{\text{М}} = 20,57 \frac{\text{тонн}}{\text{час}}$) выполняются, это свидетельствует о том, что выбранный типоразмер мельницы, а также тип сушильного агента и его температура удовлетворяют как по размольной, так и по сушильной производительности.

2.11 Расчет горелочных устройств

2.11.1 Выбор типоразмера горелочного устройства и компоновки топки

Горелочное устройство выбирается в зависимости от способа сжигания, тепловой мощности горелки и марки сжигаемого топлива.

При сжигании бурых углей в топках с твердым шлакоудалением рекомендуется применять вихревые прямоточно-улиточные горелки.

Таблица 24 – Расчет горелочных устройств

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Расход первичной пылегазовоздушной смеси, $\text{м}^3/\text{с}$	V_1	$\frac{B_{\text{р}}}{Z_{\text{Г}}} \cdot \left[\frac{g_{\text{Г}}}{\rho_{\text{Г}}} \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{\text{прис}}) + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{ВП}}} + \frac{g_{\text{В}}}{\rho_{\text{В}}} \right] \cdot \frac{273,15 + t_{\text{см}}}{273}$	9,45
Температура смеси перед горелкой	$t_{\text{см}}$	$\frac{g_{\text{Г}} \cdot c_{\text{Г}} \cdot t_2 + g_{\text{В.перв}} \cdot c_{\text{В}} \cdot t_{\text{ГВ}} + \Delta W \cdot t_2 \cdot c_{\text{ВП}}}{(g_{\text{Г}} + g_{\text{В.перв}} + \Delta W) \cdot c_{\text{см}}}$	277,12

Продолжение таблицы 24

Расход первичного воздуха кг/кг	$G_{в.перв}$	$V_B^0 \cdot \alpha_1 \cdot \rho_B$	2,67
Проходное сечение канала первичной смеси, м ²	F_1	$\frac{V_1}{W_1}$	0,364
Коэффициент расхода вторичного воздуха	α_2	$\alpha_T - \alpha_1$	0,55
Расход вторичного воздуха через горелку, м ³ /с	V_2	$\frac{V_B^0 \cdot \alpha_2 \cdot B_p}{Z_T} \cdot \left(\frac{273 + t_{ТВ}}{273}\right)$	7
Проходное сечение для канала вторичного воздуха, м ²	F_2	$\frac{V_2}{W_2}$	0,19
Наружный диаметр центральной трубы, м	D_0	$\sqrt{\frac{m^2}{1 - m^2} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot (F_1 + F_2)}$	0,368
Внутренний диаметр трубы пылегазовой смеси, м	d_1	$\sqrt{D_0^2 \cdot \frac{4 \cdot F_1}{\pi}}$	0,773
Внутренний диаметр вторичного воздуха, м	d_2	$\sqrt{D_1^2 \cdot \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$, где $D_1 = d_1 + 2 \cdot S = 0,794$	0,937
Наружный диаметр трубы вторичного воздуха	D_2	$d_2 + 2 \cdot S$	0,957

2.12 Аэродинамический расчет газового тракта

Аэродинамический расчет газоздушного тракта выполняется по данным теплового расчета для номинальной нагрузки котельного агрегата. Из теплового расчета котла составляется таблица исходных данных, необходимых для выполнения аэродинамического расчета (см. таблицу 25).

Таблица 25 – Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета котельного агрегата

Участок тракта	Диаметр труб, d, мм	Число рядов труб по ходу газов, z ₂ , шт	Отношение шага труб к диаметру		Длина продольно омываемых труб, м	Средняя температура газов, $\vartheta_{ср}$, °С	Средняя скорость газов, ω_1 , м/с
			$\frac{s_1}{d}$	$\frac{s_2}{d}$			
Ширмовый пароперегреватель	42	-	-	-	-	990,568	4,385
Конвективный пароперегреватель	38	83	3,68	1,5	-	752,4	7,42
Водяной экономайзер второй ступени	32	30	2,6	1,5	-	520,32	7,209
Воздухоподогреватель второй ступени	99	-	1,35	1,01	4,132	417,489	11,84
Водяной экономайзер первой ступени	32	42	2,6	1,5	-	324,34	9,43
Воздухоподогреватель первой ступени	40	-	1,35	1,01	8,248	201,46	8,5

Таблица 26 – Аэродинамический расчет газового тракта после реконструкции

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула / номограмма	Величина
Сопротивление конвективного пароперегревателя			
Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па, Па	$\Delta h_{\text{кпп}}$	$\xi \cdot h_{\text{д}}$	61,59
Динамическое давление, Па	$h_{\text{д}}$	Рисунок 7 [4]	8
Коэффициент сопротивления	ξ	$\xi_0 \cdot z_2$	7,698
Коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка	ξ_0	$\xi_{\text{гр}} \cdot C_{\sigma} \cdot C_{Re}$	0,093
Сопротивление ВЭК-2			
Сопротивление шахматного поперечно-омываемого пучка, Па	$\Delta h_{\text{вЭК-2}}$	$\Delta h_{\text{гр}} \cdot C_s \cdot C_d \cdot (z_2 + 1)$	163,92
Сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па	$\Delta h_{\text{гр}}$	Рисунок 6 [3]	3,4
Сопротивление ВЗП-2			
Отношения суммарной площади живого сечения труб, к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя	$\frac{F_{\text{м}}}{F_6}$	$\frac{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2}{s_1 \cdot s_2}$	0,493
Сопротивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, Па	$\Delta h_{\text{изм}}$	$m \cdot (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \cdot h_{\text{д}}$	19,8
Динамическое давление, Па	$h_{\text{д}}$	Рисунок 3 [3]	45
Сопротивление трения, Па, в трубах воздухоподогревателя	$\Delta h_{\text{тр}}$	$C_{\text{ш}} \cdot \Delta h'_{\text{гр}} \cdot h_{\text{вЗП-2}}$	364,94
Суммарное сопротивление ступени воздухоподогревателя второй ступени, Па	$\Delta h_{\text{вЗП-2}}$	$\Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}}$	384,736
Сопротивление ВЭК-1			
Сопротивление шахматного поперечно-омываемого пучка, Па	$\Delta h_{\text{вЭК-1}}$	$\Delta h_{\text{гр}} \cdot C_s \cdot C_d \cdot (z_2 + 1)$	335,4
Сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па	$\Delta h_{\text{гр}}$	Рисунок 6 [3]	6

