

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е. А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« \_\_\_\_\_ »

20 \_\_\_\_ Г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО

тема

Руководитель

подпись, дата

Профессор, д.т.н

должность, ученая степень

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

К. Д. Солодин

инициалы, фамилия

Тех. контроль

подпись, дата

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

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

---

институт

Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ Г.

**ЗАДАНИЕ**  
**НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**  
**в форме бакалаврской работы**

Студенту Солодину Константину Дмитриевичу  
фамилия, имя, отчество

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

Теплоэнергетика и теплотехника

полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, профессор, доктор техн. наук, кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Электрическая мощность 40 МВт; район размещения – Красноярский край; топливо – ТБО с угольной подсветкой

Перечень разделов ВКР Актуальность создания мини-ТЭЦ на ТКО; технико-экономическое обоснование строительства ТЭЦ; расчетная часть; охрана окружающей среды; выбор вспомогательного оборудования; электрическая часть; компоновка генерального плана и главного корпуса; оценка экономической привлекательности.

Перечень графического материала

Лист 1. Принципиальная тепловая схема Т-42/50-2,9

Лист 2. Продольный разрез котельного агрегата Е-180-3,9-ТБОР

Лист 3. Поперечный разрез котельного агрегата Е-180-3,9-ТБОР

Лист 4. Вид сверху котельного агрегата Е-180-3,9-ТБОР

Лист 5. Разрез главного корпуса мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО

Лист 6. Генеральный план мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО

Руководитель ВКР \_\_\_\_\_  
подпись инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_  
подпись, инициалы и фамилия студента

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ Г.

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО» выполнена на шести листах графической части и 100 страницах расчетно-пояснительной записки.

Ключевые слова: КОТЕЛ НА ТБО, СЖИГАНИЕ ТБО, СЛОЕВАЯ ТОПКА, ПЫЛЕУГОЛЬНАЯ ПОДСВЕТКА, ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ, ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТЬ.

Место строительства – площадка Сосновоборской ТЭЦ (Красноярская ТЭЦ-4).

Цель проекта:

– Разработка объекта энергосистемы, который будет эффективно решать проблему обращения с ТБО и обеспечивать дополнительной тепловой и электрической энергией местных жителей

В данной ВКР рассмотрены способы термической утилизации ТБО, на основе которых было выбрано основное оборудование для проектирования мини-ТЭЦ. Был выполнен тепловой расчет принципиальной тепловой схемы турбоустановки, конструкторский расчет котельного агрегата, выполнен выбор вспомогательного оборудования, а также спроектирована схема выдачи мощности и собственных нужд станции. По итогу расчетов произведена экономическая оценка проекта

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	7
1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС.....	8
1.1 Изучение характеристик ТБО .....	8
1.2 Анализ технологических решений по утилизации ТБО.....	9
1.2.1 Сжигание ТБО на механических колосниковых решетках в слоевых топках.....	9
1.2.2 Сжигание в кипящем слое.....	10
1.2.3 Сжигание в трубчатых (барабанных) печах.....	10
1.2.4 Пиролиз ТБО.....	11
1.3 Выбор наиболее оптимального варианта.....	12
1.4 Экономическая эффективность подсветки при помощи бурого угля перед природным газом.....	12
1.5 Постановка задач.....	15
2 Расчетная часть.....	16
2.1 Выбор основного оборудования.....	16
2.2 Расчет принципиальной тепловой схемы .....	16
2.2.1 Описание тепловой схемы и исходные данные к расчету .....	16
2.2.2 Построение процесса расширения на $i-s$ диаграмме .....	18
2.2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды .....	20
2.2.4 Определение параметров по элементам схемы .....	21
2.2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину.....	22
2.2.6 Баланс пара и конденсата.....	22
2.2.7 Расчет расширителя непрерывной продувки .....	23
2.2.8 Расчет подогревателя химически очищенной воды .....	24
2.2.9 Расчет регенеративной схемы ПВД.....	25
2.2.10 Расчет регенеративной схемы ПНД .....	27
2.3 Расчет технико-экономических показателей ТЭС.....	30
2.4 Расчет котельного агрегата .....	32
2.4.1 Исходные данные для расчета .....	32

2.4.2 Коэффициент избытка воздуха в топке и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева. ....	33
2.4.3 Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания .....	34
2.4.3.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при $\alpha=1$ .....	34
2.4.3.2 Действительные объемы продуктов сгорания .....	36
2.4.3.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания .....	36
2.4.4 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел ....	38
2.4.4.1 Коэффициент полезного действия и потери теплоты.....	38
2.4.4.2 Определение расхода топлива на котел .....	39
2.4.5 Расчет топочной камеры .....	40
2.4.5.1 Конструктивные характеристики топочной камеры .....	40
2.4.6 Расчет теплообмена в топке.....	41
2.4.6.1 Первый проход.....	42
2.4.6.2 Второй проход .....	43
2.4.6.3 Третий проход.....	44
2.4.7 Расчет тепловосприятия радиационного пароперегревателя.....	45
2.4.8 Расчет конвективного пароперегревателя.....	46
2.4.9 Расчет водяного экономайзера второй ступени.....	50
2.4.10 Расчет водяного экономайзера второй ступени .....	52
2.4.11 Составление прямого баланса котла .....	55
2.4.12 Выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельного агрегата.....	56
2.4.12.1 Расчет газовой сушки ТКО .....	56
2.4.12.2 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы угля.....	57
2.4.12.3 Расчет горелочных устройств для подсветки.....	60
2.4.13 Аэродинамический расчет газового тракта.....	62
2.4.13.1 Расчет сопротивлений поверхностей нагрева .....	63
2.4.13.2 Расчет сопротивления газоходов. Расчет местных сопротивлений.....	64
2.4.13.3 Расчет сопротивления трения .....	65

2.4.13.4 Расчет гидравлического сопротивления золоуловителя и устройств сероочистки.....	65
2.4.13.5 Расчет сопротивления дымовой трубы.....	65
2.4.13.6 Расчет самотяги .....	66
2.4.13.7 Расчет перепада полных давлений по газовому тракту.....	67
2.4.13.8 Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода .....	67
2.4.14 Расчет воздушного тракта .....	68
2.4.15 Расчет естественной циркуляции (средней секции фронтального экрана).....	70
3 Охрана окружающей среды .....	79
3.1 Расчет токсичных выбросов в атмосферу .....	79
3.2 Расчет дымовой трубы .....	80
3.3 Расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере .....	82
4 Общая часть.....	84
4.1 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха .....	84
4.1.1 Выбор насосов .....	84
4.1.2 Выбор регенеративных подогревателей.....	85
4.2 Выбор оборудования ТТЦ .....	86
4.2.1 Выбор выгоноопрокидывателя .....	86
4.2.2 Выбор ленточных конвейеров .....	86
4.2.3 Выбор дробилок угля .....	88
4.2.4 Выбор емкости бункера сырого угля и питателя.....	88
4.2.5 Выбор емкости бункера ТБО и питателя .....	88
4.2.6 Выбор магнитного сепаратора.....	88
4.2.7 Топливные склады.....	89
4.5 Золоудаление .....	89
4.6 Выбор схемы технического водоснабжения.....	89
4.7 Электрическая часть проектируемой ТЭС.....	91
5 Оценка экономической привлекательности .....	94
6 Компоновка генерального плана и главного корпуса .....	97

6.1 Компоновка главного корпуса .....	97
6.2 Компоновка генерального плана .....	97
Заключение .....	98
Список использованных источников .....	100

## ВВЕДЕНИЕ

Проблема обращения с бытовыми отходами актуальна по всему миру, но в России всего лишь 10% отходов подлежат переработке, остальная часть находится на мусорных полигонах, несанкционированных свалках, организованных самим же человеком. Площадь таких полигонов и свалок по всей стране составляет более 4 миллионов гектаров, и эта цифра растет с каждым годом. Помимо огромной площади бытовые отходы, при своем естественном разложении, являются источником загрязнения не только почвы, но и атмосферного воздуха, так же побочным эффектом являются частые пожары “мусорных пастбищ”. Все эти факторы влияют на экологическую обстановку в регионах и в последующем на здоровье людей. Именно поэтому проблема утилизации твердых бытовых отходов (ТБО) с мест их захоронения является актуальной проблемой в современном мире.

Одно из долгосрочных направлений энергетической политики Российской Федерации связано с использованием возобновляемых источников для производства электрической энергии. Примером источника являются ТБО, которые ежедневно образуются в результате работы предприятий, офисных зданий и жизнедеятельности человека.

Как показывает мировой опыт, самым доступным и одним из наиболее экономически целесообразных возобновляемых источников энергии являются тепловые электростанции, которые сжигают ТБО – ТЭС на ТБО. Твердые бытовые отходы – это топливо, которое по теплоте сгорания сопоставимо с торфом и некоторыми марками бурых углей. ТБО образуется в тех местах, где электроэнергия наиболее востребована, т.е. в крупных городах, каким и является город Красноярск.

Строительство мини-ТЭС на ТБО в районе города Красноярск позволит значительно разгрузить мусорные полигоны, избавиться от несанкционированных свалок, а также предложить людям города Красноярск и близлежащих городов новую, более низкую цену за вывоз ТБО. Так же в результате строительства современной ТЭС на ТБО позволит отказаться от старых, неэффективных и неэкологических котельных, которые влияют на качество атмосферного воздуха.

Таким образом, данная работа нацелена на решение комплексной задачи: разработка объекта энергосистемы, который будет эффективно решать проблему обращения с ТБО и обеспечивать дополнительной тепловой и электрической энергией местных жителей.

Такую станцию целесообразно будет поставить в городе Сосновоборск Красноярского края. В данном городе уже имеется площадка для сооружения станции подобного типа, а именно площадка бывшей Сосновоборской ТЭЦ. Так же данный город отлично подходит как место для сбыта ТБО из трех крупных городов: Красноярска, Сосновоборска и Железногорска.

# 1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС

## 1.1 Изучение характеристик ТБО

ТБО имеют разнообразный морфологический состав, процентное содержание основных компонентов может меняться, в зависимости от места их происхождения, например, в отходах медицинских предприятий наблюдается повышенное содержание бинтов и бумажных изделий, что несколько повышает калорийность отходов. Для повышения энергетической ценности ТБО необходимо осуществлять их сортировку, т.е. отобрать максимальное количество негорючих компонентов. В таблице 1 представлен морфологический состав ТБО.

Таблица 1 – Морфологический состав ТБО

Компонент	Элементарный состав в рабочей массе отходов, %								$Q_H^p$ , кДж/кг
	$C_p$	$H_p$	$O_p$	$N_p$	$S_p$	$A_p$	$W_p$	$V_p$	
Бумага	27,7	3,7	26,3	0,16	0,14	15	25	79	9490
Пищевые отходы	12,0	1,8	8	0,95	0,15	4,5	72	65,2	3430
Текстиль	40,4	4,9	23,2	3,4	0,1	8	20	74,3	15720
Древесина	40,5	4,8	33,8	0,1	-	0,8	20	67,9	14460
Отсев	13,9	1,9	14,1	-	0,1	50	20	44	4600
Пластмасса	55,1	7,6	17,5	0,9	0,3	10,6	8	79	24370
Зола, шлак	55,2	0,45	0,7	-	0,45	63,2	10	2,7	8650
Кожа, резина	65	5	12,6	0,2	0,67	11,6	5	49	25790
Прочее	47	5,3	27,7	0,1	0,2	11,7	8	60,2	18140
Стекло, металл, камни	-	-	-	-	-	100	-	-	-

Регион, место расположения, климат – все эти факторы влияют на элементарный состав ТБО. Однако по энергетической ценности бытовые отходы близки к горючим сланцам Карпатского и Болтышского (Украина) месторождений. В таблице 2 приведен элементарный состав в рабочей массе отходов по оценкам некоторых стран.

Таблица 2 – Элементарный состав ТБО

Регион	Массовая доля компонентов, %							$V_p$ , %	$Q_H^p$ , кДж/кг
	$C_p$	$H_p$	$O_p$	$N_p$	$S_p$	$A_p$	$W_p$		
Канада	25,57	3,18	18,14	0,42	0,13	25,36	27,03	57,8	9280
США	24,66	3,11	18,97	0,35	0,13	27,64	25,14	55,5	8860
Нидерланды	22,17	1,51	8,34	0,23	0,28	43,27	24,20	31,2	7570
г. Москва	21,36	2,8	17,52	0,61	0,13	17,93	36,65	65,3	7320
г. Свердловск	17,74	2,24	13,85	0,55	0,11	31,09	34,76	54,3	5810

При сжигании бытовых отходов образуются дымовые газы, зола, шлак, в состав которых входят опасные для человека загрязняющие вещества, что является одной из причин, почему в России не строят заводов по термической переработке ТБО. Однако современные методы очистки дымовых газов

позволяют решить данную проблему и добиться концентраций загрязняющих веществ в дымовых газах, не превышающих нормы ПДК.

