

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  
\_\_\_\_\_  
подпись Е.А. Бойко  
инициалы, фамилия  
« \_\_\_\_ » июня 2023г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

«Проект реконструкции котельной Аэропорт Емельяново»

Руководитель	_____	старший преподаватель	<u>В.В. Криворучко</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		<u>М.А. Гаврыш</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Тех. контроль	_____		<u>Е.А. Бойко</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтроль	_____		<u>П.В. Шишмарев</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Консультант	_____		<u>Е.А.Бойко</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия



Красноярск 2023

Студенту Гавыршу Максиму Александровичу  
фамилия, имя отчество

Группа ЗФЭ18-01Б Направление (специальность) 13.03.01  
номер код

Теплоэнергетика и теплотехника  
наименование

Тема выпускной квалификационной работы «Проект реконструкции котельной  
Аэропорт Емельяново»

Утвержденная приказом по университету № 3553/с от 03 марта 2023  
года

Руководитель ВКР В.В. Криворучко старший преподаватель, кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, ученое звание, должность, место работы

Исходные данные для ВКР паровая котельная с четырьмя паровыми котлами  
КЕ 25-14, расположение котельной пгт Емельяново территория Аэропорт  
Емельяново, в качестве топлива используется уголь Ирша-Бородинского  
угольного разреза, марки 2Бр

Перечень разделов Обоснование реконструкции энергетического объекта,  
расчетная часть, общая часть, экономическая часть

Перечень графического материала

Лист 1. Продольный разрез водогрейного котла КЕВ 25-14-115(150)

Лист 2. Сборный чертеж ротора топливного пеллетера ЗП600

Лист 3. Тепловая схема после реконструкции водогрейной котельной

Лист 4. Сборный чертеж теплообменника

Руководитель ВКР \_\_\_\_\_  
подпись

В.В. Криворучко  
инициалы, фамилия

Задание принял к  
исполнению

\_\_\_\_\_ М.А. Гавырш  
подпись, инициалы и фамилия студента

« » 2023 г.

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции котельной Аэропорт Емельяново» содержит: 103 страницы, 139 расчетных формул.

ООО АЭРОПОРТ ЕМЕЛЬЯНОВО, СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ, ОБОРУДОВАНИЕ, ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ, КОТЕЛ, ПРИСОСЫ ВОЗДУХА, ОХРАНА ТРУДА, ТОПКА.

Цель реконструкции котельной заключается в переходе к водогрейному режиму эксплуатации парового котла КЕ-25-14, который установлен в данной котельной. Такой переход позволит повысить эффективность работы котельных агрегатов и их производительность без особых финансовых затрат. Кроме того, он упрощает тепловую схему котельной и обеспечивает безотказную работу котла, создает комфортные условия для персонала и снижает расходы на производство тепла для потребителя.

Ранее котельная предоставляла пар заводу ЖБИ, который находился на территории аэропортового комплекса для прогрева форм под литье бетона, в которых при высоких температурах формировалась структура бетона и его свойства твердости.

Далее из-за невозможности ремонта зарубежного оборудования находящегося на заводе ЖБИ было решение его закрыть на неопределенный срок.

В данном проекте мы также представляем расчеты парового и водогрейного котлов определены площади их нагрева, рассчитан теплообмен в топке, произведен расчет циркуляционного контура котла, определены устройства безопасности котла, продумана тепловая схема котельной после проведения реконструкции.

Проведен анализ газоочистой установки как на паровом режиме котла так и на реконструированном водогрейном, проведено сравнение по выбросу золовых отложений в результате очистки дымовых газов, при этом высоты дымовых труб остались неизменными.

Произведен расчет теплообменника типа труба в трубе который позволяет нам подогревать воду перед поступлением в бак аккумулятор в прошлом атмосферный деаэратор обеспечения подпиточной водой тепловую сети комплекса. Для соблюдения норм сетевой воды по жесткости и кислороду установлены пробоотборники около каждого котла, а также на точках смешения спомощью которых можно определить взяв воду на анализ необходимые нам значения, из сходя из полученных значений в подпиточную

воду подается раствор гидразина небольшой концентрации, а также ОДФ Цинк, которые способствуют понижению процента образования коррозионных повреждений трубопроводов котла и тепловой сети.

Был произведен экономический расчет в котором были отражены затраты на реконструкцию, амортизационные отчисления, социальные отчисления, выделение денежных средств на заработные платы.

Произведено сравнение зарат до и после реконструкции, а также определен срок окупаемости реконструкции и прибыли денежных средств в дальнейшем. Также была проработана статья по безопасности труда эксплуатационном персоналом, где описаны требования которые необходимо соблюдать работниками и их руководителями.

В качестве приложений дано: Изображение. А в котором изображены разрезы водогрейного котла на которых четко видно его строение и. Б на которых изображены, продольный разрез парового котла сэкранированными поверхностями и установленной на нем арматуры. Приложение В и Г показывает нам как изменилась тепловая схема в результате проведенной реконструкции, насколько сократилось количество тепломеханического оборудования. Приложение Д показывает нам чертеж теплообменник подогрева добавочной воды в аккумулялирующую емкость (в прошлом деаэратор).

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 Актуальность .....	9
2. Технические характеристики оборудования .....	10
3 Расчетная часть.....	12
3.1 Расчетная часть парового котла.....	12
3.1.1 Определение присосов воздуха и коэффициентов избытка воздуха..	12
3.1.2 Расчёт объемов воздуха и продуктов сгорания котла.....	14
3.1.3 Расчет потерь теплоты.....	19
3.1.4 Потеря теплоты с уходящими газами .....	19
3.1.5 Потеря теплоты от химической неполноты сгорания.....	20
3.1.6 Потеря теплоты от механической неполноты горения .....	20
3.1.7 Потеря теплоты от наружного охлаждения .....	21
3.1.8 Определяем потери теплоты с физической теплотой удаляемых шлаков .....	21
3.1.9 Расчёт КПД и расхода топлива.....	22
3.1.10 Определение геометрических характеристик топок .....	23
3.1.11 Определение площади ограждающих поверхностей топки .....	24
3.1.12 Определение лучевоспринимающей поверхности топки котла .....	25
3.1.13 Расчёт теплообмена в топке .....	25
3.1.14 Расчет температуры продуктов сгорания на выходе из топки.....	28
3.1.15 Тепловой расчёт первого газохода.....	32
3.1.16 Тепловой расчёт второго газохода.....	41
3.1.17 Тепловой расчёт водяного экономайзера .....	46
3.1.18 Невязка теплового баланса котла.....	50
3.2 Расчетная часть водогрейного котла.....	50
3.2.1 Расчет потерь теплоты.....	51
3.2.2 Потеря теплоты с уходящими газами .....	52
3.2.3 Потеря теплоты от химической неполноты сгорания.....	52
3.2.4 Потеря теплоты от механической неполноты горения в топке котла	52
3.2.5 Потеря теплоты от наружного охлаждения .....	52
3.2.6 Определяем потери теплоты с физической теплотой удаляемых шлаков .....	53
3.2.7 Расчёт КПД и расхода топлива.....	53
3.2.7 Определение геометрических характеристик топок .....	54
3.2.8 Расчет температуры продуктов сгорания на выходе из топки котла	54
3.2.9 Тепловой расчёт первого газохода.....	55
3.2.10 Тепловой расчёт второго газохода.....	57
3.2.11 Тепловой расчёт водяного экономайзера .....	59
3.2.12 Невязка теплового баланса .....	61
3.2.12 Расчет расхода сетевой воды через котловой контур .....	61
3.2.14 Расчет предохранительных устройств .....	69
4 Охрана окружающей среды .....	74
4.1 Расчет золоулавливающего устройства.....	74

5 Экономическая оценка проекта .....	76
5.1 Технико-экономические показатели реконструкции котельной .....	76
5.2 Определение ежегодных эксплуатационных расходов.....	77
5.4 Прочие суммарные расходы. ....	79
5.5 Расчёт годовых материальных затрат до реконструкции .....	81
5.6 Ежегодная экономия денежных средств.....	82
6 Безопасность жизнедеятельности.....	83
6.1 Анализ и обеспечение безопасных условий труда .....	83
6.2 Наряд, распоряжение. ....	86
6.3 Надзор во время работы. ....	88
6.4 Допуск к работе.....	89
Заключение .....	92
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	94
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	96
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	99
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	102

## ВВЕДЕНИЕ

Реконструируемая котельная находится в Красноярском крае Емельяновском районе поселок Емельяново территория Аэропорт Емельяново.

Планировка и размещение оборудования на данной площадке были осуществлены с соблюдением требований, предусмотренных СНиП.

Территория промышленной площадки, ограниченная забором, распространяется на 30000 квадратных метров. Площадь здания, где расположена котельная, составляет 1470 квадратных метров.

В районе строительства имеется инфраструктурная система, состоящая из доступных для всех железных дорог и локальных автодорог, обеспечивающих транспортное сообщение.

Равнинный рельеф местности с отмечающимися незначительными подъемами характеризует данную территорию, при этом основным составляющим типа почвы является суглинок.

В 1985 году была построена котельная для выработки тепловой энергии в виде пара и воды, которая затем используется для отопления административно-бытовых зданий комплекса, а также для производственных нужд завода ЖБИ на котором производились изделия из бетона. Пар на завод ЖБИ был нужен для прогрева форм под заливку бетона.

Основную энергию котельная направляла на отопление зданий и сооружений комплекса, в который входит терминал №1 имени Дмитрия Хворостовского, терминал №2 или бизнес терминал, в котором есть гостиница для размещения наших дорогих гостей города Красноярск. Ангары для ремонта воздушных судов, автобаза в которой насчитывается около 100 единиц различной техники, заправочные станции и склады грюче смазочных материалов для авиа техники и не только, здание штаба.

Также на территории комплекса есть жилой массив со своим садиком и школой.

В чертежной части представлена схема паровой котельной, оборудованной четырьмя котлами типа КЕ-25-14. Допустимое давление пара в барабанах котлов составляет 13 МПа. Котельная используется только в отопительный сезон, который длится 243 суток. Расписание утверждено и соответствует заданному температурному графику. Температура воды в подающем трубопроводе составляет 95 °С, в обратном трубопроводе - 70 °С.



## 1 Актуальность

Перевод парового котла КЕ-25-14 в водогрейный режим работы - цель исследования, проведенного в данном дипломном проекте. Переход на водогрейный режим предоставляет значительные преимущества: увеличение коэффициента полезного действия котельных агрегатов и повышение их теплопроизводительности без больших затрат, упрощение тепловой схемы, обеспечение надежности и безопасной работы котла с минимальным риском аварий, усовершенствование условий для персонала котельной и сокращение расходов на производство тепла для потребителя благодаря снижению затрат на энергоносители.

В 2023 году котельная лишилась единственного потребителя пара завод ЖБИ, который использовал наш пар для прогрева форм отлива бетонных изделий. Количество потребляемого пара составляло за отопительный сезон всего 11 664 тон. Завод брал каждый день на протяжении отопительного сезона 8-9 тон пара по 6 часов.

В водогрейном режиме работы котла возможно сокращение следующих эксплуатационных процедур: использования паровых теплообменников и питательных насосов, проведения непрерывной продувки верхнего барабана котла, расходов на соль и воду при регенерации фильтров блока ХВО. Кроме того, доступна более высокая производительность котла при минимальных потерях тепла во время его запуска в работу. Также отмечаются экономические преимущества, связанные со снижением затрат на содержание оперативного персонала и более низкими требованиями к безопасности. Дополнительно, благодаря возможности параллельного перемещения питательной воды в водяном экономайзере уже имеющегося парового котла, нет необходимости проводить его реконструкцию, что существенно снижает затраты на установку при отводе тепла из уходящих газов. Часть трубопроводов и задвижек первого контура котла остаются в существующей схеме при переводе его в водогрейный режим, что дополнительно уменьшает расход материалов и затраты на монтаж.

Также есть перспеква подключения тепловой сети по направлению Аэропорт Черемшанка, что позволит нам получать дополнительную прибыль от производства тепловой энергии.

## 2 Технические характеристики оборудования

Котлоагрегат КЕ-25-14 предназначен для получения насыщенного пара с температурой 194<sup>0</sup>С. Котлоагрегату проведена реконструкция с заменой движущейся решетки обратного хода на топку ОУР-9,6 с высокотемпературным «кипящим» слоем на неподвижной уголковой водоохлаждаемой решетке. Воздух под решетку через воздухоподогреватель ВП-228 подается дутьевым вентилятором ВДН-12.

Котлоагрегат КЕ-25-14 двух барабанный вертикально-водотрубный с экранированной топочной камерой и развитым конвективным пучком и гнутых труб. Для обеспечения непрерывности подачи топлива на всю поверхность решетки технология предусматривает использование двух ленточных питателей ПТЛ 600. Этот метод позволяет осуществлять подачу топлива мелкими порциями, равномерно распределенными по всей поверхности решетки. Таким образом, обеспечивается эффективное горение топлива в топочном слое, который уже был установлен на определенную нагрузку. Он предназначен для непрерывного заброса топлива, обеспечивая его равномерную подачу и обработку. С использованием данной технологии возможно достичь максимального эффекта в процессе сжигания топлива, обеспечивая тем самым эффективную работу топочного устройства.

Котел оснащен первичным сепарационным устройством с паротбойными щитами и козырьками, установленным в верхнем барабане.

В качестве вторичного сепарационного устройства используется горизонтальный жалюзийный сепаратор, расположенный в верхнем барабане на расстоянии 300 мм от среднего уровня воды. Равномерный подвод пара к жалюзийному сепаратору обеспечивается размещенным над сепаратором дырчатым листом с отверстиями  $d=8$  мм. По ходу газов за котлом установлен экономайзер с поверхностью нагрева 646 м<sup>2</sup>.

Водяной чугунный блочный экономайзер ЭБЧ-646 - его главное назначение заключается в подогреве питательной воды до температуры, которая находится ниже температуры кипения, чтобы избежать возникновения гидравлических ударов и парообразования в трубной части. Это достигается за счет передачи тепла газов, которые выходят из котла и проходят через блочный экономайзер. Данный процесс повышает коэффициент полезного действия котельного агрегата.

Для очистки дымовых газов установлены после котла сухие механические золоуловители - батарейные циклоны марки БЦ-2-7х(5+3). После батарейного циклона установлен дымосос марки ДН-15. Далее дымовые газы поступают по газоходу в дымовую железобетонную трубу высотой 45м.

Пар от парового котла по паропроводу 4 категории поступает в сетевую подогревательную установку с параметрами  $P=1,3$  МПа и  $t=194^{\circ}\text{C}$ , где с помощью 4 групп теплообменного оборудования нагревает сетевую воду до необходимых параметров.

Таблица 1.1 – Общие параметры котла КЕ-25-14

Оборудование, параметры	Величина
Котел КЕ-25-14	
Год установки	2003
Паропроизводительность, т/ч	25
Разрешенное давление пара, МПа	1,4
Температура питательной воды, $^{\circ}\text{C}$	104
на выходе из экономайзера, $^{\circ}\text{C}$	135
Площадь поверхности нагрева, $\text{м}^2$	60,46
Конвективная, $\text{м}^2$	209,8
Испарительная, $\text{м}^2$	270,9
Температура продуктов сгорания за котлом, $^{\circ}\text{C}$	319
Температура уходящих газов за экономайзером, $^{\circ}\text{C}$	142
Паровой объем котла, $\text{м}^3$	2,61
Водяной объем котла, $\text{м}^3$	16,5
Номинальные потери тепла в окружающую среду $q_{\text{ном}}$ котла, %	1,0
То же котлоагрегата, %	2,1
КПД брутто котлоагрегата, %	92,3

Таблица 1.2 - Характеристики вентилятора ВДН-12Л

Дутьевой вентилятор ВДН-12Л	Единица измерения и величина
Производительность, $\text{м}^3/\text{час}$	39900
Напор, Па	4310
Частота вращения, об/мин	1500
Мощность электродвигателя, кВт	75
Завод	Бийский котельный завод

Таблица 1.3 - Характеристики дымососа ДН-15-1000

Дымосос ДН-15-1000	Единица измерения и величина
Производительность, $\text{м}^3/\text{час}$	51000

Напор, кПа	3500
Частота вращения, об/мин	1000
Мощность электродвигателя, кВт	75
Завод	Бнйский котельный завод

Таблица 1.4 – Характеристики экономайзера ЭБЧ -646

Блочный чугунный экономайзер ЭБЧ -646	Единица измерения и величина
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	646
Гидравлическое сопротивление, МПа	Не более 0,2
Аэродинамическое сопротивление, МПа	Не более 3,5
Число колонок	1
Длина труб, м	3

Таблица 1.5 – Характеристики питательных насосов ЦНСГ-60/198

Питательные насосы ЦНСГ-60/198 - 2 шт.	Единица измерения и величина
Производительность, м <sup>3</sup> /ч	60
Напор, м	198
Частота вращения, об/мин	2950
Мощность электродвигателя, кВт	55
Завод	Валдайский механический завод

Таблица 2 - Каменный уголь марки 2БР «Ирша-Бородинский угольный разрез»

Вид топлива	Состав топлива							Низшая теплота сгорания Q <sub>рн</sub> , кДж/кг
	W <sub>p</sub>	A <sub>p</sub>	S <sub>p</sub>	C <sub>p</sub>	H <sub>p</sub>	N <sub>p</sub>	O <sub>p</sub>	
Уголь	33	6.0	0.2	43.7	3.0	0.6	13.5	21075

### 3 Расчетная часть

#### 3.1 Расчетная часть парового котла

##### 3.1.1 Определение присосов воздуха и коэффициентов избытка воздуха

При движении продуктов сгорания через дымоходы, коэффициент избытка воздуха значительно увеличивается. Действительно, в данном случае

давление является отрицательным, в то время как атмосферное давление окружающей среды меньше. Вследствие этого, атмосферный воздух может всасываться в газовый тракт котла через утечки в кирпичной кладке.

Помимо вышеописанных факторов, при расчете температуры воздуха, следует учесть его начальную величину. Следует уточнить, что обычно данная величина принимается равной 30°C. В целом, необходимо подчеркнуть, что избыток воздуха является важным параметром для эффективности работы котельной установки. Для поддержания оптимального уровня избытка необходимо стабилизировать параметры, влияющие на его изменение.

Таблица 3 - Коэффициент присоса воздуха

Топочные камеры и газоходы котла	Присос воздуха $\Delta\alpha$
Топка котла полумеханическая	$\Delta\alpha_t=0,1$
Конвективный пучок пучок №1 с	$\Delta\alpha_{1к}=0,05$
Конвективный пучок пучок №2	$\Delta\alpha_{2к}=0,1$
Экономайзер котла	$\Delta\alpha_э=0,1$
Воздухоподогреватель трубный	$\Delta\alpha_{вп}=0,1$

Поскольку определение коэффициента избыточного воздуха имеет важное значение для эффективности и безопасности процесса сгорания, следует рассмотреть его применение на основе формулы, которая позволяет рассчитать его значение за каждой поверхностью нагрева после камеры сгорания. Применение данной формулы является необходимым для того, чтобы обеспечить оптимальный уровень кислорода в каждой точке сгорания, избежать возможных аварийных ситуаций и повысить полезную загрузку установки.:

$$\alpha_i = \alpha_t + \sum_1^i \Delta\alpha_i, \quad (1)$$

где  $i$  - номер поверхности после топки по ходу движения продуктов сгорания;

$\alpha_t$  - коэффициент избытка воздуха на выходе из топки котла.

Таблица 4 - Коэффициенты избытка воздуха

Коэффициент избытка воздуха за топкой	$\alpha_t = 1,4$
Коэффициент избытка воздуха за 1 – м котельным пучком	$\alpha_{1к} = 1,4 + 0,05 = 1,45$
Коэффициент избытка воздуха за 2 – м котельным пучком	$\alpha_{2к} = 1,45 + 0,03 = 1,48$
Коэффициент избытка воздуха за экономайзером	$\alpha_э = 1,48 + 0,1 = 1,58$
Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем	$\alpha_{вп} = 1,58 + 0,1 = 1,68$

### 3.1.2 Расчёт объемов воздуха и продуктов сгорания котла

Для того, чтобы полностью понять процесс сгорания топлива, необходимо определить теоретический объем воздуха:

$$V^0_B = 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) + 0,265 \cdot H_p - 0,0333 \cdot O_p, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (2)$$

$$V^0_B = 0,0889 \cdot (43,7 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3,0 - 0,0333 \cdot 13,5 = 4,2 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V^0_{N_2} = (0,79 \cdot V^0_B) + 0,8 \cdot (N_p/100) \text{ м}^3/\text{кг} \quad (3)$$

$$V^0_{N_2} = (0,79 \cdot 4,2100475) + 0,8 \cdot (0,6/100) = 3,3 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V^0_{RO_2} = 0,0187 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) \text{ м}^3/\text{кг} \quad (4)$$

$$V^0_{RO_2} = 0,0187 \cdot (43,7 + 0,375 \cdot 0,2) = 0,8 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V^0_{H_2O} = 0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 0,0161 \cdot V^0_B \text{ м}^3/\text{кг} \quad (5)$$

$$V^0_{H_2O} = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,2 = 0,8 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Нагрев котла воздухом в дымоходе представляет собой процесс, который требует тщательного контроля с технической точки зрения. Одним из ключевых факторов, влияющих на качество этого процесса, является средний избыток воздуха в дымоходе для каждой поверхности нагрева:

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha' + \alpha''}{2}, \quad (6)$$

где  $\alpha'$  - Коэффициент избыточного воздуха перед газоходом котла;

$\alpha''$  - Коэффициент наддува после газохода котла;

где  $\alpha'_1 = \alpha_T - 0,1 = 1,4 - 0,1 = 1,3$  - Коэффициент избыточного воздуха перед топкой котла для 1-го конвекционного пучка:

$$\alpha_{cp2} = \frac{\alpha_T + \alpha_{1к}}{2} = \frac{1,4 + 1,45}{2} = 1,425;$$

для экономайзера:

$$\alpha_{cp3} = \frac{\alpha_{1к} + \alpha_{2к}}{2} = \frac{1,48 + 1,58}{2} = 1,53; \quad (7)$$

для воздухоподогревателя:

$$\alpha_{cp4} = \frac{\alpha_{2к} + \alpha_{э}}{2} = \frac{1,58 + 1,68}{2} = 1,63 \quad (8)$$

Мы определяем избыточное количество воздуха для каждого дымохода котла:

$$V^B_{изб.} = V^0_B \cdot (\alpha_{cp} - 1), \quad (9)$$

Мы определяем фактический объем водяного пара в газоходах котла:

$$V_{H_2O}^{\partial} = V_{H_2O}^{\circ} + 0,016 \cdot (\alpha_{ср.} - 1) \cdot V_{B}^{\circ}; \text{ м}^3/\text{кг} \quad (10)$$

для топки:  $V_{H_2O}^{\partial} = 0.674 + 0.016 * 4,2 * (1.35 - 1) = 0.2 \text{ м}^3/\text{кг}$

для 1 – ого конвективного пучка:  $V_{H_2O}^{\partial} = 0.67 + 0.016 * 4,2 * (1.425 - 1) = 0.3 \text{ м}^3/\text{кг}$

для 2 – ого конвективного пучка:  $V_{H_2O}^{\partial} = 0.67 + 0.016 * 4,2 * (1,465 - 1) = 0.34 \text{ м}^3/\text{кг}$

для экономайзера:  $V_{H_2O}^{\partial} = 0.67 + 0.016 * 4,2 * (1.515 - 1) = 0.37 \text{ м}^3/\text{кг}$

Мы определяем фактическое общее количество продуктов сгорания в котле:

$$V_{\Sigma} = V_{N_2}^{\circ} + V_{RO_2}^{\circ} + V_{изб}^B + V_{H_2O}^{\partial}; \text{ м}^3/\text{кг} \quad (11)$$

для топки:  $V_{\Sigma} = 3,3 + 0.8 + 1.47 + 0.2 = 5.77 \text{ м}^3/\text{кг}$

для 1 – ого конвективного пучка:  $V_{\Sigma} = 3,3 + 0.8 + 1.7 + 0.3 = 6,1/\text{кг}$

для 2 – ого конвективного пучка:  $V_{\Sigma} = 3,3 + 0.8 + 1,9 + 0.34 = 6,34 \text{ м}^3/\text{кг}$

для экономайзера:  $V_{\Sigma} = 3,3 + 0.8 + 2.16 + 0.37 = 6.63 \text{ м}^3/\text{кг}$

Мы определяем объемную долю трехатомных газов и водяного пара, а также общую объемную долю:

$$\Gamma_{RO_2} = V_{RO_2}^{\circ} / V_{\Sigma} \quad (12)$$

$$\Gamma_{H_2O} = V_{H_2O}^{\partial} / V_{\Sigma} \quad (13)$$

$$\Gamma_n = \Gamma_{RO_2} + \Gamma_{H_2O} \quad (14)$$

для топки:

$$\Gamma_{RO_2} = 0.8 / 5.77 = 0.13$$

$$\Gamma_{H_2O} = 0.2 / 5.77 = 0.034$$

$$\Gamma_n = 0.13 + 0.034 = 0.164$$

для 1 – ого конвективного пучка:

$$\Gamma_{RO_2} = 0.8 / 6,1 = 0,131$$

$$\Gamma_{H_2O} = 0.3 / 6,1 = 0.049$$

$$\Gamma_n = 0,131 + 0.049 = 0.18$$

для 2 – ого конвективного пучка

$$\Gamma_{RO_2} = 0.8 / 6,34 = 0.12$$

$$\Gamma_{H_2O} = 0.34 / 6,34 = 0.05$$

$$r_n = 0.12 + 0.05 = 0.17$$

для экономайзера:

$$r_{RO_2} = 0.8 / 6.63 = 0.1206$$

$$r_{H_2O} = 0.37 / 6.63 = 0.055$$

$$r_n = 0.1206 + 0.055 = 0.182$$

Результаты расчета сводим в таблицу 5

Таблица 5 - Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов

Величина	Расчетная формула	Теоретические объемы: $V_B^0 = 5.5 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; $V_{N_2}^0 = 4.4 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; $V_{RO_2}^0 = 1.03 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; $V_{H_2O}^0 = 0.67 \text{ м}^3/\text{кг}$ .			
		Газоход			
		Топка	1 - й пучок конв.	2 - й пучок конв.	Экономайзер
1	2	3	4	5	6
Коэффициент избыточного воздуха в зависимости от площади нагрева, $\alpha_i$	Таб 4	1,4	1,45	1,48	1,58
Средний коэффициент избыточного воздуха в дымоходе поверхности нагрева, $\alpha_{cp}$	(6)	1,35	1,42	1,465	1,53
Избыточное количество воздуха, $V_{изб}^B$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	(9)	1.47	1.7	1,9	2.6
Объем водяных паров, $V_{H_2O}^0$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	(10)	0.2	0.3	0.34	0.37
Полный объем продуктов сгорания, $V_{\Sigma}$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	(11)	5.77	6,1	6,34	6.63
Объемная доля трехатомных газов, $r_{RO_2}$	(12)	0.13	0,131	0.12	0.1206
Объемная доля водяных паров, $r_{H_2O}$	(13)	0.034	0.049	0.05	0.055
Суммарная объемная доля, $r_n$	(14)	0.164	0.18	0.17	0,182

Вычисляем энтальпию теоретического объема воздуха для всего выбранного диапазона температур

$$I_B^0 = V_B^0 \cdot (cv)_B \text{ кДж/м}^3 \quad (15)$$



где  $(c\vartheta)_e$  - энтальпия 1 м<sup>3</sup> воздуха, кДж/м<sup>3</sup> (принимается для каждой выбранной температуры по приложению табл.5);

$V_B^0$  - теоретический объем воздуха, необходимый для горения (см. табл. 5)

Таблица 6 - Теплоемкость 1 м<sup>3</sup> воздуха, газообразных продуктов сгорания (кДж/м<sup>3</sup>) и 1 кг золы

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$(C\vartheta)_{\text{RO}_2}$	$(C\vartheta)_{\text{N}_2}$	$(C\vartheta)_{\text{O}_2}$	$(C\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(C\vartheta)_B$	$(C\vartheta)_{\text{зл.}}$
100	170	130	132	151	133	81
200	359	261	268	305	267	170
300	561	393	408	464	404	264
400	774	528	553	628	543	361
500	999	666	701	797	686	460
600	1226	806	852	970	832	562
700	1466	949	1008	1151	982	664
800	1709	1096	1163	1340	1134	769
900	1957	1247	1323	1529	1285	878
1000	2209	1398	1482	1730	1440	987
1100	2465	1550	1642	1932	1660	1100
1200	2726	171	1806	2138	1760	1209
1300	2986	1856	1970	2352	1919	1365
1400	3251	2016	2133	2566	2083	1587
1500	3515	2171	2301	2789	2247	1764
1600	3780	2331	2469	3011	2411	1881
1700	4049	2490	2637	3238	2574	2070
1800	4317	2650	2805	3469	2738	2192

Продолжение Таблицы 6 - Энтальпия 1 м<sup>3</sup> воздуха, газообразных продуктов сгорания (кДж/м<sup>3</sup>) и 1 кг золы

1900	4586	2814	2978	3700	2906	2934
2000	4859	2973	3150	3939	3074	2520
2100	5132	3137	3318	4175	3241	
2200	5405	3301	3494	4414	3410	

Определим энтальпию теоретического объема продуктов сгорания для всего выбранного температурного диапазона

$$I_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2}^0 \cdot (c\vartheta)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}, \text{ кДж/кг} \quad (16)$$

где  $(c\vartheta)_{\text{RO}_2}$ ,  $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$ ,  $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$  - Энтальпия 1 м<sup>3</sup> трехатомных газов, теоретический объем азота, теоретический объем водяного пара (принимаются по табл. 5);  $V_{\text{RO}_2}^0$ ,  $V_{\text{N}_2}^0$ ,  $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$  - объемы трехатомных газов, теоретический объем азота и 2.10

Мы определяем энтальпию избыточного воздуха для всего выбранный диапазон температур

$$I_{\text{изб.}}^B = (\alpha - 1) \cdot I_{\text{в.}}^0, \text{ кДж/м}^3 \quad (17)$$

Определяем энтальпию золы:

$$I_{\text{зл.}} = (A^{P*} \alpha_{\text{ун.}} \cdot (c \nu)_{\text{зл.}}) / 100 \quad (18)$$

где  $\alpha_{\text{ун.}}$  – 0,16 - величина уноса золы с газами .