Продолжение таблицы 26

Сопrotивление ВЗП-1			
Отношения суммарной площади живого сечения труб, к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя	$\frac{F_M}{F_6}$	$\frac{0,785 \cdot d_{ВН}^2}{s_1 \cdot s_2}$	0,493
Сопrotивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, Па	$\Delta h_{изм}$	$m \cdot (\xi_{вх} + \xi_{вых}) \cdot h_d$	35,64
Динамическое давление, Па	h_d	Рисунок 3 [3]	27
Сопrotивление трения, Па, в трубах воздухоподогревателя	$\Delta h_{тр}$	$C_{ш} \cdot \Delta h'_{гр} \cdot h_{взп-1}$	611,87
Суммарное сопротивление ступени воздухоподогревателя второй ступени, Па	$\Delta h_{взп-1}$	$\Delta h_{тр} + \Delta h_{изм}$	647,5
Сопrotивление газоходов			
Сопrotивление 1-го поворота, Па	$\Delta h_{м1}$	$\xi_{м1} \cdot h_{д1}$	30
Сопrotивление 2-го поворота, Па	$\Delta h_{м2}$	$\xi_{м2} \cdot h_{д2}$	60
Сопrotивление до золоуловителя, Па	$\Delta h_{м}^{3.у.}$	$\Delta h_{м}^{3.у.} \cdot h_{д\text{ зол}}$	60
Сопrotивление 3-го поворота, Па	$\Delta h_{м3}$	$\xi_{м3} \cdot h_{д3}$	60
Сопrotивление 4-го поворота, Па	$\Delta h_{м4}$	$\xi_{м4} \cdot h_{д4}$	60
Сопrotивление 5-го поворота, Па	$\Delta h_{м5}$	$\xi_{м5} \cdot h_{д5}$	60
Сопrotивление 6-го поворота, Па	$\Delta h_{м6}$	$\xi_{м6} \cdot h_{д6}$	30
Сопrotивление входа в дымовую трубу, Па	$\Delta h_{м}^{д.т.}$	$\xi_{м\text{ вх}} \cdot h_{д\text{ дт}}$	84
Местное сопротивление тракта топка-золоуловитель, Па	$\Delta h_{м}^{т-3.у.}$	$\Delta h_{м1} + \Delta h_{м2} + \Delta h_{м}^{3.у.}$	150
Местное сопротивление тракта золоуловитель-дымовая труба, Па	$\Delta h_{м}^{3.у.-д.т.}$	$\Delta h_{м3} + \Delta h_{м4} + \Delta h_{м5} + \Delta h_{м6} + \Delta h_{м}^{д.т.}$	264
Сопrotивление трения			
Суммарное сопротивление газового тракта, Па	$\Delta h_{тр}^{сумм}$	$\Delta h_{тр}^{к-3.у.} + \Delta h_{тр}^{3.у.-д.т.}$	73,31
Сопrotивление трения участка котел – золоуловитель, Па	$\Delta h_{тр}^{к-3.у.}$	$\lambda \cdot \frac{l^{к-3.у.}}{d_3} \cdot h_{д}^{к-3.у.}$	32,76

Продолжение таблицы 26

Сопротивление трения участка золоуловитель – дымовая труба, Па	$\Delta h_{\text{тр}}^{\text{з.у.-д.т.}}$	$\lambda \cdot \frac{l^{\text{з.у.-д.т.}}}{d_3} \cdot h_{\text{д}}^{\text{з.у.-д.т.}}$	40,56
Длина участка котел – золоуловитель, м	$l^{\text{к-з.у.}}$	$\frac{D_{\text{пе}}}{1,28 + 0,0083 \cdot D_{\text{пе}}}$	51,18
Длина участка золоуловитель – дымовая труба, м	$l^{\text{з.у.-д.т.}}$	$\frac{D_{\text{пе}}}{1 + 0,007 \cdot D_{\text{пе}}}$	63,37
Длина участка воздухоподогреватель-дымосос, м	$l^{\text{взп-дс}}$	$l^{\text{к-з.у.}} + 0,35 \cdot l^{\text{з.у.-д.т.}}$	73,36
Гидравлическое сопротивление золоуловителя			
Выбирается электрофильтр ДВПН	$\Delta h_{\text{зy}}$	$\Delta h_{\text{зy}} = 150 \text{ Па}$	150
Сопротивление дымовой трубы			
Расход дымовых газов через трубу, м ³ /с	$V_{\text{трб}}$	$4 \cdot B_{\text{p}} \cdot (V_{\text{r}} + \Delta\alpha \cdot V_{\text{в}}^{\circ}) \cdot \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}$	649,67
Температура газов перед дымососом, °С	$\vartheta_{\text{д}}$	$\frac{\alpha_{\text{yx}} \cdot \vartheta_{\text{yx}} + \Delta\alpha \cdot t_{\text{хв}}}{\alpha_{\text{yx}} + \Delta\alpha}$	140,034
Внутренний диаметр трубы на выходе, м	d_0	$0,01898 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{трб}} \cdot 3600}{\omega_0}}$	7,68
Скорость газов в выходном сечении трубы, м/с	ω_0	Взято из учебного пособия	14
При постоянном уклоне в трубе сопротивление трения, Па	$\Delta h_{\text{тр}}$	$\frac{\lambda}{8 \cdot i} \cdot h_{\text{д}}$	8
Потеря давления с выходной скоростью, Па	$\Delta h_{\text{вых}}$	$\xi_{\text{вых}} \cdot h_{\text{д}}$	64
Суммарное сопротивление дымовой трубы, Па	$\Delta h_{\text{дт}}$	$\Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вых}}$	72

Продолжение таблицы 26

Расчет самотяги			
Величина самотяги для конвективной шахты, Па	h_c	$\pm H_{кш} \cdot g \cdot \left(1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{\vartheta_r + 273,15}\right)$	-120,49
Высота рассчитываемого участка газохода, м	$H_{кш}$	Взято из расчета	18,51
Величина самотяги для дымовой трубы, Па	$h_c^{кш}$	$\pm H_{дт} \cdot g \cdot \left(1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{\vartheta_r + 273,15}\right)$	631,33
Высота рассчитываемого участка газохода, м	$H_{дт}$	Взято из учебного пособия	180
Суммарная самотяга котельной установки, Па	H_c	$\sum_{i=1}^n h_{ci}$	510,83
Расчет полных давлений по газовому тракту			
Сумма сопротивлений на участке топка-золоуловитель (сопротивление золоуловителя включительно), Па	$\sum \Delta h_{т-зу}$	$\Delta h_{шпп} + \Delta h_{кпп} + \Delta h_{вЭК1+2} + \Delta h_{вЗп1+2} + \Delta h_{гх} + \Delta h_{тзу}$	1925,9
Сумма сопротивлений на участке золоуловитель-дымовая труба, Па	$\sum \Delta h_{з,у-д,т}$	$\Delta h_{дт} + \Delta h_{тр}^{з,у.-д,т.} + h_{м}^{з,у.-д,т.}$	376,56
Суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяге, Па	ΔH	$\sum \Delta h_{т-з,у.} + \sum \Delta h_{з,у-д,т}$	2302,46
Перепад полных давлений по газовому тракту, Па	$H_{п}$	$h_{т}'' + \Delta H - H_c$	1751,64
Выбор дымососа			
Расчетный напор дымососа, Па	$H_{д}$	$\beta_2 \cdot H_{п}$	2101,96
Производительность дымососа, м ³ /с	Q_p	$\beta_1 \cdot V_{д}$	224,35
Расход газов при номинальной нагрузке котла, м ³ /с	$V_{д}$	$B_p \cdot (V_{ух.г} + \Delta \alpha \cdot V_{в}^0) \cdot \frac{\vartheta_{д} + 273,15}{273}$	203,96
Производительность одного дымососа, тыс. м ³ /ч	$Q_{д}$	$\frac{Q_p}{2}$	112,17

По найденным значениям производительности (Q_d , тыс. м³/ч) и напору (H_d , мм.вод.ст.) по рисунку 27 учебного пособия [3] выбирается необходимый типоразмер дымососа: д-18 с числом оборотов $n = 740$ об/мин. коэффициент полезного действия дымососа $\eta_d = 0,58$

Расчетная мощность двигателя дымососа, кВт

$$N_d = \beta_3 \cdot \frac{Q_d \cdot H_d \cdot 10^{-2}}{3,6 \cdot \eta_d} \quad (55)$$