## 1.2 Анализ технологических решений по утилизации ТБО

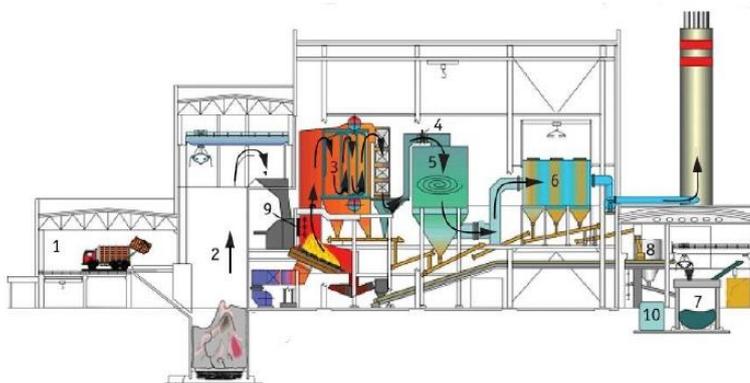
К технологиям термической переработки ТБО относятся:

- Сжигание на механических колосниковых решетках в слоевых топках
- Сжигание в кипящем слое
- Сжигание в трубчатых (барабанных) печах
- Пиролиз

### 1.2.1 Сжигание ТБО на механических колосниковых решетках в слоевых топках

Топки со слоевым сжиганием наиболее распространены в современном мире (эксплуатируется более 2 тыс. таких установок) и различаются прежде всего по типу и принципу работы колосниковых решеток. Применяются следующие типы колосниковых решеток: переталкивающие колосниковые решетки (ПКР) (наклонно-переталкивающие (НПР) и встречно-переталкивающие (ВПР)), обратно-переталкивающие (ОПР) и валковые колосниковые решетки.

На рисунке 1 показана технологическая схема утилизации ТБО на ТЭС в слоевых печах. В топку с ОПР подаются отходы, а для их разогрева и для поддержания оптимальной температуры газов в топочной камере применяют подсветку сопутствующим топливом (обычно газ). Топливо перемещается от узла загрузки к шлаковой ванне непрерывно с скоростью  $1 \div 18 \frac{\text{м}}{\text{ч}}$  при помощи подвижных колосников. Часть воздуха подогревается в калорифере и подается через воздушные фурмы снизу под решетку. Так же для полноты сгорания подается вторичный воздух. Тепло дымовых газов, образующееся в процессе горения используется для получения пара в пароперегревателях.



1 – приемное отделение для ТБО; 2 – приемный бункер; 3 – котлоагрегат; 4 – реактор летучего потока; 5 – абсорбер; 6 – рукавный фильтр; 7 – бункер шлака; 8 – бункер золы; 9 – азотоочистка; 10 – извлечение металлов из шлака

Рисунок 1 - Технологическая схема утилизации ТБО на ТЭС в слоевых печах

### 1.2.2 Сжигание в кипящем слое

Отличительная особенность процесса сжигания отходов в кипящем слое заключается в создании эффекта “кипения” отходов и инертного материала за счет восходящего газового потока. В качестве инертного материала используют калиброванный кремнистый песок, который позволяет стабилизировать температуру процесса, за счет большой теплоемкости, независимо от качества ТБО. Интенсивное кипение слоя приводит к энергичному перемешиванию отходов, кислорода воздуха и высокотемпературных продуктов сгорания, приводящих к интенсивному горению без применения движущихся частей, что является одним из важных преимуществ данных топков. На рисунке 2 показана топка с кипящим слоем финской фирмы Metso Power (Kvaerner), являющейся лидером в производстве данного вида топков.

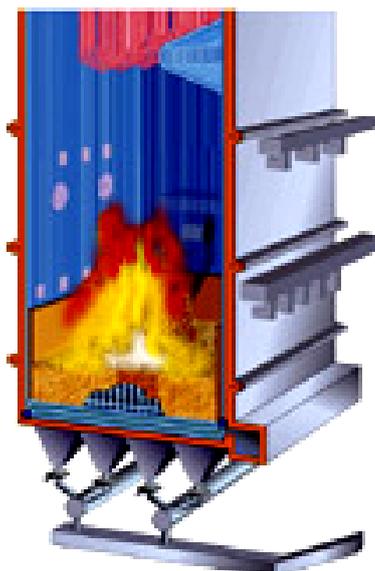


Рисунок 2 – Топка с кипящим слоем фирмы Metso Power (Kvaerner)

### 1.2.3 Сжигание в трубчатых (барабанных) печах

Трубчатые (барабанные) вращающиеся печи широко применяются в производстве цемента, для сушки и обжига различных материалов. За рубежом их также используют для огневой переработки промышленных отходов, ТБО и обезвоженных осадков сточных вод.

Основным преимуществом сжигания в барабанных печах является отсутствие движущихся металлических частей внутри печи, контактирующих с отходами и горячими газами, что повышает надежность и готовность установки в целом и обеспечивает низкие затраты на ремонт.

Внешний вид вращающейся барабанной печи современной конструкции и схема организации сжигания в ней отходов представлены на рисунке 3.

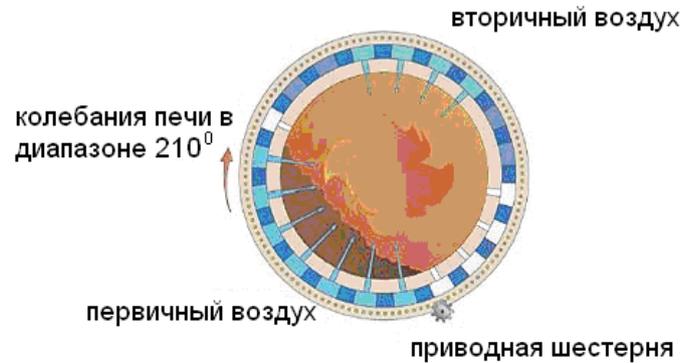


Рисунок 3 – Вращающаяся барабанная печь для сжигания ТБО и схема организации сжигания отходов

Принцип работы заключается в том, что отходы, попадая в печь первоначально подсушиваются и постепенно перемещаются к зоне горения. Суживающаяся цилиндрическая форма камеры, периодические вращения и турбулентность топочных газов обеспечивают требуемый режим горения. Образующиеся в процессе горения топочные газы из печи поступают в камеру дожигания и далее в котел.

Данный вид печей широкого применения в мире не нашел. Это объясняется низкой удельной тепловой массовой нагрузкой топочного объема, что приводит к высоким и эксплуатационным затратам, кроме того футеровка печи находится в условиях частой смены температур, что приводит к образованию в ней трещин и быстрый выход из строя.

### 1.2.4 Пиролиз ТБО

Пиролиз по сравнению с другими способами сжигания происходит при более низких температурах и почти без доступа воздуха. В процессе пиролиза происходит преобразование ТБО в жидкие и газообразные углеводороды – смолы и горючие газы (метан, водород, оксиды углерода). На рисунке 4 показана принципиальная схема пиролизной установки ТБО.

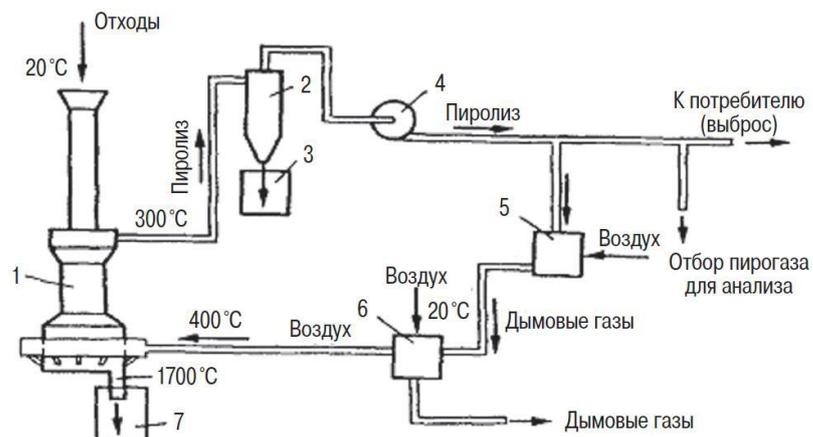


Рисунок 4 – Принципиальная схема пиролизной установки ТБО

Но как способ утилизации бытовых отходов процесс пиролиза применяется крайне редко, в первую очередь из-за низкой энергетической эффективности по сравнению с традиционным сжиганием. Из-за значительного содержания горючих в ТБО при пиролизе коэффициент использования тепла топлива примерно в 1.6 раза ниже, чем при простом слоевом сжигании.

### **1.3 Выбор наиболее оптимального варианта**

Все вышеперечисленные способы термической утилизации ТБО имеют место быть. Однако необходимо выбрать такой способ, который не только будет решать социальную проблему с повсеместным загрязнением территорий, но и обеспечить дешевизну, простоту и экономическую выгоду производства тепловой и электрической энергии.

В виду низкого коэффициента использования тепла топлива при пиролизе, данный способ утилизации ТБО не подходит.

Основной взор остановился на сжигании в слоевых топках на колосниковых решетках, в топках с кипящим слоем и сжигание в трубчатых (барабанных) печах.

Несмотря на огромное количество плюсов топок с кипящим слоем имеется один, но важный недостаток: необходимость использования монофракционного состава топлива (от 1 до 10 мм), что довольно трудно достичь при подготовке ТБО к сжиганию, а если и достижимо, то при помощи больших затрат на собственные нужды.

Сжигание в трубчатых печах хоть и эффективно с точки зрения обеспечения правильного режима горения, однако, неэффективна сама конструкция печи, которая так или иначе будет часто выходить из строя, что невыгодно для производства.

Поэтому выбор пал на сжигание ТБО в слоевых топках. Данный вид топок отличается простотой конструкции, высокая надежность, малые затраты энергии на собственные нужды, простота обслуживания и минимальные устройства для подготовки топлива к сжиганию. Однако минусом таких топок является сложность обеспечения эффективного горения топлива, а тем более ТБО. Поэтому для обеспечения необходимого режима горения было сделано решение – применить подсветку при помощи сопутствующего топлива. В качестве сопутствующего топлива в мировой практике обычно используют природный газ или уголь. Однако ввиду строительства ТЭС в Красноярском крае, было бы разумно применить подсветку бурым углем Ирша-Бородинского месторождения. Но выгоднее ли это с экономической точки зрения чем подсветка природным газом?

### **1.4 Экономическая эффективность подсветки при помощи бурого угля перед природным газом**

Средняя цена за тысячу кубометров газа в России находится примерно на отметке 5000 руб., следовательно, за 1 куб газа придется заплатить 5 рублей. Так

как все дальнейшие расчеты будут вестись в кг, то примем плотность газа 0,765 кг/м<sup>3</sup>.

Средняя цена за тонну Ирша-Бородинского бурого угля составляет около 1300 руб/т.

С ТБО все обстоит куда интереснее. Красноярская рециклинговая компания просит за вывоз 1 кубометр отходов порядка 1600 рублей. При такой расценке за бытовые отходы экономическая выгода мини-ТЭС на ТБО отсутствует. Однако, когда рециклинговая компания строит для себя такую ТЭС, то мусор оказывается для нее достаточно дешевым. Но самым, по моему мнению, эффективным вариантом является случай, когда при строительстве станции создается новая организации по вывозу ТБО, которая сможет предложить ЖКХ новую, более низкую, цену за вывоз отходов. Цена будет основываться только на затратах за топливо для автомобилей, затраты на заработную плату водителей и затраты на амортизацию машин. Эту цену можно будет распределить между жителями того или иного жилищного сектора, что сделает ТБО для ТЭС практически бесплатным, а жители станут платить за вывоз отход по-новому, более низкому тарифу. При таких моделях бизнеса, существование станции будет экономически выгодным.

Из всего выше сказанного цена за ТБО будет приблизительно составлять 150 руб/м<sup>3</sup>. Плотность отходов принято считать 200 кг/м<sup>3</sup>.

Для организации эффективного горения топлива и необходимых параметров топочной камеры рассчитаем стоимость смеси топлива при обеспечении необходимой низшей теплоты сгорания смеси. В таблице 3 предоставлены исходные данные для решения данной задачи.