При наличии встроенных золоуловителей следует учитывать уменьшенное содержание золы в дымовых газах для расположенных за золоуловителем поверхностей нагрева.

$(c \nu)_{\text{зл.}}$  - энтальпия золы, МДж/м<sup>3</sup>. Табл. 6

Мы определяем энтальпию продуктов сгорания по коэффициенту избытка

воздуха  $\alpha > 1$

$$I = I_{\text{г.}}^0 + I_{\text{изб.}}^B + I_{\text{зл.}}, \text{ кДж/ м}^3 \quad (19)$$

Результаты расчета энтальпии по газоходам записываем в таблицу 7

Таблица 7 – Энтальпии продуктов сгорания по газоходам котла

Поверхность нагрева котла	Температура после поверхности нагрева котла, °С	$I_{\text{в.}}^0$ (15)	$I_{\text{г.}}^0$ , (16)	$I_{\text{изб.}}^B$ , (17)	$I_{\text{зл.}}$ , (18)	$I$ , (19)
Верх топочной камеры котла $\alpha_{\text{г.}} = 1,4$	2000	12912,48	19202,82	6818.7	58.590	27595.56
	1900	12206,88	19574.8	6446.1	55.661	26076.65
	1800	11501,28	18423	6073.5	50.973	24547.52
	1700	10813,32	17289.6	5710.2	48.14	23048.00
	1600	10125,36	16159	5346.9	43.747	21549.75
	1500	9437,4	15035.6	4983.6	41.013	20060.32
	1400	8749,44	13930.7	4620	36.912	18587.96
	1300	8061,48	12812.9	4257	31.736	17101.74
	1200	7391,16	11717.9	3903	28.123	15649.18
	1100	6720,84	10647.1	3549.1	25.584	14221.78
	1000	6050,52	9583.3	3195.1	22.948	12801.45
	900	5397,84	8523.9	2850.4	20.409	11394.85
	800	4762,8	7477.4	2515.1	17.889	10010.41
	600	3496,08	5458.2	2676.9	13.067	5471.29
	500	2882,46	4491.9	2207.1	10.693	4502.61
400	2282,7	3541.5	1747.8	8.398	3549.95	
300	1696,8	2616.5	1299.2	6.152	2622.68	
200	1121,82	1720.4	858.9	3.946	1724.41	
Водяной экономайзер	400	2282,7	3541.5	2049.2	8.398	3549.95

котла $\alpha_{ЭК} = 1,65$	300	1696,8	2616.5	1523.2	6.152	2622.68
	200	1121,82	1720.4	1007	3.946	1724.41
	100	557,34	849.2	500.3	1.886	851.15
Первый конвективный пучок котла $\alpha_{К1} = 1,45$	900	5397,84	8523.9	3206.7	20.409	11394.85
	800	4762,8	7477.4	2829.5	17.889	10010.41
	700	4127,76	6453.6	2452.2	15.447	6469.05
	600	3496,08	5458.2	2076.9	13.067	5471.29
	500	2882,46	4491.9	1712.4	10.693	4502.61
	400	2282,7	3541.5	1356.1	8.398	3549.9
	300	1696,8	2616.5	1008	6.152	2622.6
Второй конвективный пучок котла $\alpha_{К2} = 1,55$	700	4127,76	6453.6	3160.6	15.447	6469.05

### 3.1.3 Расчет потерь теплоты

В процессе эксплуатации парового котла происходит потребление тепла, содержащегося в паре или горячей воде, на выполнение полезной работы и компенсацию различных видов потерь. Общий объем тепла, притекающего в котел, определяется как доступное тепло.

Для оценки тепловых процессов котла на 1 кг твердого топлива, подвергаемого сжиганию в стандартных условиях выявляют температурный баланс:

$$Q^p_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (20)$$

где  $Q^p_p$  - располагаемая теплота, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_1$  - полезная теплота, содержащаяся в паре, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$  - потери теплоты с уходящими газами, от химической неполноты сгорания, от механической неполноты сгорания, от наружного охлаждения, от физической теплоты, содержащейся в удаляемом шлаке, плюс потери на охлаждение панелей и балок, не включённый в циркуляционный контур котла, кДж/кг.

Тепловой баланс котла рассчитывается к установившемуся тепловому режиму, а потери тепла выражаются в процентах располагаемой теплоты.

### 3.1.4 Потеря теплоты с уходящими газами

Когда мы используем котел для нагрева воды или помещения, мы неизбежно сталкиваемся с тем, что тепло, которое мы генерируем, не полностью используется. Около 30% этого тепла уходит с отходящими газами.

Это происходит потому, что температура продуктов сгорания, которые выходят из котла, значительно выше, чем у атмосферного воздуха. (q2)

В процессе сжигания топлива в любом устройстве происходят потери тепла на выхлопные газы. Эти потери зависят от различных факторов, таких как тип сжигаемого топлива, соотношение избыточного отработанного воздуха, температура выхлопных газов, а также чистота наружной и внутренней поверхностей нагрева. Другим важным фактором, влияющим на потери тепла, является количество воздуха, которое потребляется дутьевым вентилятором.

$$q_2 = ((I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{xb}^0)(100 - q_4)) / Q_p^p \quad (21)$$

$$q_2 = ((1724.4 - 1.78 \cdot 220.73) \cdot (100 - 6.5)) / 22636.23 = 5.5$$

где  $I_{yx}$  - энтальпия уходящих газов, определяется по таблице 6 при соответствующих значениях  $\alpha_{yx}$  и выбранной температуре уходящих газов  $\text{кДж/м}^3$ ;

$I_{xb}^0$  - энтальпия теоретического объема холодного воздуха, определяется при  $t_b = 30^\circ\text{C}$ ,  $\text{кДж/м}^3$ ;

$\alpha_{yx} = 1,45$  - избыток выхлопных газов отбирается в соответствии с таблицей 3 на участке дымохода после последней нагревательной поверхности;

Температура уходящих газов принимается из табл. 7

$q_4$  - потеря теплоты от механической неполноты горения

### 3.1.5 Потеря теплоты от химической неполноты сгорания

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания ( $q_3$ ) связана с появлением в уходящих газах горючих газов таких как  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ . Потери тепла из-за химической неполноты сгорания зависят от типа топлива, способа горения и конструкции топки, коэффициента избыточного воздуха в топке, уровня и распределения температуры по поверхностям нагрева.

$$q_3 = 0,5\%$$

### 3.1.6 Потеря теплоты от механической неполноты горения

Потери тепла из-за механической неполноты горения ( $q_4$ ) наблюдаются только при сгорании твердого топлива и связаны с наличием твердых горючих частиц в очаговых остатках. Остатки горения состоят в основном из золы, содержащейся в топливе, и твердых горючих частиц, которые не были вовлечены в процессы горения.

В связи с различными факторами, такими как тип используемого топлива, размер его фракции, способ сгорания и конструкция топки, соотношение избыточного воздуха, неполнота горения может быть причиной значительных потерь тепла в процессе работы котла. Необходимо обратить внимание на то,

что механическая неполнота горения не является универсальным фактором и может отличаться в зависимости от условий работы и характеристик топки. Например, большие фракции топлива обладают более сложным процессом горения и, как следствие, могут иметь более высокие потери тепла из-за механической неполноты. В то же время, сгорание твердого топлива в кладочном котле может быть менее эффективным, что приводит к увеличению потерь тепла. В свою очередь, конструктивные особенности топки также могут повлиять на неполноту горения, например, форма камеры сгорания и расположение отверстий для подачи воздуха. В целом, понимание того, какие факторы влияют на механическую неполноту горения, поможет оптимизировать работу котла и снизить потери тепла.

$$q_4=6,5\%$$

### 3.1.7 Потеря теплоты от наружного охлаждения

При охлаждении поверхностей котла за счет передачи тепла наружному воздуху возникают потери тепла ( $q_5$ ). Их размер зависит от теплопроводности материалов облицовки, их количества на единицу производства пара котла, а также от режима работы котла.

Для снижения потерь тепла при внешнем охлаждении можно использовать различные технические решения. Например, увеличить количество облицовочных материалов или применять материалы с более высокой теплопроводностью. Кроме того, возможно применение изоляционных материалов, которые помогают снизить уровень потерь тепла.

Уменьшение потерь тепла при внешнем охлаждении является важным моментом при проектировании котельных установок, поскольку это позволяет повысить их тепловую эффективность и экономичность в эксплуатации. Кроме того, снижение потерь тепла способствует сокращению выбросов вредных веществ в атмосферу, что имеет большое значение для охраны окружающей среды.

$$q_5= q_{5ном} \cdot (D_{ном}/D)=1.3 (20/20.6) = 1.3 \% \quad (22)$$

где  $q_{5ном} = 17\%$ -потери тепла от наружного охлаждения при рабочей нагрузке котла;

$D_{ном}$  - номинальная нагрузка парового котла, т/ч;

$D$  - расчётная нагрузка парового котла, т/ч;

### 3.1.8 Определяем потери теплоты с физической теплотой удаляемых шлаков

Потери с физической теплотой удаляемых шлаков  $q_6\%$ , возрастают с увеличением  $A^p$ . Эти условия учитываются при слоевом, сжигании многозольных топлив по формуле:

$$q_6 = (\alpha_{\text{шл}} \cdot A^P \cdot (c\mathcal{G})_{\text{шл}}) / Q_H^P = (0.85 \cdot 15.5 \cdot 560) / 21075 = 0.4\% \quad (23)$$

где  $(c\mathcal{G})_{\text{шл}} = 560$  кДж/кг – энтальпия шлака, при твердом шлакоудалении при  $\mathcal{G}_{\text{шл}} = 600^\circ \text{C}$ ;

$$\alpha_{\text{шл}} = 1 - \alpha_{\text{ун}} = 1 - 0.16 = 0.84 - \text{доля золы топлива в шлаке и провале.} \quad (24)$$

### 3.1.9 Расчёт КПД и расхода топлива

Эффективность работы парового или водогрейного котла определяется коэффициентом полезного действия. Данный коэффициент характеризует соотношение полезного тепла, которое используется для нагрева, и общего тепла, которое выделяется в процессе работы устройства. Важно отметить, что не всё полезное тепло направляется на нагрев объектов. Часть выделенной энергии тратится на производство пара и генерацию электроэнергии для собственных нужд устройства. Соответственно, коэффициент полезного действия является критическим показателем для оценки эффективности работы котла. Чем выше этот коэффициент, тем более эффективно и экономично устройство работает. Из этого следует, что повышение коэффициента полезного действия является одной из основных задач инженеров при разработке и совершенствовании котлов.

Сбалансированное потребление энергии в производстве пара или горячей воды относится к понятию "собственное потребление". Результатом применения уравнения обратного баланса является определение валовой эффективности.

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (5.5 + 0.5 + 6.5 + 1.3 + 0.4) = 85.9\% \quad (25)$$

Из уравнения прямого теплового баланса находим расход топлива, подаваемого в топку (равному расчетному расходу топлива)

$$B_{\text{шт}} = (Q_{\text{шт}} / \eta \cdot Q_P^P) \cdot 100 = 13634.04 / (22636.23 \cdot 85.9) \cdot 100 = 0.70 \text{ кг/с} \quad (26)$$

где  $Q_{\text{шт}}$  - полезная мощность котла, кВт;

$$Q_{\text{шт}} = D_{\text{шт}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i_{\text{н.в}}) + 0.01 \cdot P \cdot D_{\text{шт}} \cdot (i_{\text{кип}} - i_{\text{пв}}) = \quad (27)$$

$$5.556 \cdot (2872.1 - 441.3) + 0.33 \cdot (830.1 - 441.3) = 13634$$

где  $D_{\text{шт}}$  кг/с - расход выработанного перегретого пара;

$i_{\text{н.п}} = 2929,1$  кДж/кг - энтальпия перегретого пара при  $P=1,37$  МПа и  $250^\circ \text{C}$

$i_{\text{н.в}} = 419,1$  кДж/кг - энтальпия питательной воды при  $100^\circ \text{C}$ ;

$i_{\text{кип}} = 825,61$  кДж/кг - энтальпия кипящей воды в барабане котла при  $P=1,3$  МПа ;

$P$  - непрерывная продувка парового котла, %.

$$B_p = B_{\text{пр}} \cdot (1 - q_4/100) = 0.70 \cdot (1 - (6.5/100)) = 0.66 \text{ кг/с} \quad (28)$$

где  $B_p$  т/ч - расчетный расход топлива с учетом потери тепла от механической неполноты горения.

Определяем коэффициент сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - (q_5/\eta) = 1 - (1.3/(85.9 - 1.3)) = 0.99\% \quad (29)$$

### 3.1.10 Определение геометрических характеристик топок

При проверке топочной камеры на соответствие чертежам необходимо определить объем ее экрана, а также размеры поверхностей нагрева и стенки. Расчеты для проверки расчетов топки проводят по конструктивным параметрам кипящих трубок в топочных экранах: диаметр трубы и расстояние между осями трубы. В рамках данной процедуры целью является корректное определение соответствия расчетов и чертежей, что существенно для дальнейшего безопасного и эффективного функционирования системы. При этом стоит отметить, что данная проверка подразумевает тщательный анализ технических характеристик элементов топки, а также учет всех необходимых мер безопасности. Если проверка расчета топки по чертежам проводится в рамках экспертной оценки или на этапе ее проектирования, следует также учитывать опыт предыдущих проектов, анализ регуляторной документации и требований нормативных актов. Важным моментом при проверке является установление соответствия требованиям технического задания и учет индивидуальных особенностей конкретной системы. Необходимо также обратить внимание на возможные отклонения и потенциальные риски, которые могут повлиять на результат проверки и безопасность работы системы в целом.

При проектировании или анализе конструкции топки котла важно иметь точную информацию о геометрических характеристиках топочной камеры, включая ее объем. Чтобы определить объем топочной камеры, необходимо разложить ее на обычные геометрические фигуры. Объем камеры топки состоит из объема ее верхней и нижней частей. Верхняя часть объема топки ограничена потолком котла, который покрыт первым рядом труб конвекционной части котла. Однако при определении объема верхней части топки следует не учитывать потолок и плоскость, проходящую через оси первого ряда трубопроводов или конвекционную часть котла, в выходном окне топки. Вместо этого эти элементы принимаются за пределы топки. Используя чертеж, можно определить геометрические характеристики топки и точно рассчитать ее объем, что поможет достичь оптимальной работы котла.

При проектировании слоевых топок необходимо учитывать множество аспектов, включая геометрические параметры и особенности конструкции. Одним из важных элементов, который необходимо учесть, является колосниковая решетка, которая ограничивает нижнюю часть топки, где находится слой топлива.

Для расчета площади стенок топки ( $F_{СТ}$ ) необходимо учитывать геометрические параметры всех поверхностей, ограничивающих объем камеры топки. В этом случае все поверхности разбиваются на геометрические фигуры, что позволяет точно определить их площадь.

Одним из важных элементов конструкции являются экранные трубы, площадь поверхности стенок которых также необходимо учитывать при расчете  $F_{СТ}$ . Определение этой площади происходит как удвоенное расстояние между осями крайних труб экранов на длину экранной трубы.

Таким образом, при проектировании слоевых топок необходимо учитывать множество параметров и особенностей конструкции, включая размеры поверхностей, геометрические фигуры и экранные трубы. Корректный расчет  $F_{СТ}$  позволит обеспечить эффективность и безопасность работы топки.

### 3.1.11 Определение площади ограждающих поверхностей топки

В данной работе произведен расчет площади поверхностей котла КЕ 25-14 с учетом его типичной обмуровки. Для этого была применена методика, которая предполагает учет площади поверхностей топочной камеры. Внутренняя ширина данного котла равна 2810 мм.

Рассмотрим более детально процесс расчета площадей поверхностей. Согласно типичной обмуровке, на рисунке 2, были выделены три зоны поверхностей: топочная камера, трубчатый перегреватель и экономайзер. Для каждой из зон были определены соответствующие площади поверхностей.

$$F_{шт} = b \cdot l, \quad (30)$$

где  $b$  - расстояние между осями крайних труб данного экрана, м;  
 $l$  - освещенная длина экранных труб, м.

Боковые стены

$$F_{бок.ст} = 2 \cdot [(2,4 \cdot 2) + (2,8 \cdot 1,6) + (3,4 \cdot 1,4) + (0,8 \cdot 1,5)] = 30,42 \text{ м}^2 \quad (31)$$

Передняя стена

$$F_{фр} = 2,81 \cdot 5 = 14,2 \text{ м}^2 \quad (32)$$

Задняя стена

$$F_{зад.ст} = 2,81 \cdot 5,4 = 15,2 \text{ м}^2 \quad (33)$$

Две стены поворотной камеры

$$F_{п.к.} = 2 \cdot (2,81 \cdot 1,5) = 8,4 \text{ м}^2 \quad (34)$$

Потолок



$$F_{\text{пот.}} = 2,81 \cdot 3,2 = 9\text{ м}^2 \quad (35)$$

Под топки и поворотной камеры

$$F_{\text{под}} = (2,81 \cdot 3,4) + (2,81 \cdot 0,8) = 9,6 + 2,25 = 11,85\text{ м}^2 \quad (36)$$

Общая площадь ограждающих поверхностей

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{бок}} + F_{\text{фр}} + F_{\text{зад}} + F_{\text{п.к}} + F_{\text{пот}} + F_{\text{под}}. \quad (37)$$

$$F_{\text{ст}} 44,3 = \text{м}^2.$$

### 3.1.12 Определение лучевоспринимающей поверхности топки котла

В процессе проектирования топок различных типов и назначений широко используется понятие общей лучевоспринимающей поверхности нагрева. Данная характеристика определяется как сумма всех отдельных составляющих площадей поверхности, на которые падает излучение от горящего топлива. Наличие большой лучевоспринимающей поверхности является важным фактором, позволяющим повысить уровень теплопередачи и, соответственно, повысить эффективность работы топки

$$H_{\text{л}} = H^{\text{б.э}} + H^{\text{п.э}} + H^{\text{з.э}} + H'_{\text{л}} = 19,5 + 4,65 + 8,8 + 3,6 = 37\text{ м}^2 \quad (38)$$

### 3.1.13 Расчёт теплообмена в топке

Рекомендуется использовать формулу, которая связывает температуру продуктов сгорания на выходе из топки ( $\Theta''_{\text{T}}$ ) с критерием Больцмана ( $Bo$ ), степенью черноты топки ( $a_{\text{T}}$ ) и параметром ( $M$ ), учитывающим характер распределения температур по высоте топочной камеры:

$$\Theta''_{\text{T}} = \frac{T''_{\text{T}}}{T_{\text{а}}} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot a_{\text{T}}^{0,6} + Bo^{0,6}}. \quad (39)$$

Отношение фактической температуры при выходе из топки ( $T'_{\text{T}}$ ) к абсолютной теоретической температуре ( $T_{\text{а}}$ ) продуктов сгорания называется безразмерной температурой ( $\Theta''_{\text{T}}$ ). Абсолютная теоретическая температура, или адиабатная температура, является максимально возможной температурой, которую могли бы достигнуть продукты сгорания при сжигании топлива с расчетным коэффициентом избытка воздуха, если бы теплообмен с экранными поверхностями нагрева отсутствовал.

Важность безразмерной температуры заключается в ее использовании для анализа работы котлов и турбин, в которых эффективность процессов теплообмена зависит от температуры продуктов сгорания. Сравнение

фактической температуры при выходе из топки с абсолютной температурой позволяет оценить эффективность работы системы и выявить возможности для улучшения ее энергетических показателей.

Для расчета безразмерной температуры необходимо знать фактическую температуру сгорания при выходе из топки теоретическую температуру. При этом следует учитывать, что в реальных условиях теплообмен невозможно полностью исключить, поэтому фактическая температура всегда будет ниже теоретической температуры.

При расчете безразмерной температуры следует учитывать также тип и качество топлива, а также параметры системы воздухообеспечения. Эти факторы могут значительно влиять на температуру продуктов сгорания и, как следствие, на безразмерную температуру.

Таким образом, безразмерная температура является важной характеристикой для анализа работы систем теплообмена и оптимизации энергетических показателей. Расчет безразмерной температуры требует учета различных параметров, включая тип топлива и параметры системы воздухообеспечения, и позволяет оценить эффективность работы системы и определить возможности для ее улучшения.

Критерий Больцмана - это характеристическое число, которое контролирует соотношение между конвективной теплопередачей и излучением абсолютно черного тела при температуре рассматриваемого элементарного объема. Критерий Больцмана вычисляется по формуле:

$$Bo = \frac{\varphi \cdot B_p \cdot V_{c_{cp}} \cdot 10^3}{5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ст} \cdot T_a^3}, \quad (40)$$

где  $\varphi$  — коэффициент сохранения теплоты;

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

$F_{ст}$  — площадь поверхности стен топки, м<sup>2</sup>;

$\psi_{cp}$  — среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов;

$V_{c_{cp}}$  — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива в интервале температур  $\Theta_a$  —  $\Theta_T$ , кДж/(кг·К);

$5,67 \cdot 10^{-8}$  — коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);

$T_a$  — абсолютная теоретическая температура продуктов сгорания, К.

В научно-исследовательском стиле эффект черноты топki  $\alpha_t$  может быть описан как измерение соотношения излучательной способности самой топki к излучательной способности абсолютно черного тела. Этот показатель зависит от излучательной способности пламени факела, а также конструкции тепловоспринимающих поверхностей нагрева и степени их загрязнения. Он может существенно влиять на производительность и эффективность топki,

поскольку определяет, насколько тепло задерживается внутри топки и как оно используется для обогрева окружающей среды. Это объясняет важность тщательного контроля степени черноты топки в процессе ее эксплуатации. Следовательно, изучение средств для снижения степени черноты топки может быть ценным приемом для оптимизации работы данной техники.

Коэффициент ослабления луча, определяющий интенсивность ослабления излучения в поглощающей среде, является важным параметром, характеризующим поглощающую способность среды. Общая поглощающая способность это соотношение поглощения и рассеяния излучения в среде.

Этот коэффициент проще всего определить экспериментально, путем измерения интенсивности излучения вблизи и за пределами поглощающей среды. Величина коэффициента ослабления луча может быть изменена различными факторами, такими как тип поглощающей среды и ее плотность.

Изучение коэффициента ослабления луча может быть полезным для понимания поведения излучения в различных средах и в различных условиях. Например, это может быть полезно при проектировании защиты от радиации в ядерных электростанциях и других промышленных объектах.

Таким образом, коэффициент ослабления луча является важным параметром для понимания поглощающих свойств среды и может быть использован в различных областях науки и техники.

В топочной камере основными газами, способными поглощать тепловые лучи, являются трехатомные газы, состоящие из  $\text{RO}_2$  и водяных паров  $\text{H}_2\text{O}$ . Поглощательная способность  $\text{RO}_2$  при постоянном давлении и температуре определяется произведением его парциального давления ( $p_{\text{CO}_2}$ ) и толщины слоя ( $s$ ). Поглощательная способность водяного пара при заданной температуре зависит от двух величин:

- 1) от произведения парциального давления водяного пара и толщины слоя;
- 2) от толщины слоя ( $s$ ) либо от парциального давления.

Коэффициент ослабления излучения является основной характеристикой любой мутной среды, которая определяет ее излучательную, рассеивающую и поглощающую способность. Поэтому в отношении топок котельных агрегатов задача сводится к определению коэффициента ослабления лучей в зависимости от типа пламени.

При изучении непрозрачных и заполненных веществ необходимо учитывать их воздействие на прохождение световых лучей через них. Для несветящегося пламени стоит определить коэффициент ослабления лучей только трехатомными газами. В случае полусветящего пламени необходимо

учитывать также коэффициенты ослабления лучей частицами золы и кокса, которые могут оказать существенное влияние на прохождение света. Светящееся пламя также требует дополнительного анализа, учитывая частицы сажи, воздействие которых на световые лучи также должно быть оценено. Понимание этих факторов играет важную роль в оценке влияния различных типов пламени на окружающую среду и производственные процессы.

Параметр  $M$  показывает распределение температуры по высоте топки и характеризует влияние максимальной температурой пламени на общую теплопередачу. Угловым коэффициентом ( $\chi$ ) называется отношение количества энергии, посылаемой на облучаемую поверхность, к энергии излучения всей полусферической излучающей поверхности.