где β_3 – коэффициент запаса по потребляемой мощности, в расчетах принимается $\beta_3 = 1,05$

$$N_d = 426,863$$

Таблица 27 – Аэродинамический расчет воздушного тракта тракта

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула / номограмма	Величина
Сопrotивление воздухопроводов холодного воздуха			
Сопrotивление поперечно-омываемого пучка труб, Па, Па	$\Delta h_{впр}$	$\sum \Delta h_m + \sum \Delta h_{тр}$	118,4
Сопrotивление трения, Па	$\Delta h_{тр}$	$\lambda \cdot \frac{l}{d_a} \cdot h_d$	38,4
Местные сопrotивления	$\Delta h_{м1}$	$\xi_m \cdot h_d$	80
Сопrotивление calorифера			
В данной работе выбирается calorифер трубчатого типа марки КПБ-II	$\Delta h_{калориф}$	$\Delta h_{калориф} = 380$	380
Сопrotивление ВЗП-1			
Сопrotивление поперечно омываемых труб, Па, для шахматных пучков	$\Delta h_{тр}$	$\Delta h_{тр} \cdot (z_2 + 1) \cdot m$	1485
Сопrotивление одного ряда труб шахматных пучков, Па	$\Delta h_{гр}$	Взято из учебного пособия	5
Сопrotивление поворотов в перепускных коробах, Па	$\Delta h_{пов1}$ $\Delta h_{пов2}$	$\xi \cdot h_d$	22,5 175
Динамический напор, Па	h_d	Рисунку 3 [3]	25
Сопrotивление первой ступени трубчатого воздухоподогревателя по воздушной стороне, Па	$\Delta h_{взп-1}$	$\Delta h_{пов1} + \Delta h_{пов2} + \Delta h_{тр}$	1682,5

Продолжение таблицы 27

Сопrotивление ВЗП-1			
Сопrotивление поперечно оmyваемых труб, Па, для шахматных пучков	$\Delta h_{\text{тр}}$	$\Delta h_{\text{тр}} \cdot (z_2 + 1) \cdot m$	600
Сопrotивление одного ряда труб шахматных пучков, Па	$\Delta h_{\text{тр}}$	Взято из учебного пособия	6
Сопrotивление поворотов в перепускных коробах, Па	$\Delta h_{\text{пов}}$	$\xi \cdot h_{\text{д}}$	33,75
Динамический напор, Па	$h_{\text{д}}$	Рисунку 3 [3]	37,5
Сопrotивление первой ступени трубчатого воздухоподогревателя по воздушной стороне, Па	$\Delta h_{\text{ВЗП-2}}$	$\Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пов}}$	2316,25
Сопrotивление воздухопроводов горячего воздуха			
Суммарное сопротивление на произвольном участке воздухопровода горячего, Па	$\Delta h_{\text{ГВ}}$	$\sum \Delta h_{\text{м}} + \Delta h_{\text{тр}}$	94,88
Произвольное местное сопротивление, Па	$\Delta h_{\text{м}}$	$\xi_{\text{м}} \cdot h_{\text{д}}$	42
Динамический напор, Па	$h_{\text{д}}$	$f(t_{\text{ср}}, \omega_{\text{в}})$	42
Длина воздухопроводов горячего воздуха, м	$l_{\text{ГВ}}$	$\frac{D_{\text{пе}}}{1.256 + 0,025 \cdot D_{\text{пе}}}$	25,9
Сопrotивление трения воздухопроводов горячего воздуха, Па	$\Delta h_{\text{тр}}$	$\lambda \cdot \frac{l_{\text{ГВ}}}{d_3} \cdot h_{\text{д}}$	10,88
Сопrotивление топочных и горелочных устройств			
Сопrotивление горелки, Па	$\Delta h_{\text{гор}}$	$\xi_{\text{гор}} \cdot h_{\text{д}}$	637,63
Динамический напор, Па	$h_{\text{д}}$	$\frac{W_2 \cdot \rho}{2}$	398,5
Самотяга			
Самотяга первый участок – воздухоподогреватель, Па	$h_{\text{с}}^I$	$\pm H \cdot g \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{273 + t_{\text{в}}}\right)$	55,74
Высота рассчитываемого участка, м	H_1	Взято из расчета	14,12
Самотяга второй участок – весь воздухопровод горячего воздуха, Па	$h_{\text{с}}^{II}$	$\pm H \cdot g \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{273 + t_{\text{в}}}\right)$	-73,98
Высота рассчитываемого участка, м	H_2	Взято из расчета	11,19
Расчет перепада полных давлений по воздушному тракту			
Суммарное сопротивление воздушного тракта котла, Па	$\Delta H_{\text{в}}$	$\Delta h_{\text{впр}} + \Delta h_{\text{калориф}} + \Delta h_{\text{вп}} + \Delta h_{\text{ГВ}} + \Delta h_{\text{гор}}$	3547,16

Продолжение таблицы 27

Перепад полных давлений в воздушном тракте, Па	$\Delta H_{\text{п}}$	$\Delta H_{\text{в}} - H_{\text{с}} - h'_{\text{т}}$	3585,85
Разрежение в топке на уровне ввода воздуха, Па	$h'_{\text{т}}$	$h''_{\text{т}} + 0,95 \cdot H'$	-20,45
Выбор типоразмера ДВ			
Необходимое по расчету полное давление, Па	$H_{\text{в}}$	$\beta_2 \cdot \Delta H_{\text{п}}$	4303,02
Производительность вентилятора, м ³ /с	$Q_{\text{р}}$	$\beta_1 \cdot V_{\text{в}}$	127,27
Расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м ³ /с	$V_{\text{д}}$	$V_{\text{р}} \cdot V_{\text{в}}^{\circ} \cdot (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \Delta\alpha_{\text{взп}}) \cdot \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273}$	115,7
Производительность одного вентилятора	$Q_{\text{в}}$	$\frac{Q_{\text{р}}}{2}$	63,64

По найденным значениям производительности ($Q_{\text{д}}$, тыс. м³/ч) и напору ($H_{\text{д}}$, мм.вод.ст.) по рисунку 58 учебного пособия [3] выбирается необходимый типоразмер дутьевого вентилятора: ВДН–26Пу с числом оборотов $n = 740$ об/мин. Коэффициент полезного действия дутьевого вентилятора составляет $\eta_{\text{в}} = 0,75$.

Расчетная мощность двигателя дутьевого вентилятора, кВт:

$$N_{\text{в}} = \beta_3 \cdot \frac{Q_{\text{в}} \cdot H_{\text{в}} \cdot 10^{-2}}{3,6 \cdot \eta_{\text{в}}}, \quad (56)$$

где β_3 – коэффициент запаса по потребляемой мощности, в расчетах принимается $\beta_3 = 1,05$;

$$N_{\text{в}} = 383,35$$

2.13 Расчет естественной циркуляции (средней секции фронтального экрана)

Таблица 28 – Конструктивные данные к расчету

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
1. Опускные трубы			
Внутренний диаметр, м	$d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$	Задается	0,13
Количество опускных труб, шт	$n_{\text{оп}}$	Задается	3
Суммарное сечение опускных труб, м ²	$F_{\text{оп}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{оп}})^2}{4} n_{\text{оп}}$	0,041
Высота опускных труб, м	$h_{\text{оп}}$	Схема контура	5
Суммарная длина опускных труб, м	$l_{\text{оп}}$	Схема контура	41,56
Углы гибов труб	$\alpha_1^{\text{он}}, \alpha_2^{\text{он}}, \dots$	Схема контура	90