Таблица 3 – Исходные данные для расчёта выгоды типа подсветки

Топливо	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Цена, руб/м <sup>3</sup>	Цена, руб/кг
Природный газ	0,765	5	6,535
Уголь	-	-	1,300
ТБО	200	150	7,500
Природный газ + ТБО		Бурый уголь + ТБО	
$Q_{H\_смеси}^p$ , кДж/кг	Вес газа в смеси $g_g$ , кг	$Q_{H\_смеси}^p$ , кДж/кг	Вес угля в смеси $g_y$ , кг
8235	0,02	8116	0,1
9700	0,052	9708	0,3
11301	0,087	11300	0,5

Рассчитаем стоимость смеси топлива для первого варианта.

Определим вес ТБО в смеси с газом и углем соответственно:

$$g_{ТБО}^{газ} = 1 \text{ кг} - g_g = 1 - 0,02 = 0,98 \text{ кг} \quad (1)$$

$$g_{\text{ТБО}}^{\text{уголь}} = 1 \text{ кг} - g_y = 1 - 0,1 = 0,9 \text{ кг} \quad (2)$$

Определим стоимость газа и угля в смеси соответственно:

$$C_{\Gamma}^{\text{см}} = C_{\Gamma}^{\text{кг}} \cdot g_{\Gamma} = 6,535 \cdot 0,02 = 0,131 \text{ руб} \quad (3)$$

$$C_y^{\text{см}} = C_y^{\text{кг}} \cdot g_y = 1,300 \cdot 0,1 = 0,13 \text{ руб} \quad (4)$$

где  $C_{\Gamma}^{\text{кг}} = 6,535 \frac{\text{руб}}{\text{кг}}$  и  $C_y^{\text{кг}} = 1,3 \frac{\text{руб}}{\text{кг}}$  – цена за килограмм топлива

Определим стоимость ТБО в смеси с газом и углем соответственно:

$$C_{\text{ТБО}}^{\text{см.с}\Gamma} = C_{\text{М}}^{\text{кг}} \cdot g_{\text{ТБО}}^{\text{газ}} = 7,5 \cdot 0,98 = 0,735 \text{ руб} \quad (5)$$

$$C_{\text{ТБО}}^{\text{см.с}y} = C_{\text{М}}^{\text{кг}} \cdot g_{\text{ТБО}}^{\text{уголь}} = 7,5 \cdot 0,9 = 0,675 \text{ руб} \quad (6)$$

где  $C_{\Gamma}^{\text{кг}} = 7,5 \frac{\text{руб}}{\text{кг}}$  – цена за килограмм ТБО

Определим стоимости килограмма смесей газ + ТБО и уголь + ТБО соответственно:

$$C_{\Gamma+\text{ТБО}}^{\text{см}} = C_{\Gamma}^{\text{см}} + C_{\text{ТБО}}^{\text{см.с}\Gamma} = 0,131 + 0,735 = 0,866 \frac{\text{руб}}{\text{кг}} = 866 \frac{\text{руб}}{\text{т}} \quad (7)$$

$$C_{y+\text{ТБО}}^{\text{см}} = C_y^{\text{см}} + C_{\text{ТБО}}^{\text{см.с}y} = 0,13 + 0,675 = 0,805 \frac{\text{руб}}{\text{кг}} = 805 \frac{\text{руб}}{\text{т}} \quad (8)$$

Проведем аналогичные расчеты для оставшихся вариантов и занесем полученные результаты в таблицу 4 и 5.

Таблица 4 – Результаты по итогам расчета смеси газа и ТБО

Вариант	$Q_{\text{Н смеси}}^{\text{р}}$ , кДж/кг	$C_{\Gamma+\text{ТБО}}^{\text{см}}$ , руб/т	$g_{\text{М}}$ , кг	$g_{\Gamma}$ , кг
1	8235	866	0,98	0,02
2	9700	1051	0,948	0,052
3	11301	1253	0,913	0,087

Таблица 5 – Результаты по итогам расчета смеси угля и ТБО

Вариант	$Q_{\text{Н смеси}}^{\text{р}}$ , кДж/кг	$C_{y+\text{ТБО}}^{\text{см}}$ , руб/т	$g_{\text{М}}$ , кг	$g_y$ , кг
1	8116	805	0,9	0,1
2	9708	915	0,7	0,3
3	11300	1025	0,5	0,5

По полученным данным проанализируем, как меняется стоимость смеси за тонну в зависимости от доли топлива применяемого для подсветки.

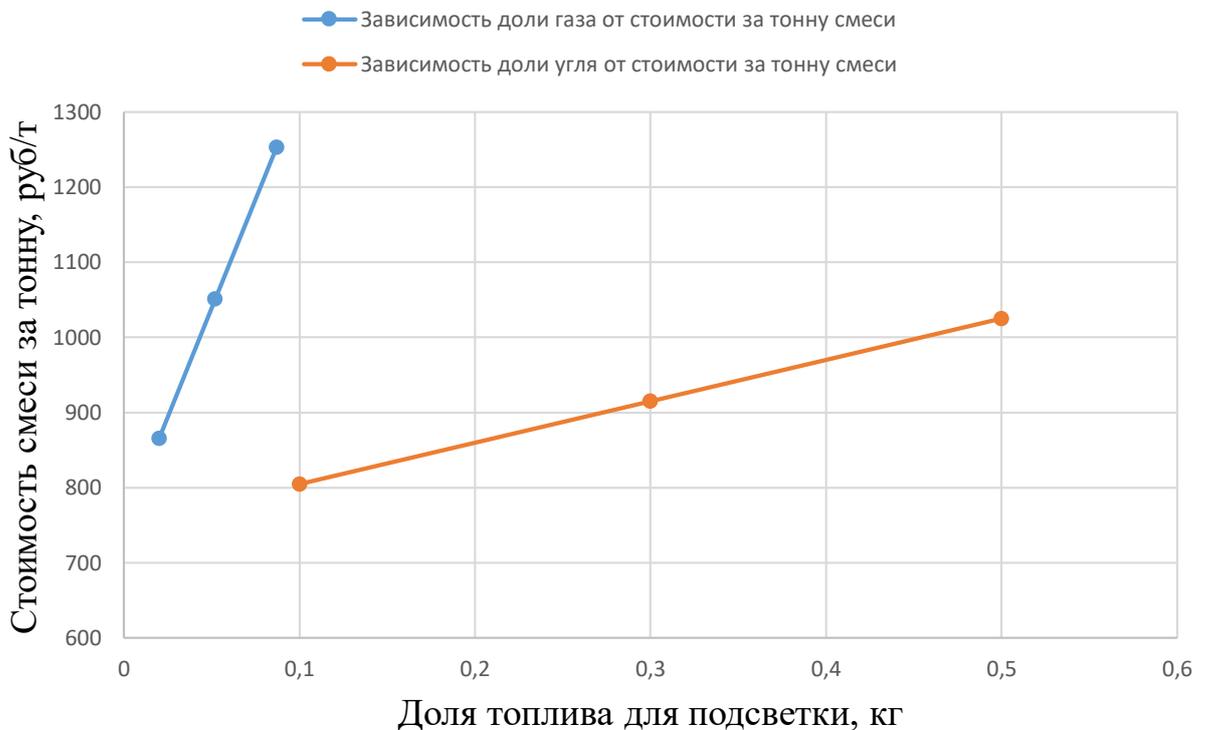


Рисунок 5 – График зависимости доли стоимости топлива на подсветку от стоимости тонны смеси

Как видно из рисунка 5 несмотря на меньшее содержание газа в смеси “газ + ТБО” по сравнению с углем, итоговая цена смеси “уголь + ТБО” получается ниже, что свидетельствует о более выгодном применении угольной подсветки.

Для расчета котельного агрегата в дальнейшем выберем первый вариант, при котором:  $Q_{H, \text{смеси}}^p = 8116$  кДж/кг, а соотношение ТБО и угля составляет 9:1. Эти параметры обеспечат правильную работу топочной камеры котла и обеспечат экономическую эффективность проекта.

### 1.5 Постановка задач

Таким образом, в бакалаврской работе необходимо решить следующие задачи:

1. Расчет регенеративной схемы энергоблока. Выбор и расчет вспомогательного оборудования.
2. Комплексный расчет котельного агрегата.
3. Расчет вредных выбросов в атмосферу, расчет дымовой трубы, расчет рассеивания выбросов в атмосферу.
4. Расчет себестоимости тепловой и электрической энергии. Расчет срока окупаемости станции.
5. Разработка генерального плана.
6. Выполнение графической части: Создание 3D-модели котельного агрегата, создание 3D-модели станции.

## **2 Расчетная часть**

### **2.1 Выбор основного оборудования**

В качестве прототипа котельного агрегата был выбран котел П-52 ПАО “ЗиО – Подольск”, предназначенный для термического обезвреживания ТБО с газовой подсветкой и выработкой пара средних параметров.

В качестве турбоагрегата была выбрана турбина Т-42/50-2,9 производства УТЗ. Данная турбина одноцилиндровая, с прямоточной схемой движения пара на давление 2,9 МПа. Турбина предполагается с радиальным выхлопом на один водяной конденсатор. В турбине предусмотрена возможность организации одноступенчатого регулируемого теплофикационного отбора.

### **2.2 Расчет принципиальной тепловой схемы**

#### **2.2.1 Описание тепловой схемы и исходные данные к расчету**

Принципиальная тепловая схема турбины Т-42/50-2,9 представлена на рисунке 6. Как видно из тепловой схемы отпуск тепла осуществляется из одного регулируемого теплофикационного отбора. Отборный пар поступает на сетевой подогреватель. Для подогрева сетевой воды при пиковых нагрузках теплосети применяется пиковая водогрейная котельная (ПВК). Система регенерации состоит из одного подогревателя низкого давления (ПНД), деаэратора, подогревателя высокого давления (ПВД). Слив конденсата из ПВД – каскадный в деаэратор. Слив конденсата из ПНД осуществляется в конденсатор. Пар из уплотнений и основных эжекторов конденсатора поступает в сальниковый подогреватель (СП) и в эжекторный охладитель (ЭО), что способствует дополнительному обогреву основного конденсата.

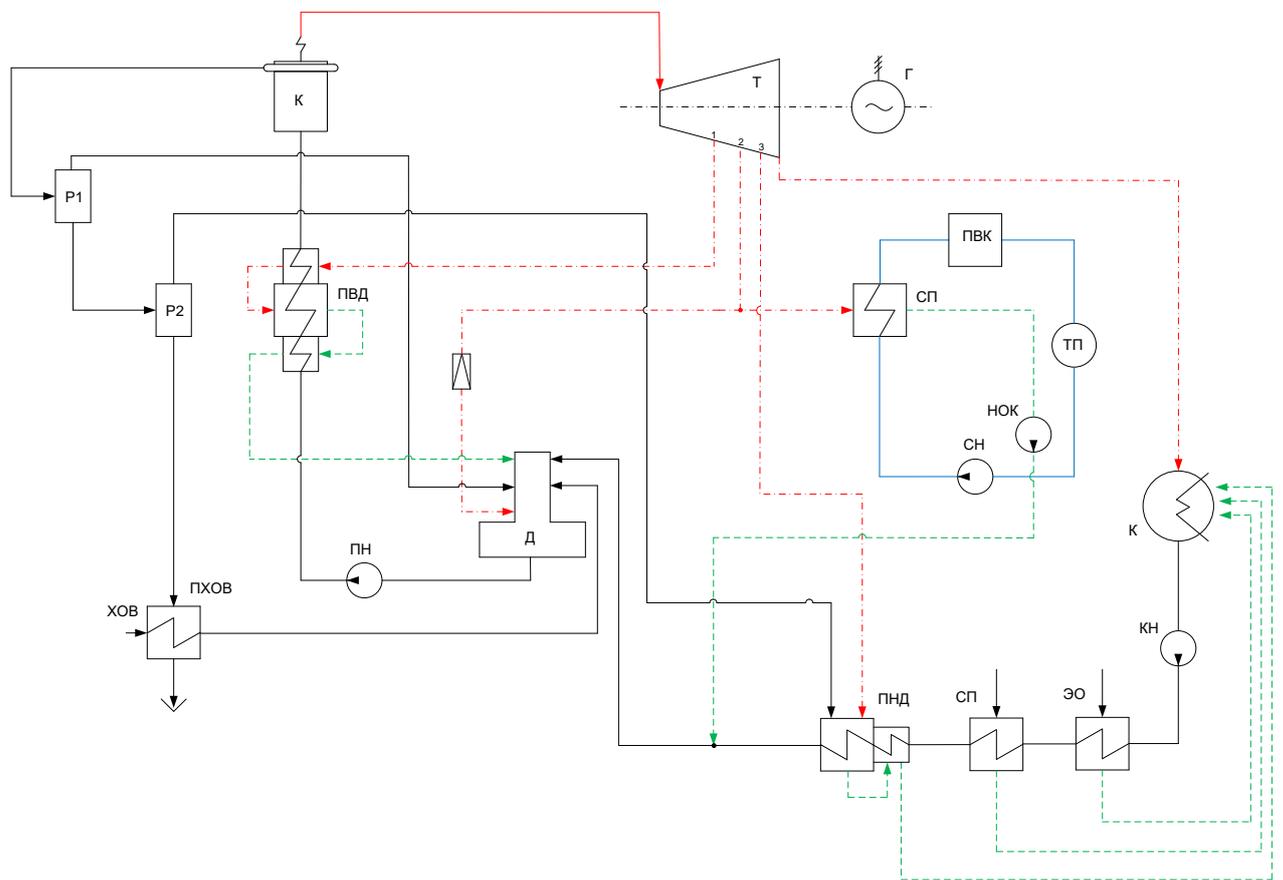


Рисунок 6 – Регенеративная схема турбоустановки

Исходные данные, необходимые для расчета регенеративной схемы представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Исходные данные