Коэффициент  $\zeta$  при этом учитывается, что теплочувствительность поверхностей теплозащитного экрана снижается из-за их загрязнения осадком или засорения огнеупорной массой облицовочного материала. Если стенки печи покрыты экранами с различными угловыми соотношениями или частично покрыты огнеупорной массой (огнеупорным кирпичом), определяется средний тепловой КПД. В то же время для неэкранированных секций печи предполагается, что тепловой КПД равен нулю. При определении среднего коэффициента тепловой эффективности суммирование применяется ко всем участкам стенок топки. Для этого стенки топки необходимо разделить на отдельные секции, в которых угловой коэффициент и коэффициент загрязнения остаются неизменными.

### 3.1.14 Расчет температуры продуктов сгорания на выходе из топки

Предварительно задаёмся температурой продуктов сгорания на выходе из топочной камеры

$$\begin{aligned} T_{\tau}'' &= 1100 \\ I_{\zeta} &= (14221.79) \\ T_M &= 1000 \\ I_M &= (12801.45) \end{aligned}$$

Для выбранной температуры определяем энтальпию продуктов сгорания на выходе из топки по таблице 7.

$$I_{\tau}'' = \frac{I_{\zeta} - I_M}{100} (t_{\text{изв}} - t_M) + I_M = 32974,97 \text{ кДж/м}^3 \quad (41)$$

$$I_{\tau}'' = \frac{14221,79 - 12801,45}{100} (14221,79 - 12801,45) + 12801,45 = 32974,97$$

Полезное тепловыделение в топке

$$Q_T = Q_p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B = 7054 \text{ кДж/м}^3 \quad (42)$$

$$Q_T = 21075 \cdot \frac{100 - 0,5 - 6,5 - 0,4}{100 - 0,4} + 312,25 = 7054$$

где  $Q_B$  - теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_B = \alpha_{yH} \cdot I_{x,B}^0 = 312,25 \text{ кДж/м}^3 \quad (43)$$

$$Q_B = 1,4 \cdot 223,0 = 312,25 \text{ кДж/м}^3$$

где  $I_{x,B} = 9141,85 \text{ кДж/м}^3$  – энтальпия теоретически необходимого горячего воздуха (Таблица 7)

Коэффициент тепловой эффективности экранов

$$\psi = x \cdot \zeta, = 0,338 \quad (44)$$

$$\psi = 0,75 \cdot 0,45 = 0,338$$

где:  $x = 0,75$  – угловой коэффициент  $\zeta = 0,45$  – коэффициент загрязнения учитывает снижение тепловосприятия экранных поверхностей нагрева вследствие их загрязнения отложениями или закрытия огнеупорной массой обмуровки котла.

Эффективная толщина излучающего слоя

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{CT}} = 1,62 \text{ м} \quad (45)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{20,03}{44,29} = 1,62$$

где  $V_T$  - объем топочной камеры, м<sup>3</sup>

$F_{CT}$  - площадь поверхности стен топки.

Коэффициент ослабления лучей

$$k = k_{\Gamma} \cdot r_{II} + k_k + k_{зл} \cdot \mu_{зл}, = 2,14 \text{ (м*МПа)}^{-1} \quad (46)$$

$$k = 8,63 \cdot 0,22 + 0,15 + 0,052 \cdot 2,61 = 2,14$$

где  $r_{II}$  - суммарная объемная доля трёхатомных газов (таблица 4);

$k_{\Gamma}$  - коэффициент ослабления лучей трехатомными газами,  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$ ;

$k_k = 0,15$  - коэффициент ослабления лучей частицами кокса  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$ ;

$k_{зл} = 0,052$  - коэффициент ослабления лучей частицами летучей золы [приложение 1, рис.13],  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$  ;

$\mu_{зл}$  - средняя массовая концентрация золы.

$$k_{\Gamma} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\Pi}} \cdot s} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) = 8,6 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1} \quad (47)$$

$$k_{\Gamma} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot 0,19} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1100}{1000} \right) = 8,6$$

где  $p_{\Pi} = r_{\Pi} \cdot p$  - парциальное давление трёхатомных газов, МПа (для агрегатов, работающих без наддува  $p = 0,1$  МПа ).

$$p_{\Pi} = 0,02 \text{ МПа}$$

$$M = (10 \cdot A^p \cdot \alpha_{yH}) / V_{\Gamma} = 1,6 \quad (48)$$

$$M = (10 \cdot 5,30 \cdot 0,16) / 5,1 = 1,6$$

где  $V_{\Gamma} = 5,1 \text{ м}^3/\text{кг}$  – полный объем продуктов сгорания (таблица 5);

Суммарная оптическая толщина среды

$$kps = k_{\Gamma} \cdot r_{\Pi} \cdot p \cdot s = 0,30 \text{ м-та} \quad (49)$$

$$kps = 8,63 \cdot 0,22 \cdot 0,1 \cdot 1,63 = 0,30$$

Степень черноты среды заполняющей топку

Эту величину можно определить графически или по формуле:

$$\alpha = 1 - \exp(-kps) = 0,314 \quad (50)$$

$$\alpha = 1 - \exp(-0,377) = 0,314$$

Площадь зеркала горения (активной части колосниковой решетки),  $\text{м}^2$

$$R = (Q_{H^p} \cdot B_p) / q_{з.г.} = 13,9 \text{ м}^3, \quad (51)$$

$$R = (21075 \cdot 0,66) / 1000 = 13,9 \text{ м}^3$$

где  $q_{з.г.} = 1000 \text{ кВт/м}^2$  - удельная нагрузка зеркала горения, принимается в зависимости от конструкции топки .

К установке принимается топка с площадью зеркала горения  $R_{\text{пр}} = 9,1 \text{ м}^2$

Степень черноты топки:

$$\alpha_{\text{ч.т.}} = [\alpha + (\alpha - 1) \cdot (R_{\text{пр}} / F_{\text{ст.}})] / [1 - (1 - \alpha) \cdot (1 - \Psi_{\text{сп}}) \cdot (1 - R_{\text{пр}} / F_{\text{ст.}})] = 0,98 \quad (52)$$

$$\alpha_{\text{ч.т.}} = [0,95 + (1 - 0,95) \cdot (13,9 / 44,29)] / [1 - (1 - 0,95) \cdot (1 - 0,33) \cdot (1 - 13,9 / 44,29)] = 0,98$$

Параметр  $M$  в зависимости от относительного положения максимума температуры пламени по высоте топки ( $x_{\Gamma}$ );

$$M=0,59-0,5 \cdot x_T=0,59 \quad (53)$$

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

где  $x_T = 0$  - относительное положение максимума температуры для слоевых топок при сжигании в тонком слое (топки с пневмомеханическими забрасывателями).

Средняя суммарная теплоёмкость продуктов сгорания на 1 кг топлива при нормальных условиях:

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_T - I_T''}{T_a - T_T''} = 14,2 \text{ кДж/кг*К} \quad (54)$$

$$V_{c_{cp}} = \frac{19906,8 - 14221,8}{1500,3 - 1100} = 14,2$$

где  $T_a$  - теоретическая температура горения, определяется из таблицы 6 по значению  $Q_T$ :

$$T_a = T_M + \frac{Q_T - I_M}{I_G - I_M} \cdot 100 = 1500,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (55)$$

$$T_a = 1000 + \frac{19906,8 - 12801,5}{14221,8 - 12801,5} \cdot 100 = 1500,3$$

Действительная температура на выходе из топки

$$g_T'' = T_a / [M \cdot [(5,67 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ст} \cdot \alpha_{ч.т.} \cdot T_a^3) / (10^{11} \cdot \varphi \cdot B_p \cdot V_{c_{cp}})]^{0,5} + 1] = 927,2 \quad (56)$$

$$= 1500,3 / 0,59 \cdot [(5,67 \cdot 0,33 \cdot 44,29 \cdot 0,98 \cdot 1500,3^3) / (10^{11} \cdot 0,99 \cdot 0,66 \cdot 14,2)]^{0,5} + 1 = 1200,2 - 273 = 927,2$$

Результаты по расчету топки парового котла записываем в таблицу 8.

Таблица 8 – Сводная таблица по расчету топки парового котла

Наименование величин	Услов. Обозначение	Расчённые формулы	Результаты
Общая площадь ограждающих поверхностей, м <sup>2</sup>	F <sub>ст</sub>	(37)	44,39
Лучевоспринимающая поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	H <sub>л</sub>	(38)	37
Принятая температура продуктов сгорания, °C	T <sub>T</sub> ''	Таблица 7.	1100
Энтальпия продуктов сгорания на	I <sub>T</sub> ''	(41)	14221,8

выходе из топки котла, кДж/кг			
Полезное тепловыделение в топке котла, кДж/кг	$Q_T$	(42)	19906,8
Коэффициент тепловой эффективности экранов котла	$\Psi$	(44)	0,33
Объем топочной камеры, м <sup>3</sup>	$V_T$		20,03
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$s$	(44)	1,62
Коэффициент ослабления лучей, (м·МПа) <sup>-1</sup>	$k$	(46)	2,14
Суммарная оптическая толщина среды	$kps$	(49)	0,30
Степень черноты среду заполняющей топку котла	$\alpha$	(50)	0,314
Степень черноты топки	$\alpha_{ч,Т}$	(52)	0,98
Расчётный коэффициент	$M$	(53)	0,59

Таблица 8 – Сводная таблица по расчету топки парового котла

Средняя суммарная теплоёмкость продуктов сгорания на 1 кг топлива, кДж/кг·К	$V_{ср}$	(54)	14,2
Теоретическая температура горения, °С	$T_a$	(55)	1200,2
Действительная температура на выходе из топки, °С	$\vartheta_T''$	(56)	927,2

### 3.1.15 Тепловой расчёт первого газохода

Конвективные поверхности нагрева играют важную роль в технологических процессах, связанных с созданием пара и горячей воды. В некоторых случаях они могут быть использованы для создания тепла из камеры сгорания котла.

Конвективные поверхности нагрева обычно представляют собой трубчатые элементы, выполненные из различных материалов, которые позволяют осуществлять нагрев воды в котлах, используемых в различных отраслях промышленности. Они составляют важную часть технологических блоков котлов и играют ключевую роль в процессах нагрева, сжигания топлива и выработки пара.

Конвективные поверхности нагрева также широко используются в процессах сжигания различных видов топлива, включая нефть и газ. Они представляют собой современные элементы технологических блоков, которые позволяют эффективно осуществлять процессы нагрева и использования тепла.



Конвективные поверхности нагрева также могут быть использованы в различных системах отопления, обеспечивая надежную и эффективную работу систем.

В целом, конвективные поверхности нагрева являются ключевыми элементами технических систем, используемых для производства пара или горячей воды, а также в процессах сжигания топлива и выработки пара в котлах. Их правильный выбор и размещение в технологических блоках очень важны для эффективной работы системы и максимально возможной выработки энергии.

Эффективность конвективных поверхностей нагрева во многом зависит от интенсивности теплопередачи продуктов сгорания водой и паром.

При расчете конвективных поверхностей нагрева используются уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса.

Уравнение теплопередачи

$$Q_T = K \cdot H \cdot \Delta t / V_p \quad (57)$$

Уравнение теплового баланса

$$Q = \phi \cdot (I' - I'' + \Delta \alpha \cdot I_{\text{прс}}^0) \quad (58)$$

где  $K$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta t$  — температурный напор, °С;

$V_p$  — расчетный расход топлива, кг/с;

$H$  — расчетная поверхность нагрева, м<sup>2</sup>;

$\phi$  — коэффициент сохранения теплоты;

$I', I''$  — энтальпии продуктов сгорания на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг;

$I_{\text{прс}}^0$  — количество теплоты, вносимое присасываемым в газопровод воздухом, кДж/кг.

Коэффициент теплопередачи ( $K$ ) является расчетной характеристикой процесса, теплопроводности и теплового излучения.

Очевидно из уравнения для теплопередачи, что количество тепла, передаваемого через поверхность нагрева, зависит от коэффициента теплопередачи и разницы температур между продуктами сгорания и нагретой жидкостью. Поверхности, расположенные ближе к камере сгорания — передают больше тепла. Эти поверхности работают при большей разнице температур и отдают меньше тепловой энергии тем поверхностям в задней части газового пути где температура продуктов сгорания падает и разность температур уменьшается.

Важно отметить, что поверхности нагрева выполняют важную функцию в термических системах, особенно в системах, связанных с охлаждением. Проектирование оптимальной геометрии поверхности и ее материала, а также мониторинг параметров, связанных с нагревом и охлаждением, являются ключевыми моментами в процессе создания эффективных термических систем.

Тем не менее, процесс теплопередачи может быть также затруднен несколькими факторами, такими как термические потери, физические параметры охлаждающей среды и другие технические недостатки. Поэтому необходимо учитывать все эти факторы и оптимизировать процесс теплопередачи для достижения максимальной эффективности системы.

Также, важно уделить внимание исследованию новых методов и технологий для теплопередачи, которые могут улучшить производительность и эффективность всего термического процесса. На сегодняшний день много исследований и разработок проводится в области инновационных материалов, повышения точности мониторинга и контроля процесса, а также создания новых методов теплопередачи, которые могут быть эффективными в различных сферах промышленности и науки.

Уравнение теплового равновесия показывает, сколько тепла продукты сгорания отводят воде или пару через конвективную поверхность нагрева. Количество теплоты ( $Q_6$ ), отданное продуктами сгорания приравнивается к теплоте, воспринятой водой или паром. Для расчета температура продуктов сгорания устанавливается в соответствии с расчетной площадью нагрева. В связи с этим расчет для двух значений температуры продуктов сгорания производится по расчетному дымоходу.

Рассмотрим процесс определения характеристик расчетного конвективного газохода на основе его чертежа. Одной из принципиальных характеристик является площадь нагрева, которая может быть вычислена на основе размеров и расположения труб в газоходе. Другими важными параметрами являются диаметр труб, количество труб в ряду и количество рядов. Определение расстояния между трубами и рядами также имеет значение, так как это влияет на эффективность теплопередачи в системе.

Таким образом, определение характеристик расчетного конвективного газохода на основе его чертежа является важным процессом, который требует внимательного анализа всех параметров системы. При этом необходимо учитывать местные строительные нормы и правила, чтобы обеспечить максимальную эффективность работы газохода.

Для данной конструкции котла ширина газохода  $a=1,6$  м, а высота  $b=2,1$  м.

Таблица 9 - Конструктивные характеристики первого газохода

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	H	142
Число рядов труб: вдоль оси котла	z <sub>1</sub>	11
поперек оси котла	z <sub>2</sub>	22
Диаметр труб, мм	d <sub>н</sub>	33
Расчётные шаги труб в мм. продольный	S <sub>1</sub>	100
поперечный	S <sub>2</sub>	110

Площадь сечения для прохода продуктов сгорания

$$F = a \cdot b - z_1 \cdot b \cdot d_n = 1,6 \cdot 2,1 - 16 \cdot 0,033 \cdot 0,051 = 2,25 \text{ м}^2 \quad (59)$$

Предварительно принимаем два значения температуры продуктов сгорания после рассчитанного газохода.

Определяем тепло, отданное продуктами сгорания

$$Q_6 = \phi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha_k \cdot I_{\text{прс}}^0) \quad (60)$$

где  $\phi$  - коэффициент сохранения теплоты;

$I'$  - энтальпия продуктов сгорания перед поверхностью нагрева, определяется по таблице 6 при температуре и коэффициенте избытка воздуха после поверхности нагрева, предшествующей рассчитываемой поверхности;

$I''$  - энтальпия продуктов сгорания после рассчитываемой поверхности нагрева, определяется по таблице 6 при двух предварительно принятых температурах после конвективной поверхности нагрева;

$\Delta\alpha_k$  - присос воздуха в конвективную поверхность нагрева, определяется как разность коэффициентов избытка воздуха на входе и выходе из неё (таблица 2);

$I_{\text{прс}}^0$  - энтальпия присосанного в конвективную поверхность нагрева воздуха, при температуре воздуха 30°С .

$$I' = \frac{15220,96 - 14221,78}{100} (1170 - 1100) + 14221,78 = 19436,19 \text{ кДж/кг}$$

для температуры 300°С после конвективной поверхности нагрева:

$$Q_{6,300} = 0,99 \cdot (19436 - 2622,6 + 0,08 \cdot 229,5) = 16663,4 \text{ кДж/кг} ,$$

для температуры 600°С после конвективной поверхности нагрева:

$$Q_{\sigma 600} = 0,99 \cdot (19436 - 5471,2 + 0,08 \cdot 229,5) = 13843,3 \text{ кДж/кг} .$$

Определяем расчётную температуру потока продуктов сгорания в конвективном газоходе

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2} , \quad (61)$$

где  $\vartheta'$  и  $\vartheta''$  - температура продуктов сгорания на входе в поверхность и на выходе из неё.

для температуры  $300^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\vartheta_{300} = \frac{1100 + 300}{2} = 700^\circ\text{C}$$

для температуры  $600^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\vartheta_{600} = \frac{1100 + 600}{2} = 850^\circ\text{C} .$$

Определяем температурный напор

$$\Delta t = \vartheta - t_{\text{к}} , \quad (62)$$

где  $t_{\text{к}}$  – температура охлаждающей среды (температура кипения воды при давлении в котле [3]).

для температуры  $300^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\Delta t_{300} = 700 - 192 = 508^\circ\text{C} ,$$

для температуры  $600^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\Delta t_{600} = 850 - 192 = 638^\circ\text{C} .$$

Определяем среднюю скорость продуктов сгорания в поверхности нагрева

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta + 273)}{F \cdot 273} = 9,3 \text{ м/с} \quad (63)$$

где  $B_{\text{р}}$  – расчётный расход топлива, кг/с;

$F$  – площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания;

$V_{\Gamma}$  – объем продуктов сгорания на 1 кг топлива;

$\vartheta$  - средняя расчётная температура продуктов сгорания,  $^\circ\text{C}$ .

для температуры  $300^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\omega_{\Gamma 300} = 9,3 \text{ м/с}$$

для температуры  $600^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\omega_{\Gamma 600} = 10,7 \text{ м/с}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_\phi, \quad (64)$$

где  $\alpha_n$  - коэффициент теплоотдачи;

$c_z$  - поправка на число рядов труб по ходу продуктов сгорания;

$c_s$  - поправка на компоновку пучка;

$c_\phi$  - коэффициент, учитывающий влияние изменения физических параметров потока;

для температуры 300°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_{k300} = 81 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,07 = 87 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

для температуры 600°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_{k600} = 87 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,02 = 83 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (65)$$

Определяем степень черноты газового потока:

$$kps = k_\Gamma \cdot r_\Pi \cdot p \cdot s \quad (66)$$

где  $k_\Gamma$  – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами,  $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$ ;

$p$  – давление в газоходе, МПа;

$s$  – толщина излучающего слоя, м.

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,38 \text{ м} \quad (67)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,033 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,11}{0,033^2} - 1 \right) = 0,38 \text{ м}$$

для температуры 300°С после конвективной поверхности нагрева:

$$k_{\Gamma 300} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,087}{3,16 \cdot \sqrt{0,022 \cdot 0,38}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{700}{1000} \right) = 22,83 (\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1} = 0,186 \text{ м-ата}$$

$kps_{300} = 22,83 \cdot 0,215 \cdot 0,1 \cdot 0,38 = 0,186 \text{ м-ата}$  для температуры 600°С после конвективной поверхности нагрева:

$$k_{\Gamma 600} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,087}{3,16 \cdot \sqrt{0,022 \cdot 0,38}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{850}{1000} \right) = 21,12 (\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1} = 0,172 \text{ м-ата}$$

$$kps_{600} = 21,12 \cdot 0,215 \cdot 0,1 \cdot 0,38 = 0,172 \text{ м-ата}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи, учитывающий передачу теплоты излучением в конвективных поверхностях нагрева

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} \cdot a, \quad (68)$$

где  $\alpha_{\text{н}}$  - коэффициент теплоотдачи (приложение 1, рисунок 11 б), Вт/м<sup>2</sup>·К;  
 $a$  – степень черноты.

$$\alpha_{300} = 1 - \exp(-kps) = 1 - \exp(-0,186) = 0,169 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$\alpha_{600} = 1 - \exp(-0,172) = 0,158 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

Для определения  $\alpha_{\text{н}}$  вычисляется температура загрязненной стенки

$$t_{\text{з}} = t + \Delta t; \quad (69)$$

где  $t$  – средняя температура окружающей среды (температура насыщения при давлении в котле  $P=1,3$  МПа), °С;

$\Delta t = 25$  °С - при сжигании твердых топлив.

$$t_{\text{з}} = 192 + 25 = 217^{\circ}\text{C}.$$

для температуры 300°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_{\text{л}} = 81 \cdot 0,169 = 13,68 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

для температуры 600°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_{\text{л}} = 87 \cdot 0,158 = 13,74 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

Определяем суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрев

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}), \quad (70)$$

где  $\xi$  - коэффициент использования, частичного протекания продуктов сгорания мимо неё и образования застойных зон;

для поперечного омывания пучков принимается  $\xi = 1$ ;

для температуры 300°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_1 = 100,68 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

для температуры 600°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_1 = 1 \cdot (87, +13,68) = 100,68 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи

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

где  $\psi = 0,65$  - коэффициент тепловой эффективности.

для температуры  $300^{\circ}\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$K_{300} = 0,65 \cdot 100,68 = 65,44 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

для температуры  $600^{\circ}\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$K_{600} = 0,65 \cdot 96,74 = 62,88 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Определяем количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева, на 1 кг топлива

$$Q_{\text{T}} = \frac{K \cdot H \cdot \Delta t}{B_{\text{p}} \cdot 10^3} \quad (72)$$

для температуры  $300^{\circ}\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\Delta t = \frac{g' - g''}{2,31g \frac{g' - t_{\text{кип}}}{g'' - t_{\text{кип}}}} = \frac{1100 - 300}{2,31g \frac{1100 - 192}{300 - 192}} = 376^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{T}}^{300} = \frac{65,44 \cdot 142 \cdot 376}{0,66 \cdot 10^3} = 5294 \text{ кДж/кг}$$

для температуры  $600^{\circ}\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\Delta t = \frac{g' - g''}{2,31g \frac{g' - t_{\text{кип}}}{g'' - t_{\text{кип}}}} = \frac{1100 - 600}{2,31g \frac{1100 - 192}{600 - 192}} = 626,^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{T}}^{600} = \frac{62,88 \cdot 142 \cdot 626}{0,66 \cdot 10^3} = 8468 \text{ кДж/кг}$$

По принятым двум значениям температуры  $g''$  и полученным двум значениям  $Q_{\text{б}}$  и  $Q_{\text{T}}$  производится графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания после поверхности нагрева по рисунку №1.

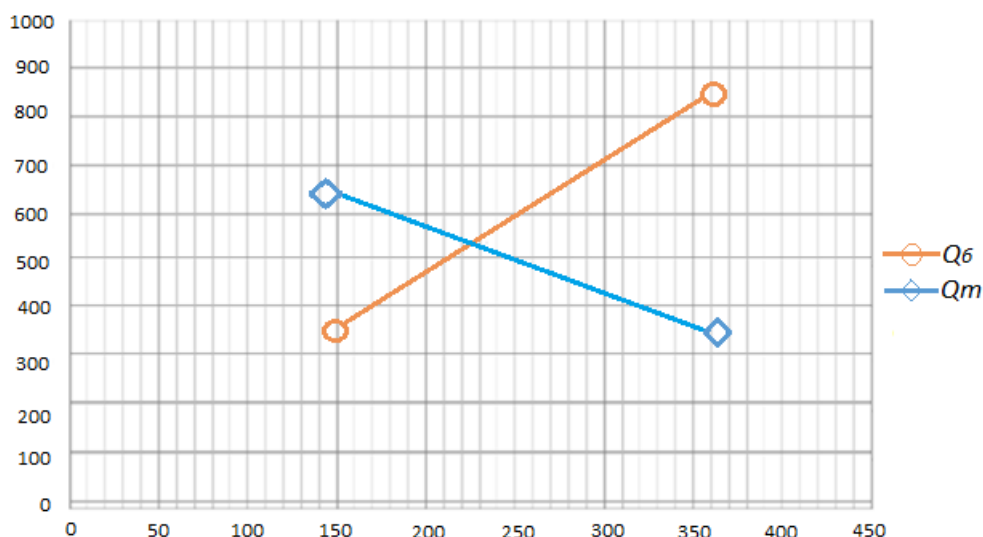


Рисунок 1 – графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания

$\vartheta'' = 570^\circ\text{C}$  не более чем на  $50^\circ\text{C}$  меньше или больше предварительно выбранной, поэтому определяем только  $Q_T$ , сохранив прежний коэффициент теплоотдачи.

$$I_{\text{кпл}} = f \cdot V_p \cdot (I_a - I_T) = 1569,4 \quad (73)$$

$$\Delta t = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{2,31g \frac{\vartheta' - t_{\text{кип}}}{\vartheta'' - t_{\text{кип}}}} = \frac{1100 - 570}{2,31g \frac{1100 - 192}{570 - 192}} = 596,5^\circ\text{C}$$

$$Q_T = \frac{62,88 \cdot 134 \cdot 596,5}{0,66 \cdot 10^3} = 3243 \text{ кДж/кг}$$

Таблица 10 - Теплотехнические характеристики первого газохода

Наименование величины	Услов. обозна.	Расчётная формула	Результаты при $\vartheta''$	
			300°C	600°C
1	2	3	4	5
Температура дымовых газов перед 1-м газоходом, °C	$\vartheta'$	Таблица 7.	1100	1100
Теплосодержание дымовых газов перед 1-м газоходом, кДж/кг	$I'$	Таблица 6.	19436,19	19436,19
Температура дымовых газов за первым газоходом, °C	$\vartheta''$	Таблица 7.	300	600
Теплосодержание дымовых газов за 1-м газоходом, кДж/кг	$I''$	Таблица 6.	2622	5471,6
Теплота, отданная продуктам сгорания, кДж/кг	$Q_6$	(60)	14033,9	13843,3
Расчётная температура потока продуктов сгорания в конвективном газоходе, °C	$\vartheta$	(61)	700	850



Наименование величины	Услов. обозна.	Расчётная формула	Результаты при $\vartheta''$	
			300°С	600°С
Температурный напор, °С	$\Delta t$	(62)	543	693
Средняя скорость продуктов сгорания в поверхности нагрева, м/с	$\omega$	(63)	9,3	10,7
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_k$	(64)	87	83
Толщина излучающего слоя, м	s	(67)	0,201	0,201
Коэффициент ослабления лучей трёхатомными газами, (м·МПа) <sup>-1</sup>	$\kappa_{\Gamma}$		22,83	21,12
Суммарная сила поглощения газовым потоком, м-ата	$K_{ps}$	(66)	0,186	0,172
Степень черноты газового потока	a		0,126	0,118
Коэффициент теплоотдачи излучением не запыленного потока, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_{л}$	(68)	13,84	13,76
Температура загрязненной стенки, °С	$t_3$	(69)	217	217
Суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_1$	(70)	100,31	96,74
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	K	(71)	34	62,88
Температурный напор, °С	$\Delta t$		395	596,5
Количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева, кДж/кг	$Q_T$		5424	3243

### 3.1.16 Тепловой расчёт второго газохода

По чертежу определяются конструктивные характеристики второго конвективного газохода: площадь поверхности нагрева, шаг труб и рядов (расстояния между осями труб), диаметр труб, число труб в ряду, число рядов труб и площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания. Для данной конструкции котла ширина газохода  $a=1,075$  м, а высота  $b=2,1$  м.

Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания

$$F = 1,075 \cdot 2,1 - 11 \cdot 2,1 \cdot 0,051 = 1,079 \text{ м}^2$$

Таблица 11 - Конструктивные характеристики второго газохода

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	H	93

Число рядов труб: вдоль оси котла	$z_1$	11
поперек оси котла	$z_2$	22
Диаметр труб, мм	$d_n$	51x2,5
Расчётные шаги труб в мм. продольный поперечный	$S_1$ $S_2$	100 110

Предварительно принимаем два значения температуры продуктов сгорания после рассчитанного газохода  $\vartheta'' = 200^\circ\text{C}$  и  $\vartheta'' = 300^\circ\text{C}$ .

Определяем тепло, отданное продуктам сгорания, кДж/кг

$$I' = \frac{3549,95 - 1724,41}{100} (570 - 500) + 7652,825 = 3802,28 \text{ кДж/кг}$$

для температуры  $200^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$Q_{6200} = 0,99 \cdot (3802,28 - 3105,955 + 0,1 \cdot 251,5) = 5609,71 \text{ кДж/кг}$$

для температуры  $400^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$Q_{6400} = 0,98 \cdot (8805 - 6380,185 + 0,1 \cdot 251,5) = 2401 \text{ кДж/кг}$$

для температуры  $200^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\vartheta_{200} = \frac{570 + 200}{2} = 385^\circ\text{C}$$

для температуры  $400^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\vartheta_{400} = \frac{570 + 400}{2} = 485^\circ\text{C}$$

для температуры  $200^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\Delta t = 385 - 192 = 193^\circ\text{C}$$

для температуры  $400^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\Delta t = 485 - 192 = 293^\circ\text{C}$$

для температуры  $200^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\omega_{\Gamma 200} = \frac{0,3318 \cdot 9,458 \cdot (385 + 273)}{1,079 \cdot 273} = 7,01 \text{ м/с}$$

для температуры  $400^\circ\text{C}$  после конвективной поверхности нагрева:

$$\omega_{\Gamma 400} = \frac{0,3318 \cdot 9,458 \cdot (485 + 273)}{1,079 \cdot 273} = 8,08 \text{ м/с}$$

для температуры 200°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_{\kappa 200} = 53 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 = 58,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

для температуры 400°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_{\kappa 400} = 59 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 62,54 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Определяем степень черноты газового потока

$$s = 0,9 \cdot 0,051 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,11}{0,051^2} - 1 \right) = 0,201 \text{ м}$$

для температуры 200°С после конвективной поверхности нагрева:

$$k_{\Gamma 200} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,081}{3,16 \cdot \sqrt{0,204 \cdot 0,1 \cdot 0,201}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{385}{1000} \right) = 37,7 (\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$$

$$kps = 37,7 \cdot 0,204 \cdot 0,1 \cdot 0,201 = 0,155 \text{ м-ата},$$

для температуры 400°С после конвективной поверхности нагрева:

$$k_{\Gamma 400} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,081}{3,16 \cdot \sqrt{0,204 \cdot 0,1 \cdot 0,201}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{485}{1000} \right) = 36,07 (\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$$

$$kps = 36,07 \cdot 0,204 \cdot 0,1 \cdot 0,201 = 0,148 \text{ м-ата}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи, учитывающий передачу теплоты излучением в конвективных поверхностях нагрева

$$t_s = 192 + 25 = 217^\circ \text{С}$$

для температуры 200°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha = 1 - \exp(1 - kps) = 1 - \exp(-1,55) = 0,144$$

$$\alpha_{\lambda 200} = 27 \cdot 0,144 = 3,89 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

для температуры 400°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha = 1 - \exp(1 - kps) = 1 - \exp(-1,48) = 0,138$$

$$\alpha_{\lambda} = 33 \cdot 0,138 = 4,554 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

для температуры 200°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_1 = 1 \cdot (58,3 + 3,89) = 62,19 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

для температуры 400°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\alpha_1 = 1 \cdot (62,54 + 4,554) = 67,094 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

для температуры 200°С после конвективной поверхности нагрева:

$$K_{200} = 0,65 \cdot 62,19 = 40,42 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К},$$

для температуры 400°С после конвективной поверхности нагрева:

$$K_{300} = 0,65 \cdot 67,094 = 43,61 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}.$$

для температуры 200°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\Delta t = \frac{g' - g''}{2,31g \frac{g' - t_{\text{кип}}}{g'' - t_{\text{кип}}}} = \frac{570 - 200}{2,31g \frac{570 - 192}{200 - 192}} = 96^\circ\text{С},$$

$$Q_T = \frac{40,42 \cdot 93 \cdot 96}{0,3318 \cdot 10^3} = 1290 \text{ кДж / кг},$$

для температуры 400°С после конвективной поверхности нагрева:

$$\Delta t = \frac{570 - 400}{2,31g \frac{570 - 192}{400 - 192}} = 285^\circ\text{С},$$

$$Q_T = \frac{43,61 \cdot 93 \cdot 285}{0,66 \cdot 10^3} = 2897 \text{ кДж / кг}.$$

Таблица 12 - Теплотехнические характеристики второго газохода

Наименование величины	Условное обозначение	Расчётная формула	Результаты при $g''$	
			200°С	400°С
1	2	3	4	5
Температура дымовых газов перед 1-м газоходом, °С	$g'$	Рис. 1	570	570
Теплосодержание дымовых газов перед 1-м газоходом, кДж/кг	$I'$	Таблица 6.	8805	8805
Температура дымовых газов за первым газоходом, °С	$g''$	Таблица 7.	200	400
Теплосодержание дымовых газов за 1-м газоходом, кДж/кг	$I''$	Таблица 6.	3105,9	6380,18

Наименование величины	Условное обозначение	Расчётная формула	Результаты при $\vartheta''$	
			200°С	400°С
Теплота, отданная продуктам сгорания, кДж/кг	$Q_6$	(60)	5609,7	2401
Расчётная температура потока продуктов сгорания в конвективном газоходе, °С	$\vartheta$	(61)	385	485
Температурный напор, °С	$\Delta t$	(62)	193	293
Средняя скорость продуктов сгорания в поверхности нагрева, м/с	$\omega$	(63)	7,013	8,084
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_k$	(64)	58,31	62,53
Толщина излучающего слоя, м	$s$	(67)	0,201	0,201
Коэффициент ослабления лучей трёхатомными газами, (м·МПа) <sup>-1</sup>	$\kappa_{\Gamma}$		37,7	36,07
Суммарная сила поглощения газовым потоком, м-ата	$\kappa_{ps}$	(66)	0,155	0,148
Степень черноты газового потока	$a$		0,144	0,138
Коэффициент теплоотдачи излучением не запыленного потока, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_{\Gamma}$	(68)	3,89	4,554
Температура загрязненной стенки, °С	$t_3$	(69)	217	217
Суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_1$	(70)	62,190	6,094
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$K$	(71)	40,42	42,61
Температурный напор, °С	$\Delta t$		96	285
Количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева, кДж/кг	$Q_T$		1090	1881

Засчет принятых двух значений температуры  $\vartheta''$  и полученным двум значениям  $Q_6$  и  $Q_T$  производится графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания после поверхности нагрева по рисунку №2.

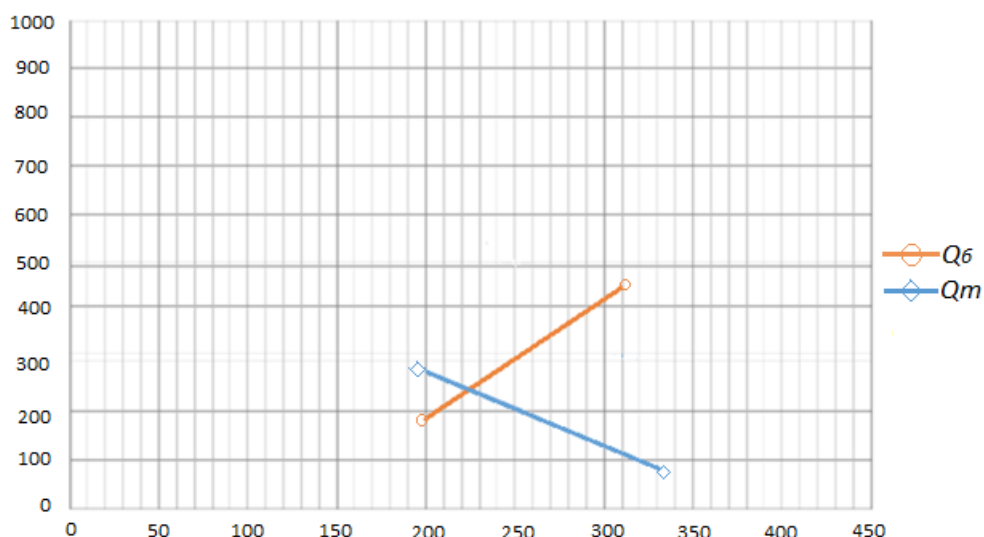


Рисунок 2 – графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания

Так как  $\vartheta_p'' = 360^\circ\text{C}$  (отличается от  $\vartheta''$  менее чем на  $100^\circ\text{C}$ ), то определяем  $Q_T$ , сохранив прежним коэффициент теплопередачи

$$\Delta t = \frac{570 - 360}{2,31g \frac{570 - 192}{360 - 192}} = 259^\circ\text{C}$$

$$Q_T = \frac{43,61 \cdot 93 \cdot 259}{0,66 \cdot 10^3} = 1881 \text{ кДж/кг}$$

### 3.1.17 Тепловой расчёт водяного экономайзера

В промышленной практике часто используются паровые котлы, работающие на давлении пара до 2,5 МПа. Для таких котлов наиболее распространены чугунные водяные экономайзеры, а при более высоком давлении — стальные. В случае, если котленный агрегат имеет паропроизводительность более 25 т/ч и имеет пылеугольную топку, то после водяного экономайзера обычно устанавливают воздухоподогреватель вертикальной ориентации. Если же используется высоковлажное топливо, то для пылеугольной топки применяется двухступенчатая установка водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

По уравнению теплового баланса определить количество теплоты, которое должны отдать продукты сгорания при принятой температуре уходящих газов :

$$Q_6 = \phi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha_k \cdot I_{\text{прс}}^0) \quad (74)$$

где  $\phi$  - коэффициент сохранения теплоты;

$I'$  - энтальпия продуктов сгорания на входе в экономайзер, определяется по таблице 6 при температуре и коэффициенте избытка воздуха после поверхности нагрева, предшествующей рассчитываемой поверхности;

$I''$  - энтальпия продуктов сгорания после рассчитываемой поверхности нагрева, определяется по таблице 6 при принятой в начале расчёта температуре уходящих газов равной  $160^{\circ}\text{C}$  ;

$\Delta\alpha_3$  - присос воздуха в экономайзер, принимается по таблице 2;

$I_{\text{прс}}^0$  - энтальпия присосанного в конвективную поверхность нагрева воздуха, при температуре воздуха  $30^{\circ}\text{C}$ .

$$I' = \frac{6380,185 - 4721,826}{100} (360 - 300) + 4721,826 = 5716,8 \text{ кДж/кг}$$

$$I'' = \frac{3274,672 - 1615,164}{100} (160 - 100) + 1615,164 = 2610,869 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_6 = 0,98 \cdot (5716,84 - 2610,869 + 0,1 \cdot 251,5) = 3069,5 \text{ кДж/кг}$$

Определяем энтальпию воды после водяного экономайзера

$$i''_{\text{эк}} = \frac{B_p \cdot Q_6}{D + D_{\text{пр}}} + i'_{\text{эк}} = 774,8 \text{ кДж/кг} \quad (75)$$

$$i''_{\text{эк}} = \frac{0,3318 \cdot 3069,5}{2,78 + 0,083} + 419,1 = 774,8 \text{ кДж/кг}$$

где  $i'_{\text{эк}}$  - энтальпия воды на входе в экономайзер , кДж/кг;

$D$  – паропроизводительность котла, кг/с;

$D_{\text{пр}}$  – расход продувочной воды, кг/с.

$$D_{\text{пр}} = D \cdot P = 2,78 \cdot 0,03 = 0,083 \text{ кг/с}$$

Температура воды после экономайзера  $t''_{\text{эк}} = 183^{\circ}\text{C}$  .

Определяем температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (76)$$

$$\Delta t = \frac{200 - 83}{2,3 \cdot \lg \frac{200}{83}} = 133^{\circ}\text{C}$$

где  $\Delta t_6$  и  $\Delta t_m$  - большая и меньшая разности температуры продуктов сгорания и температуры нагреваемой жидкости.

$$\Delta t_6 = 200^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m = 83^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 133^\circ\text{C}$$

Выбираем конструктивные характеристики принятого к установке экономайзера (таблица 13)

Таблица 13 - Конструктивные характеристики труб чугунных экономайзеров

Характеристика одной трубы	Экономайзер ЭБЧ
Длина, мм	3000
Площадь поверхности нагрева с газовой стороны, м <sup>2</sup>	4,4
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м <sup>2</sup>	0,12

Число параллельно включенных змеевиков в пакете

$$n_1 = \frac{D \cdot 10^6}{0,785 \cdot \omega_p \cdot d_{\text{вн}}^2} \quad (77)$$

где  $D$  – расход воды через экономайзер, кг/с;

$\omega_p$  – массовая скорость воды на входе в экономайзер (принимается равной 600кг/(м<sup>2</sup>·с);

$d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр трубы 76, мм.

$$n_1 = \frac{2,78 \cdot 10^6}{0,785 \cdot 600 \cdot 76^2} = 1$$

Определяем действительную скорость продуктов сгорания в экономайзере

$$\omega_{\Gamma} = \frac{V_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (g_{\text{эк}} + 273)}{F_{\text{эк}} \cdot 273} \quad (78)$$

где  $V_p$  – расчётный расход топлива, кг/с;

$V_{\Gamma}$  – объем продуктов сгорания при среднем коэффициенте избытка воздуха (таблица 4);

$g_{\text{эк}}$  – среднеарифметическая температура продуктов сгорания в экономайзере, °С;

$F_{\text{эк}}$  – площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м<sup>2</sup>.

$$F_{\text{эк}} = z_1 \cdot F = 1,2 \text{ м}^2 \quad (79)$$

где  $F_{\text{тр}}$  – площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания одной трубы (таблица 12);

$z_1$  – число труб в ряду (принимается равным 10).

$$g_{\text{эк}} = \frac{g'_{\text{эк}} + g''_{\text{эк}}}{2} = 260^\circ\text{C} \quad (80)$$



где  $\vartheta'_{\text{эк}}$  и  $\vartheta''_{\text{эк}}$  - температура продуктов сгорания на входе и выходе из экономайзера, °С.

$$\omega_{\Gamma} = 5,45 \text{ м/с}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи

$$K = K_n \cdot c_v = 16,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (81)$$

где  $K_n = 16,8$  и  $c_v = 1,01$  - коэффициенты определяются с помощью монограммы (приложение 1, рисунок 12).

Определяем площадь поверхности нагрева водяного экономайзера

$$H_{\text{эк}} = \frac{10^3 \cdot Q_6 \cdot B_p}{K \cdot \Delta t} = 451,2 \text{ м}^2 \quad (82)$$

Окончательно устанавливаем конструктивные характеристики экономайзера

Общее число труб

$$n = \frac{H_{\text{эк}}}{H_{\text{тр}}} = 153 \quad (83)$$

где  $H_{\text{тр}}$  - площадь поверхности нагрева одной трубы (таблица 12), м<sup>2</sup>.

Число рядов

$$m = \frac{n}{z_1} = 15,3 \quad (84)$$

$$Q_{\text{эк}} = \varphi B (I_a - I_{\Gamma}) = 1070 \text{ кДж/кг} \quad (85)$$

Составляем сводную таблицу.

Таблица 14 - Теплотехнические и конструктивные характеристики экономайзера

Наименование величины	Условное обозначение	Расчётная формула	Результат
1	2	3	4
Температура дымовых газов перед экономайзером, °С	$\vartheta'_{\text{эк}}$	рисунок 2	360
Теплосодержание дымовых газов перед экономайзером, кДж/кг	$I'$	Таб. 6	5716,8
Температура дымовых газов после экономайзера, °С	$\vartheta''_{\text{эк}}$	принято	160
Теплосодержание дымовых газов после экономайзера, кДж/кг	$I''$	Таб. 6	2610,86

Наименование величины	Условное обозначение	Расчётная формула	Результат
Тепловосприятие в водяном экономайзере, кДж/кг	$Q_{\text{б}}$	(74)	3069,5
Температура питательной воды перед экономайзером, °С	$t'_{\text{эк}}$	из условия	100
Температура питательной воды после экономайзера, °С	$t''_{\text{эк}}$	принято	183
Энтальпия питательной воды перед экономайзером, кДж/кг	$i'_{\text{эк}}$	принято	419,1
Энтальпия питательной воды после экономайзера, кДж/кг	$i''_{\text{эк}}$	расчетное	774,83
Температурный напор, °С	$\Delta t$	(76)	133
Действительная скорость продуктов сгорания в экономайзере, м/с	$\omega_{\text{г}}$	(78)	5,45
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м <sup>2</sup>	$F_{\text{эк}}$	(79)	1,2
Среднеарифметическая температура продуктов сгорания, °С	$\vartheta_{\text{ср}}$	принято	60
Число труб в ряду	$z_1$	принимаем	10
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$K$	(81)	16,97
Площадь поверхности нагрева водяного экономайзера, м <sup>2</sup>	$H_{\text{эк}}$	(82)	451,2
Общее число труб	$n$	(83)	153
Число рядов	$m$	(84)	5,3

### 3.1.18 Невязка теплового баланса котла

$$\Delta Q = Q_m - (Q_k + Q_{\text{кп1}} + Q_{\text{кп2}} + Q_{\text{эк}}), \text{ кДж/кг}$$

где -  $Q_k$ ,  $Q_{\text{кп1}}$ ,  $Q_{\text{кп2}}$ ,  $Q_{\text{эк}}$  количество теплоты, воспринятое лучевоспринимающими поверхностями топки, котельными пучками, экономайзером, кДж/кг.

$$\Delta Q = 13634 - (7054 + 3243 + 1881 + 1070) = 386$$

Невязка теплового баланса составляет:

$$\delta Q = \Delta Q / Q_T * 100 = 386 / 13634 * 100 = 2,8 \%$$

Значения  $\Delta Q$  и  $Q_T$  разнятся меньше чем на 5%, что допустимо. Расчет произведен, верно.

### 3.2 Расчетная часть водогрейного котла

При расчете концентрации присосов воздуха для водогрейного котла необходимо использовать данные таблицы 3. Для определения коэффициентов избытка воздуха ориентироваться на таблицу 4. Важным аспектом являются объемы продуктов сгорания и их объемные доли трехатомных газов, которые можно уточнить, используя таблицу 5. Ценные данные для расчетов представлены в таблице 6, где можно найти энтальпии 1м<sup>3</sup> воздуха и газообразных продуктов сгорания. Для определения энтальпий продуктов сгорания по газоходам следует обратиться к таблице 7.м

### 3.2.1 Расчет потерь теплоты

В соответствии с нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов, топочные устройства рассчитываются на основе выполнения тепловых балансов и соответствующей методики расчета. При расчете топок, работающих в водогрейном режиме, добавляются дополнения к общей методике, которые учитывают изменение температуры нагреваемой среды при прохождении через экранные поверхности топки.

Так как температура воды, проходящей через экранные топочные трубы, изменяется примерно на 30-40 °С, это не оказывает значительного влияния на температурный режим в топке. Следовательно, нет необходимости коренным образом изменять методику расчета топочного устройства, как это делается при расчете парового котла.

Тем не менее, при проведении расчетов топочных устройств для котлов, переведенных на водогрейный режим, требуется учитывать данные дополнения в методике расчета, связанные с определением изменения значений температуры нагреваемой среды при ее транспортировке через экранные поверхности топки.

Следовательно, тепловой баланс котла на 1 кг сгоревшего твердого в нормальных условиях имеет вид согласно формуле (20)

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6,$$

где  $Q_p^p$ - располагаемая теплота, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_1$ - полезная теплота, содержащаяся в паре, кДж/м<sup>3</sup>;

$Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$ ,- потери тепла от выхлопных газов, химического сгорания, механического сгорания, внешнего охлаждения, физического тепла в удаляемом шлаке, а также потери на охлаждение плит и балок, которые не включены в контур циркуляции котла, плюс потери на охлаждение плит и балок, которые не включены в контур циркуляции котла. , плюс потери на охлаждение плит и балок, которые не включены в контур циркуляции котла, кДж/кг.

Тепловой баланс котла формируется в зависимости от установленного теплового режима, а тепловые потери выражаются в процентах от имеющегося тепла.

### **3.2.2 Потеря теплоты с уходящими газами ( $q_2$ )**

Потеря теплоты с уходящими газами ( $q_2$ ) так же как и в паровом котле обусловлена тем, что температура продуктов сгорания, покидающих котельный агрегат, значительно выше температуры окружающего атмосферного воздуха.

Расчет производится согласно формуле (21):

$$q_2 = 5,5$$

### **3.2.3 Потеря теплоты от химической неполноты сгорания ( $q_3$ )**

В паровом котле потеря тепла из-за дефектов химического сгорания ( $q_3$ ) вызвана появлением в выхлопных газах легко воспламеняющихся газов CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>.

Принимаем значение (горение и камера сгорания).  $q_3 = 0,5\%$

### **3.2.4 Потеря теплоты от механической неполноты горения в топке котла ( $q_4$ )**

Потери тепла из-за механической неполноты горения ( $q_4$ ) наблюдаются только при сгорании твердого топлива и вызваны наличием твердых горючих частиц в очаговых остатках так же как и в расчете парового котла.

Потери тепла из-за механической неполноты горения зависят от типа сжигаемого топлива и его фракционного состава, давления под решетку и объема топки, типа сгорания и конструкции топки, а также от соотношения избыточного воздуха как и в расчете парового котла.

$$q_4 = 6,5\%$$

### **3.2.5 Потеря теплоты от наружного охлаждения ( $q_5$ )**

Потеря тепла при внешнем охлаждении ( $q_5$ ) происходит из-за передачи тепла от поверхности обмуровки котла к наружному воздуху, который имеет более низкую температуру. Потери тепла при внешнем охлаждении зависят от теплопроводности кладки, ее толщины и площади поверхности стены на единицу мощности водогрейного котла.

$$q_5 = q_{5\text{ном}} * (N_{\text{ном}} / N) = 1.3 \% \quad (86)$$

где  $q_{5\text{ном}} = 17\%$  - потери тепла от наружного охлаждения при номинальной нагрузке парового котла;

$N_{\text{ном}}$  - номинальная мощность водогрейного котла, т/ч;

$N$  - расчётная мощность водогрейного котла, т/ч;

### **3.2.6 Определяем потери теплоты с физической теплотой удаляемых шлаков**

Потери с физической теплотой удаляемых шлаков  $q_6\%$ , возрастают с увеличением  $A^p$ . Эти условия учитываются при слоевом, а также при камерном сжигании многозольных топлив по формуле (23):

$$q_6 = 0.4$$

где  $(c\vartheta)_{\text{шл}} = 560$  кДж/кг – энтальпия шлака, при твердом шлакоудалении при  $\vartheta_{\text{шл}} = 600^\circ\text{C}$ ;

### **3.2.7 Расчёт КПД и расхода топлива**

По определению, коэффициентом полезного действия (КПД) водогрейного котла мы понимаем отношение полезной теплоты, которая направляется к потребителю, к располагаемой теплоте, выработанной агрегатом. Важно отметить, что не всю полезную теплоту, генерируемую котлом, можно направить к потребителю, поскольку часть выработанной теплоты расходуется на собственные нужды.

Для определения КПД мы используем следующую формулу:  $\text{КПД} = (Q_{\text{полезная}} / Q_{\text{располагаемая}}) \times 100\%$ , где  $Q_{\text{полезная}}$  - это количество теплоты, переданной от котла к потребителю, а  $Q_{\text{располагаемая}}$  - это общее количество теплоты, выработанное агрегатом в процессе работы.

Важно отметить, что необходимость увеличения КПД водогрейного котла возникает из-за желания повысить эффективность использования топлива и уменьшить эксплуатационные расходы. При этом следует учитывать, что увеличение КПД напрямую связано с снижением потерь теплоты на собственные нужды котла. Однако, необходимо также учитывать, что увеличение КПД может привести к увеличению температуры продуктов горения, что может повысить вероятность образования вредных веществ при сгорании топлива. Таким образом, при повышении КПД необходимо учитывать не только экономические, но и экологические факторы.

Расход на собственные нужды понимают расход всех видов энергии, затраченной на производство горячей воды. По уравнению обратного баланса находим КПД брутто для водогрейного котла согласно формуле (25).

$$\eta = 88.9\%$$

Из уравнения прямого теплового баланса находим расход топлива, подаваемого в топку (равному расчетному расходу топлива) согласно формуле (26)

$$B_{\text{пр}} = (Q_{\text{пр}} / \eta * Q^p_p) * 100 = 0.49 \text{ кг/с}$$

где  $Q_{\text{пр}}$  - полезная мощность водогрейного котла, кВт;

$$Q_{\text{пр}} = G * (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) = 9917,4825 \text{ кВт/ч} \quad (87)$$

где  $G \text{ м}^3/\text{ч}$  - расход сетевой воды через трубную часть котла:

$t_{\text{вых}} = 115 \text{ C}^0$  – температура воды на выходе из котла;

$t_{\text{вх}} = 80 \text{ C}^0$  температура воды на входе в котел

$$B_p = B_{\text{пр}} * (1 - q_4 / 100) = 0.45 \text{ кг/с}$$

где  $B_p \text{ т/ч}$  - расчетный расход топлива водогрейного котла.

Определяем коэффициент сохранения теплоты согласно формуле (29) так же как и для парового котла

$$\varphi = 0.98\%$$

### 3.2.7 Определение геометрических характеристик топок

Так как конструктивно объемы топок парового и водогрейного котла одинаковые, за основу оставляем объем топки парового котла КЕ.

### 3.2.8 Расчет температуры продуктов сгорания на выходе из топки котла

Таблица 15 сводная таблица расчета топки водогрейного котла

Наименование величин	Услов. Обозначение	Расчённые формулы	Результаты
Общая площадь ограждающих поверхностей, $\text{м}^2$	$F_{\text{ст}}$	(37)	44,39
Лучевоспринимающая поверхность нагрева, $\text{м}^2$	$H_{\text{л}}$	(38)	37
Предварительная температура продуктов сгорания, $^{\circ}\text{C}$	$T''_T$	Таблица 7.	1100
Энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/кг	$I''_T$	(41)	13895,8
Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг	$Q_T$	(42)	17682,8
Коэффициент тепловой эффективности экранов	$\Psi$	(44)	0,34
Объем топочной камеры, $\text{м}^3$	$V_T$	принимаем	20,03

Эффективная толщина излучающего слоя, м	s	(45)	1,57
Коэффициент ослабления лучей, (м·МПа) <sup>-1</sup>	k	(46)	2,13
Суммарная оптическая толщина среды	kps	(49)	0,26
Степень черноты среду заполняющей топку	$\alpha$	(50)	0,318
Степень черноты топки	$\alpha_{ч.т}$	(52)	0,96
Расчётный коэффициент	M	(53)	0,58
Средняя суммарная теплоёмкость продуктов сгорания на 1 кг топлива, кДж/кг·К	V <sub>ср</sub>	(54)	13,8
Теоретическая температура горения, °С	T <sub>a</sub>	(55)	1010,2
Действительная температура на выходе из топки, °С	$g''_T$	(56)	850,2

### 3.2.9 Тепловой расчёт первого газохода

Расчет конвективной части водогрейного котла выполняется согласно расчетных формул что и для парового котла.