Продолжение таблицы 28

Коэффициенты сопротивления поворотов в опускающих трубах	$\xi_1^{on}, \xi_2^{on}, \dots$	[4]	1,2;
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в опускающих трубах	$\sum \xi_{пов}^{on}$	$\xi_1^{on} + \xi_2^{on} + \dots$	1,2
Коэффициент сопротивления входа из барабана в опускающие трубы и выхода в нижний коллектор	$\xi_{вх}^{on}, \xi_{вых}^{on}$	[4]	1; 1,1
Суммарный коэффициент местных сопротивлений опускающих труб	$\sum \xi_{мест}^{on}$	$\xi_{вх}^{on} + \xi_{вых}^{on}$	2,1
Приведенный коэффициент трения для опускающих труб	λ_0^{on}	По величине $d_{вн}^{оп}$ [4]	0,088
2. Подъемные трубы			
Внутренний диаметр труб, м	$d_{вн}^{экр}$	Задается	0,048
Шаг труб в экране	s/d	Задается	0,08
Ширина экрана, включенная в контур, м	$B_{экр}$	Чертеж котла	3,615
Количество подъемных труб, шт	$n_{экр}$	$\frac{B_{экр}}{s} - 1$	45
Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Суммарное сечение подъемных труб, м ²	$F_{экр}$	$\frac{\pi \cdot (d_{вн}^{экр})^2}{4} n_{экр}$	0,081
Длина труб до обогрева, м	$l_{до}$	Схема контура	2,69
Длина обогреваемого участка труб, м	$l_{об}$	Схема контура	34,69
Длина труб после обогрева, м	$l_{по}$	Схема контура	1,25
Полная длина экранных труб, м	l_0	$l_{до} + l_{об} + l_{по}$	38,625
Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Высота труб до обогрева, м	$H_{до}$	Схема контура	0,5
Высота обогреваемой части труб, м	$H_{об}$	Схема контура	28,75
Высота участка после обогрева, м	$H_{по}$	Схема контура	1,25
Полная высота экранных труб, м	H_0	$H_{до} + H_{об} + H_{по}$	30,5
Углыгиба труб по высоте экрана	$\alpha_1^{экр}, \alpha_2^{экр}, \dots$	Схема контура	72; 101; 30; 76; 125
Коэффициент сопротивления поворота экранных труб	$\xi_1^{экр}, \xi_2^{экр}, \dots$	[4]	1,75; 1,2; 0,25 0,25; 1,2; 0,25
Суммарный коэффициент поворотов экранных труб	$\sum \xi_{пов}^{экр}$	$\xi_1^{экр} + \xi_2^{экр} + \dots$	4,9
3. Пароотводящие трубы			

Продолжение таблицы 28

Внутренний диаметр, м	$d_{\text{ВН}}^{\text{отв}}$	Задается	0,129
Количество отводящих труб, шт	$n_{\text{отв}}$	Задается	3
Суммарное сечение отводящих труб, м ²	$F_{\text{отв}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{ВН}}^{\text{отв}})^2}{4} n_{\text{отв}}$	0,039
Полная длина отводящих труб, м	$l_{\text{отв}}$	Схема контура	12,812
Высота отводящих труб, м	$H_{\text{отв}}$	Схема контура	2,813
Углы гибов труб	$\alpha_1^{\text{отв}}, \alpha_2^{\text{отв}}, \dots$	Схема контура	52; 90; 90
Коэффициенты сопротивления поворотов в отводящих трубах	$\xi_1^{\text{отв}}, \xi_2^{\text{отв}}, \dots$	[4]	1,75; 1,2; 0,25
Суммарный коэффициент сопротивления отводящих труб	$\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{отв}}$	$\xi_1^{\text{отв}} + \xi_2^{\text{отв}} + \dots$	3,2
Коэффициент сопротивления выхода из сборного коллектора и входа в барабан	$\xi_{\text{вх}}^{\text{отв}}, \xi_{\text{вых}}^{\text{отв}}$	[4]	1,1; 1
Суммарный коэффициент входа-выхода пароотводящих труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{отв}}$	$\xi_{\text{вх}}^{\text{отв}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{отв}}$	2,1

Кроме конструктивных характеристик контура также понадобятся данные из теплового расчета котла и некоторые дополнительные величины. Все эти характеристики приведем в таблице 29.

Таблица 29 – Сводные данные из теплового расчета котла, подсчет исходных величин

Наименование величины	Обозначение	Откуда берется	Величина
Паропроизводительность котла, кг/с	$D_{\text{пе}}$	Из теплового расчета котла	113,889
Давление пара в барабане котла, МПа	$P_{\text{б}}$	Из теплового расчета котла	16,24
Расчетный расход топлива, кг/с	B_p	Из теплового расчета котла	20,675
Полное тепловосприятие топки, кДж/кг	$Q_{\text{л}}$	Из теплового расчета котла	7971,187
Энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг	h'	hs-диаграмма состояния воды и водяного пара	1659,25

Продолжение таблицы 29

Плотность воды на линии насыщения при давлении в барабане, кг/м ³	ρ'	hs-диаграмма состояния воды и водяного пара	580,34
Плотность пара при тех же условиях, кг/м ³	ρ''	hs-диаграмма состояния воды и водяного пара	110,19
Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	r	hs-диаграмма состояния воды и водяного пара	913,87
Температура воды за водяным экономайзером, °С	$t''_{вэ}$	Из теплового расчета котла	274,65
Энтальпия воды за водяным экономайзером, кДж/кг	$h''_{вэ}$	Из теплового расчета котла	1197,55
Среднее удельное тепловосприятие экранов топки, кДж/м ²	$q_{л}$	$\frac{B_p \cdot Q_{л}}{F_{ст}}$	167,86
Ширина стены, занятая рассчитываемым контуром, м	$B_k = B_{экр}$	По заданию	3,615
Поверхность стены, занятая экраном рассчитываемого контура, м ²	F_k	$l_{об} \cdot B_k$	125,395
Коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине стены топки	$\eta_{ш}$	[4]	1,1
Полное тепловосприятие контура, кДж/кг	Q_k	$F_k \cdot \eta_{ш} \cdot q_{л}$	23154,24

Далее зададимся тремя значениями скорости циркуляции и произведем расчет контура циркуляции (таблица 30).

Таблица 30 – Порядок расчета естественной циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость циркуляции, W_0 , м/с	[4]	0,5	1	1,5
Расход циркулирующей жидкости, G, кг/с	$W_0 \cdot F_{экр} \cdot \rho'$	23,629	47,26	70,89
Опускные трубы				
Скорость потока в опускных трубах, $W_{оп}$, м/с	$\frac{G}{F_{оп} \cdot \rho'}$	1,007	2,014	3,021
Гидравлическое сопротивление опускных труб, $\Delta P_{оп}$, Па	$\left(\lambda_0^{оп} l_{оп} + \sum \xi_{пов}^{оп} + \xi_{вх}^{оп} + \xi_{вых}^{оп} \right) \cdot \frac{W_{оп}^2 \rho'}{2}$	2110,95	8443,79	18998,5
Подъемные трубы экрана				
Кратность циркуляции в котле, K	[4]	8	8	8
Недогрев до кипения в барабане, Δh_6 , кДж/кг	$\frac{h' - h_{экр}}{K}$	57,7	57,7	57,7