Наименование	Значение
Электрическая мощность $W_э$ , МВт	42
Максимальная отопительная нагрузка, Гкал/час	75
Давление острого пара $P_0$ , МПа	2,9
Температура острого пара $t_0$ , °С	430
Давление в конденсаторе $P_к$ , кПа	3,5
Давления в отборах $P_{от}^i$ , МПа	0,22
	0,12
	0,05
Недогрев в ПВД $\theta_{ПВД}$ , °С	2
Недогрев в ПНД $\theta_{ПНД}$ , °С	4
Температура ХОВ $t_{хов}$ , °С	30
Суммарный нагрев воды в ПУ и ОЭ $\Delta t_{пу_оэ}$ , °С	15
Тепловой график теплосети, °С	150/70

## 2.2.2 Построение процесса расширения на i-s диаграмме

Находим на i-s диаграмме точку  $A_0$ , смотрим рисунок 7. С учётом дросселирования пара в регулирующих органах цилиндра давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{др} = 2,9 \cdot 0,9 = 2,61 \quad (9)$$

где  $\eta_{др}$  - КПД дросселирования.

Определим энтропию в точке  $A_0$ :

$$S_{A0} = s(P'_0, i_0) = 7,086 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (10)$$

Опустимся по изоэнтальпе  $S_{A0}$  до  $P_K$  и найдем энтальпию в точке  $B_0$ :

$$i_{B0} = h(P_K, S_{A0}) = 2119,379 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (11)$$

Определим энтальпию в точке В с учетом КПД ЦВД и ЦСД:

$$i_B = i_0 - (i_0 - i_{B0}) \cdot \eta_{oi} = 3301,049 - (3301,049 - 2119,379) \cdot 0,855 = 2222,211 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (12)$$

где  $\eta_{oi}$  - КПД внутренний относительный.

Сработанный теплоперепад в турбине составляет:

$$H_i = i_0 - i_B = 3301,049 - 2222,211 = 1078,838 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (13)$$

Определим тепло перепады между отборами турбины и определим температуру пара в отборах турбины и занесем значения в таблицу 7.

Таблица 7 – определение температуры пара в камерах отбора турбины

№ <sub>от</sub>	$H_i = H(P_{i-1}, i_{i-1}, P_1, \eta_{oi}), \text{кДж/кг}$	$i_{от}^i = i_{i-1} - H_i, \text{кДж/кг}$	$t_{от}^i = t(P_{от}^i, i_{от}^i), \text{°C}$
1	542,083	2758,966	145892
2	95,262	2663,704	104,784
3	125,075	2538,629	81,317

В результате расчетов был построен процесс расширения турбины, представленный на рисунке 7.

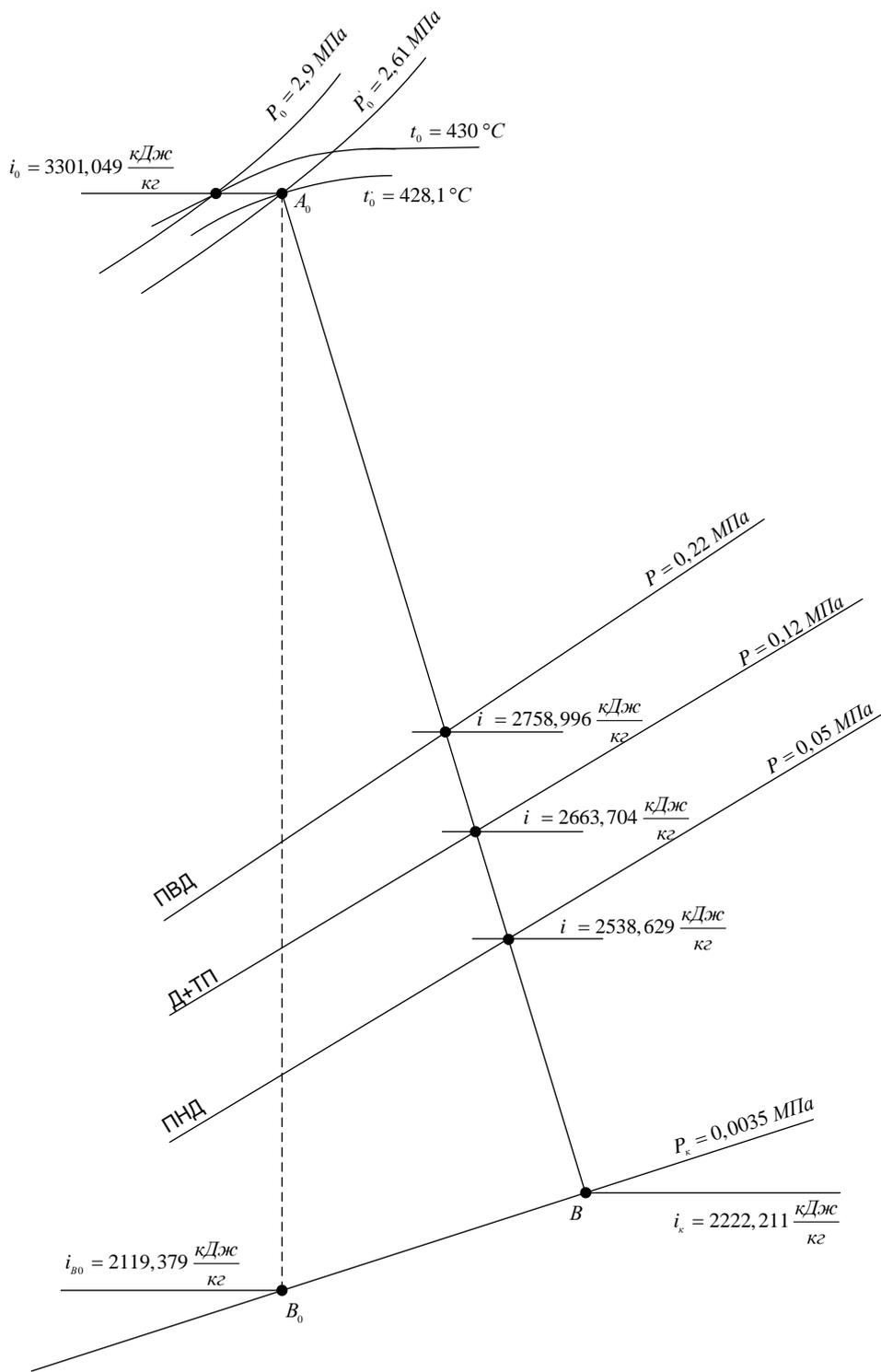


Рисунок 7 – Процесс расширения турбины Т-42/50-2,9

### 2.2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды

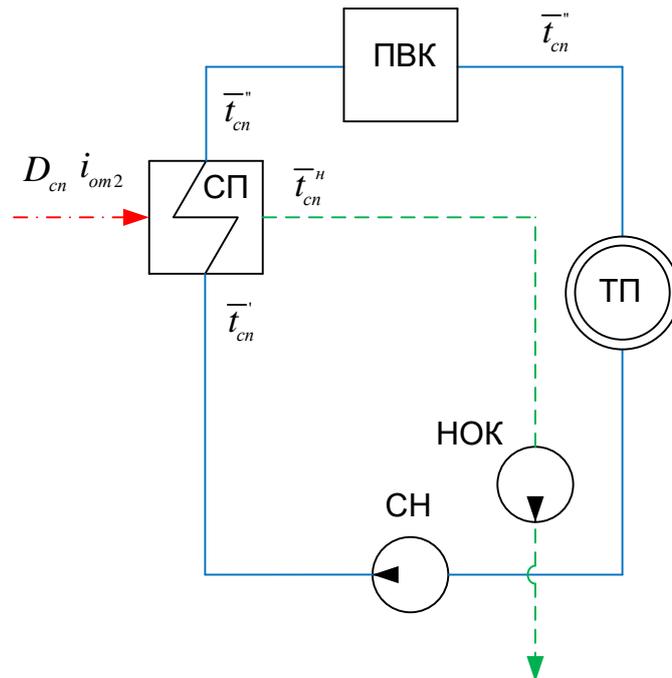


Рисунок 8 – Схема установки по подогреву сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{cv} = \frac{Q_{\max}}{c_g \cdot \Delta t} = \frac{87225}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 260,218 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (14)$$

где  $c_g = 4,19$  кДж/кг · К – удельная теплоемкость воды;

Для подогрева сетевой воды используем отбор №2. Принимаем потери давления 5%,

Зная, давление 4-го отбора найдем давление у верхнего сетевого подогревателя:

$$P'_{cn} = 0,95 \cdot P_{om2} = 0,95 \cdot 0,12 = 0,114 \text{ МПа} \quad (13)$$

Энтальпия греющего пара для сетевого подогревателя:

$$h'_{вс} = h(P'_{сп}, t_{от2}) = 2683,842 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (14)$$

Энтальпия насыщения греющего пара сетевого подогревателя:

$$\bar{t}_{нс}^H = h'(P'_{сп}) = 433,075 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (15)$$

Температура насыщения греющего пара сетевого подогревателя:

$$t_{сп}^H = t_s(P'_{сп}) = 103,31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16)$$

Температура сетевой воды после сетевого подогревателя:

$$t''_{\text{СП}} = t_{\text{СП}}^{\text{H}} - \theta_{\text{ПСВ}} = 103,31 - 5 = 98,31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (17)$$

где  $\theta_{\text{ПСВ}} = 5^\circ\text{C}$  – недогрев в сетевых подогревателях

Энтальпия сетевой воды после сетевого подогревателя:

$$\bar{t}''_{\text{СП}} = c_{\text{В}} \cdot t''_{\text{СП}} = 411,919 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (18)$$

Энтальпия обратной сетевой воды:

$$\bar{t}'_{\text{СП}} = c_{\text{В}} \cdot t_{\text{ОС}} = 293,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (19)$$

Определим расход пара на сетевой подогреватель:

$$D_{\text{СН}} = \frac{G_{\text{СВ}} \cdot \left( \bar{t}''_{\text{СН}} - \bar{t}'_{\text{СН}} \right)}{\left( h'_{\text{СН}} - h''_{\text{СН}} \right) \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{260,218 \cdot (411,919 - 293,3)}{(2683,842 - 433,075) \cdot 0,98} = 13,994 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (20)$$

Тепловая нагрузка сетевого подогревателя:

$$Q_{\text{СН}} = G_{\text{СВ}} \cdot \left( \bar{t}''_{\text{СН}} - \bar{t}'_{\text{СН}} \right) = 260,218 \cdot (411,919 - 293,3) = 36,867 \text{ МВт} \quad (21)$$

Энтальпия воды на выходе с ПВК:

$$\bar{t}''_{\text{ПВК}} = c_{\text{В}} \cdot t''_{\text{ПВК}} = 628,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (22)$$

Тепловая нагрузка ПВК

$$Q_{\text{ПВК}} = G_{\text{СВ}} \cdot \left( \bar{t}''_{\text{ПВК}} - \bar{t}''_{\text{СН}} \right) = 260,218 \cdot (628,5 - 411,919) = 56,358 \text{ МВт} \quad (23)$$

Коэффициент теплофикации:

$$\alpha = \frac{Q_{\text{СН}}}{Q_{\text{ПВК}}} = \frac{36,867}{56,358} = 0,354 \quad (24)$$

#### 2.2.4 Определение параметров по элементам схемы

Расчет параметров по элементам тепловой схемы ведется аналогично расчету параметров сетевого подогревателя. Результаты расчетов всех элементов отображены в таблице 8.