Эффективность работы конвективных поверхностей нагрева в значительной мере зависит от интенсивности передачи теплоты продуктами сгорания котловой воде.

При расчете конвективных поверхностей нагрева используется уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса.

Таблица 16 - Конструктивные характеристики первого газохода

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	H	142
Число рядов труб: вдоль оси котла	z <sub>1</sub>	11
поперек оси котла	z <sub>2</sub>	22
Диаметр труб, мм	d <sub>н</sub>	33
Расчётные шаги труб в мм. продольный	S <sub>1</sub>	100
поперечный	S <sub>2</sub>	110

Таблица 17 - Теплотехнические характеристики первого газохода водогрейного котла

Наименование величины	Услов. обозна.	Расчётная формула	Результаты при $g''$	
			300°С	600°С

Наименование величины	Услов. обозна.	Расчётная формула	Результаты при $\vartheta''$	
			300°С	600°С
1	2	3	4	5
Температура дымовых газов перед 1-м газоходом, °С	$\vartheta'$	Таблица 7	1100	1100
Теплосодержание дымовых газов перед 1-м газоходом, кДж/кг	$l'$	Таблица 6.	18744,29	18774,29
Температура дымовых газов за первым газоходом, °С	$\vartheta''$	Таблица 7.	300	600
Теплосодержание дымовых газов за 1-м газоходом, кДж/кг	$l''$	Таблица 6.	4466,538	9298,6
Теплота, отданная продуктам сгорания, кДж/кг	$Q_6$	(60)	10078,9	9409,4
Расчётная температура потока продуктов сгорания в конвективном газоходе, °С	$\vartheta$	(61)	735	885
Температурный напор, °С	$\Delta t$	(62)	567	698
Средняя скорость продуктов сгорания в поверхности нагрева, м/с	$\omega$	(63)	4,882	5,399
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_k$	(64)	48,15	51
Толщина излучающего слоя, м	$s$	(67)	0,206	0,204
Коэффициент ослабления лучей трёхатомными газами, (м·МПа) <sup>-1</sup>	$K_T$		31,45	29,05
Суммарная сила поглощения газовым потоком, м-ата	$K_{ps}$	(66)	0,135	0,125

Продолжение Таблицы 17 - Теплотехнические характеристики первого газохода водогрейного котла

Степень черноты газового потока	$a$		0,128	0,120
Коэффициент теплоотдачи излучением не запыленного потока, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_n$	(68)	4,16	8,73
Температура загрязненной стенки, °С	$t_3$	(69)	152,5	152,5
Суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_1$	(70)	52,31	59,73
Коэффициент теплопередачи,	$K$	(71)	33,7	38,83



$Вт/м^2 \cdot К$				
Температурный напор, °С	$\Delta t$	(9,17)	417	596,5
Количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева, кДж/кг	$Q_T$	(9,16)	6536	3743

По принятым двум значениям температуры  $\vartheta''$  и полученным двум значениям  $Q_6$  и  $Q_T$  производится графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания после поверхности нагрева.

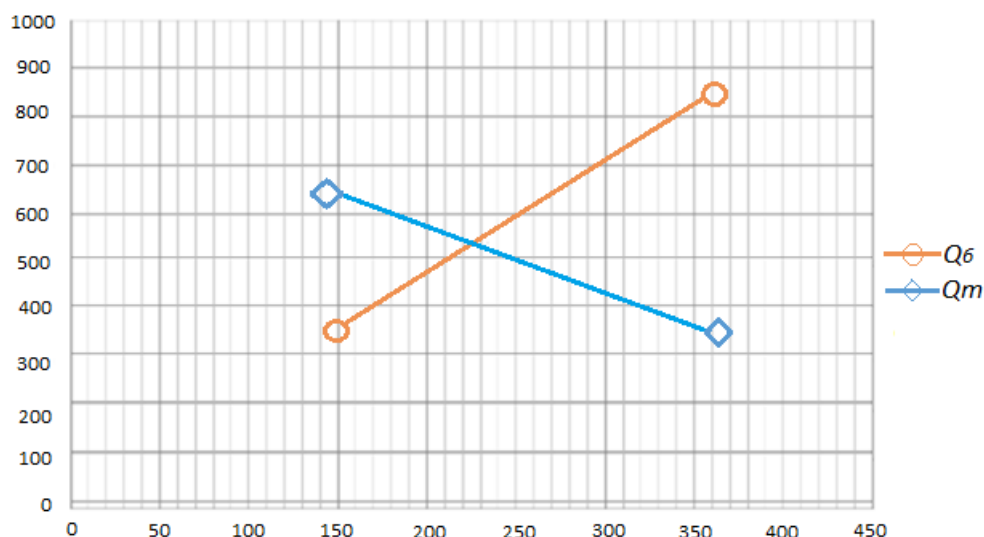


Рисунок 3 – графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания

$\vartheta_p'' = 365^\circ\text{C}$  не более чем на  $50^\circ\text{C}$  меньше или больше предварительно выбранной, поэтому определяем только  $Q_T$ , сохранив прежний коэффициент теплоотдачи.

### 3.2.10 Тепловой расчёт второго газохода

По чертежу определяются конструктивные характеристики второго конвективного газохода: площадь поверхности нагрева, шаг труб и рядов (расстояния между осями труб), диаметр труб, число труб в ряду, число рядов труб и площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания. Для данной конструкции котла ширина газохода,  $a=1,075$  м, а высота  $b=2,1$  м.

Таблица 18 - Конструктивные характеристики второго газохода

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты
Поверхность нагрева, $м^2$	$H$	93
Число рядов труб:		
вдоль оси котла	$z_1$	11
поперек оси котла	$z_2$	22

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты
Диаметр труб, мм	$d_n$	51x2,5
Расчётные шаги труб в мм. продольный поперечный	$S_1$ $S_2$	100 110

Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания

$$F = a \cdot b - z_1 \cdot b \cdot d_n = 1,079 \text{ м}^2 \quad (88)$$

Предварительно принимаем два значения температуры продуктов сгорания после рассчитанного газохода  $\vartheta'' = 200^\circ\text{C}$  и  $\vartheta'' = 300^\circ\text{C}$ .

Таблица 19 - Теплотехнические характеристики второго газохода

Наименование величины	Условное обозначение	Расчётная формула	Результаты при $\vartheta''$	
			200°С	400°С
1	2	3	4	5
Температура дымовых газов перед 1-м газоходом, °С	$\vartheta'$	Рис. 3	417	417
Теплосодержание дымовых газов перед 1-м газоходом, кДж/кг	$I'$	Таблица 6.	7659	7659
Температура дымовых газов за первым газоходом, °С	$\vartheta''$	Таблица 7.	200	400
Теплосодержание дымовых газов за 1-м газоходом, кДж/кг	$I''$	Таблица 6.	2206,9	5470,16
Теплота, отданная продуктам сгорания, кДж/кг	$Q_6$	(60)	4598,6	1390
Расчётная температура потока продуктов сгорания в конвективном газоходе, °С	$\vartheta$	(61)	348	429

Продолжение Таблицы 19 - Теплотехнические характеристики второго газохода

Температурный напор, °С	$\Delta t$	(62)	143	236
Средняя скорость продуктов сгорания в поверхности нагрева, м/с	$\omega$	(63)	2,86	3,98
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_k$	(64)	60,8	64,64
Толщина излучающего слоя, м	$s$	(67)	0,203	0,203
Коэффициент ослабления лучей трёхатомными газами, (м·МПа) <sup>-1</sup>	$\kappa_{\Gamma}$		36,7	35,56
Суммарная сила поглощения газовым потоком, м-ата	$\kappa_{ps}$	(66)	0,153	0,145

Степень черноты газового потока	$a$		0,142	0,139
Коэффициент теплоотдачи излучением не запыленного потока, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_n$	(68)	3,87	4,549
Температура загрязненной стенки, °С	$t_3$	(69)	148	152
Суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$\alpha_1$	(70)	61,86	64,078
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	$K$	(71)	40,44	41,98
Температурный напор, °С	$\Delta t$		98	259
Количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева, кДж/кг	$Q_T$		1105	2150

По принятым двум значениям температуры  $\vartheta''$  и полученным двум значениям  $Q_6$  и  $Q_T$  производится графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания после поверхности нагрева.

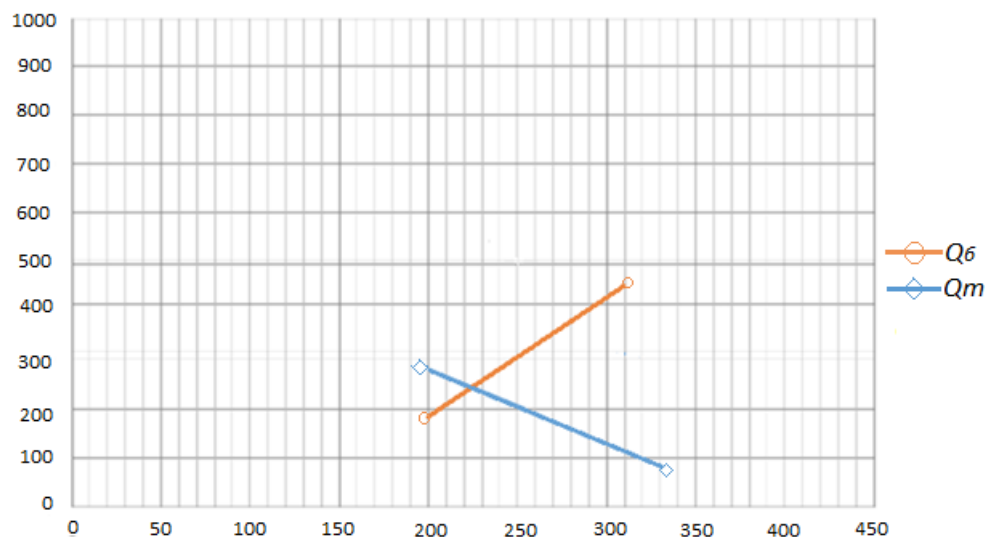


Рисунок 4 – графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания

Так как  $\vartheta_p'' = 360^\circ\text{C}$  (отличается от  $\vartheta''$  менее чем на  $100^\circ\text{C}$ ), то определяем  $Q_T$ , сохранив прежним коэффициент теплопередачи

$$\Delta t = 259^\circ\text{C}$$

$$Q_T = 1675 \text{ кДж/кг}$$

### 3.2.11 Тепловой расчёт водяного экономайзера

Котельные агрегаты – неотъемлемая часть многих промышленных производств, а также коммунального хозяйства. Реконструкция таких агрегатов является актуальной задачей, направленной на повышение энергоэффективности и экологичности производства.

Одним из элементов, установленных в реконструированном котельном агрегате КЕ, является чугунный ребристый экономайзер ЭБ 646. Этот узел предназначен для повышения теплоэкономичности котельной установки путем нагрева подпиточной воды.

Для расчета экономайзера был использован Нормативный метод, который является основным методом расчета таких узлов. Не было выявлено особых особенностей, выходящих за рамки этого метода.

Реконструированный котельный агрегат КЕ с встроенным чугунным ребристым экономайзером ЭБ 646 решает текущие задачи промышленности и коммунального хозяйства, предоставляя современные и эффективные возможности для обеспечения надежной и экономичной работы. Экономайзер, который был смонтирован в виде 3-х групп трубопроводов, включает 48 ребристых труб в одной группе. Трубы длиной 3 метра, имеют внутренний диаметр 60 мм и площадь поверхности нагрева одной трубы составляет 4,48 м<sup>2</sup>. Экономайзер с площадью поверхности нагрева в 646 м<sup>2</sup> обеспечивает достаточный уровень производительности. Вода подается в экономайзер снизу вверх через три патрубка с внутренним диаметром 76 мм. После экономайзера вода, с нагретой температурой на 10-15 0С, направляется в главную распределительную гребенку. Продукты сгорания движутся в газоходе сверху вниз, обеспечивая эффективную работу системы.

При анализе процесса движения сетевой воды через котельный агрегат были получены следующие результаты. Подогрев воды в экономайзере происходит со значениями температуры в диапазоне от 10 до 15 градусов по Цельсию. В топочных экранах температура воды повышается до 36-42 градусов по Цельсию. Окончательный догрев в конвективном пучке достигает уровней от 35 до 40 градусов по Цельсию. На выходе из агрегата температура воды составляет 115 градусов по Цельсию. Таким образом, можно говорить о постепенном повышении температуры воды по ходу движения через котельный агрегат. При этом необходимо учитывать, что каждый отдельный этап этого процесса характеризуется определенными температурными значениями. Результаты расчетов позволяют иметь представление о том, как изменяется температурный режим внутри котельного агрегата и как он влияет на характеристики работы агрегата в целом.

Технически обоснованным считается перевод котла КЕ на водогрейный режим работы при использовании твердого топлива. Однако, для поддержания необходимых температур продуктов горения и скоростей движения газов в газоходах, рекомендуется поддерживать определенный температурный режим в котельном агрегате на протяжении всего отопительного сезона.

Из проведенного теплового расчета следует, что переход котельного агрегата КЕ на прямоточный водогрейный режим работы на твердом топливе практически не влияет на нормативные показатели, такие как температуры

продуктов горения и скорости движения газов в газоходах, а также на интенсивность теплопередачи.

На основании полученных результатов, можно сделать вывод о длительной надежной работе переконструированного котлоагрегата. Поэтому, перевод котла КЕ на водогрейный режим работы, при использовании твердого топлива, является не только технически обоснованным, но и экономически целесообразным

### 3.2.12 Невязка теплового баланса

$\Delta Q = Q_m - (Q_k + Q_{кп1} + Q_{кп2} + Q_{эк})$ , кДж/кг, где -  $Q_k$ ,  $Q_{кп1}$ ,  $Q_{кп2}$ ,  $Q_{эк}$  количество теплоты, воспринятой поверхностями топки и конвективных пучков, а также кономайзером, кДж/кг.

$$\Delta Q = 15864 - (8654 + 3743 + 2150 + 1105) = 212$$

Невязка теплового баланса водогрейного котла составляет:

$$\delta Q = Q / Q_m \cdot 100 = 212 / 15864 \cdot 100 = 1,3 \%$$

Значения  $\Delta Q$  и  $Q_t$  разнятся меньше чем на 5%, что допустимо. Расчет произведен, верно.

### 3.2.12 Расчет рас хода сетевой воды через котловой контур

Максимальная теплопроизводительность котла КЕВ 25-14-115(150) по условию эффективной работы предохранительных клапанов МВт составляет:

$$Q_k = 17,48$$

Минимальный расход воды через котловой контур (из условия нескипания), м<sup>3</sup>/час:

$$M_e = Q_k \times 10^6 / (t'' - 20 - t') = 189,5 \quad (89)$$

где:

$t''$  – температура линии насыщения при рабочем давлении  $P_{абс} = 8$  кгс/см<sup>2</sup>, °С,

$t'$  – температура воды на входе в циркуляционный контур котла, °С.

т/час. При этом температура теплоносителя ограничена величиной 95 °С.

При расчете скорости циркуляции в трубчатых элементах котла расчетный расход теплоносителя, принята величиной 189,5 м<sup>3</sup>/час.

Таблица 20 - Расчет 1 секции (подъемное движение)

Площадь поперечного сечения одной трубы, м <sup>2</sup> :	
$S_{mp} = \pi d_{вн}^2 / 4 = 0,00166,$	0,0016 6
где:	
$d_{вн}$ – внутренний диаметр труб котла, м	0,046
Расчетное число подъемных труб 1 секции заднего экрана котла, шт.:	
$n_{n1} = M_6 / (3600 \cdot S_{mp} \cdot W_n) = 32,11$	32,11
где:	
$W_n$ – рекомендуемая скорость воды в подъемных трубах заднего экрана котла, м/с.	1,0
Принимаем число подъемных труб 1 секции – $n_{n1} = 32,11$ шт., т.е. весь задний экран	30
Расчетное число рядов труб конвективного пучка 1 секции, шт.:	
$m_1 = n_{n1} / n = 1,$	1,00
где:	
$n$ – число труб в одном ряду заднего экрана котла КЕВ 25-14 115 (150), шт.	30
Уточняем скорость воды в подъемных трубах 1 секции, м/с:	
$W_{n1} = 120 / (3600 \cdot S_{mp} \cdot n_{n1}) = 1,003$	1,05

Таблица 21 - Расчет 2 секции (фронтального экрана опускное движение)

Расчетное число труб 2 секции (опускных), шт.:	
$n_{o2} = M_6 / (3600 \cdot S_{mp} \cdot W_o) = 32,11$	32,11
где:	
$W_o$ – рекомендуемая скорость воды в опускных экранных трубах, м/с.	1,00
Принимаем число труб 2 секции (передние панели фронтального экрана, опускное движение) – $n_{o2} = 30$ шт.	30
Уточненная скорость воды во 2 секции (опускных), м/с:	
$W_{o1} = M_6 / (3600 \cdot S_{mp} \cdot n_{o1}) = 1,003$	1,003

Таблица 22 - Расчет 3 секции (передней левой панели боковых экранов, подъемное движение)

Расчетное число труб боковых экранов, (подъемное движение) 3 секции, шт.:	
---	--

$n_{n3} = M_{\epsilon} / (3600 \cdot S_{mp} \cdot W_n) = 75,8$	75,8
$W_n$ – рекомендуемая скорость воды в подъемных экранных трубах, м/с.	0,45
Принимаем число подъемных труб 3 секции – $n_{п2} = 74$ шт.	74
Число рядов экранных труб 3 секции, шт.:	
$m_3 = n_{n3} / n = 37$ ,	37
$n$ – число труб в одном ряду экранов котла КЕВ 25-14=115(150), шт.	2
Уточненная скорость воды в подъемных трубах 3 секции, м/с:	
$W_{n3} = M_{\epsilon} / (3600 \cdot S_{mp} \cdot n_{n3}) = 0,428$	0,428

Таблица 23 - Расчет 4 секции (передней правой панели боковых экранов, опускное движение)

Расчетное число труб боковых экранов, (опускное движение) 4 секции, шт.:	
$n_{n3} = M_{\epsilon} / (3600 \cdot S_{mp} \cdot W_n) = 75,8$	75,8
$W_n$ – рекомендуемая скорость воды в опускных экранных трубах, м/с.	0,45
Принимаем число подъемных труб 4 секции – $n_{п2} = 74$ шт.	74
Число рядов экранных труб передней панели 4 секции, шт.:	
$m_3 = n_{n3} / n = 37$ ,	37
$n$ – число труб в одном ряду экранов котла КЕВ 25-14-115(150), шт.	2
Уточненная скорость воды в опускных трубах 4 секции, м/с:	

Продолжение Таблицы 23 - Расчет 4 секции (передней правой панели боковых экранов, опускное движение)

$W_{n3} = M_{\epsilon} / (3600 \cdot S_{mp} \cdot n_{n3}) = 0,428$	0,428
--	-------

Таблица 24 - Расчет 5 секции (задней левой панели боковых экранов, подъемное движение)

Расчетное число труб боковых экранов задних панелей, (подъемное движение) 5 секции, шт.:	
$n_{n3} = M_{\epsilon} / (3600 \cdot S_{mp} \cdot W_n) = 75,8$	75,8
$W_n$ – рекомендуемая скорость воды в подъемных экранных трубах, м/с.	0,45
Принимаем число подъемных труб 5 секции – $n_{п2} = 74$ шт.	74
Число рядов экранных труб 5 секции, шт.:	
$m_3 = n_{n3} / n = 37,$	37
$n$ – число труб в одном ряду экранов котла KE25-14-115(150), шт.	2
Уточненная скорость воды в подъемных трубах 5 секции, м/с:	
$W_{n3} = M_{\epsilon} / (3600 \cdot S_{mp} \cdot n_{n3}) = 0,428$	0,428

Таблица 26 - Расчет 6 секции (задней правой панели боковых экранов, опускное движение)

Расчетное число труб в боковых экранах, (опускное движение) 6 секции, шт.:	
$n_{n3} = M_{\epsilon} / (3600 \cdot S_{mp} \cdot W_n) = 75,8$	75,8
$W_n$ – рекомендуемая скорость воды в опускных экранных, м/с.	0,45
Принимаем число опускных труб 6 секции – $n_{п2} = 74$ шт.	74
Число рядов экранных труб 6 секции, шт.:	
$m_3 = n_{n3} / n = 37,$	37
$n$ – число труб в одном ряду экранов котла KE25-14-115(150), шт.	2
Уточненная скорость воды в опускных трубах 6 секции, м/с:	

Продолжение Таблицы 26 - Расчет 6 секции (задней правой панели боковых экранов, опускное движение)

$W_{n3} = M_{\epsilon} / (3600 \times S_{mp} \times n_{n3}) = 0,428$	0,428
--	-------



Таблица 27 - Расчет 7 секции конвективных труб (опускное)

Расчетное число труб 7 секции (первый конвективный пучок, опускное движение), шт.:	
$n_{o2} = M_6 / (3600 \cdot S_{mp} \cdot W_o) = 246$	246
$W_o$ – рекомендуемая скорость воды в опускных конвективных трубах, м/с.	0,13
Принимаем число труб 7 секции (первый конвективный пучок, подъемное движение),.	
$n_{п5} = 246$	246
Скорость воды в первом конвективном пучке (подъемное движение) пятой секции, м/с:	
$W_{пз} = M_6 / (3600 \times S_{mp} \times n_{п5}) = 0,12$	0,12
Число рядов труб – $246/22 = 11$	11

Таблица 28 - Расчет 8 секции конвективных труб (подъемное движение)

Расчетное число труб 8 секции (второй конвективный пучок, подъемное движение), шт.:	
$n_{o2} = M_6 / (3600 \cdot S_{mp} \cdot W_o) = 246$	246
$W_o$ – рекомендуемая скорость воды в подъемных конвективных трубах, м/с.	0,13
Берем количество труб 8 секции (второй конвективный пучок, подъемное движение).	
$n_{п5} = 246$	246
Скорость воды во 2 конвективном пучке (подъемном движении) 8 секции, м/с:	
$W_{пз} = M_6 / (3600 \times S_{mp} \times n_{п5}) = 0,12$	0,12
Количество рядов труб - $246/22 = 11$	11

Таким образом, предлагается схема с противоточным поперечным движением воды и продуктов сгорания, не требующая дополнительных конструкций, за исключением перегородки в верхнем барабане.

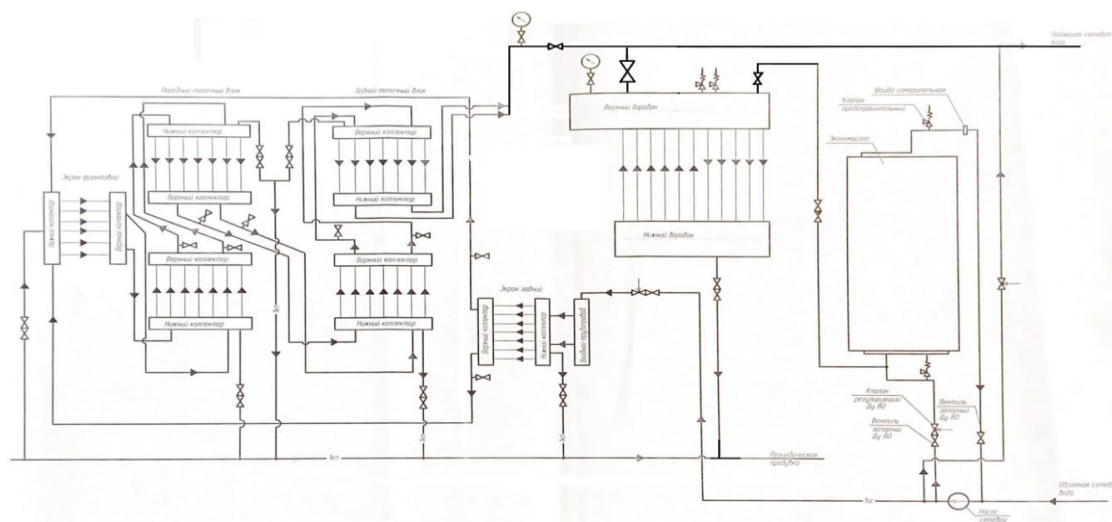


Рисунок 5 - Схема циркуляции сетевой воды в контуре котла КЕВ 25-14-115 (150)

Предложенная схема включает экономайзер котла, через который проходит сетевая вода, чтобы снизить температуру уходящих газов. Для регулировки расхода воды в схеме предусмотрен перепускной трубопровод диаметром 108 мм и толщиной стенки 4 мм. Экономайзер котла представляет собой теплообменник, за счёт которого тепло от газов передаётся в воду. Это позволяет повысить эффективность использования топлива и снизить затраты на отопление. Регулирование расхода воды в системе позволяет поддерживать оптимальную температуру и давление, что способствует более эффективной работе котла. Для этого перепускной трубопровод позволяет изменять скорость прохождения воды и, следовательно, расход воды. Схема с экономайзером и перепускным трубопроводом является эффективным решением для оптимизации работы котла в системе горячего водоснабжения.

В первую секцию вода подается через нижний коллектор заднего экрана, который имеет диаметр 219 мм и толщину 10 мм. После этого, по нагретым трубам заднего экрана, вода перемещается в верхний коллектор переднего экрана. В переднем экране установлено 30 трубок, которые образуют один ряд. Для перемещения воды в системе используется подъемное движение со скоростью 1,05 м/с., опускные трубы передних экранов отсекаются от нижнего барабана и глушатся.

Из переднего экрана вода поступает в передний левый боковой экран через 30 труб бокового экрана – вторую нагревательную секцию. Скорость движения воды составляет –1,05 м/с. Движение воды опускное, поток воды собирается в передних коллекторах боковых экранов.

Поток воды поступает в 74 трубы боковых экранов – третью отопительную секцию - путем вращения в передней левой части коллекторов боковых экранов. Скорость движения составляет 0,428 м / с, что является подъемным движением. Количество рядов составляет 2 ряда экранных труб. С верхнего коллектора левого экрана вода поступает в правый передний боковой экран движение воды опускное 74 трубы боковых экранов – четвертая секция обогрева. Скорость движения – 0,428 м/с, движение – опускное. Число рядов – 2 ряда экранных труб.

С правого переднего экрана вода поступает в левый задний экран, движение воды подъемное 74 трубы боковых экранов – пятая секция обогрева. Скорость движения – 0,428 м/с, движение – подъемное. Число рядов – 2 ряда экранных труб.

С левого заднего экрана вода подается в правый задний экран движение воды опускное 74 трубы боковых экранов – шестая секция обогрева. Скорость движения – 0,428 м/с, движение – опускное. Число рядов – 2 ряда экранных труб.

С правого заднего экрана вода поступает в коллектор Ø219×10, откуда поступает в подающий сетевой трубопровод.