Продолжение таблицы 30

Количество тепла, необходимого для подогрева воды до кипения, $Q_{эк}$, кДж/кг	$\Delta h_6 \cdot G$	1363,68	2727,36	4091,04
Паропроизводительность пара содержащего участка контура, D_k , кг/с	$\frac{Q_k - Q_{эк}}{r}$	23,84	22,35	20,86
Средняя приведенная скорость пара, W_0'' , м/с	$\frac{0,5 \cdot D_k}{F_{экр} \cdot \rho'}$	0,25	0,236	0,22
Скорость пара на участке после обогрева (от потолка до сборного коллектора), $W_{опо}''$, м/с	$\frac{D_k}{F_{экр} \cdot \rho''}$	2,66	2,49	2,33
Средняя скорость смеси в обогреваемых трубах, $\bar{W}_{см}$, м/с	$W_0 + W_0'' \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	0,704	1,19	1,68
Скорость смеси в участке после обогрева, $W_{см.по}$, м/с	$W_0 + W_{опо}'' \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	2,653	3,018	3,83
Среднее объемное паросодержание в обогреваемой части, β	$\frac{W_0''}{\bar{W}_{см}}$	0,358	0,198	0,131
Объемное паросодержание в участке после обогрева, $\beta_{по}$	$\frac{W_{опо}''}{W_{см.по}}$	1,002	0,825	0,687
Коэффициент пропорциональности обогреваемой части, C	Принимается по величине $\bar{W}_{см}$ [4].	0,86	0,915	0,95
Коэффициент пропорциональности на участке после обогрева, $C_{по}$	Принимается по величине $W_{см.по}$ [4].	0,97	0,98	0,985
Среднее напорное паросодержание в обогреваемой части, $\bar{\varphi}$	$C \cdot \bar{\beta}$	0,308	0,182	0,125
Напорное паросодержание в участке после обогрева, $\varphi_{по}$	$C_{по} \cdot \beta_{по}$	0,972	0,809	0,687
Среднее напорное паросодержание в опускных трубах $\bar{\varphi}_{по}$	[4] Принимается по давлению в циркуляционном контуре P_6	0,03		
Высота экономайзерной части контура, $H_{эк}$, м	$H_{до} + \frac{\Delta h_6 - \Delta h_{сн} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4} \cdot \left(H_{он} - H_{до} - \frac{\Delta P_{оп}}{10\rho'}\right)}{\frac{Q_k}{H_{оп}G} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4}}$ где $\Delta h_{сн}$ – определяется по [4]; $\Delta h/\Delta p$ – изменение энтальпии воды на линии насыщения при изменении давления воды на 1 МПа	3,57	6,17	8,406

Продолжение таблицы 30

Длина экономайзерной части $l_{эк}, м$	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	5,78	8,908	11,14
Длина обогреваемой паросодержащей части трубы, $l_{пар.об}, м$	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	28,909	25,78	23,544
Длина необогреваемой паросодержащей части трубы (до входа в коллектор), $l_{по}, м$	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	1,25		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в эконо-майзерной части трубы, $\sum \xi_{пов}^э$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица13)	1,75		
Сопротивление входа в трубы из нижнего коллектора, $\xi_{вх}$	[4]	0,5		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в обогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{об.пар}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица13)	3,15		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в необогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{но.пар}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица)	0		
Сопротивление выхода из необогреваемых труб в сборный коллектор, $\xi_{вых}$	[4]	0,5		
Высота паросодержащей обогреваемой части труб, $H_{пар.об}, м$	По схеме от точки закипания до выхода из топки (за обмуровку)	21,12	18,5	16,28
Движущий напор обогреваемой части, $S_{об}, Па$	$\bar{\varphi} \cdot H_{пар.об} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	29994,6	15504,87	9375,97
Высота паросодержащей необогреваемой части труб, $h_{по}, м$	По схеме от выхода за пределы обмуровки до сборного коллектора	1,09		
Движущий напор необогреваемой части труб, $S_{по}, Па$	$\varphi_{по} \cdot H_{по} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	5600,16	4661,89	3900,76
Полный движущий напор контура, $S_k, Па$	$S_{об} + S_{по}$	35594,7	20166,76	13276,73
Среднее массовое паросодержание обогреваемой части, $\bar{\chi}$	$\frac{0.5 \cdot D_k}{G}$	0,505	0,236	0,147
Массовое паросодержание в участке после обогрева, $\chi_{по}$	$\frac{D_k}{G}$	1,009	0,473	0,294

Продолжение таблицы 30

Скоростной напор во входном сечении, Па/м (из нижнего коллектора)	$\frac{W_0^2 \rho'}{2}$	72,54	290,17	652,88 9
Коэффициент для расчета потери давления на трение, ψ	Определяется по величинам W_0 и P_6 [4]	1,44	1,18	1
Потеря давления в экономайзерной части, $\Delta P_{эк}$, Па	$\left(\xi_{вх} + \lambda_0^{экp} \cdot l_{эк} + \sum \xi_{пов} \right) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$, где $\lambda_0^{экp}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб [4]	298,24	1701,27	4411,6 9
Потеря от трения в обогреваемой паросодержащей части $\Delta P_{тр.пар}$, Па	$\lambda_0^{экp} \cdot l_{пар.об} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot \bar{x} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	3439,37	6554,97	10008, 7
Потеря от трения в участке после обогрева, $\Delta P_{тр.по}$, Па	$\lambda_0^{экp} \cdot l_{по} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot x_{по} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	261,15	490,58	736,3
Потеря давления в поворотах и при выходе из трубы в участке после обогрева, $\Delta P_{по}$, Па	$\left(\sum \xi_{пов}^{но.пар} + \xi_{вых} \right) \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot x_{по} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	679,003	1275,5	1914,4
Сумма потерь давления, $\sum \Delta P$, Па	$\Delta P_{эк} + \Delta P_{тр.пар} + \Delta P_{тр.по} + \Delta P_{по}$	4677,77	10022,3	17071, 15
Полезный напор экрана, $S_{пол}^{экp}$, Па	$S_k - \sum \Delta P_{экp}$	30916,7 8	10144,43	-3794
Отводящие трубы экрана (от сборного коллектора до барабана котла)				
Скорость пароводяной смеси в паротводящих трубах, $W_{см. отв}$, м/с	$\frac{W_{см.по} \cdot F_{экp}}{F_{отв}}$	5,509	6,27	7,027
Потери давления от трения в отводящих трубах, $\Delta P_{тр}^{отв}$, Па	$\lambda_0^{отв} \cdot l_{отв} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot x_{отв} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$ где $\lambda_0^{отв}$ – приведенный коэффициент трения отводящих труб [4]; $x_{отв} = x_{по}$	803,05	1508,53	2264,15
Потеря на трение на входе и поворотах, ΔP , Па	$\left(\sum \xi_{пов}^{отв} + \xi_{вх} \right) \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot x_{отв} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	2480,97	4660,5	6994,95
Потеря на подъем смеси выше уровня воды в барабане котла, $\Delta P_{гв}$, Па	$10 \cdot (1 - \varphi_{отв}) \cdot H_{гв} \cdot (\rho' - \rho'')$ где $\varphi_{отв} = \varphi_{по}$	0		
Сумма потерь давления в отводящих трубах, $\sum \Delta P_{отв}$, Па	$\Delta P_{тр}^{отв} + \Delta P_m + \Delta P_{гв}$	3284,03	6167,04	9259,09 8
Движущий напор отводящих труб, $S_{отв}$, Па	$10 \cdot \varphi_{по} \cdot H_{отв} \cdot (\rho' - \rho'')$	12600,4	10489,3	8776,7

Продолжение таблицы 30

Полезный напор отводящих труб, $S_{пол}^{отв}$, Па	$S_{отв} - \sum \Delta P_{отв}$	9316,33	4320,22	-482,39
Полезный напор контура, $S_{пол}^к$, Па	$S_{отв}^{пол} + S_{пол}^{экр}$	40233,3	14464,7	-4276,8

Далее выполняется построение графика зависимости $S_{пол}^к$ от W_0 и $\Delta P_{оп}$ от W_0 . Пересечение этих двух кривых дает истинное значение скорости циркуляции W_0 и полезного напора $S_{пол}$ (см. рисунок 20). Исходя из графика, делаем вывод, что действительная скорость циркуляции равна $\omega_0 = 1,112$ м/с, а полезный напор контура $S_{пол} = 10300$ Па