Таблица 8 – параметры элементов тепловой схемы

Величина	Давление отборного пара, МПа	Давление у подогревателя, МПа	Энтальпия пара, кДж/кг	Температура насыщения греющего пара, °С	Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	Температура воды за подогревателем, °С	Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	Использованный теплоперепад, кДж/кг
ПВД	0,22	0,209	2758,966	121,609	510,625	119,799	505,315	542,083
Деаэрагор	0,12	0,114	2663,704	103,371	433,075	104,784	439,294	104,784
СП	0,12	0,114	2663,704	103,31	433,075	103,31	432,36	104,784
ПНД	0,05	0,048	2645,645	80,044	335,135	76,044	319,367	81,317
Конденсатор	0,0035	0,0035	2222,211	26,822	111,836	26,822	111,836	316,417

### 2.2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора:

$$y_{\text{СП}} = \frac{i_{\text{СП}} - i_{\text{К}}}{i_0 - i_{\text{К}}} = \frac{2683,842 - 2222,211}{3301,049 - 2222,211} = 0,428 \quad (25)$$

Принимая коэффициент регенерации  $K_p = 1,043$ , расход пара на турбину составит:

$$D_{\text{T}} = K_p \cdot \left( \frac{W_{\text{э}}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{СП}} \cdot D_{\text{СП}} \right) = 1,043 \cdot \left( \frac{42000}{1047,838 \cdot 0,98} + 0,428 \cdot 13,994 \right) = 47,679 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (26)$$

### 2.2.6 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,5% от расхода пара на турбину:

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_{\text{T}} = 0,005 \cdot 47,679 = 0,238 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (27)$$

Расход пара на уплотнение турбины:

$$D_{\text{уп}} = 0,01 \cdot D_{\text{T}} = 0,01 \cdot 47,679 = 0,477 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (28)$$

Утечки пара и конденсата:

$$D_{ут} = 0,011 \cdot D_T = 0,011 \cdot 47,679 = 0,524 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (29)$$

Расход пара на собственные нужды:

$$D_{сн} = (\alpha_{сн}^{мз} + \alpha_{сн}^{к0}) \cdot D_T = (0,012 + 0,012) \cdot 47,679 = 1,144 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (30)$$

Расход перегретого пара:

$$D_{пе} = D_T + D_{эж} + D_{уп} + D_{ут} + D_{сн} = 47,679 + 0,238 + 0,477 + 0,524 + 1,144 = 50,063 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 180,226 \frac{\text{тонн}}{\text{час}} \quad (31)$$

Расход продувочной воды:

$$G_{пр} = \alpha_{прод} \cdot D_{пе} = 0,015 \cdot 47,679 = 0,751 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (32)$$

Расход питательной воды:

$$G_{пв} = D_{пе} + G_{пр} = 50,063 + 0,751 = 50,814 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (33)$$

### 2.2.7 Расчет расширителя непрерывной продувки

Расчетная схема расширителей непрерывной продувки представлена на рисунке 9.

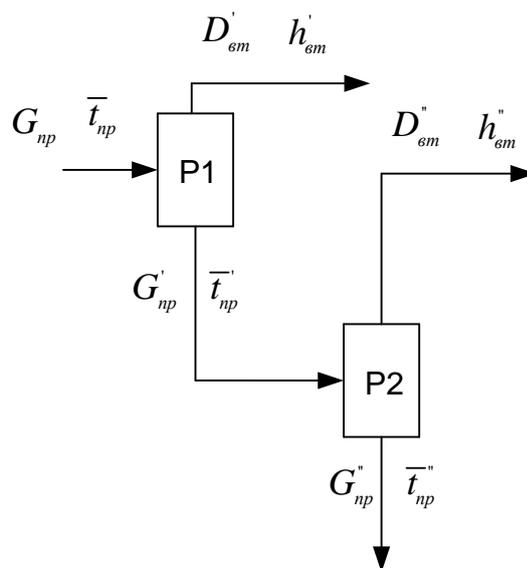


Рисунок 9 – Расчетная схема расширителя непрерывной продувки

Энтальпия воды в барабане парогенератора:

$$\bar{t}_{np} = h'(P_0) = 1029,442 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (34)$$

Энтальпия продувочной воды, сливаемой из расширителя:

$$\bar{t}'_{np} = h'(P_{p1}) = 697,143 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (35)$$

Теплота парообразования при давлении в расширителе 0,7 МПа:

$$h'_{em} = h''(P_{p1}) = 2762,749 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (36)$$

Энтальпия продувочной воды, сливаемой из второго расширителя:

$$\bar{t}''_{np} = h'(P_{p2}) = 340,476 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (37)$$

Теплота парообразования при давлении в расширителе 0,05 МПа:

$$h''_{em} = h''(P_{p2}) = 2645,213 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (38)$$

Составим уравнения материального и теплового баланса для схемы расширителей непрерывной продувки:

$$G_{np}' = G_{np}' + D'_{em} \quad (39)$$

$$G_{np}' \cdot \bar{t}'_{np} = G_{np}' \cdot \bar{t}'_{np} + D'_{em} \cdot h'_{em} \quad (40)$$

$$G_{np}'' = G_{np}'' + D''_{em} \quad (41)$$

$$G_{np}'' \cdot \bar{t}''_{np} = G_{np}'' \cdot \bar{t}''_{np} + D''_{em} \cdot h''_{em} \quad (42)$$

Решая написанную выше систему уравнений найдем следующие неизвестные:

$$G_{np}' = 0,63 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad D'_{em} = 0,121 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{np}'' = 0,533 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad D''_{em} = 0,098 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

## 2.2.8 Расчет подогревателя химически очищенной воды

Расчетная схема ПХОВ представлена на рисунке 10

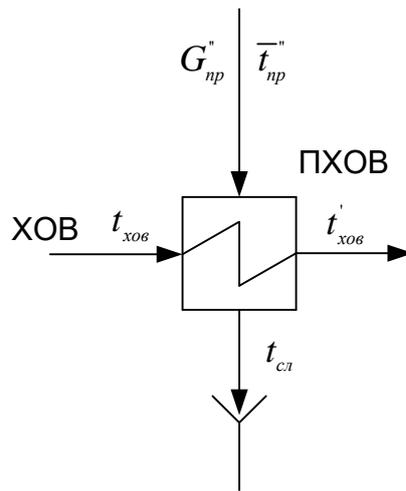


Рисунок 10 – Расчетная схема ПХОВ

Найдем расход ХОВ:

$$G_{хов} = G_{нр}'' + D_{ум} + D_{сн} = 0,533 + 0,524 + 1,144 = 2,201 \frac{кг}{с} \quad (43)$$

Примем температуру продувочной воды, сливаемой в канализацию  $t_{сл} = 60^\circ\text{C}$  и температуру подаваемой ХОВ  $t_{хов} = 30^\circ\text{C}$

Определим энтальпии этих вод:

$$\bar{t}_{сл} = c_в \cdot t_{сл} = 4,19 \cdot 60 = 251,4 \text{ кДж} / \text{кг} \quad (44)$$

$$\bar{t}_{хов} = c_в \cdot t_{хов} = 4,19 \cdot 30 = 125,7 \text{ кДж} / \text{кг} \quad (45)$$

Найдем энтальпию воды за подогревателем:

$$\begin{aligned} \bar{t}'_{хов} &= \frac{G_{нр}'' \cdot (\bar{t}_{нр}'' - \bar{t}_{сл}) \cdot \eta_m}{G_{хов}} + \bar{t}_{хов} = \frac{0,533 \cdot (340,476 - 251,4) \cdot 0,98}{2,201} + 125,7 = \\ &= 146,821 \text{ кДж} / \text{кг} \end{aligned} \quad (46)$$

### 2.2.9 Расчет регенеративной схемы ПВД

Проверим ПВД на наличие зон ОП и ОД:

Температура насыщения греющего пара:

$$t_s = t_s(P_{нед}) = 121,609 \text{ }^\circ\text{C} \quad (47)$$

$$t_{ом1} - t_s = 145,462 - 121,609 = 23,854 \text{ }^\circ\text{C} \quad (48)$$

Выражение 48 означает, что зона ОП присутствует в ПВД.

Температура воды на входе в ПВД:

$$t_g = t_s(P_o) = 104,784 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (49)$$

$$t_s - t_g = 121,609 - 104,784 = 16,825 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (50)$$

Выражение 50 означает, что зона ОД присутствует в ПВД.

На рисунке 11 представлена схема ПВД.

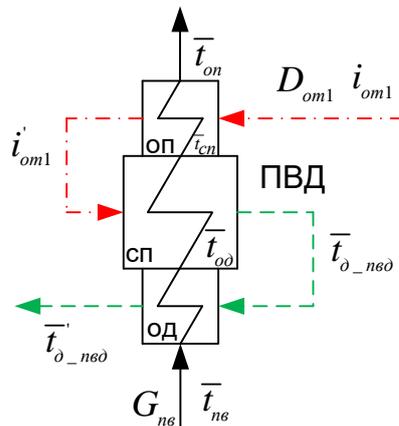


Рисунок 11 – Расчетная схема ПВД

В таблице 9 сведены все величины, необходимые для расчета ПВД

Таблица 9 – Величины для расчета ПВД

Зона	Температура среды на входе в зону	Температура среды на выходе из зоны	Энтальпия среды на входе в зону	Энтальпия среды на выходе из зоны
ОП	$t_{om1} = 145,462 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{cn} = 119,609 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t'_{om1} = 131,609 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{on} - ?$	$i_{om1} = 2758,966 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{cn} = 504,538 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$i'_{om1} = 2729,796 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{on} - ?$
СП	$t'_{om1} = 131,609 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{od} - ?$	$t_{\delta\_nv\delta} = 104,784 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{cn} = 119,609 \text{ } ^\circ\text{C}$	$i'_{om1} = 2729,796 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{od} - ?$	$\bar{t}_{\delta\_nv\delta} = 510,626 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{cn} = 504,538 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
ОД	$t_{\delta\_nv\delta} = 104,784 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{nv} = 105,329 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t'_{\delta\_nv\delta} = 110,784 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{od} - ?$	$\bar{t}_{\delta\_nv\delta} = 510,626 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{nv} = 444,194 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\bar{t}'_{\delta\_nv\delta} = 464,727 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{od} - ?$

Составим систему уравнений для решения схемы ПВД:

-для ОП:

$$D_{om1} \cdot (i'_{om1} - i_{om1}) \cdot \eta_m = G_{не} \cdot (\bar{t}_{он} - \bar{t}_{сн}) \quad (51)$$

-для СП:

$$D_{om1} \cdot (i'_{om1} - \bar{t}_{\delta\_ннд}) \cdot \eta_m = G_{не} \cdot (\bar{t}_{сн} - \bar{t}_{од}) \quad (52)$$

-для ОД

$$D_{om1} \cdot (\bar{t}_{\delta\_ннд} - \bar{t}'_{\delta\_ннд}) \cdot \eta_m = G_{не} \cdot (\bar{t}_{од} - \bar{t}_{не})$$

Решая эту систему уравнений находим недостающие параметры:

$$D_{om1} = 1,381 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad \bar{t}_{он} = 505,315 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \bar{t}_{од} = 445,416 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### 2.2.10 Расчет регенеративной схемы ПНД

Проверим ПНД на наличие зон ОП и ОД:

Температура насыщения греющего пара:

$$t_{\delta\_ннд} = t_s(P_{ннд}) = 80,044 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (53)$$

$$t_{ом3} - t_{\delta\_ннд} = 81,317 - 80,044 = 1,273 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (54)$$

Выражение (54) означает, что зона ОП отсутствует в ПНД.

Температура воды на входе в ПВД:

$$t'_{ннд} = 41,822 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (55)$$

$$t_{\delta\_ннд} - t'_{ннд} = 80,044 - 41,822 = 38,223 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (56)$$

Выражение 56 означает, что зона ОД присутствует в ПНД.

На рисунке 12 представлена схема ПНД.