Вода с экономайзера ЭБЧ 646 поступает в тыловую часть верхнего барабана в котором установлена перегородка делящая барабан на 2 части, опускное движение 246 труб первого конвективного пучка – седьмая секция обогрева. Скорость движения – 0,12 м/с, движение – опускное. Число рядов – 11 рядов экранных труб.

С тыловой части верхнего барабана вода поступает в нижний барабан откуда подъемным движением поступает во фронтальную часть верхнего барабана далее на тепловую сеть, подъемное движение 246 труб первого конвективного пучка – восьмая секция обогрева. Скорость движения – 0,12 м/с, движение – подъемное. Число рядов – 11 рядов экранных труб.

В проекте используется перегородка, которая отличается простотой изготовления и установки, что позволяет осматривать и ремонтировать внутреннюю часть барабана.

Для удобства монтажа предусмотрено, что данное расстояние не должно превышать 2...4 мм. Однако, следует помнить, что существует риск возникновения потока воды через зазоры после установки. Данный риск является несущественным, поскольку перепад давления с обеих сторон перегородок не превышает 1000 Па.

В соответствии с установленными регламентами и стандартами безопасной эксплуатации котлов с паропараметрами не превышающими 0,07 МПа, а также котлов для водогрейных и водонагревателей с температурой

нагрева воды до 115°C, котел КЕВ 25-14-115(150) должен быть оборудован автоматическими устройствами, которые при превышении эксплуатационных параметров прерывают поставку топлива в камеру сгорания.

Эти автоматизированные системы обеспечивают немедленную реакцию на сверхмощные режимы работы котла, что существенно снижает риск возникновения аварийных ситуаций. При достижении предельных значений температуры воды и давления пара, система автоматически прекращает подачу топлива в котел, что предотвращает потенциальные опасности.

В связи с этим, наличие указанных автоматических устройств является обязательным условием для обеспечения безопасной эксплуатации котла. Это необходимо для поддержания стабильного режима работы котла в следующих ситуациях: при перегрузках оборудования, когда превышает максимально допустимый уровень рабочих параметров, а также в случае возникновения непредвиденных ситуаций, связанных с обеспечением безопасности эксплуатации котла:

- повышения давления воды на выходе из котла до 1,05 расчетного давления на прочность трубопровода теплосети;
- понижения давления воды на выходе из котла до значения, соответствующего давлению насыщения при максимальной рабочей температуре воды на выходе из котла;
- повышения температуры воды на выходе из котла до величины на 20 град. ниже температуры насыщения соответствующей рабочему давлению воды на выходе из котла;
- уменьшения расхода воды через котел, при котором недогрев воды до кипения на выходе из котла при максимальной нагрузке и рабочем давлении в выходном коллекторе достигает 20 град.

В настоящее время одним из основных направлений контроля качества воды является измерение расхода воды. Оно достигается через применение измерительной диафрагмы, которая устанавливается на выходе сетевой воды из котла.

Такой прибор предназначен для определения расхода воды в единицах объема за определенный промежуток времени. Благодаря этому, возможно надежно контролировать поток воды и максимально точно рассчитать необходимое количество ресурса, необходимое для производства тепла или удовлетворения потребностей потребителя.

Измерение расхода воды предоставляет эффективный инструмент для регулирования уровня потребления ресурса. Этим достигается оптимизация процессов использования оборудования и создание условий для внедрения новых методов управления ресурсами. Вместе с тем, использование измерительной диафрагмы помогает предотвращать негативное воздействие на окружающую среду и снижать затраты на энергоносители. Данный аспект

положительно сказывается на экономическом эффекте и обеспечивает устойчивое развитие отрасли.

Измерение расхода воды является неотъемлемой частью управления водными ресурсами. Оно позволяет решать актуальные проблемы, связанные с доступностью и качеством воды. Таким образом, можно заключить, что значимость измерения расхода воды заключается в его способности решать важные вопросы, связанные с водными ресурсами.

В контексте эксплуатации котла важным аспектом является обеспечение правильного уровня воды в барабане и давления пара. Кроме того, регулирование уровня воды и давления нужно осуществлять автоматически, при помощи соответствующего оборудования и инструментов. Значительное значение имеет также ошибка, связанная с повышением или понижением уровня воды и давления в барабане, которая может привести к аварийному отключению котла. В связи с этим, необходимо исключить возможность возникновения указанных ошибок приборами и средствами автоматизации регулирования уровня воды и давления пара в барабане котла, а также аварийного отключения котла при повышении давления и уровня воды в барабане.

### **3.2.14 Расчет предохранительных устройств**

При реконструкции и внедрении водогрейных котлов и водоподогревателей необходимо обеспечить их безопасность и соответствие проектным параметрам эксплуатации. Один из способов достижения этой цели - использование предохранительных устройств. В данном случае котел КЭВ 25-14 115 (150) был реконструирован и оснащен не менее чем двумя такими устройствами. Эти механизмы предназначены для того, чтобы обеспечить неразрушимость и безопасность паровых котлов, водогрейных котлов и водоподогревателей при работе с давлением пара, не превышающим 0,07 МПа, и температурой воды не более 115°C. Таким образом, использование предохранительных механизмов позволяет защитить оборудование от возможных аварий и повысить его надежность в эксплуатации.

В процессе функционирования системы используются два предохранительных клапана 17ч19бр2 Ду125, которые направлены на обеспечение безопасности при работе с тепловыми процессами. Данная модель имеет рычаги, которые позволяют регулировать давление в соответствии с управляющим и рабочим давлением клапана, что обеспечивает стабильное и безопасное функционирование устройства.

Отвод воды из предохранительных клапанов осуществляется в уже существующий сбросной колодец. Для отвода воды от клапанов выбирается труба диаметром Ду150. Это позволяет эффективно управлять процессами и обеспечить спокойную работу устройства.

При переходе на режим горячей воды, взрывные клапаны на паровом котле, экономайзере и газоходах не были реконструированы и остались без изменений. Необходимо отметить, что это может привести к возможным рискам и необходимо производить соответствующее обслуживание и модернизацию устройства, чтобы обеспечить безопасность и стабильность функционирования системы.

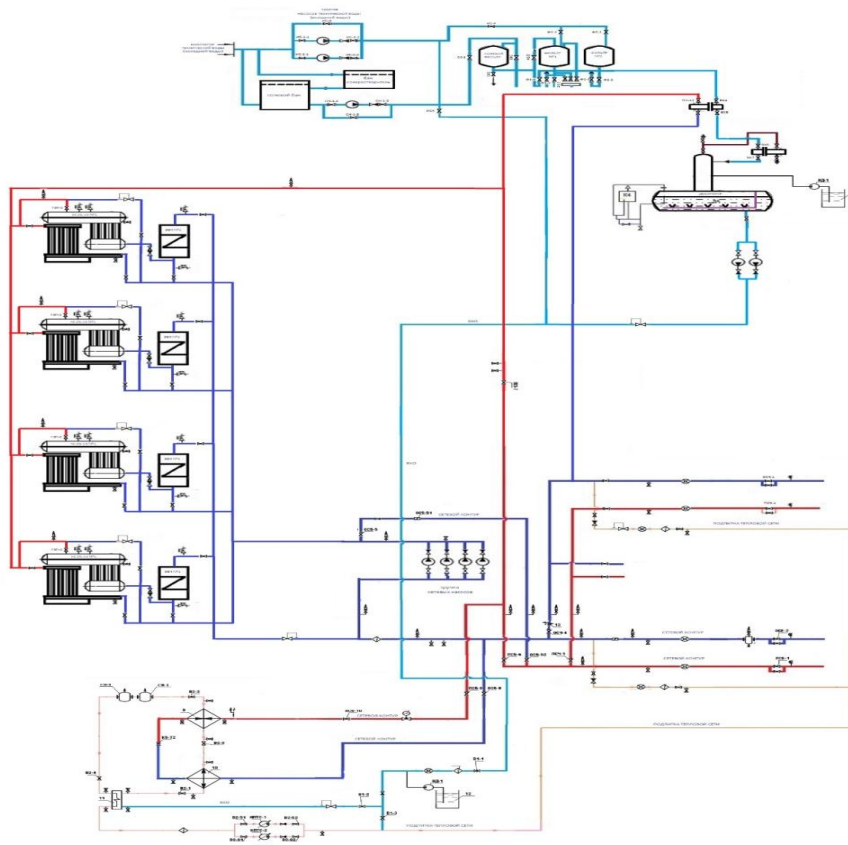


Рисунок 5 - Тепловая схема котельной после реконструкции

В соответствии с проведенной реконструкцией, схема функционирования системы учета воды предусматривает подачу воды через четыре сетевых насоса, тип NSCS 100-200/550/W25VCC4 LOWARA. Расход воды в каждом из насосов достигает до 325 м<sup>3</sup>/час. Далее, данная вода передается в экономайзеры котлов, а затем – в котлы. Для более точной регулировки расхода воды в котлах, предусмотрен байпасный трубопровод Ду100. Это решение позволяет осуществлять контроль за расходом воды и обеспечивать максимальную эффективность работы системы.

Общая схема работы системы по подаче и обработке воды заключается в следующем. Во-первых, вода из источника направляется в котлы для ее подогрева. Для регулирования температуры воды на входе в котлы используется узел рециркуляции, а для регулирования расхода воды через котел применяется линия перепуска. После этого, сетевая вода попадает в коллектор подающей сетевой воды, откуда она направляется к потребителям.

Для обработки химически очищенной воды первой ступени, поступающей в деаэрационную установку, используется водоводяной кожухотрубный теплообменник. При выборе теплообменника, необходимо принимать во внимание его стандарт, а также такой параметр, как поверхность нагрева. Тщательный поверочный расчет поможет достичь оптимального качества работы всей системы.

$G_1$  - расход греющей воды, 0,233 кг/с;

$t_1'$  - температура сырой воды, 5 °С;

$t_1''$  - температура греющей воды входящей в теплообменник, 115 °С;

$t_2'$  - Температура воды, поступающей на ХВО, 30 °С;

$t_2''$  - температура воды, выходящей из теплообменника, 85 °С;

$G_2$  - расход сырой воды, 0,544 кг/с.

Составляем схему теплообменника.

Определяем средние температуры теплоносителей и находим плотности воды для данных температур;

$$t_{cp1} = \frac{30+5}{2} = 17,5$$

$$t_{cp2} = \frac{115+85}{2} = 87$$

$$\rho_1 = 0,965 \text{ кг} / \text{ м}^3$$

$$\rho_2 = 0,930 \text{ кг} / \text{ м}^3$$

Определяем тепловую нагрузку (теплопроизводительность) теплообменника,  $Q$  кВт, по формуле:

$$Q = G_1 \cdot c \cdot (t_1'' - t_2'') \cdot 0,98 = 28,702 \text{ кВт}; \quad (90)$$

Переводим массовый расход в объемный,  $V \text{ м}^3 / \text{ с}$ :

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = 0,00024 \text{ м}^3 / \text{ с}; \quad (91)$$

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = 0,0006 \text{ м}^3 / \text{ с}; \quad (92)$$

При выборе места прохода горячей и холодной воды следует руководствоваться рекомендациями, чтобы обеспечить наиболее эффективную работу системы водоснабжения. Для этого целесообразно направлять сырую воду внутрь трубок, а горячую - между ними, поскольку горячая вода имеет меньшее количество загрязнений, чем сырая. Таким образом, вода в системе

будет лучше очищаться и соответственно, качество воды, поступающей в потребительские точки, будет выше. Более тщательная фильтрация сырой воды, возможная при ее направлении внутрь трубок, также позволит уменьшить вероятность закупорки системы. Однако, необходимо учитывать особенности конкретной системы и ее условия эксплуатации для оптимального выбора места прохода горячей и холодной воды.

Выбираем оптимальные скорости движения теплоносителей;

$$W_1 = 1 \text{ м/с}; W_2 = 1 \text{ м/с};$$

Рассчитываем живое сечение трубного и межтрубного пространства,  $f_{mp}$   $f_{mmp}$ ;

$$f_{mp} = \frac{V_1}{W_1} = 0,0024 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (93)$$

$$f_{mmp} = \frac{V_2}{W_2} = 0,0006 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (94)$$

По живому сечению трубного пространства выбираем ПВ1-57х2-Г-1,0-0,37-Т теплообменник. Выбираем горизонтальный, секционный, разъемный водо-водяной подогреватель с длиной секции 1 метра по ГОСТ-27590-88 и 34-588-68.

Выписываем характерные размеры выбранного теплообменника

Диаметр корпуса:

$$D_n = 57 \text{ мм} = 0,057 \text{ м};$$

Поверхность нагрева одной секции;

$$F_1 = 0,75 \text{ м}^2;$$

число трубок  $n = 4$ ;

$$\text{шаг трубок } h = 21 \text{ мм}$$

площадь сечения трубок и площадь сечения межтрубного пространства соответственно:

$$f_{mp}^* = 0,00062 \text{ м};$$

$$f_{mmp}^* = 0,0011 \text{ м};$$

Выбираем стандартный водоводяной теплообменник.

### 3.2.14.1 Расчетная температура на выходе из котла $t_{\text{квых}}$ , °C

$$t_{\text{квых}} = G_{\text{св}} \times (t_{\text{под}} - t_{\text{обр}}) / G_{\text{к}} + t_{\text{квх}} \quad (95)$$

где:

$G_{\text{св}}$  – расход сетевой воды после сетевых насосов,  $\text{м}^3/\text{ч}$



$t_{\text{под}}$  – температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети по температурному графику, °С

$t_{\text{обр}}$  – температура воды обратной тепловой сети по температурному графику, °С

$G_{\text{к}}$  – расход воды через котёл, м<sup>3</sup>/ч

$t_{\text{квх}}$  – расчетная температура на входе в котёл,  $t_{\text{квых}}$

3.2.14.2 Расчетный расход рециркуляции  $G_{\text{рец}}$ , м<sup>3</sup>/ч

$$G_{\text{рец}} = G_{\text{к}} \cdot (t_{\text{квх}} - t_{\text{обр}}) / (t_{\text{квых}} - t_{\text{обр}}) \quad (96)$$

3.2.14.3 Расчетный расход воды через линию перепуска,  $G_{\text{пер}}$ , м<sup>3</sup>/ч

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{св}} - G_{\text{к}} + G_{\text{рец}} \quad (97)$$

#### 3.2.14.4 Начало отопительной загрузки

$t_{\text{хв}} = 0^{\circ}\text{C}$

$G_{\text{св}} = 756 \text{ м}^3/\text{ч}$

$t_{\text{под}} = 70^{\circ}\text{C}$  ( по температурному графику),

$t_{\text{обр}} = 54,72^{\circ}\text{C}$  ( по температурному графику),

$G_{\text{к}} = 189,5 \text{ м}^3/\text{ч}$  (принято по проекту)

$t_{\text{квх}} = 60^{\circ}\text{C}$  (принято по проекту)

#### 3.2.14.5 Температура воды на выходе из котла при $t_{\text{хв}} = 0^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{квых}} = G_{\text{св}} \cdot (t_{\text{под}} - t_{\text{обр}}) / G_{\text{к}} + t_{\text{квх}} = 75,5^{\circ}\text{C}$$

3.2.14.5 Максимальный расчетный расход рециркуляции

$$G_{\text{рец}} = G_{\text{к}} \cdot (t_{\text{квх}} - t_{\text{обр}}) / (t_{\text{квых}} - t_{\text{обр}}) = 36,9 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Установка перепускной трубопроводной системы используется для регулирования потоков воды, поступающих в котел. При этом максимальный расход воды рассчитывается на основании отвода частичного потока возвратной воды из котла в подающий трубопровод. Такая система предназначена для обеспечения оптимальных условий работы оборудования, позволяя регулировать нагрузку на котел и обеспечивать его стабильность. Распределение воды может быть осуществлено с помощью специальных клапанов и регуляторов, которые регулируют поток воды в зависимости от текущих условий эксплуатации. К недостаткам перепускных трубопроводных систем относятся высокие затраты на установку и настройку, а также требование высокой квалификации для проведения монтажа и обслуживания. В подобных системах использование стандартизированных компонентов и профессиональное управление позволяют достичь наилучшего результата в работе котлов.

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{св}} - G_{\text{к}} + G_{\text{рец}} = 529,6 \text{ м}^3/\text{ч}$$

В схеме водогрейного котла деаэратор используется в качестве подпиточного бака с двумя насосами DPVCF 85/2 производительностью 7м<sup>3</sup>/час. Для снижения содержания растворенного кислорода в деаэраторе используется дозирующий насос серии LMI AA9, который подает раствор гидразина низкой концентрации.

Гидразинная обработка ведется непрерывно, а процесс ввода регулируется автоматически по импульсу от расхода подпиточной воды. При этом дозирование производят с избытком, чтобы обеспечить оптимальные условия для реакции устранения кислорода. Не используемые остатки гидразина практически полностью разлагаются в котле с образованием аммиака и азота.

Деаэратор подается водой, которая проходит через блок фильтров ХВО ФИПаI-1,5-0,6-На. Фильтр имеет диаметр корпуса 1,5 м и рабочее давление 0,6 МПа. Оставляются 2 единицы катионита Na, чтобы обеспечить подпитку тепловой сети, а также применяется котла химически очищенная вода с нормой жесткости до 0,8 мкг/экв. литр. В итоге гидразин обеспечивает эффективную и надежную работу котла, улучшая качество воды и предотвращая проблемы с растворенным кислородом.

#### **4 ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ**

##### **4.1 Расчет золоулавливающего устройства**

Одним из способов очистки дымовых газов от твердых частиц является использование батарейного циклона БЦ 2-7 (5+3), который работает на основе принципа циклонического разделения. Однако, существует еще более эффективный тип батарейного циклона, называемый БЦ 2-7х (5+2).

Данное устройство состоит из 56 параллельно установленных циклонических элементов, которые объединены в один корпус с общей системой подачи и отвода газа, а также бункером. Принцип работы заключается в том, что ток газа, проходящий через циклон, подвергается соответствующей предварительной обработке, что позволяет уловить частицы пыли и золы. Данный процесс осуществляется за счет создания вращающегося потока газа, который создает центробежную силу, которая отводит частицы в стенки циклона. Корпус Батарейного Циклона БЦ-2-7х (5+2) представляет собой устройство, имеющее внутреннюю цилиндрическую часть с диаметром 254 мм, а также выхлопные трубы типа "втулка" с углом наклона  $\alpha=25^\circ$ . Его корпус имеет две параллельные рабочие секции, что позволяет поддерживать оптимальную скорость газа в циклонных элементах при переменных нагрузках, таких как работа котельных летом и зимой. Отключение соответствующих секций позволяет поддерживать оптимальный режим работы устройства.

Корпус изготовлен из сварного стального листа, который обеспечивает плотность газа по всему периметру циклона. Кроме того, устройство оснащено

перегородками, которые препятствуют проникновению газов из одного элемента в другой через пылесборник. В каждой секции установлены предохранительные клапаны на крышках, чтобы предотвратить повреждение устройства в случае взрыва при очистке взрывоопасных газопылевых смесей.

Таким образом, Батарейный Циклон БЦ-2-7х (5+2) является эффективным устройством, которое может поддерживать оптимальный режим работы при переменных нагрузках благодаря возможности отключения соответствующих секций. Корпус изготовлен из сварного стального листа, что обеспечивает плотность газа по всему периметру устройства. Она также оснащена перегородками и предохранительными клапанами для безопасной очистки взрывоопасных газопылевых смесей.

Расход летучей золы на входе в батарейный циклон определяются по формуле, кг/ч:

$$M_{\text{зол}}^{\text{ex}} = 0.01 \cdot B \cdot a_{\text{yh}} \cdot A^p + 0.01 \cdot B \cdot q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700} = 150,66 \quad (98)$$

где  $a_{\text{yh}} = 0.95$  – доля золы уносимая газами;

$A^p$  - зольность топлива, 6,0 %;

$q_4 = 6$  % потеря с механическим недожогом.

$B = 0,45$  кг/с расход топлива

$Q_n^p = 21075$  кДж/кг низшая теплота сгорания

Расход летучей золы в дымовую трубу, кг/ч:

$$M_{\text{зол}}^{\text{вых}} = M_{\text{зол}}^{\text{ex}} \cdot \frac{100 - \eta_{\text{zy}}}{100} = 16,57 \quad (99)$$

кже проведем расчет эффективности батарейного циклона для парового котла:

где  $\eta_{\text{zy}}$  - КПД золоуловителя равен 89%.

$$M_{\text{зол}}^{\text{ex}} = 0.01 \cdot B \cdot a_{\text{yh}} \cdot A^p + 0.01 \cdot B \cdot q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700} = 234,36 \quad (100)$$

где  $a_{\text{yh}} = 0.95$  – доля золы уносимая газами;

$A^p$  - зольность топлива, 6,0 %;

$q_4 = 6$  % потеря с механическим недожогом.

$B = 0,45$  кг/с расход топлива

$Q_n^p = 21075$  кДж/кг низшая теплота сгорания

Расход летучей золы в дымовую трубу, кг/ч:

$$M_{зол}^{вых} = M_{зол}^{вх} \cdot \frac{100 - \eta_{з\gamma}}{100} = 25,77 \quad (101)$$

где  $\eta_{з\gamma}$  - КПД золоуловителя равен 89%.

При водогрейном режиме количество выбросов снижается на 9,2 кг/ч или это 53,6 тонны в год.

## 5 Экономическая оценка проекта

### 5.1 Техничко-экономические показатели реконструкции котельной

В российской экономике энергетический фактор является важным. Наша страна является крупнейшим в мире производителем и экспортером топливно-энергетических ресурсов, обладая огромным сырьевым потенциалом. Тем не менее, нерациональное и неинтегрированное использование существующих ресурсов приводит к тенденции сокращения их запасов.

Предприятие столкнулось с финансовыми потерями на котельной, где производится теплоноситель пар, который является дорогостоящим технологическим процессом и пользуется все меньшим спросом. В то же время, компания наблюдает увеличение спроса на тепловую нагрузку на 15%, что связано со строительством новых установок на территории комплекса.

Одним из решений данной проблемы является реконструкция парового котельного агрегата КЕ 25-14, путем его перевода на работу с горячей водой, что позволит существенно экономить энергию. Кроме того, компания принимает меры по экономии энергии, топлива, природных, людских и финансовых ресурсов.

Наименование затрат и работ	Ед. изм.	Кол-во	Цена, тыс.руб	Общая стоимость, тыс.руб.
Котёл КЕВ 25-14 115(150)	шт	1	9000	9000
Демонтаж паропровода от котла выполняется согласно проекта на демонтаж ОПО	шт	1	1080	1080
Монтажные работы по перерезки насосного оборудования и демонтажу тепломеханического оборудования	шт	1	560	560

Продолжение Таблицы 29 - Капитальные вложения

Водо-водяной подогреватель	шт	1	420	420
Трубопровод и арматура			1000	1000
Итого:				12060

Определим стоимость монтажа установки предлагаемого оборудования,  $K_{МП}$ , тыс. руб;

$$K_{МП} = K_{КТ} \cdot 0,04 = 482,4 \quad (110)$$

Определим затраты на транспортировку,  $K_T$ , тыс. руб;

$$K_T = K_{КТ} \cdot 0,02 = 241,2 \quad (111)$$

Определим суммарные капиталовложения на реконструкцию,  $K$ , тыс. руб:

$$K = K_{КТ} + K_{МП} + K_T = 12783,8 \quad (112)$$

## 5.2 Определение ежегодных эксплуатационных расходов

Определим ежегодные эксплуатационные расходы после реконструкции  $C$ , тыс. руб/год:

$$C = C_T + C_{ээ} + C_a + C_{зп} + C_{пр} + C_{соц.н} + C_{тр} + C_{св} \quad (113)$$

где  $C_T$  - годовые затраты на сырье, тыс.руб.;

$C_a$  - амортизационные отчисления на восстановление первичной стоимости, тыс.руб;

$C_{зп}$  - затраты на заработную плату рабочим, тыс.руб;

$C_{пр}$  - прочие расходы, тыс.руб;

$C_{соц.н}$  - отчисление на социальные нужды, тыс.руб;

$C_{ээ}$  - годовые затраты на электроэнергию, тыс.руб;

$C_{тр}$  - годовые затраты на текущий ремонт оборудования, тыс.руб.;

$C_{св}$  - годовые затраты на воду, тыс.руб.

Определим годовые затраты на топливо,  $C_T$ , тыс.руб.:

$$C_T = B_{год}^{сумм} \cdot P = 10203; \quad (114)$$

где  $B_{год}^{сумм}$  - годовой расход угля;

$P$  - стоимость одной т угля, тыс.руб.

Годовые затраты на заработную плату эксплуатационного персонала котельной.

Согласно нормам обслуживания котельных, только эксплуатационный персонал, участвующий в основной производственной деятельности, включается в категорию получателей заработной платы с начислениями. Такая

заработная плата включает как основную, так и дополнительную. Ее расчет выполняется на основе соответствующей статьи, учитывая обязательные начисления. Однако, другие категории сотрудников, не участвующие непосредственно в основной производственной деятельности, не имеют права на получение заработной платы с начислениями по данной статье.

Расходы, связанные с текущим ремонтом, включают заработную плату ремонтного персонала. В свою очередь, заработная плата административно-управленческого персонала учитывается в прочих суммарных расходах. Однако, заработная плата персонала играет значительную роль в структуре затрат предприятий. Эта категория расходов характеризуется своей особой спецификой, и важно разделять ее на составляющие: заработную плату ремонтного персонала и заработную плату административно-управленческого персонала.

Среднегодовая заработная плата,  $Z_{ср.год}$  тыс. руб/год:

$$Z_{ср.год} = 25920 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1,15 \cdot 12 = 643,852 \text{ тыс. руб.} \quad (116)$$

Где:

$C_{m(1)}$  - затраты в среднем на зарплату 1 рабочему;

$k_m$  - дополнительный коэффициент;

$k_{np}$  - средние коэффициенты, учитывающие премиальные;

$k_p$  - районный коэффициент = 1,15.

Годовые расходы на заработную плату,  $S_{з.п}$  (тыс.руб/год) определяются по формуле:

$$S_{з.п} = Ч \cdot Z_{ср.год} = 28 \cdot 643,852 = 18027 \quad (117)$$

де  $Ч=28$  чел. - численность эксплуатационного персонала котельной;

$Z_{ср.год}=643,852$  руб/год - среднегодовая заработная плата одного работника.

Годовые отчисления на социальные нужды эксплуатационного персонала котельной,  $S_{соц.н.}$  тыс.руб./год:

$$S_{соц.н.} = S_{з.п.} \cdot k_{с.н.} = 18027 \cdot 0,342 = 6165 \text{ тыс.руб./год} \quad (118)$$

$k_{с.н.} = 0,342$  - коэффициент, учитывающий отчисления на социальные нужды.

Определим годовые затраты на амортизационные отчисления,  $C_A$ , тыс.руб

$$C_A = N_A \cdot K \quad (119)$$

где  $N_A$  – норма амортизации;

$K$  – стоимость оборудования, тыс. руб;

$$N_A = \frac{1}{L} \quad (120)$$

где  $L$  – срок службы оборудования, лет;

$$N_A = \frac{1}{15} = 0,067$$

$$C_A = 0,067 \cdot 63524 = 4256$$

### 5.3 Годовые затраты на текущий ремонт.

В данной статье освещаются вопросы, связанные с текущим ремонтом основных фондов котельной, таких как здания, оборудование, хозяйственный инвентарь и инструмент. Необходимо учитывать не только затраты на материалы и запасные части, но и заработную плату работников, занятых в ремонте, а также возможные расходы на услуги сторонних организаций и вспомогательных производств.