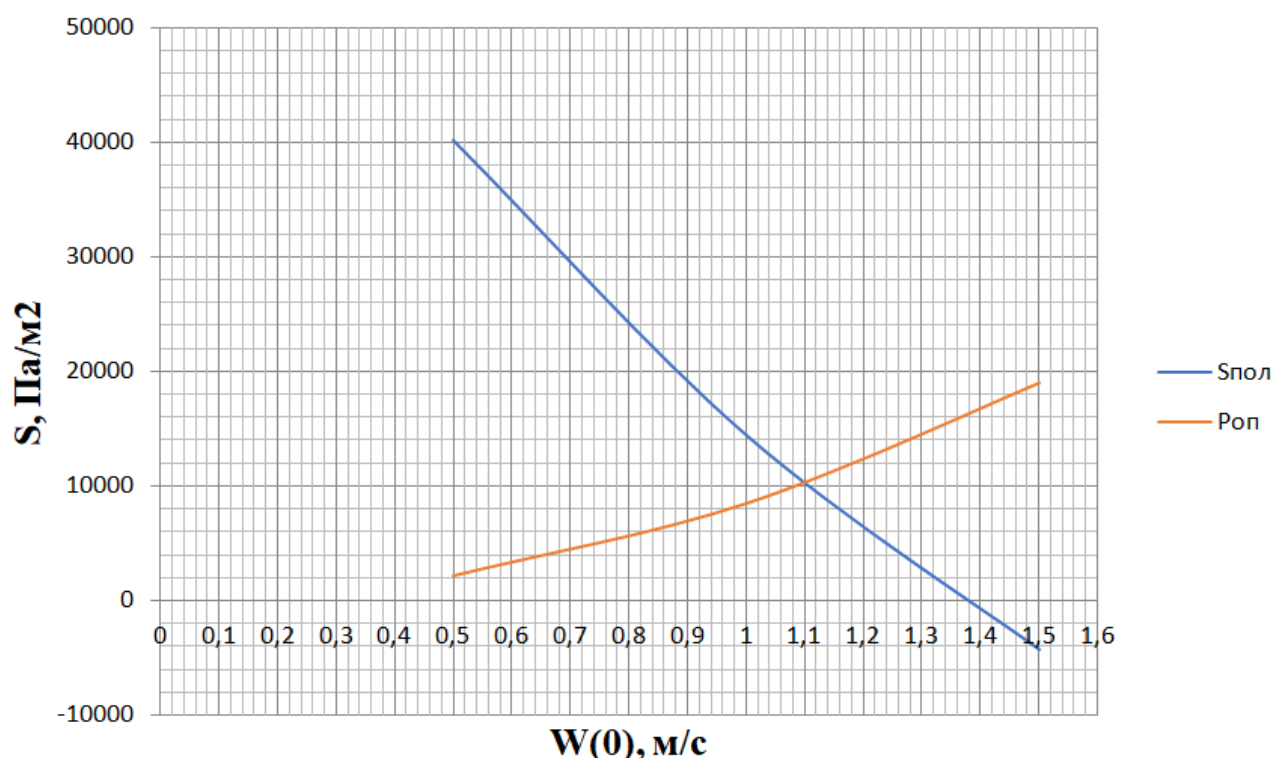


Рисунок 9 – Гидравлическая характеристика контура циркуляции

По найденным значениям (см. рисунок 9) действительной скорости и полезного напора циркуляции выполняется оценка на возможность застоя и опрокидывания циркуляции, посредством выполнения последовательных вычислений и заполнения таблиц 31 и 32.

Таблица 31 – Проверка возможности застоя циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части, \bar{W}_0'' , м/с	$\frac{0,5 \cdot Q_k}{r \cdot \rho'' \cdot F_{экр}}$	1,41
Приведенная скорость пара в обогреваемой части, $W_{0по}''$, м/с	$\frac{Q_k}{r \cdot \rho'' \cdot F_{экр}}$	2,82

Продолжение таблицы 31

Коэффициент неравномерности тепловосприятия разверженной трубы, η_m	[4]	1,1
Коэффициент конструктивной нетождественности, η_k		1
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части разверженной трубы, $\bar{W}'_{от}$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_k \cdot \bar{W}_0''$	1,55
Конечная приведенная скорость пара в разверженной трубе, $W''_{от}$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_k \cdot \bar{W}_{0по}''$	3,106
Среднее напорное паросодержание застоя в обогреваемой части разверженной трубы, $\bar{\phi}_z$	Принимается по величинам \bar{W}_0'' и P_6 [4]	0,81
Напорное паросодержание застоя в участке после обогрева развёрнутой трубы, $\phi_{зпо}$	Принимается по величинам \bar{W}_0'' и P_6 [4]	0,5
Напор застоя в разверженной трубе, S_3 , Па	$10 \cdot (H_{об} \cdot \bar{\phi}_z + H_{по} \cdot \phi_{зпо}) \rho'$	110254,59
Полезный напор экрана, $S_{пол}$, Па	Определен ранее по результату построения графика $\Delta P_{он}$, $S_{пол}^K = f(W_0)$	10300
Коэффициент запаса по застою, $S_3 / S_{пол}$	$S_3 / S_{пол} > 1,1$	10,7

Таблица 32 – Проверка на опрокидывание циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении в обогреваемой части, $\bar{W}_{0об}''$, м/с	$\bar{W}_{0об}'' = \bar{W}_0''$	1,412
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении на участке до обогрева, $\bar{W}_{0до}''$, м/с	$\bar{W}_{0до}'' = W_{0по}''$	2,8
Средняя приведенная скорость пара в экране при опускном движении, $\bar{W}_{0эл}''$, м/с	$\frac{\bar{W}_{0об}'' \cdot H_{об} + \bar{W}_{0до}'' \cdot H_{до}}{H_0 - H_{но}}$	1,436
Средняя приведенная скорость пара в разверженной трубе при опускном движении, $\bar{W}_{от}''$, м/с	$\eta_m \cdot \eta_k \cdot \bar{W}_{0эл}''$	1,58

Продолжение таблицы 32

<p>Полный коэффициент гидравлического сопротивления труб, Z</p>	$\lambda_0^{\text{экр}} \cdot l_{\text{экр}} \cdot \sum \xi_m,$ <p>где $\lambda_0^{\text{экр}}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб [4] l_0 – длина труб экрана от нижнего коллектора до верхнего сборного, м;</p> $\sum \xi_m = \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{экр}} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}$ – сумма местных сопротивлений по всей высоте экранных труб	<p>81,27</p>
<p>Удельный коэффициент сопротивления экрана, Z / H_0</p>	Z / H_0	<p>2,66</p>
<p>Удельный напор опрокидывания циркуляции, $S_{\text{опр}}^{\text{уд}}$, Па/м</p>	<p>[4]</p>	<p>4600</p>
<p>Напор опрокидывания в экране, $S_{\text{опр}}$, Па</p>	$S_{\text{опр}}^{\text{уд}} \cdot (H_0 - H_{\text{но}})$	<p>134550</p>
<p>Коэффициент запаса по опрокидыванию, $S_{\text{опр}} / S_{\text{пол}}$</p>	$S_{\text{опр}} / S_{\text{пол}} > 1,1$	<p>13,06</p>

Расчет естественной циркуляции показал, что коэффициент запаса по застою $S_3/S_{\text{пол}}$ больше 1,1 и коэффициент запаса по опрокидыванию $S_{\text{опр}}/S_{\text{пол}}$ тоже больше 1,1, что свидетельствует о надежности циркуляции.

По результатам комплексного расчета котел получился двух ступенчатой компоновки, ВЗП второй ступени одноходовой, ВЗП первой ступени трех ходовой. Температура на выходе из топки получилась $\vartheta_{\text{т}}'' = 1057,72^\circ\text{C}$, средняя температура в ШПП 990,57 °С, средняя температура газов в КПП 752,42 °С, средняя температура газов в ВЗП первой ступени 272,9 °С, средняя температура газов в ВЭК первой ступени 324,34 °С, средняя температура газов в ВЗП второй ступени 420,52 °С, средняя температура газов в ВЭК второй ступени 520,32 °С

2.14 Расчет вредных выбросов в атмосферу

Для того чтобы оценить целесообразность выбранных технических решений за счет сокращения выбросов токсичных веществ, был произведен расчет вредных компонентов в продуктах сгорания, оказывающих негативное воздействие на окружающую среду, а именно: твердые частицы, оксиды серы и азота.