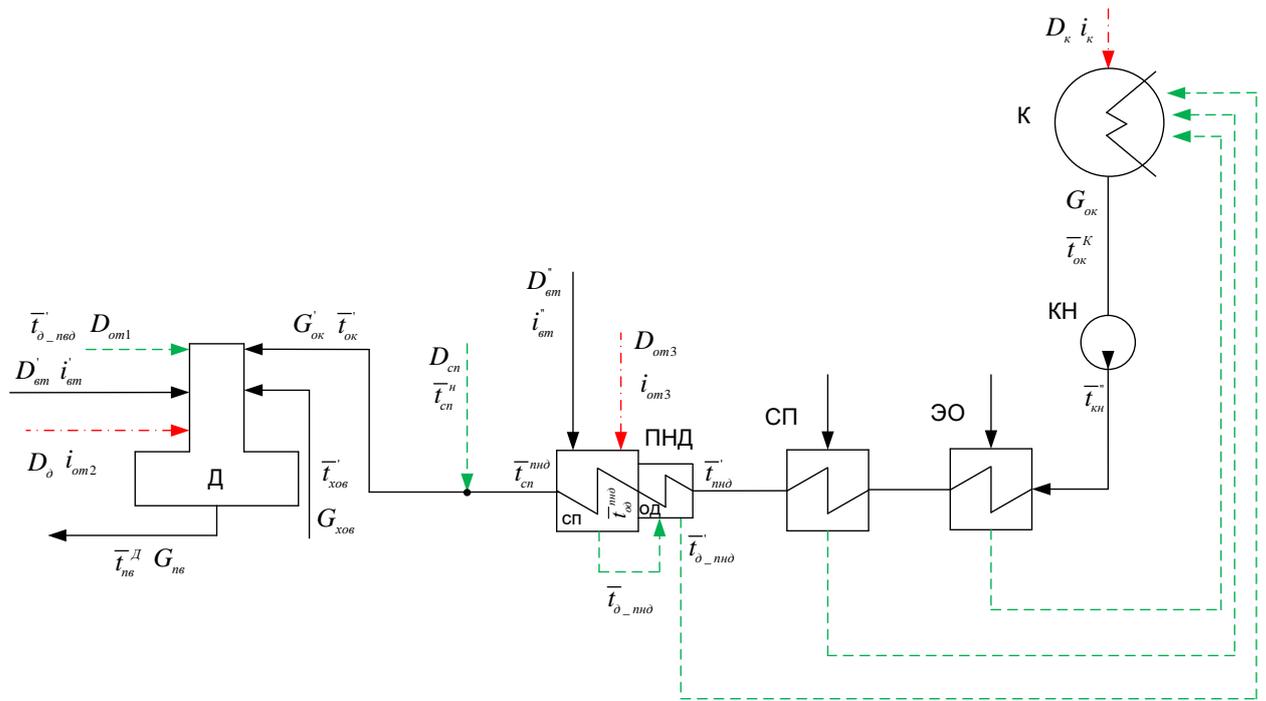


Рисунок 12 – Расчетная схема ПНД

В таблице 10 сведены все величины, необходимые для расчета ПНД

Таблица 10 – Величины для расчета ПНД

Элемент	Температура среды на входе в элемент схемы	Температура среды на выходе из элемента схемы	Энтальпия среды на входе в элемент схемы	Энтальпия среды на выходе из элемента схемы
К	$t_k = ^\circ\text{C}$	$t_{ок}^k = 26,273^\circ\text{C}$	$i_k = 2222,211 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\bar{t}_{ок}^k = 113,564 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
КН	$t_{ок}^k = 26,273^\circ\text{C}$	$t_{кн}^n = 26,822^\circ\text{C}$	$\bar{t}_{ок}^k = 113,564 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\bar{t}_{кн}^n = 113,564 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
ЭО-СП	$t_{кн}^n = 26,822^\circ\text{C}$	$t_{пнд}^i = 41,822^\circ\text{C}$	$\bar{t}_{кн}^n = 113,564 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\bar{t}_{пнд}^i = 176,293 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
ПНД: ОД	$t_{пнд}^i = 41,822^\circ\text{C}$ $t_{од\_пнд} = 80,044^\circ\text{C}$	$t_{од}^{пнд} - ?$ $t_{од\_пнд}^i = 47,822^\circ\text{C}$	$\bar{t}_{пнд}^i = 176,293 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{од\_пнд} = 335,135 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\bar{t}_{од} - ?$ $\bar{t}_{од\_пнд} = 200,262 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
	$\bar{t}_{од}^{пнд} - ?$ $t_{от3} = 80,044^\circ\text{C}$ $t_{от}^n = 81,32^\circ\text{C}$	$t_{од\_пнд} = 80,044^\circ\text{C}$ $t_{сп}^{пнд} = 76,044^\circ\text{C}$	$i_{от}^n = 2645,213 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{од}^{пнд} - ?$ $i_{от3} = 2538,629$	$\bar{t}_{од\_пнд} = 335,135 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\bar{t}_{сп}^{пнд} = 319,367 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Продолжение таблицы 10

Точка смешения	$t_{cn}^{ннд} = 76,044^{\circ}C$ $t_{cn}^{н} = 103,31^{\circ}C$	$t'_{ок} - ?$	$\bar{t}_{cn}^{ннд} = 319,367 \frac{кДж}{кг}$ $\bar{t}_{cn}^{н} = 433,075 \frac{кДж}{кг}$	$\bar{t}'_{ок} - ?$
Д	$t'_{ок} - ?$ $t'_{хов} = 35,04^{\circ}C$ $t_{\delta\_нв\delta} = 104,784^{\circ}C$ $t'_{вт} = 164,946^{\circ}C$ $t_{ом2} = 104,784^{\circ}C$	$t_{нв}^{Д} = 104,784^{\circ}C$	$\bar{t}'_{ок} - ?$ $\bar{t}'_{хов} = 146,821 \frac{кДж}{кг}$ $\bar{t}_{\delta\_нв\delta} = 510,626 \frac{кДж}{кг}$ $i'_{вт} = 2762,749 \frac{кДж}{кг}$ $i_{ом2} = 2663,704 \frac{кДж}{кг}$	$\bar{t}_{нв}^{Д} = 439,299 \frac{кДж}{кг}$

Составим систему уравнений для решения схемы ПНД:

-для конденсатора:

$$G_{ок} = D_{\kappa} + D_{ом3} + D_{вт}'' + D_{упл} + D_{эж} \quad (57)$$

-для ПНД:

$$D_{ом3} \cdot (i_{ом3} - \bar{t}_{\delta\_ннд}) \cdot \eta_m + D_{вт}'' \cdot (i_{вт}'' - \bar{t}_{\delta\_ннд}) \cdot \eta_m = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{cn}^{ннд} - \bar{t}_{од}^{ннд}) \quad (58)$$

$$(D_{ом3} + D_{вт}'') \cdot (\bar{t}_{\delta\_ннд} - \bar{t}'_{\delta\_ннд}) \cdot \eta_m = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{од}^{ннд} - \bar{t}'_{ннд})$$

-для точки смешения:

$$D_{cn} + G_{ок}' = G_{ок}' \quad (59)$$

$$D_{cn} \cdot \bar{t}_{cn}^{н} + G_{ок}' \cdot \bar{t}_{cn}^{ннд} = G_{ок}' \cdot \bar{t}'_{ок}$$

-для деаэрата:

$$G_{нв} = D_{\delta} + D_{вт}' + D_{ом1} + G_{хов} + G_{ок}' \quad (60)$$

$$G_{нв} \cdot \bar{t}_{нв}^{Д} = D_{\delta} \cdot i_{ом2} + D_{вт}' \cdot i'_{вт} + D_{ом1} \cdot \bar{t}_{\delta\_нв\delta} + G_{хов} \cdot \bar{t}'_{хов} + G_{ок}' \cdot \bar{t}'_{ок}$$

Решая эту систему уравнений находим недостающие параметры:

$$D_{ом3} = 1,849 \frac{кг}{с} \quad D_{\kappa} = 28,584 \frac{кг}{с} \quad \bar{t}_{ок}'' = 354,54 \frac{кДж}{кг}$$

$$\bar{t}_{од}^{ннд} = 184,527 \frac{кДж}{кг} \quad G_{ок}' = 45,239 \frac{кг}{с} \quad D_{\delta} = 1,871 \frac{кг}{с}$$

$$G_{ок} = 31,245 \frac{к\mathcal{Z}}{с}$$

Найдем недостающий расход из второго отбора турбины:

$$D_{om2} = D_o + D_{cn} = 1,871 + 13,994 = 15,865 \frac{к\mathcal{Z}}{с} \quad (61)$$

Определим расход пара на конденсатор другим способом, для убеждения в правильности расчета:

$$D_{к} = D_m - D_{om1} - D_{om2} - D_{om3} = 47,679 - 15,865 - 1,849 = 28,584 \quad (62)$$

Так как расходы пара на конденсатор совпадают, то можно сказать что расчет выполнен верно

Выполним проверку по мощности:

$$W_p = \left( \sum_{i=1}^n D_i^{омб} \cdot H_i^{омб} \right) \cdot \eta_{эм} = (D_m \cdot H_1 + (D_m - D_{om1}) \cdot H_2 + (D_m - D_{om1} - D_{om2}) \cdot H_3 + (D_m - D_{om1} - D_{om2} - D_{om3}) \cdot H_{к}) \cdot \eta_{эм} = (47,469 \cdot 542,083 + (47,679 - 1,381) \cdot 95,262 + (47,679 - 1,381 - 15,865) \cdot 125,075 + (47,679 - 1,381 - 15,865 - 1,849) \cdot 316,417) = 42245 \text{ кВт} = 42,245 \text{ МВт} \quad (63)$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \frac{|W_{э} - W_p|}{W_{э}} \cdot 100\% = \frac{|42 - 42,246|}{42} \cdot 100\% = 0,583\% < 2\% \quad (64)$$

где  $W_{э}$  - номинальная мощность турбины.

### 2.3 Расчет технико-экономических показателей ТЭС

Для расчета технико-экономических показателей работы станции воспользуемся методом ОРГРЭС.

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{my} = D_m \cdot (i_0 - \bar{t}_{он}) + D_{эм}' \cdot (i_{эм}' - \bar{t}_{он}) + D_{эм}'' \cdot (i_{эм}'' - \bar{t}_{он}) + G_{хов} \cdot (\bar{t}_{хов} - \bar{t}_{он}) \quad (65)$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_{cn} = D_{cn} \cdot (i_{om2} - \bar{t}_{cn}^H) \quad (66)$$

$$Q_{my}^m = Q_{cn} \quad (67)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q^3 = Q_{my} - Q_m \quad (68)$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{ne} = D_{ne} \cdot (i_0 - \bar{t}_{on}) \quad (69)$$

Полный расход условного топлива, кг/с

$$B = \frac{Q_{ne}}{Q_n^p \cdot \eta_{ng}}, \quad (70)$$

где  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива.

Расход тепла на собственные нужды турбоустановки на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{my}^{c.n.} = Q_{my} \cdot 0,05 \quad (71)$$

Коэффициент ценности потоков отбираемого пара в сетевой подогреватель:

$$\xi_{ncn} = \frac{i_{om2} - i_k}{i_0 - i_k} \cdot \left( 1 + k \cdot \frac{i_0 - i_{om2}}{i_0 - i_k} \right), \quad (72)$$

где  $\Delta h_{mn} = q_{mn} = 646,013$  кДж/кг – повышение энтальпии пара в промежуточном пароперегревателе.

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов, МВт:

$$\Delta Q_{отб}^3 = Q_{cn} \cdot (1 - \xi_{cn}) \quad (73)$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлам на производство электроэнергии:

$$K_3 = \frac{Q_{my}^3 + Q_{my}^{c.n.} + \Delta Q_{отб}^3}{Q_{my}^3 + Q_{my}^{c.n.} + \Delta Q_{отб}^3 + Q_{my}^m} \quad (74)$$

Отпущенная мощность составляет, МВт:

$$W_{omn} = W_3 \cdot 0,91 = 42 \cdot 0,91 = 38,22 \quad (75)$$

Мощность собственных нужд на производство электрической энергии:

$$W_{3.c.n.} = 0,05 \cdot W_3 = 0,05 \cdot 42 = 2,1 \quad (76)$$

Расход топлива на выработку электрической энергии, кг/с:

$$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{omn}}{W_3 - W_{3.c.n.}} \quad (77)$$

Расход топлива на выработку тепловой энергии, кг/с:

$$B_m = B - B_3 \quad (78)$$

Удельный расход условного топлива на выработку э/э, кг у.т./ кВт·ч:

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{omn}} \quad (79)$$

Удельный расход условного топлива на на выработку т/э, кг у.т./ ГДж:

$$b_m = \frac{B_m}{Q_{my}^m} \quad (80)$$

Расчет выполняется для условного и натурального топлива и сводится в таблицу 11.