В проектных расчетах затраты на текущий ремонт котельных в среднем принимаются в размере 20 % амортизационных отчислений, т. е.  $Sm.p$  тыс. руб/год:

$$Sm.p = 0,2 \cdot Sam = 4256 \cdot 0,2 = 851,2 \text{ тыс. руб/год.} \quad (121)$$

Годовые затраты на заработную плату эксплуатационного персонала котельной.

В соответствии с нормами обслуживания котельных, основная и дополнительная заработная плата с начислениями присваивается эксплуатационному персоналу, участвующему в основной производственной деятельности. Процедура подсчета заработной платы ремонтного персонала включает амортизационные отчисления и расходы по текущему ремонту. Административно-управленческий персонал в свою очередь учитывается в общих суммах расходов.

### 5.4 Прочие суммарные расходы.

Сумма расходов на эксплуатацию котельных включает в себя множество факторов, один из которых - статья "прочие суммарные расходы". Эта статья включает в себя затраты на такие аспекты, как охрана труда, техника безопасности, пожарная и сторожевая охрана, административно-управленческий персонал, вывоз золы и шлака, приобретение специальной одежды, реактивов для очистки воды, а также другие неотложные расходы.

При проведении расчетов для определения значений прочих суммарных расходов,  $Sp_r$ , средний размер затрат на амортизацию, текущий ремонт и заработную плату (тыс.руб/год) принимаются на основе проектных расчетов и

составляют примерно 30%. После этого, используя соответствующую формулу, производится подсчет прочих суммарных расходов для котельных в целом.

Таким образом, при планировании бюджета на эксплуатацию котельных необходимо учитывать большое количество факторов, включая статью "прочие суммарные расходы", а также проводить расчеты, чтобы получить достоверные цифры для эффективного управления этими расходами:

$$S_{\text{ПП}} = 0,3 \cdot (S_a + S_{3.П} + S_{Т.Р} + S_{\text{СОЦ.Н}}) = 8789,76 \quad (122)$$

Определим годовые затраты электроэнергии на собственные нужды,  $C_{\text{ЭЭ}}$ , тыс.руб.:

$$C_{\text{ЭЭ}} = \mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{год}} \cdot \frac{\Pi_{\text{ЭЭ}}}{1000} = \quad (123)$$

Установленная мощность электроприёмников,  $N_{\text{уст}}$ , кВт:

$$N_{\text{уст}} = N_{\text{СН}} \cdot Q_{\text{в}}^{\text{чac}} = 157,883 \quad (124)$$

где  $N_{\text{СН}}$  – значение удельного расхода электрической мощности на собственные нужды, кВт/МВт.

Годовой расход электроэнергии на собственные нужды,  $\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{год}}$  (кВт · ч)/год:

$$\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{год}} = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{max}} \cdot k_{\text{эл}} ; \quad (125)$$

где  $k_{\text{эл}}$  – коэффициент использования установленной электрической мощности.

$$\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{год}} = 1146,931 ;$$

$$C_{\text{ЭЭ}} = 1146,931 \cdot \frac{2,9}{1000} = 3326,099 \text{ тыс. руб.} \quad (126)$$

Годовой расход воды котельной,  $G_{\text{с.в}}^{\text{год}}$  т/год, при закрытой системе теплоснабжения:

$$G_{\text{с.в}}^{\text{год}} = 24 \cdot n_0 \cdot G_{\text{с.в}}^3 + 24(350 - n_0) \cdot G_{\text{с.в}}^{\text{л}} = 12276$$

где  $n_0$  – число дней отопительного периода для Красноярска;  
 $G_{\text{с.в}}^3$  – расход сырой воды, поступающей на химводоочистку для приготовления питательной воды при максимально зимнем и летнем режиме, т/ч

Определим годовые затраты на воду,  $C_{\text{СВ}}$  тыс.руб.:

$$C_{\text{СВ}} = G_{\text{с.в}}^{\text{год}} \cdot \frac{\Pi_{\text{СВ}}}{1000} = 195,18 \quad (127)$$



где  $C_{CB}$  – стоимость одной тонны воды, руб.;

$$C=38962$$

Определим себестоимость 1 Гкал тепла,  $S_T$ , для реконструированной котельной руб.:

$$S_T = \frac{C_{CB}}{Q_{\text{выр}}^{\text{год}}}; \quad (128)$$

$$S_T = \frac{38962000}{93312} = 417,54.$$

### 5.5 Расчёт годовых материальных затрат до реконструкции

Определим годовые затраты на топливо, СТ1, для базовой котельной тыс.руб.:

$$C_{T1} = B_{\text{год}}^{\text{сумм}} \cdot P = 15746 \quad (129)$$

где  $B_{\text{год}}^{\text{сумм}}$  – годовой расход топлива, 14000 тон;

$P$  – стоимость одной тонны топлива, 1,080 тыс.руб;

Определим годовые затраты электроэнергии на собственные нужды,  $C_{ЭЭ1}$ , тыс.руб.:

$$C_{ЭЭ1} = \mathcal{E}_{\text{сн1}}^{\text{год}} \cdot \frac{C_{ЭЭ}}{1000} = 5793,617 \quad (130)$$

Установленная мощность электроприёмников,  $N_{\text{уст}}$  кВт:

$$N_{\text{уст}} = N_{\text{сн}} \cdot Q_{\text{в}}^{\text{час}} = 1833,4 \quad (131)$$

где  $N_{\text{сн}}$  – значение удельного расхода электрической мощности на собственные нужды, кВт/МВт.

Годовой расход электроэнергии на собственные нужды,  $\mathcal{E}_{\text{сн}}^{\text{год}}$ , (кВт · ч)/год:

$$\mathcal{E}_{\text{сн}}^{\text{год}} = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{max}} \cdot k_{\text{эл}} = 2038,561 \quad (132)$$

где  $k_{\text{эл}}$  – коэффициент использования установленной электрической мощности.

Годовой расход воды котельной,  $G_{\text{с.в1}}^{\text{год}}$  т/год, при закрытой системе теплоснабжения:

$$G_{\text{с.в1}}^{\text{год}} = 24 \cdot n_o \cdot G_{\text{с.в1}}^3 + 24 \cdot (350 - n_o) \cdot G_{\text{с.в1}}^{\text{л}}; \quad (133)$$

где  $n_o$  – число дней отопительного периода для Красноярска;  
 $G_{с.в.1}^3, G_{с.в.1}^л$  – расход сырой воды, поступающей на химводоочистку для приготовления питательной воды при максимально зимнем и летнем режиме, т/ч

$$G_{св1}^{год} = 2343,171$$

Определим годовые затраты на воду,  $C_{св1}$  тыс.руб.:

$$C_{св} = G_{с.в.}^{год} \cdot \frac{Ц_{св}}{1000}; \quad (134)$$

где  $Ц_{св}$  – стоимость одной тонны воды, руб.;

$$C_{св1} = 372,32$$

### 5.6 Ежегодная экономия денежных средств

Ежегодная экономия денежных средств, тыс.руб., после реконструкции котельной,  $C_{год}^{ЭК}$ :

$$C_{сум}^{ЭК} = C_T^{ЭК} + C_{эз}^{ЭК} + C_{с.в.}^{ЭК}; \quad (135)$$

Экономия электроэнергии в год,  $C_{эз}^{ЭК}$ , тыс.руб., составит:

$$C_{эз}^{ЭК} = C_{эз1} - C_{эз}; \quad (136)$$

$$C_{эз}^{ЭК} = 2467,51$$

Экономия топлива в год,  $C_T^{ЭК}$  тыс.руб., составит:

$$C_T^{ЭК} = C_{T1} - C_T; \quad (137)$$

$$C_T^{ЭК} = 5533$$

Экономия воды в год,  $C_{с.в.}^{ЭК}$ , тыс.руб., составит:

$$C_{с.в.}^{ЭК} = C_{св1} - C_{св}; \quad (138)$$

$$C_{св}^{ЭК} = 195,18$$

$$C_{год}^{ЭК} = 8195,69$$

Разделив величину капитальных затрат на полученную чистую экономию за год, получим срок окупаемости  $E$ , год:

$$E = \frac{K}{C_{год}^{ЭК}}; \quad (139)$$

$$E = 5,8$$

## **6 Безопасность жизнедеятельности**

### **6.1 Анализ и обеспечение безопасных условий труда**

В климатическом районе – III А располагается котельная, которая была оснащена современной системой после реконструкции. Класс здания соответствует III категории. По степени надежности теплоснабжения, котельная относится к категории II потребителей. Конструктивная пожарная опасность здания классифицируется как Г, а степень огнестойкости – как II.

Следует обратить внимание на особенности размещения элементов тепловых схем в современных котельных. В непосредственной близости от друг друга расположены соединительные провода и коммутационные кабели, которые могут привести к большому выделению теплоты при протекании по ним электрического тока. Это может привести к оплавлению изоляции, соединительных проводов, их оголению и, как следствие, короткому замыканию, которое может вызвать возгорание.

В помещениях котельной полы имеют ровную поверхность без выбоин и несколькокую, что позволяет удобно осуществлять процедуры влажной уборки. Наряду с этим, полы обладают антистатическими свойствами.

Эффективное управление процессом ликвидации пожаров в первичной стадии и своевременная эвакуация людей в котельной являются критическими мерами для безопасности персонала и сохранности имущества. Для этого необходимо принимать определенные меры. В первую очередь, следует обеспечивать наличие первичных средств тушения пожара, включая пять огнетушителей ОПХ-10, которые могут быть использованы на защищаемой площади в 240 м<sup>2</sup>. Кроме того, необходимо разработать план эвакуации и строго следовать требованиям противопожарного режима в пожароопасных помещениях и помещениях с массовым пребыванием людей. Обучение персонала навыкам пожарной безопасности также является важным этапом формирования системы безопасности в котельной.

Ключевым фактором нормальной производительности труда в производственном помещении являются метеорологические условия. Были проведены измерения температуры и относительной влажности воздуха в помещениях с установленным оборудованием котельной. В теплое время года температура колеблется от 21 до 25 °С, а в холодный период года от 21 до 23 °С. Относительная влажность не превышает 55% в холодный период года и 62% в теплый период года. По результатам измерений можно сделать вывод, что параметры температуры и влажности соответствуют установленным нормам. Эти результаты свидетельствуют о том, что производственная среда в котельной не создает угрозы для здоровья сотрудников и соответствует требованиям безопасности.

При обслуживании котельной важно соблюдать ряд мер безопасности. Открытие дверей для выхода должно быть предельно простым и возможно только наружу. Ремонт элементов котлов разрешается проводить только при отсутствии давления в системе. Необходимо обратить внимание на люки и лючки, находящиеся в водном пространстве: перед их открытием нужно слить воду из элементов котла.

Выполнение работ внутри топок и газоходов котла возможно только при температуре не более 50 оС, при наличии письменного разрешения ответственного лица за оперативное состояние и безопасную эксплуатацию котлов. Топки и газоходы обязательно должны быть хорошо провентилированы, освещены и защищены от возможного проникновения газов и пыли из газоходов, работающих котлов.

Важно убедиться в отсутствии людей или других предметов внутри котла перед закрытием люков и лазов. Эта процедура обеспечивает дополнительную безопасность и предупреждает возможные травмы и аварии.

В рамках дежурств на котельной, персонал обязан следить за работоспособностью котлов и другого оборудования, а также строго придерживаться режима работы котла. При обнаружении неисправностей в процессе работы, они должны быть записаны в специальный сменный журнал, после чего персонал обязан принять меры по устранению неисправностей. Если устранение неисправности невозможно, то необходимо сообщить об этом ответственному лицу или начальнику котельной.

Особое внимание персоналу необходимо уделять следующим аспектам работы котельной: температуре воды в тепловой сети, работе горелок, а также поддержанию нормальных параметров газа и воздуха в соответствии с режимной картой. Проведение проверки исправности манометра с помощью трехкодовых кранов и проверка исправности предохранительного клапана продувочной должны проводиться оператором ежесменно с записью в вахтенный журнал.

При эксплуатации котла возможно выключение всех горелок либо их части, что потенциально опасно. В такой ситуации, необходимо сразу же запретить поступление газа к горелкам, проветрить топку и горелки, а также открыть продувочную свечу. Важно выяснить и устранить причину нарушения режима горения и приступить к растопке по установленной схеме.

В целях предотвращения нештатных ситуаций, необходимо регулярно проверять все устройства и приборы автоматического управления и безопасности котла, поддерживая их в исправном состоянии. Администрация должна следить за сроками производства проверок.

При аварийной остановке котла необходимо выполнить следующие действия: прекратить подачу газа и воздуха, открыть кран продувочной свечи.

После прекращения подачи топлива и горения можно открыть лазы в обмуровке. Важно перекрыть воду на котел и с котла, а также перейти на работу с другим котлом. В случае возникновения пожара в котельной, персонал должен немедленно вызвать пожарную охрану и принять все необходимые меры для тушения пожара, сохраняя контроль за котлами.

В целом, при работе с котлами не рекомендуется производить подчеканку швов и заварку элементов, так как это может создать риск нештатных ситуаций.

Электрический ток является фактором риска для здоровья и жизни людей. Несчастные случаи чаще всего связаны с неквалифицированной работой персоналом и нерациональным использованием средств защиты. К отраслям, где связанность с электричеством является высокой, относится котельная. Техника безопасности и охрана труда на территории котельных оказывают влияние на сохранение жизни и здоровья работников.

Персонал, который работает на котельной, должен обладать квалификационными документами, подтверждающими возможность выполнения эксплуатационных и ремонтных работ на оборудовании. Необходимо проходить инструктажи, связанные с обеспечением техники безопасности перед ремонтными работами. Введение инструктажей в журнале является обязательной процедурой для каждого работника. Руководители должны организовать обучение своих сотрудников безопасным приемам работы на территории котельной и проверять знания персонала с помощью специальных комиссий.

Проведение работ в теплосиловых оборудовании представляет собой потенциальную опасность для работников и требует использования предупредительных мер. Плакаты представляют собой важный инструмент в этом процессе. Они могут быть предостерегающими, разрешающими или запрещающими. Идеальным вариантом будет оградить опасные места канатами или переносными щитами, на которых помещены плакаты, указывающие на уровень риска при нахождении в данной зоне.

При работе в котельных или других цехах необходимо соблюдать определенные правила и условия безопасности. Перед началом работы допускающий, ответственный руководитель и производитель работ должны осмотреть место работы, проверить выполнение условий производства работ и убедиться в наличии подписей в наряде, указывающих на отключение электрооборудования механизма.

В целях обеспечения безопасности, важно не только соблюдение правил, но и их постоянное повторение. Для этого можно размещать плакаты, направленные на запрещение включения механизма во время работы людей,

закрытия доступа в опасную зону и запрещения каких-либо действий на месте работ. Важно помнить, что соблюдение правил и использование плакатов - это неотъемлемая часть безопасности в работе с теплосиловым оборудованием.

При выполнении работ на вращающихся механизмах, таких как насосы, вентиляторы, дымососы, мельницы и другие, необходимо соблюдать ряд условий, гарантирующих безопасность производства работ. Перед подготовкой к ремонту необходимо остановить механизм и произвести отключение электродвигателя и всех связанных с ним цепей контроля и автоматики. Затем запорная арматура механизма (задвижки, шиберы, заслонки, вентили и другие) должна быть установлена в положение, обеспечивающее безопасность работ.

Для предотвращения ошибочного включения приводов арматуры и возможного повреждения оборудования, необходимо запереть их на замок при помощи специальных устройств и цепей. На отключенных приводах должны быть вывешены специальные запрещающие плакаты, а на месте производства работ – плакат "Работать здесь".

При выполнении работ на электродвигателе или механизме, который приводится в движение электродвигателем, необходимо остановить последний и снять напряжение с него. Кроме того, кабель питания электродвигателя должен быть заземлен в ячейке распределительного устройства или непосредственно у электродвигателя.

Вместе с тем, все мероприятия по подготовке к ремонту и выполнению работ должны производиться в соответствии с условиями, указанными в наряде. В журнале должна быть сделана запись о том, для каких работ, какого цеха и по чьему распоряжению был остановлен электродвигатель.

Четкое выполнение перечисленных мероприятий обеспечивает безопасное выполнение ремонтных работ котельного оборудования.

## **6.2 Наряд, распоряжение.**

В теплосиловых установках работники привлекаются к производству работ как по письменным нарядам, так и по устным распоряжениям. Письменный наряд определяет место, время и условия выполнения работ, а также необходимые меры безопасности. Он может быть оформлен на выполнение работ на одном рабочем месте или на последовательное выполнение однотипных работ на нескольких рабочих местах.

Ремонт котельного оборудования требует строгого соблюдения безопасности работ. Для этого используются организационные мероприятия,

такие как допуск к работе, надзор во время работы, перевод на другое рабочее место, оформление перерывов и окончания работ.

При оформлении наряда на выполнение работ определяется состав бригады и лиц, ответственных за безопасность. Они должны осуществлять контроль и надзор за выполнением работ согласно наряду, а также следить за соблюдением требований охраны труда и техники безопасности.

Таким образом, процесс ремонта котельных установок управляется организационными мероприятиями и строгим контролем за выполнением работ по письменному наряду, что гарантирует безопасность работников и успешное выполнение задач.

Для проведения газоопасных работ необходимо соблюдать требования, предусмотренные "Правилами безопасности в газовом хозяйстве", а также наряды-допуски для таких работ. Наряд действует сроком не дольше, чем указано в графике ремонта оборудования

По наряду выполняются следующие виды работ: ремонт теплопотребляющих установок, ремонт вращающихся механизмов, огневые работы, установка и снятие заглушек на трубопроводах (возможность снять их присутствует только в случаях, если температура воды находится выше 45 град. С), ремонт грузоподъемных машин (исключая колесные и гусеничные самоходные), крановых тележек, подкрановых путей; монтаж и демонтаж оборудования, врезка гильз и штуцеров для приборов, установка и снятие измерительных диафрагм и расходомеров, ремонт трубопроводов и арматуры без их снятия, а также ремонт и замена импульсных линий. Дополнительными работами являются вывод теплопроводов в ремонт и гидропневматическая промывка трубопроводов.

В рамках технического обслуживания и ремонта промышленных объектов в производственном цехе, необходимо соблюдать ряд мероприятий, направленных на обеспечение безопасности работ. Важным этапом является испытание тепловой сети на соответствие расчетному давлению и температуре теплоносителя.

В процессе выполнения ремонтных работ необходимо учитывать безопасность на рабочем месте. Работы в местах, опасных в отношении загазованности и поражения электрическим током, а также работы с ограниченным временем пребывания, требуют особого внимания.

Работы в камерах, колодцах, аппаратах, резервуарах, баках, коллекторах, туннелях, трубопроводах, каналах, химическая очистка оборудования, нанесение антикоррозийных покрытий, теплоизоляционные работы, сборка и разборка лесов и крепление стенок траншей, котлованов, земляные работы в

зоне расположения подземных коммуникаций и ремонт сооружений и зданий - требуют особой внимательности и соблюдения мер безопасности.

Выдача нарядов на выполнение работ осуществляется специалистами цеха (участка), ответственными за эксплуатацию оборудования. Допущенные к самостоятельной работе и прошедшие проверку знаний сотрудники включаются в список работников, имеющих право на выдачу нарядов.

Выдача нарядов на производство работ на электрооборудовании и КППиА осуществляется только специализированным персоналом, отвечающим за данное оборудование. Руководитель участка, где находится соответствующее оборудование, должен дать разрешение на проведение работ, которое заносится в наряд. При отсутствии необходимых лиц, право выдачи нарядов может быть предоставлено дежурному, если он не выдавал наряды на эти работы.

Одним из видов документов, регламентирующих работу на предприятии, являются распоряжения, которые выдаются лицами, имеющими право выдавать наряды. Распоряжения могут передаваться как непосредственно, так и с помощью средств связи, и должны выполняться согласно правилам. Срок действия распоряжения определяется продолжительностью рабочего дня исполнителей, при необходимости его продления нужно оформлять заново.

Оформление первичных и ежедневных допусков к работе осуществляется в оперативном журнале. При этом указывается только номер наряда и рабочее место. Кроме этого, для выдачи наряда необходимо иметь разрешение руководителя участка и специализированного персонала, отвечающего за обслуживание соответствующего оборудования.

### **6.3 Надзор во время работы.**

Для обеспечения безопасности на производстве необходима регулярная проверка правил безопасности, которую должны осуществлять руководитель работ и дежурный персонал.

При работе в тепловых сетях ответственность за проверку соблюдения правил безопасности лежит на руководителе работ. В случае выявления нарушений производителю работ отбирается наряд, а бригада удаляется с места работы.

Повторный допуск к работе возможен только при выполнении всех требований первичного допуска к работе с оформлением наряда и только после получения разрешения руководителя цеха (подразделения) или работника, выдававшего наряд. При этом необходимо провести внеочередной инструктаж для бригады по технике безопасности и записать причины повторного допуска в оперативный журнал.



Таким образом, систематическая проверка соблюдения правил безопасности на производстве является необходимым условием для обеспечения безопасности работников. В случае выявления нарушений, необходимо принимать меры для их устранения и запрещать работу бригады, пока все требования безопасности не будут выполнены. Повторный допуск к работе должен осуществляться только при соблюдении всех требований и проведении внеочередной инструктажа.

#### **6.4 Допуск к работе.**

Наряд-допуск является необходимым требованием для выполнения работ и допуска на объекты, которые являются потенциальными источниками опасности для работников и окружающей среды. Существует перечень видов работ и условий их выполнения, где выдача наряд-допуска является обязательной.

Одним из таких видов работ является выполнение работ с применением грузоподъемных кранов и других строительных машин в охранных зонах воздушных ЛЭП, где требуется высокая степень внимания и навыков управления. Земляные работы в зоне расположения подземных энергетических сетей и других аналогичных подземных коммуникаций и объектов также требуют выдачи наряд-допуска.

Выполнение ремонтных работ при эксплуатации теплоиспользующих установок, тепловых сетей и котельного оборудования также требует высокой квалификации и специальных знаний. Работы по испытанию сосудов, котлов работающих под давлением также требуют специального персонала и выдачи наряд-допуска.

Работы в электроустановках под напряжением являются высокоопасными и требуют высокой степени осторожности и профессионализма. Работы по ремонту, окраске крыш, очистке крыш зданий от снега при отсутствии ограждений по их периметру также требуют соответствующей выдачи наряд-допуска для обеспечения безопасности работников.

Разборка, укрепление и восстановление аварийных частей, узлов, элементов зданий и сооружений требует специальных знаний и навыков. Ремонтные, строительные и монтажные работы на высоте более 2 м. от пола без инвентарных лесов и подмостей также требуют соответствующей выдачи наряд-допуска.

Выполнение работ по рытью котлованов, траншей глубиной более 1,5 м. и производство работ в них являются высокоопасными и требуют соответствующих знаний и опыта. Строительно-монтажные работы, выполняемые в закрытых ёмкостях, колодцах, также требуют выдачи соответствующего наряд-допуска.

Электро и газосварочные работы внутри замкнутых сосудов и резервуаров также требуют особых знаний и навыков. В целом, наряд-допуск является необходимым условием для обеспечения безопасности работников и окружающей среды при выполнении работ в потенциально опасных условиях. В текущей эксплуатации зданий и сооружений требуется выполнение определенных работ в соответствии с распоряжением. В данном списке перечислены работы, такие как уборка служебных помещений и цехов, ремонт осветительной аппаратуры и замена ламп освещения, а также забота об элементах оборудования. Ремонт строительных элементов зданий, заборов и ремонт аппаратуры связи, а также снятие и установка измерительных приборов находятся также в этом списке. Некоторые работы требуют дополнительных навыков, таких как ремонт магнитных пускателей, выключателей со снятием напряжения и электродвигателей. Профессии, связанные с электросварщиками, машинистами автомобильных кранов, электромонтажниками, сантехниками и слесарями по ремонту котельного оборудования, также требуют дополнительного внимания к безопасности труда. Необходимо помнить о соблюдении соответствующих норм и правил для обеспечения безопасности работников. Таким образом, этот список работ и профессий позволяет обеспечить безопасность и эффективность текущей эксплуатации зданий и сооружений.

Возможность воздействия электрических явлений на человека привлекает внимание к вопросу электробезопасности. Эта концепция включает в себя организационные и инженерные мероприятия, направленные на гарантирование защиты людей от негативных последствий таких явлений, как электрический электроток, электрическая дуга, электромагнитное поле и статический заряд.

При высоких температурах, вызванных воздействием электротока, может происходить ожог конкретных участков тела, а также нагрев кровеносных сосудов, нервов, сердца, мозга и других органов, что может вызывать серьезные когнитивные расстройства. Также электрический ток может оказывать электролитическое воздействие на организм человека, проявляющееся в распаде частиц крови и лимфы на ионы и изменении физико-химического состава этих жидкостей, что может существенно повлиять на жизненные процессы в организме.

Наконец, физиологический эффект электротока состоит в раздражении и напряжении тканей, а также нарушении внутренних электрохимических процессов, связанных с организмом и его жизненными функциями. Поэтому важно применять соответствующие мероприятия, чтобы обеспечить безопасность людей в области электричества, включая не только инженерные, но и организационные меры, такие как обучение и инструктаж персонала, контроль за наличием необходимого оборудования и так далее. Электроток, проходя через мышечные ткани, вызывает рефлекторное сокращение. Однако,

при произвольном воздействии тока на организм его воздействие может привести к генерации специфических нервных импульсов, которые в свою очередь могут быть перехвачены центральной нервной системой. В результате возможны недопустимые исполнительные команды для различных органов организма, даже для тех, которые не находятся на пути электротока.

Существует множество видов электротравм, в зависимости от локализации повреждения. Местные электротравмы переносятся в следствие точечного воздействия тока, например, высоковольтные ожоги, электрические знаки, металлизация кожи или электроофтальмия. Также возможны электромеханические повреждения. Общие электротравмы происходят, когда поражается весь организм, в связи с неполноценной работой жизненно важных органов и систем.

В настоящее время одной из распространенных электротравм является высоковольтный ожог. Это воздействие электрического тока на организм человека может иметь два главных вида, которые обусловлены особыми обстоятельствами формирования данной травмы.

Первым видом ожога является токовый, или контактный, который возникает при прохождении тока через тело человека в результате контакта с токоведущими частями. Вторым видом ожога является дуговой, который возникает в результате воздействия на тело высоковольтной дуги.

При токовом ожоге, происходит поглощение тока человеческим организмом, что вызывает негативные последствия. Данная травма может приводить к серьезным нарушениям работы органов и систем организма. Контакт с токоведущими частями ведет к образованию ожоговых повреждений на коже, а также к электроплетизму (судорогам мышц), что увеличивает риск падения и получения других травм.

Дуговой ожог характеризуется поражением организма гораздо более серьезной степени. Разрушающее воздействие розыгрыша высоковольтной дуги приводит к образованию ожоговых дефектов на коже, а также к нарушению функционирования ЦНС и сердечно-сосудистой системы. При данном виде ожога, нередки случаи образования ожоговых ранений внутренних органов.