Таблица 33 – Показатели выбросов вредных и токсичных веществ

Наименование величины	Значение до реконструкции	Значение после реконструкции
Твердые частицы		
Удельный массовый выброс на единицу массы условного топлива, кг/т.у.т	1,43	0,139
Массовый выброс, г/с	15,59	7,55
Оксиды серы		
Удельный массовый выброс на единицу массы условного топлива, кг/т.у.т	8,66	6,39
Массовый выброс, г/с	94,72	69,19
Оксиды азота		
Удельный массовый выброс на единицу массы условного топлива, кг/т.у.т	5,15	3,69
Массовый выброс, г/с	56,34	40,23

Исходя из полученных данных можно сказать, что реконструкция котла БКЗ-420-140 имеет положительный эффект на снижение вредных и токсичных выбросов. Полученные данные расчетным путем меньше тех, которые выбрасываются на станции настоящее время.

3.Общая часть

3.1 Компоновка главного корпуса

Главный корпус – здание, в котором находится основное и вспомогательное оборудование. Так как основным объектом реконструкции являлся котельный агрегат, то далее будет описана компоновка ячейки котла. Основным оборудованием является котельный агрегат БКЗ-420-140 ПТ–7, вспомогательное оборудование для котла: два дутьевых вентилятора марки

ВДН-26Пу, два дымососа д-18, четыре мельницы вентилятора МВ 2100/800/735, два электрофилтра марки УГ-2-4-74.

Далее на рисунке 10 будет представлена ячейка котельного агрегата видом сверху. Красным цветом указаны размеры ячейки до реконструкции а желтым пунктирным цветом после реконструкции. Таким образом выбранный мною котел входит в старую ячейку со всем вспомогательным оборудованием как по ширине так и по высоте.

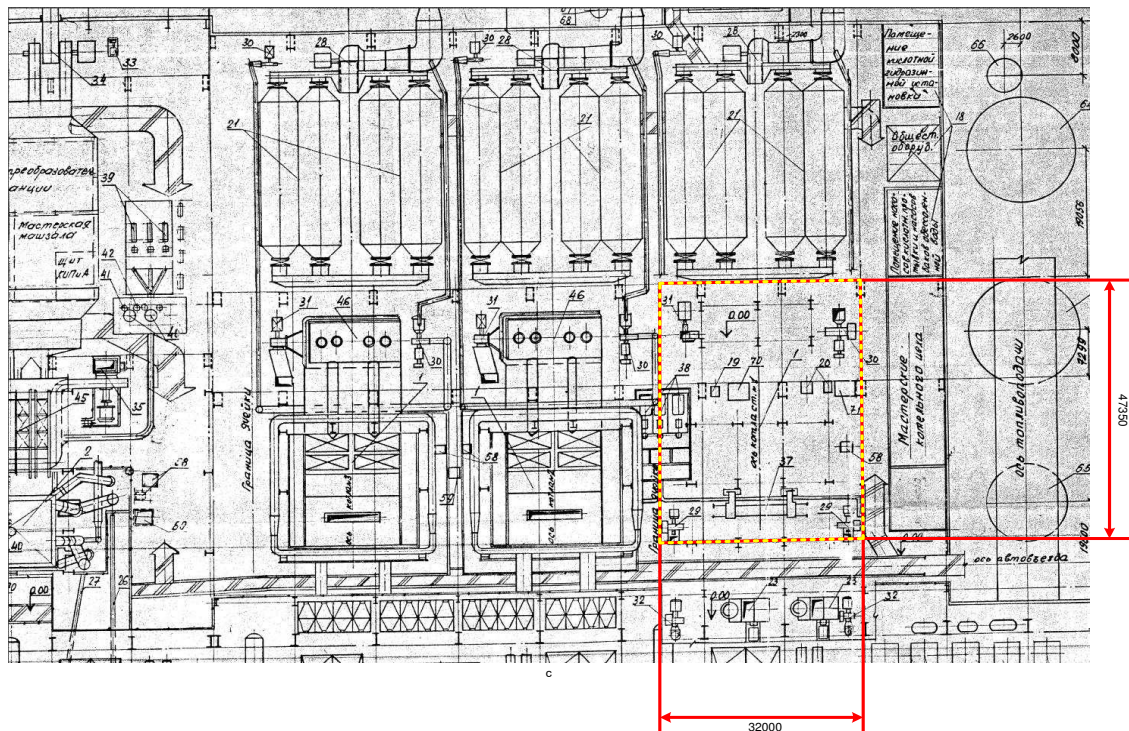


Рисунок 10 – Ячейка вид сверху

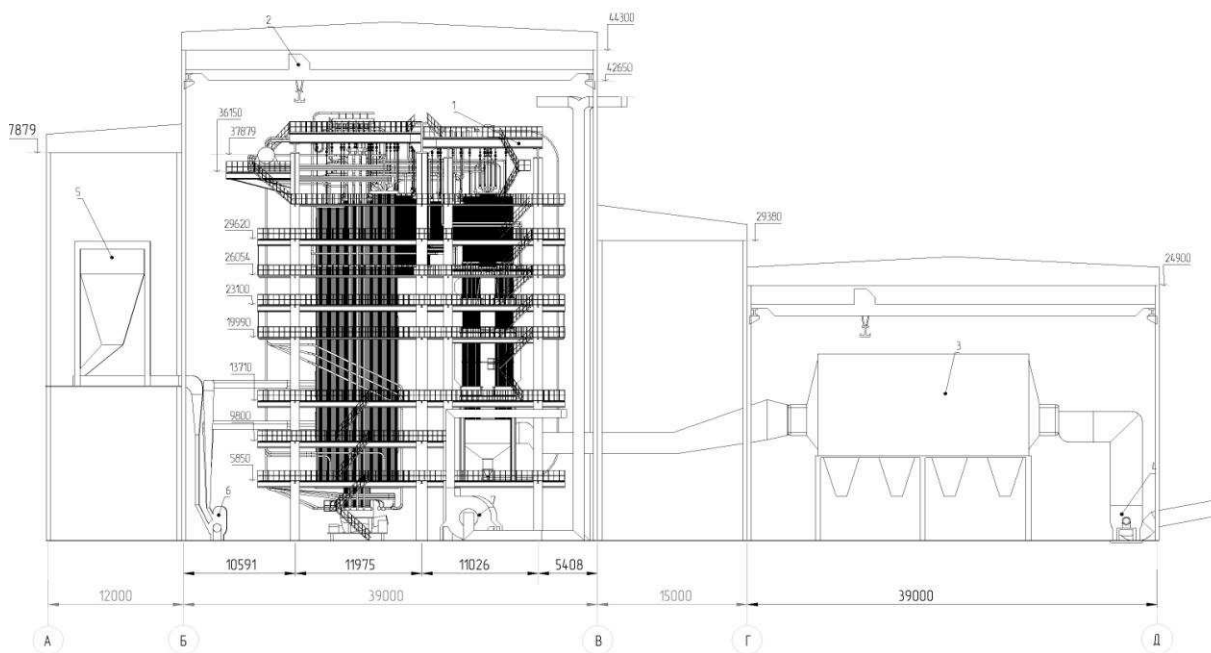


Рисунок 11 – Ячейка продольный разрез

4. Экономическая часть

4.1 Расчет затрат на монтаж

Затраты на монтаж и демонтаж котла (в эту услугу входит разбор старого котла и строительство нового котла) составят $\mathcal{E}_{\text{монтаж,демонтаж}} = 900$ млн. руб