Таблица 11 – Результаты расчета ТЭП

Параметр	Значение	
	для условного топлива	для натурального топлива
$Q_{my}$ , кВт	132943,022	
$Q_{cn}$ , кВт	31214,874	
$Q_{my}^m$ , кВт	31214,874	
$Q_{my}^3$ , кВт	101728,148	
$Q_{ne}$ , кВт	139962,18	
$B$ , кг/с	5,248	20,668
$Q_{my}^{c.n.}$ , кВт	6647,151	
$\xi_{cn}$	0,506	
$\Delta Q_{omb}^3$ , МВт	15,25	
$K_3$	0,8	
$B_3$ , кг/с	4,022	15,842
$B_m$ , кг/с	1,225	4,826
$b_3$ , кг т./ кВт·ч	0,379	1,492
$b_m$ , кг т./ ГДж	39,694	156,34

## 2.4 Расчет котельного агрегата

### 2.4.1 Исходные данные для расчета

Паровой котел – основной агрегат тепловой электростанции. Рабочим телом в нем для получения пара является вода, а теплоносителем служат продукты горения различных органических топлив. В моем случае требуется

выполнить расчет котельного агрегата, в котором в качестве топочного устройства применяется слоевая топка, сжигающая ТБО. Для организации устойчивого горения будет применять вспомогательное топливо – уголь Ирша-Бородинского месторождения 2Б, Р. Теплотехнические характеристики топлив приведены в таблице 12.

Таблица 12 – Теплотехнические характеристики сжигаемых топлив

Ирша-Бородинский уголь												
Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих $V^p$ , %	Теплота сгорания $Q_{н}^p$ , $\frac{\text{КДж}}{\text{кг}}$	Кэфф. Размолоспособности $k_{ло}$	Температурные характеристики золы, °С		
$W^p$	$A^p$	$S^p$	$C^p$	$H^p$	$N^p$	$O^p$				$t_1$	$t_2$	$t_3$
33	7,4	0,2	42,6	3	0,6	13,2	47	15280	1,15	1180	1210	1230
ТБО												
36,7	17,9	0,13	21,4	2,8	0,6	17,5	65,3	7320	-	-	-	-

Выполнение комплексного расчета котельного агрегата (КА) необходимо произвести на основании исходных данных, приведенных в таблице 13.

Таблица 13 – Исходные данные для расчета КА

Прототип котла	П-52
Топливо	ТБО + Ирша-Бородинский уголь 2Б, Р в соотношении 9:1
Паропроизводительность	$D_{пе} = 180,227$ т/ч
Давление острого пара	$P_{пе} = 2,9$ МПа
Температура острого пара	$t_{пе} = 430$ °С
Температура питательной воды	$t_{пв} = 120$ °С
Температура уходящих газов	$t_{ух.г.} = 160$ °С
Температура холодного воздуха	$t_{х.в.} = 22$ °С

#### 2.4.2 Коэффициент избытка воздуха в топке и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева.

Все необходимые коэффициенты для расчета топки со слоевым сжиганием выбраны в соответствии с нормативным методом [1] и занесены в таблицу 14.

Таблица 14 – Необходимые значения коэффициентов

Коэффициент	Значение
Коэффициент избытка воздуха $\alpha_T$	1,4
Коэффициент присоса воздуха в каждом проходе топки $\Delta\alpha_T$	0,1
Коэффициент присоса воздуха в конвективном пароперегревателе $\Delta\alpha_{пп}$	0,03

Продолжение таблицы 14

Коэффициент присоса воздуха в конвективном водяном экономайзере $\Delta\alpha_{вэ2}$	0,02
Коэффициент присоса воздуха в водяном экономайзере, расположенном в опускном газоходе $\Delta\alpha_{вэ1}$	0,02

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

$$\alpha_{\text{вэ1}} = \alpha_m + 3 \cdot \Delta\alpha_m + \Delta\alpha_{\text{мн}} + \Delta\alpha_{\text{вэ2}} + \Delta\alpha_{\text{вэ1}} = 1,4 + 3 \cdot 0,1 + 0,03 + 0,02 + 0,02 = 1,65 \quad (81)$$

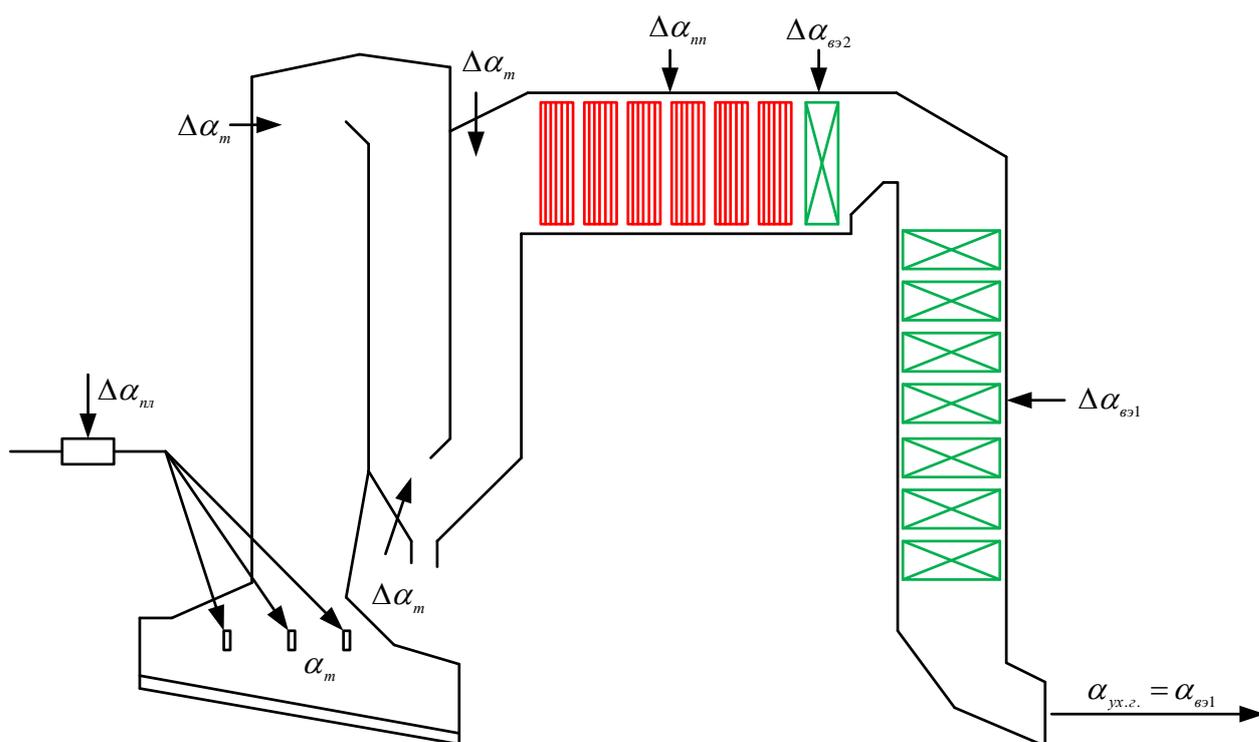


Рисунок 13 – К определению присосов воздуха и коэффициента избытка воздуха по газоходам котельного агрегата

### 2.4.3 Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания

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

С этого момента стоит говорить, что расчет котельного агрегата ведется на смесь топлив. Смешение ТБО и угля осуществляется в пропорции 9:1 соответственно. Теплотехнические параметры смеси указаны в таблице 15.

Таблица 15 – Теплотехнические параметры сжигаемой смеси

Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих $V^r$ , %	Теплота сгорания $Q_{Н}^p$ , $\frac{\text{КДж}}{\text{кг}}$
$W^p$	$A^p$	$S^p$	$C^p$	$H^p$	$N^p$	$O^p$	63,47	8116
36,3	16,9	0,14	23,5	2,8	0,6	17,1		

Для твердого топлива расчет теоретических объемов воздуха, м<sup>3</sup>/кг, и продуктов сгорания производят, исходя из состава рабочей массы топлива (см. таблицу 15).

Теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг при сжигании 1 кг топлива находится по следующей формуле:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p \quad (82)$$

где  $C^p$  – количество углерода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 15);  
 $S^p$  – количество серы на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 15);  
 $H^p$  – количество водорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 15);  
 $O^p$  – количество кислорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 15).  
 Объем азота, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100}, \quad (83)$$

где  $N^p$  – количество азота на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 15).

Объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^p + 0,375 \cdot S^p}{100}, \quad (84)$$

Объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (85)$$

где  $W^p$  – влажность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 15).

Объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (86)$$

Посчитанные теоретические объемы сведены в таблицу 16

Таблица 16 – Теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания

Теоретический объем воздуха $V_B^0$ , м <sup>3</sup> /кг	2,271
Объем азота $V_{N_2}^0$ , м <sup>3</sup> /кг	1,799
Объем трехатомных газов $V_{RO_2}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,439
Объем водяных паров $V_{H_2O}^0$ , м <sup>3</sup> /кг	0,8
Объем дымовых газов, $V_r^0$ , м <sup>3</sup> /кг	3,037

### 2.4.3.2 Действительные объемы продуктов сгорания

Расчет объемов продуктов сгорания в поверхностях нагрева сводим в таблицу 17.

Таблица 17 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и ее обозначение	Топочная камера а1 проход	Топочная камера а2 проход	Топочная камера а3 проход	Пароперегреватель	ВЭК-2	ВЭК-1
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,4	1,5	1,6	1,63	1,65	1,67
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{cp}$	1,4	1,45	1,55	1,615	1,64	1,66
Объем водяных паров, м <sup>3</sup> /кг $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,814	0,816	0,82	0,822	0,823	0,824
Полный объем газов, м <sup>3</sup> /кг, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	3,96	4,075	4,306	4,456	4,514	4,56
Объемная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,111	0,108	0,102	0,099	0,097	0,096
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,206	0,2	0,19	0,184	0,182	0,181
Суммарная объемная доля $r_{п} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,316	0,308	0,292	0,283	0,28	0,277
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	4,972	5,12	5,417	5,61	5,684	5,743
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{zl} = A^p \cdot a_{ун} / 100 \cdot G_{\Gamma}$	0,0216	0,021	0,0198	0,0191	0,0189	0,0187

### 2.4.3.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

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

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot \vartheta, \quad (87)$$

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 c_{H_2O} + V_{N_2}^0 c_{N_2}) \cdot \vartheta, \quad (88)$$

где  $\vartheta$  – расчетная температура, °С;

$c_B$  – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup>·К);

$c_{RO_2}$  – теплоемкость трехатомных газов при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup>·К);

$c_{H_2O}$  – теплоемкость водяных паров при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup>·К);

$c_{N_2}$  – теплоемкость азота при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup>·К).

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

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{Зл}}, \quad (89)$$

где  $\alpha$  – соответствующий коэффициент избытка воздуха (см. таблицу 3);

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

$$H_{\text{Зл}} = 0,01 \cdot a_{\text{ун}} \cdot A^{\text{P}} \cdot c_{\text{Зл}} \cdot \vartheta, \quad (90)$$

где  $a_{\text{ун}}$  – доля золы, уносимой потоком газа;

$A^{\text{P}}$  – зольность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 15);

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

Значения теплоемкостей принимаются из таблицы [2, с. 39].

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

$$a_{\text{ун}} \cdot A^{\text{П}} > 1,4, \quad (91)$$

$A^{\text{П}}$  – приведенная зольность топлива:

$$A^{\text{П}} = \frac{A^{\text{P}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}, \quad (92)$$

где  $Q_{\text{H}}^{\text{P}}$  – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг, (см. таблицу 15);

$$A^{\text{П}} = \frac{16,9}{8116} = 0,002$$

$$a_{\text{ун}} \cdot A^{\text{П}} = 0,6 \cdot 0,002 = 0,0012$$

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

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

Результаты расчета энтальпий газов при действительных избытках воздуха в газоходах сводятся в таблицу 18.