Таким образом, оба вида высоковольтного ожога имеют большое значение для медицинской практики и требуют специальных методов лечения. Важно проводить профилактическую работу и обучать людей правилам безопасной работы с электричеством, чтобы избежать ожогов и других травм.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В представленном проекте проведен анализ и рассчитаны характеристики паровых и водогрейных котлов, определены их площади нагрева, в представленном проекте проведен анализ и рассчитаны характеристики паровых и водогрейных котлов, определены их площади нагрева, произведен расчет теплообмена в топке и циркуляционного контура, установлены устройства безопасности.

Также была продумана тепловая схема котельной после проведения реконструкции. Было проведено сравнение по выбросу золовых отложений в результате очистки дымовых газов как на паровом режиме котла, так и на реконструированном водогрейном.

Был продуман расчет теплообменника типа труба в трубе, который позволяет подогревать воду перед поступлением в бак аккумулятор вместо атмосферного деаэрата для подпитки тепловой сети. Для соблюдения норм сетевой воды по жесткости и кислороду установлены пробоотборники около каждого котла и на точках смешения с помощью которых можно определить необходимые значения.

Исходя из полученных значений, в подпиточную воду добавляется раствор гидразина. произведен расчет теплообмена в топке и циркуляционного контура, установлены устройства безопасности.

Также была продумана тепловая схема котельной после проведения реконструкции. Было проведено сравнение по выбросу золовых отложений в результате очистки дымовых газов как на паровом режиме котла реконструированном водогрейном.

Был продуман расчет теплообменника типа труба в трубе, который позволяет подогревать воду перед поступлением в бак аккумулятор вместо атмосферного деаэрата для подпитки тепловой сети. Для соблюдения норм сетевой воды по жесткости и кислороду установлены пробоотборники можно определить необходимые значения.

Исходя из полученных значений, в подпиточную воду добавляется раствор гидразина. Снижаются затраты на собственные нужды в связи с упразднением теплообменников сетевой воды и питательных насосов с оборудованием непрерывной продувки.

Расход топлива снизился с 15,6 тыс.тон в год до 10,3 тыс.тон в год, за счёт оптимизации температуры уходящих газов, и исключения потерь в теплообменниках. Так же сократились затраты на электроэнергию.

Коэффициент полезного действия котла повышается на 2%-3%.

Так же работа котлов становится более безопаснее из за максимальной температуры подогрева воды в 115 °С, что позволит продлить срок эксплуатации котла ещё на долгое время.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гусев Ю.А. Основы проектирования котельных установок (учебное пособие для ВУЗов). Изд. 2-ое, переработанное и дополненное. М.: Стройиздат, 1973.
2. Декларация об уровне тарифов на тепловую энергию, отпускаемую РУП Электроэнергетики ГПО “Гомельэнерго” для ЮЛ и ИП (в соответствии с письмом министерства Экономики РБ от 26.01.07 №12-04-09/550).
3. Дубинин А.М. Источники и системы теплоснабжения промышленных предприятий. Учеб. пособ. для студентов всех форм обучения.- Екатеринбургское издательство 2007.
4. Зимницкий В.А., Каплун А.В. Лопастные насосы. Справочник. М.,1980.
5. Каталог Бийский котельный завод. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://bikz.ru/catalog/kotly-parovye/>
6. Лифшиц О.В. Справочник по водоподготовке котельных установок. Изд. 2-е, перераб. и доп., М.: Энергия, 1976.
7. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. Учебное пособие для вузов.- 2-е изд., перераб.-Издательство МЭИ, 2002. - 260 с.
8. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: Учеб. пособие для ВУЗов.- 3-е изд., испр. и доп.- М.: Высш. школа, 1980.-467с.
9. Порецкий Л.Я. и др. Справочник эксплуатационника газифицированных котельных/ Л.Я. Порецкий, Р.Р. Рыбаков, Л.: Недра, 1988.- 608с.
10. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов.- Мн.: ”Инженерный центр” “БОИМ”, 2006.- 194с.
  - a. предприятием” для студентов спец. Т.01.02.- Гомель: ГПИ, 1997.- 48с.
11. Производственные и отопительные котельные. /Е.Ф. Бузников, К.Ф. Роддатис, Э.Я.Берзиньш.- 2-е изд., перераб.– М.: Энергаториздат, 1984.- 248с., ил.
12. Прокопчик Г.А., Полозова О.А. Практическое руководство к курсовой работе по курсу “Организация и планирование производства. Управление

13. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник/ А.М. Бакластов, В.М. Бродянский, Б.П. Голубев и др.; Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.Н. Зорина.-М.: Энергоатомиздат, 1983. - 552с.
14. Роддатис К.Ф. Полтарацкий А.Н. Справочник по котельным установкам малой производительности./под ред. Роддатиса К.Ф.- М.: Энергаториздат, 1989.-488с.
15. Сжигание газов в топке котлов и печей, и обслуживание газового хозяйства предприятий. Под ред. В.Е. Берхмана. Ленинград “Недра”, 1980.
16. Справочник работника газового хозяйства. Изд. 3-е, перераб. и доп. Л. “Недра”, 1973. - 360с. Авт.: М.А. Нечаев, А.С. Иссерлин, Б.И. Млодок, А.Н. Плотникова.
17. Статья «Устройство и принцип работы котла» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://bikz.ru/catalog/seriya-kev-1-74-17-4-mvt/kev-25-14-115-150-s-tchzm-kv-r-17-4-115-150/>
18. Ус А.Г., Широков О.Г. Теоретические сведения об оборудовании. Для курсового и дипломного проектирования. Ч.1.- Гомель, 1997.
19. Эстеркин Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование. Учеб. пособ. для техникумов.- Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 2015. - 280с. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://djvu.online/file/xz38qW3E4CThT>
20. Эстеркин Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование. Учеб. пособ. для техникумов.- Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. 1989.-280с.

# ПРИЛОЖЕНИЕ А

## Котёл КЕВ-25-14 115(150)

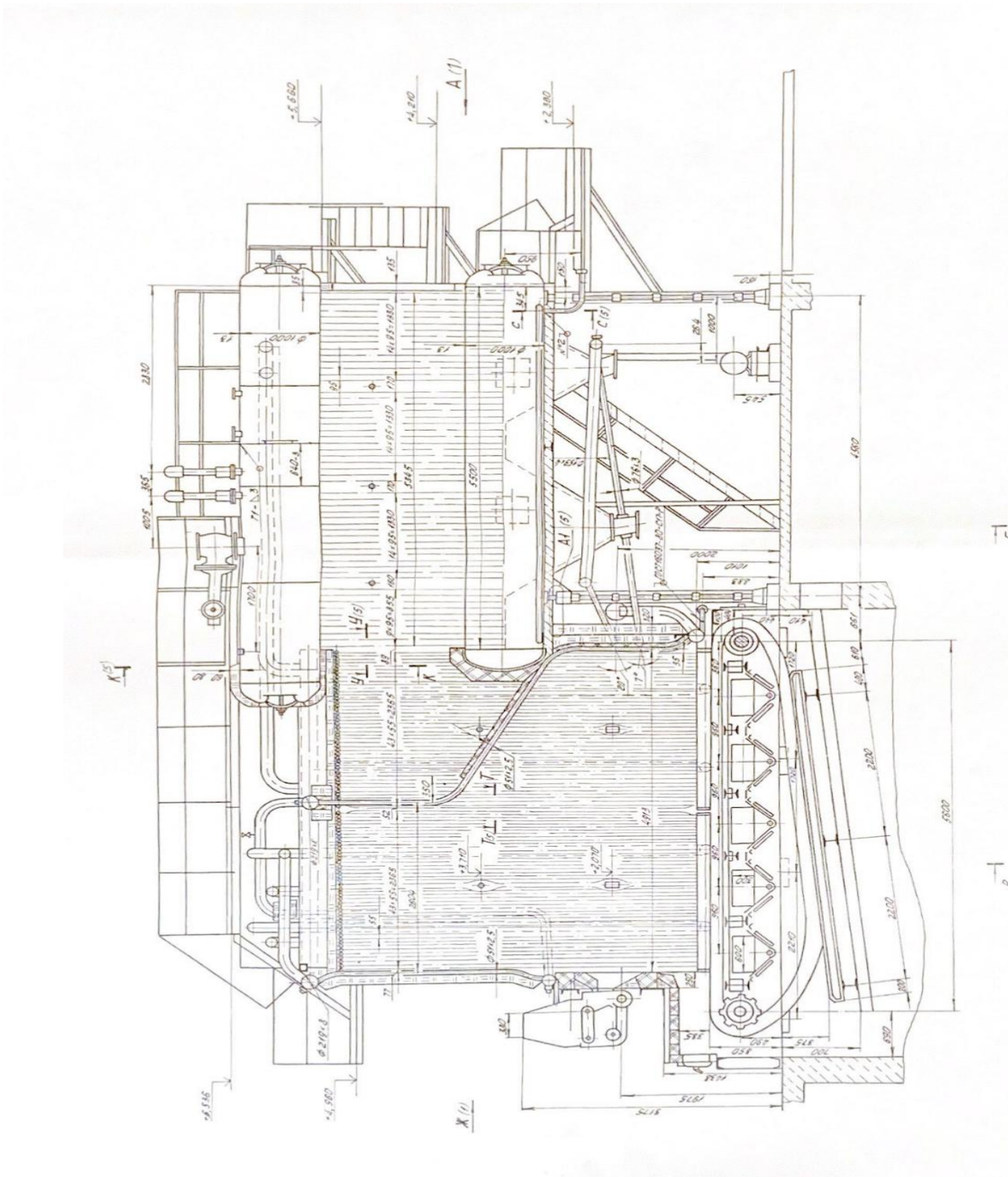


Рисунок А.1 - продольный разрез





A (2)

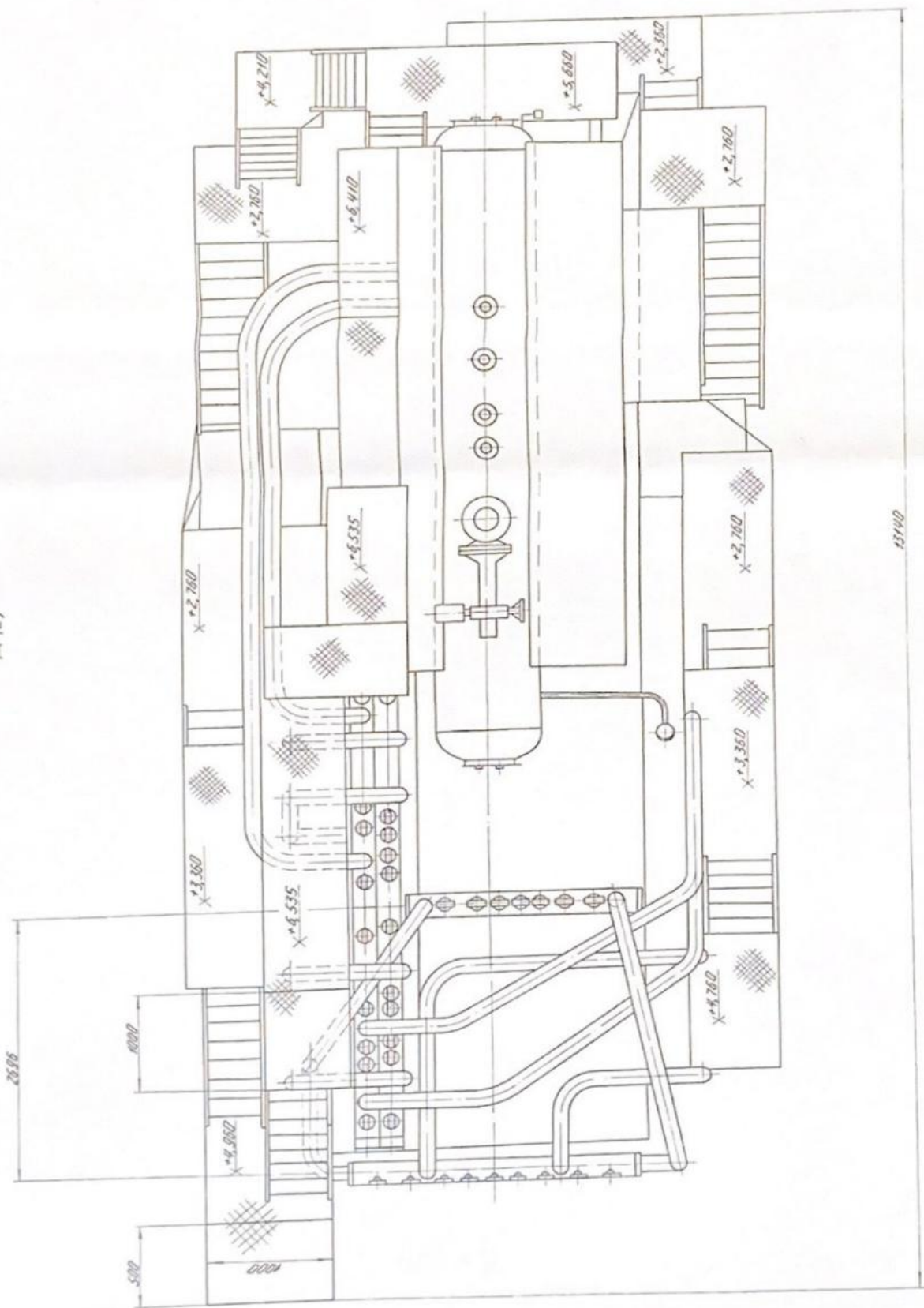


Рисунок А.3 - вид сверху

# ПРИЛОЖЕНИЕ Б

## Котел КЕ25-14

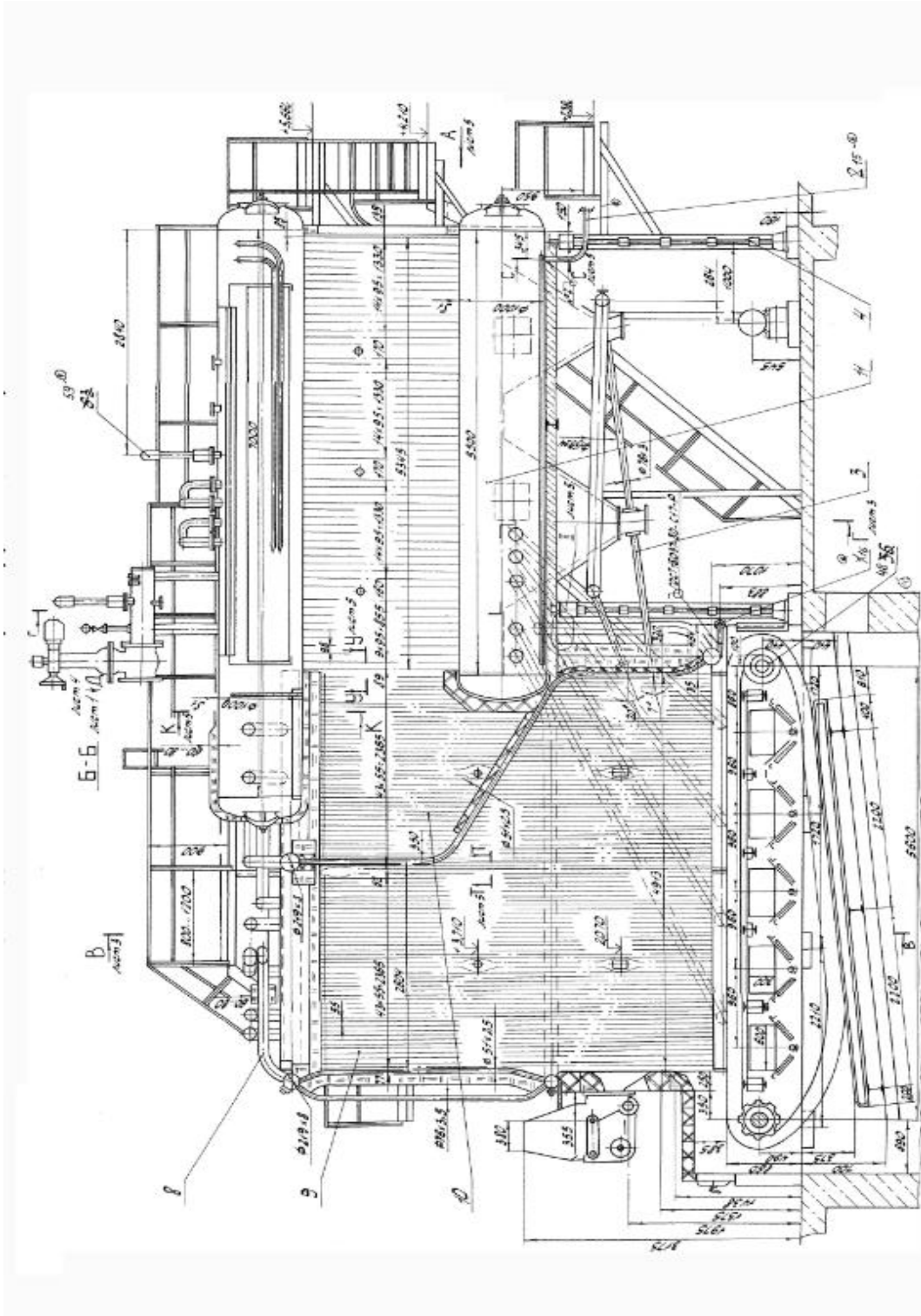


Рисунок Б.1 продольный разрез

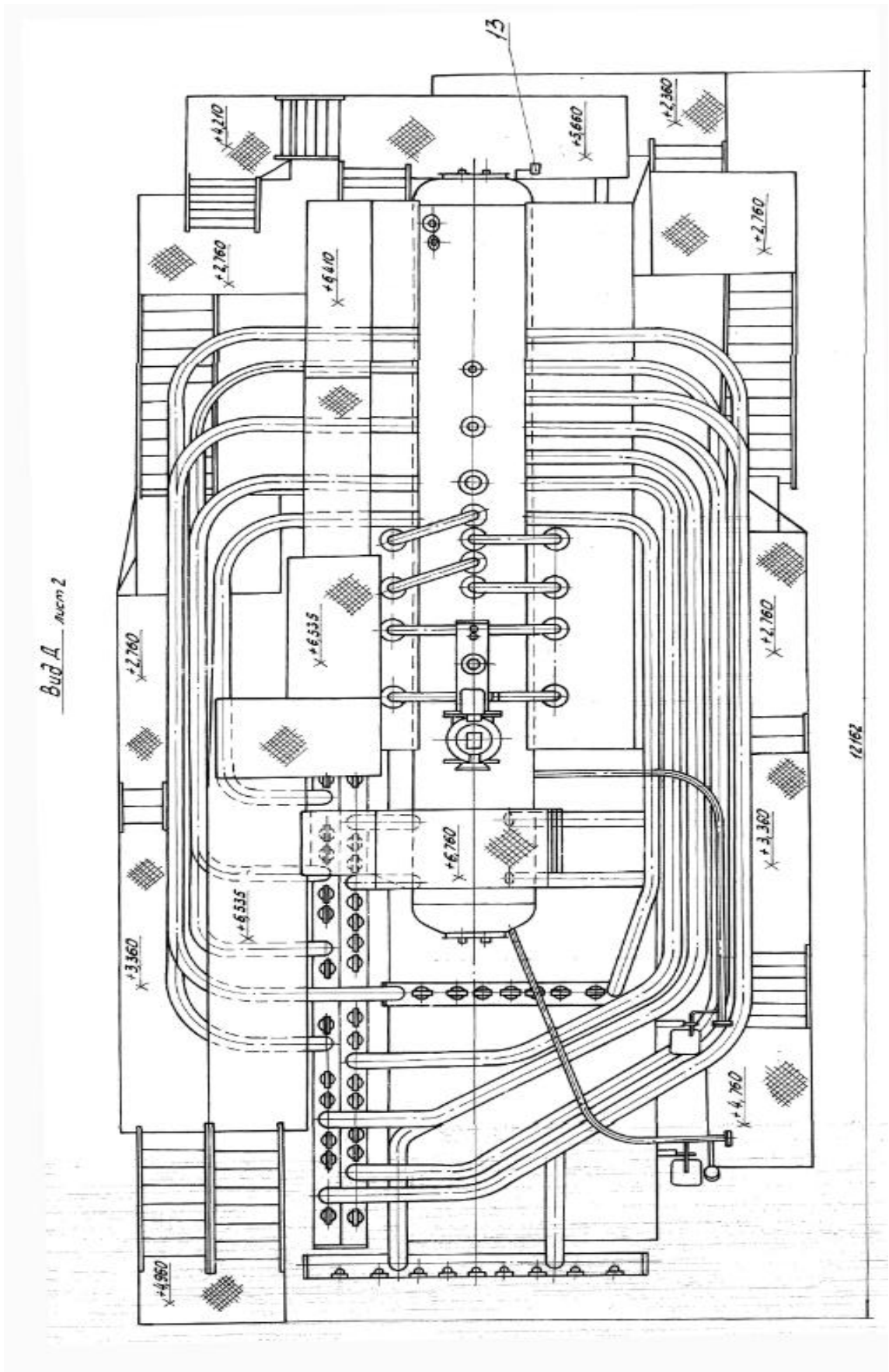
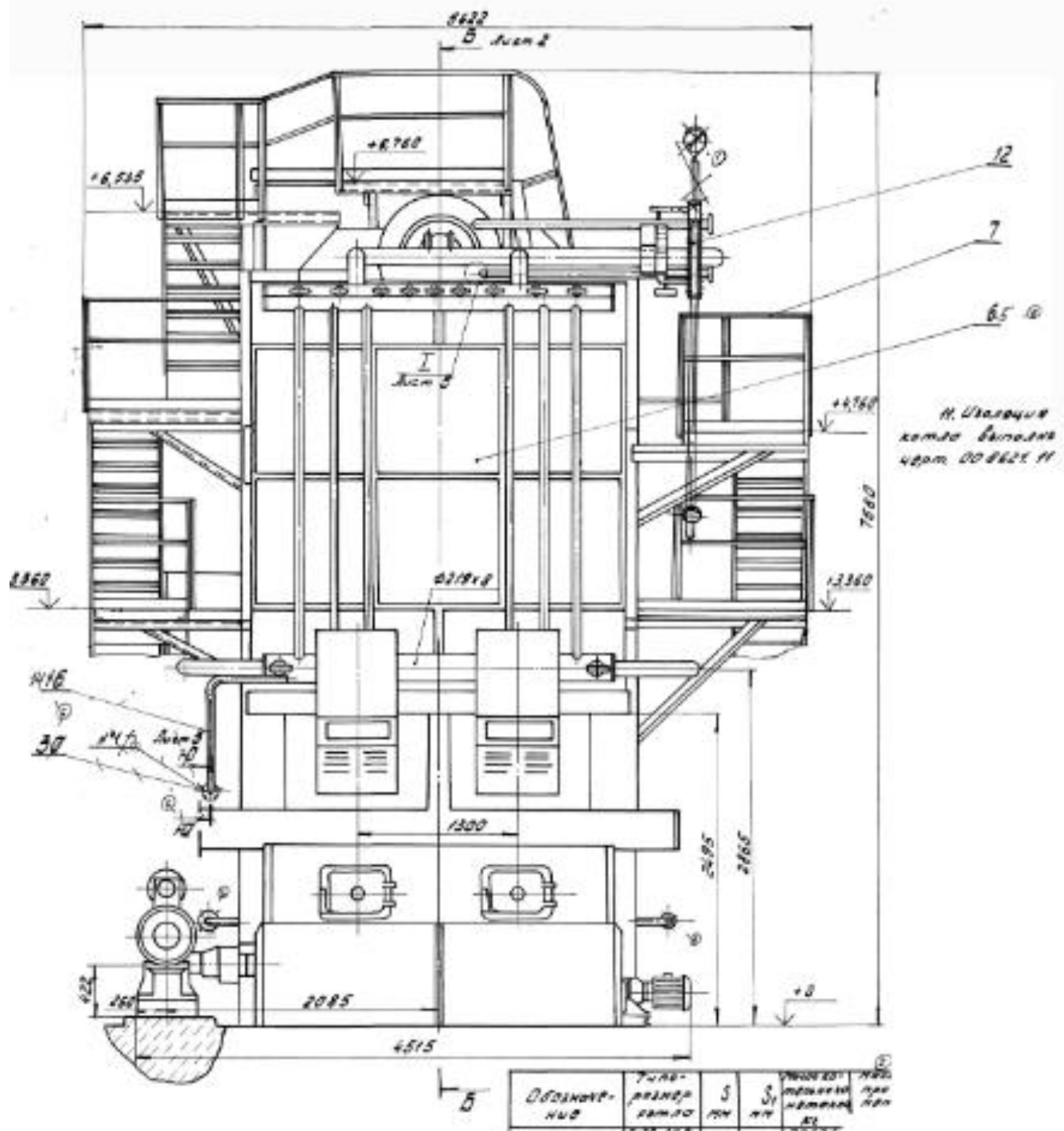


Рисунок Б.2 вид сверху



Приложение Б.3 вид с фронтальной части котла





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  
« 28 » июня 2023г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

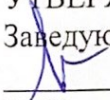
«Проект реконструкции котельной Аэропорт Емельяново»

Руководитель	<u>Криворучко</u> подпись, дата	<u>старший преподаватель</u> должность, ученая степень	<u>В.В. Криворучко</u> инициалы, фамилия
Выпускник	<u>Гаврыш</u> подпись, дата		<u>М.А. Гаврыш</u> инициалы, фамилия
Тех. контроль	<u>Бойко</u> подпись, дата		<u>Е.А. Бойко</u> инициалы, фамилия
Нормоконтроль	<u>Шишмарев</u> подпись, дата		<u>П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия
Консультант	<u>Бойко</u> подпись, дата		<u>Е.А. Бойко</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2023



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  
«03» июня 2023г.

**ЗАДАНИЕ  
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ  
в форме бакалаврской работы**

Красноярск 2023

Студенту \_\_\_\_\_ Гаврышу Максиму Александровичу \_\_\_\_\_  
фамилия, имя отчество

Группа 3ФЭ18-01Б Направление (специальность) 13.03.01  
номер код

\_\_\_\_\_ Теплоэнергетика и теплотехника \_\_\_\_\_  
наименование

Тема выпускной квалификационной работы «Проект реконструкции котельной  
Аэропорт Емельяново»

Утвержденная приказом по университету № 3553/с от 03 марта 2023  
года

Руководитель ВКР В.В. Криворучко старший преподаватель, кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, ученое звание, должность, место работы

Исходные данные для ВКР паровая котельная с четырьмя паровыми котлами  
КЕ 25-14, расположение котельной пгт Емельяново территория Аэропорт  
Емельяново, в качестве топлива используется уголь Ирша-Бородинского  
угольного разреза, марки 2Бр

Перечень разделов Обоснование реконструкции энергетического объекта,  
расчетная часть, общая часть, экономическая часть

Перечень графического материала


Лист 1. Продольный разрез водогрейного котла КЕВ 25-14-115(150)

Лист 2. Сборный чертеж ротора топливного пеллетера ЗП600

Лист 3. Тепловая схема после реконструкции водогрейной котельной

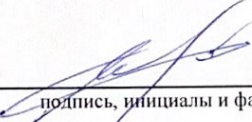
Лист 4. Сборный чертеж теплообменника

Руководитель ВКР

  
подпись

В.В. Криворучко  
инициалы, фамилия

Задание принял к  
исполнению

\_\_\_\_\_   
подпись, инициалы и фамилия студента

М.А. Гаврыш

« 3 » *марта* 2023 г.