Таблица 34 – Расчет экономики

Наименование величины	Формула/обоснование	Значение
Затраты на покупку дутьевых вентиляторов, млн.руб	$\mathcal{E}_{\text{дв}} = 5 \text{ млн.руб} \cdot 2$ Т.к дутьевых вентилятора берем два	10
Затраты на покупку дымососов, млн.руб	$\mathcal{E}_{\text{д}} = 3,5 \text{ млн.руб} \cdot 2$ Т.к дымососа берем два	7
Капитальные вложения, млн.руб	$K_{\text{м}} = \mathcal{E}_{\text{д}} + \mathcal{E}_{\text{дв}} + \mathcal{E}_{\text{монтаж,демонтаж}}$	917
Прибыль с выработки мощности, млн.руб	Т.к. после реконструкции котел будет работать на номинальную производительность, с этого можно получить прибыль	116,8
Экономия за счет уменьшения выбросов вредных веществ, млн.руб	Т.к. после реконструкции снижаются выбросы оксидов азота	0,319
Затраты э/э на работу ДВ, $\Delta\mathcal{E}_{\text{дв}}$, млн.руб	После реконструкции изменилось количество и марка тягодутьевого оборудования	2,33
Затраты э/э на работу Д, $\Delta\mathcal{E}_{\text{д}}$, млн.руб	После реконструкции изменилось количество и марка тягодутьевого оборудования	0,809
Чистая прибыль с учетом всех издержек, млн.руб	$\Delta\Pi_{\text{б}} = \mathcal{E}_{\text{годовая}} - \Delta\mathcal{E}_{\text{д}} - \Delta\mathcal{E}_{\text{дв}}$	113,351

4.2 Расчет срока окупаемости

Для того, что бы опеределить срок окупаемости данной реконструкции необходимо было вычислить капиталовложения в, так же необходимо было посчитать затраты на собственные нужны нового оборудования и в конечном итоге чистую прибыль с учетом всех издержек. После этого был произведен расчет срока окупаемости, которые приведен в таблице 33.

Таблица 35 – Расчет срока окупаемости

Показатель	Значение показателя по годам расчетного периода											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
1.Единовременные затраты на проведение мероприятия, Км, тыс. руб	917000											
2.То же с приведением, тыс. руб.	917000											
3. Годовой прирост балансовой прибыли ДПбт		113351,7	113351,7	113351,7	113351,7	113351,7	113351,7	113351,7	113351,7	113351,7	113351,7	
4. Годовой прирост чистой прибыли.		85013,8	85013,8	85013,8	85013,8	85013,8	85013,8	85013,8	85013,8	85013,8	85013,8	
5. Амортизационные отчисления ΔUам, тыс. руб.		61133,3	61133,3	61133,3	61133,3	61133,3	61133,3	61133,3	61133,3	61133,3	61133,3	
6. ЧДП, тыс. руб.	-917000,00	146147,1	146147,1	146147,1	146147,1	146147,1	146147,1	146147,1	146147,1	146147,1	146147,1	
7. ЧДПНИ, тыс. руб.	-917000,00	-770852,9	-624705,8	-478558,7	-332411,6	-186264,5	-40117,4	106029,7	252176,8	398323,9	544471,0	
8. ДДП, тыс. руб.	-873333,33	132559,73	126247,36	120235,58	114510,07	109057,21	103864	98918,11	94207,72	89721,64	85449,18	
9. ДДПНИ, тыс. руб.	-873333,33	-740773,6	-614526,3	-494290,7	-379780,6	-270723,4	166859,4	-67941,3	26266,5	115988,1	201437,3	
10. NPV (чистая текущая стоимость)	201437,28											
11. IRR (внутренняя норма доходности)	10 %											
12. DPI (индекс доходности инвестиций)	1,23											
13. PP (срок окупаемости инвестиций)	7,27 года											
14. DPP (дисконтированный срок окупаемости)	8,72 года											

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе разработан проект по реконструкции Красноярской ТЭЦ–2. В ходе литературного обзора было рассмотрено несколько вариантов для реализации данной реконструкции. Основным вариантом является замена устаревшего котла с жидким шлакоудалением на более новый котел с твердым шлакоудалением.

В дальнейшем был произведен расчет выбранного котла из которого был сделан вывод что котел подходит по габаритным размера в уже имеющуюся ячейку.

Целью теплового расчета являлась определение параметров которые указывают на то, что котел будет работать на Бородинском угле марки 2Б. Этими параметрами являются: теплонапряжение топчного объема $q_v = 162,17 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}$; температура на выходе из топки $\vartheta''_T = 1057,72$, должна быть ниже температуры размягчения золы на 50-100 С , что бы избежать шлакования конвективных поверхностей нагрева.

Расчет пылесистемы заключался в том что бы выбрать пылесистему, мельничные устройства, горелки.

Аэродинамический расчет заключался в том что бы посчитать сопротивления трактов и выбрать тягодутьевой оборудование. Был выбран дутьевой вентилятор ВДН–26Пу и дымосос марки д–18.

Далее был произведен расчет естественной циркуляции. Целью этого расчета является определение надежности циркуляции по застою и опрокидыванию. Эти условия выполнены

После комплексного расчета котла, мною были рассчитаны вредные и токсичные выбросы, для того что бы сравнить их с теми, которые были до реконструкции.

И в заключении была рассчитана экономическая привлекательность проекта по реконструкции, для того что бы понять насколько экономически выгоден выбранный вариант. Срок окупаемости 7 лет.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
2. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
3. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
4. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 47с.
5. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.
6. Росляков, П. В. Расчет вредных выбросов ТЭС в атмосферу : учебное пособие / П. В. Росляков, Л. Е. Егорова, И. Л. Илонкин ; Московский энергетический институт. – Москва: МЭИ, 2002. – 84 с. – ISBN 5-7046-0796-9
7. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
8. Экономика и организация энергетического производства. Определение сметной стоимости ремонта и реконструкции энергооборудования : учебно-методическое пособие / сост. : И. А. Астраханцев, Л. В. Голованова, М. В. Зубова. – Красноярск : Сибирский федеральный университет, 2014.

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

« МЧ »

инициалы, фамилия

06 20 22г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

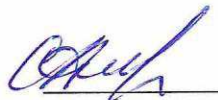
13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2

тема

Руководитель


подпись, дата


Доцент, канд. техн. наук

должность, ученая степень

С. В. Пачковский

инициалы, фамилия

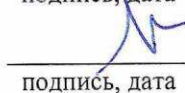
Выпускник

 23.06.22
подпись, дата

Р. Г. Тандиян

инициалы, фамилия


Тех. контроль

 24.06.22
подпись, дата

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

 24.06.22
подпись, дата

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« 24 »

ЕА 20 22 Г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Тандилян Роману Гарегиновичу

фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ18-01Б Направление (специальность) 13.03.01

номер

код

Теплоэнергетика и теплотехника

полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции
Красноярской ТЭЦ-2

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

Руководитель ВКР С.В.Пачковский, доцент, канд. техн. наук, кафедра ТЭС

инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Справочное пособие по котельным
установкам и парогенераторам; комплект чертежей БКЗ-420-140ПТ1

Перечень разделов ВКР Обоснование реконструкции энергетического
объекта; расчет котельного агрегата Е-420-13,8-560КТ; общая часть;
экономическая часть.

Перечень графического материала

Лист 1. Продольный разрез котла БКЗ-420-140 ПТ7

Лист 2. Поперечный разрез котла БКЗ-420-140 ПТ7


Лист 3. Вид сверху ячейки котла БКЗ-420-140 ПТ7

Лист 4. Ячейка котла после реконструкции

Руководитель ВКР



подпись



инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению



подпись, инициалы и фамилия студента

« 6 » июня 20 22 Г.