Таблица 18 – Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг

$\vartheta$ , °С	$H_{\Gamma}^0$	$H_{\text{В}}^0$	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{эл}}$					ВЭК-2	ВЭК -1
			Топочная камера 1 проход	Топочная камера 2 проход	Топочная камера 3 проход	Паропер егревате ль			
100	422,976	299,727	551,049	581,022	610,994	619,986	625,981	631,975	
200	856,997	601,951	1114,901	1175,096	1235,291	1253,350	1265,389	1277,428	
300	1303,146	908,037	1693,063	1783,867	1874,670	1901,911	1920,072	1938,233	
400	1788,360	1231,336	2317,349	2440,482	2563,616	2600,556	2625,183	2649,809	
500	2268,285	1554,840	2936,639	3092,123	3247,607	3294,252	3325,349	3356,446	
600	2761,440	1885,838	3572,492	3761,076	3949,660	4006,235	4043,952	4081,669	
700	3267,905	2223,354	4224,302	4446,638	4668,973	4735,674	4780,141	4824,608	
800	3786,182	2566,048	4890,257	5146,862	5403,467	5480,448	5531,769	5583,090	
900	4314,781	2914,397	5569,132	5860,572	6152,012	6239,444	6297,732	6356,020	
1000	4853,090	3266,606	6259,344	6586,005	6912,665	7010,663	7075,996	7141,328	
1100	5400,651	3645,727	6969,996	7334,569	7699,142	7808,513	7881,428	7954,342	
1200	5956,103	3985,060	7672,310	8070,816	8469,322	8588,873	8668,575	8748,276	
1300	6519,815	4350,509	8397,780	8832,831	9267,882	9398,398	9485,408	9572,418	

## 2.4.4 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел

### 2.4.4.1 Коэффициент полезного действия и потери теплоты

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

$$q_2 = \frac{(H_{\text{уx}} - \alpha_{\text{уx}} \cdot H_{\text{хв}}^0)(100 - q_4)}{Q_{\text{р}}^{\text{п}}} = \frac{(1019,247 - 1,67 \cdot 63,991)(100 - 4)}{8116} = 10,792, \quad (93)$$

где  $H_{\text{уx}}$  – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется из таблицы 18 по температуре уходящих газов  $\vartheta_{\text{уx}} = 160$  °С при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем первой ступени путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона:

$$H_{\text{уx}} = 1019,247 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (94)$$

$\alpha_{\text{уx}}$  – коэффициент избытка воздуха за ВЭК-1 (см. таблицу 17);

$H_{\text{хв}}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется из таблицы 18 по температуре холодного воздуха  $t_{\text{хв}} = 22$  °С и  $H_{\text{В}}^0$  путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона:

$$H_{\text{хв}}^0 = 63,991 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (95)$$

$Q_{\text{р}}^{\text{п}}$  – располагаемая теплота сжигаемого топлива кДж/кг, принимается равной  $Q_{\text{Н}}^{\text{п}}$  (см. таблицу 15);

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %, который зависит от вида топлива и способа его сжигания [1]: для топлив сжигаемых в топке с колосниковыми решетками, принимается  $q_4 = 4\%$ .

Потеря теплоты с химическим недожогом топлива  $q_3$ , %, зависит от вида сжигаемого топлива. Так как котел работает на ТБО с углем, тогда  $q_3 = 0,5\%$ .

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

$$q_5 = \frac{\left(\frac{60}{D_{\text{НОМ}}}\right)^{0,5}}{\lg D_{\text{НОМ}}} = \frac{\left(\frac{60}{50,063}\right)^{0,5}}{\lg 50,063} = 0,64, \quad (96)$$

где  $D_{\text{НОМ}}$  – номинальная нагрузка котла (см. таблицу 13).

Потеря теплоты с физическим теплом шлака  $q_6$ , %, обязательно учитывается в слоевых топках. Расчет потери с физическим теплом шлака выполняется по формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^{\text{п}} \cdot (c_{\text{шл}} \cdot t_{\text{шл}})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} = \frac{0,4 \cdot 16,877 \cdot 650}{8116} = 0,466, \quad (97)$$

где  $c_{\text{шл}} \cdot t_{\text{шл}} = 560$ ;

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

$$a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}} = 0,4$$

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

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - 10,792 - 0,5 - 4 - 0,644 - 0,466 = 83,598\% \quad (98)$$

#### 2.4.4.2 Определение расхода топлива на котел

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

$$B = \frac{D_{\text{пе}}(h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}}(h_{\text{кип}} - \bar{t}_{\text{пв}})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}, \quad (99)$$

где  $D_{\text{пр}}$  – расход продувочной воды из барабанного парового котла, кг/с, в учебном пособии [2] рекомендуется  $D_{\text{пр}} = (0,05 \div 2)\% \cdot D_{\text{пе}}$ , в данном расчете принимается:  $D_{\text{пр}} = 0,01 \cdot 50,063 = 0,501$  кг/с

$h_{\text{пе}}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг, которая определяется по соответствующей температуре пара и давлению перегретого пара:

$h_{пе} = f(P_{пе}, t_{пе})$ . Здесь  $P_{пе}$  – давление перегретого пара, МПа, и  $t_{пе}$  – температура перегретого пара, °С. Данные значения заданы в таблице 13. Следовательно:  $h_{пе} = 3301,049$ ;

$\bar{t}_{пв}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг, которая определяется по соответствующей температуре пара и давлению пароводяного тракта:

$\bar{t}_{пв} = f(P_{пв}, t_{пв})$ . Здесь  $P_{пв}$  – давление питательной воды, МПа, которое принимается:  $P_{пв} = 1,25 \cdot P_{пе} = 1,25 \cdot 2,9 = 3,625$ , и  $t_{пв}$  – температура питательной воды, °С, которая берется по таблице 12. Следовательно:  $\bar{t}_{пв} = 506,196$  кДж/кг;

$h_{кип}$  – энтальпия воды на линии насыщения, кДж/кг, которая определяется по соответствующей температуре пара и давлению пароводяного тракта:

$h_{кип} = h'(t_s(P_б))$ . Здесь  $P_б$  – давление в барабане парового котла, МПа, которое принимается:  $P_б = 1,12 \cdot P_{пе} = 1,12 \cdot 2,9 = 3,248$ , и  $t_s$  – температура воды на линии насыщения, °С. Следовательно:  $h_{кип} = 1029,442$ .

$$B = \frac{50,063 \cdot (3301,049 - 506,196) + 0,501 \cdot (1029,442 - 506,196)}{15280 \cdot 0,92539} = 21,987 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Значение расчетного расхода сгоревшего топлива  $V_p$ , кг/с, на основе которого производится определение полного расхода газов и воздуха в газоздушном тракте котла:

$$V_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) = 21,987 \cdot (1 - 0,01 \cdot 4) = 20,668 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (100)$$

## 2.4.5 Расчет топочной камеры

### 2.4.5.1 Конструктивные характеристики топочной камеры

Задача конструктивного расчета топочной камеры заключается в определении размеров необходимой лучевоспринимающей поверхности экранов и объема топки, обеспечивающих снижение температуры продуктов сгорания до заданной величины. Поскольку топка многопроходная, сложной формы, то запишем все размеры в таблицу 19.

Таблица 19 – Конструктивные размеры топочной камеры

№ прохода	Площадь поверхности	Значение
1	Фронтальная стена $F_{ф.ст}$ , м <sup>2</sup>	422,192
	Задняя стена $F_{з.ст}$ , м <sup>2</sup>	378,531
	Боковая стенка $F_{б.ст}$ , м <sup>2</sup>	168,076
	Выходное окно $F_{во}$ , м <sup>2</sup>	51,786
	Площадь поверхности всех стен $F_{ст}$ , м <sup>2</sup>	1188,661
	Объем топочной камеры $V_t$ , м <sup>3</sup>	2072,381
2	Фронтальная стена $F_{ф.ст}$ , м <sup>2</sup>	198,587
	Задняя стена $F_{з.ст}$ , м <sup>2</sup>	262,629
	Боковая стенка $F_{б.ст}$ , м <sup>2</sup>	58,795
	Выходное окно $F_{во}$ , м <sup>2</sup>	29,592
	Площадь поверхности всех стен $F_{ст}$ , м <sup>2</sup>	608,398

Продолжение таблицы 19

	Объем топочной камеры $V_T, \text{м}^3$	724,945
3	Фронтальная стена $F_{ф.ст}, \text{м}^2$	246,144
	Задняя стена $F_{з.ст}, \text{м}^2$	258,93
	Боковая стенка $F_{б.ст}, \text{м}^2$	55,382
	Выходное окно $F_{во}, \text{м}^2$	111,192
	Площадь поверхности всех стен $F_{ст}, \text{м}^2$	727,03
	Объем топочной камеры $V_T, \text{м}^3$	682,865

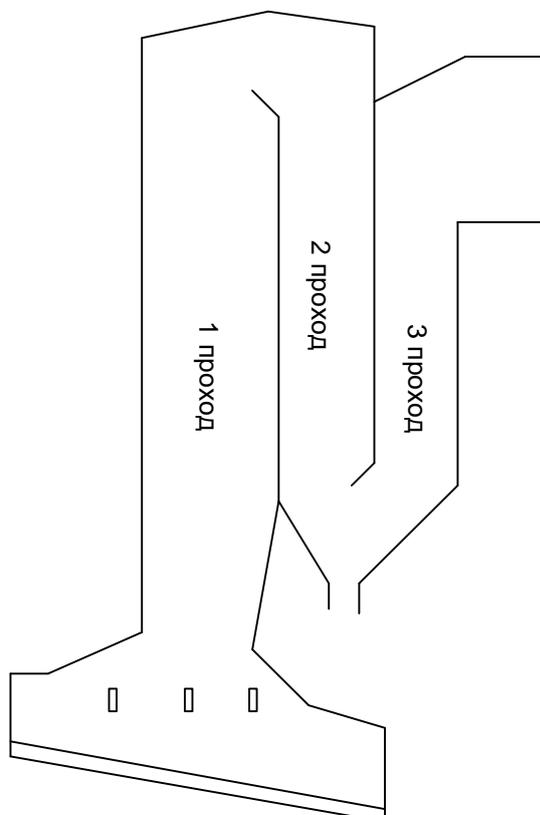


Рисунок 14 – К определению конструктивных характеристик топочной камеры

### 2.4.6 Расчет теплообмена в топке

Задачей расчета теплообмена в топочной камере является определение тепловосприятости экранов топки  $Q_{л}$  и температуры газов на выходе из неё  $\vartheta_T''$ . В связи с тем, что значительное число характеристик радиационного теплообмена зависят от значения температуры газов на выходе из топки, то в основу поверочного расчета топочной камеры парового котла положена методика последовательного приближения. Согласно данной методике необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки, исходя из характеристик топлива и условия предупреждения шлакования последующих поверхностей нагрева.

### 2.4.6.1 Первый проход

Принимаем температуру на выходе из топочной камеры:  $\vartheta_T'' = 881,214$  °С.

Расчет первого прохода топки сведен в таблицу 20

Таблица 20 – Расчет первого прохода топки

Параметр	Формула	Значение
Коэффициент избыток воздуха для горелок	$\alpha_{гор} = \alpha_T - \Delta\alpha_T$	1,34
Относительный избыток воздуха	$\beta_{ГВ} = \alpha_{гор} - \Delta\alpha_{пл}$	1,3
Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг	$Q_B = \beta_{ГВ} \cdot H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) \cdot H_{ХВ}^0$	199,598
Полезное тепловыделение в топочной камере, кДж/кг	$Q_T = Q_H^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B$	8231,49
Адиабатная температура продуктов сгорания, °С	$\vartheta_a = \text{interp}(H_a)$	1277,078
Эффективная толщина излучающего слоя топки, м	$s_T = 3,6 \cdot \frac{F_{ст}}{V_{ст}}$	6,276
Абсолютная температура газов на выходе из топки, К	$T_T'' = \vartheta_T'' + 273$	1154,214
Коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, 1/(м·МПа)	$k_k = 0,03 \cdot (2 - \alpha_{Т1}) \cdot (0,0016 \cdot T_T'' - 0,5) \cdot C_p \cdot H_p$	0,201
Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, 1/(м·МПа)	$k_g = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{H_2O} \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000} \right)$	3,937
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа)	$k_{зл} = \frac{43 \cdot k_g}{(T_T'' \cdot d_{зл})^{0,67}}$	66,712
Коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа):	$k = k_g \cdot r_{п} + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_k$	2,89
Критерий Бугера	$Bu = k \cdot p \cdot s_T$	1,814
Степень черноты топочной среды	$a_{\phi} = 1 - e^{-Bu}$	0,837
Эффективное значение критерия Бугера	$B\tilde{u} = 1,6 \cdot \left( \frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right)$	0,9026
Характеристика относительной высоты горелок	$X_T = \frac{h_g}{h_T}$	0,285
Учет положения пылеугольного факела в топке	$M = 0,59 - 0,5 \cdot X_T$	0,448
Условный коэффициент загрязнения топочной камеры	$\xi_T = 0,53 - 0,25 \cdot t_3^{шл}$	0,235
Условный коэффициент загрязнения камеры охлаждения	$\xi_{ко}$	0,45
Угловой коэффициент экрана	$x = 1 - 0,2 \cdot \left( \frac{S}{d} - 1 \right)$	0,9
Коэффициент тепловой эффективности топочной камеры	$\psi_T$	0,212
Коэффициент тепловой эффективности камеры охлаждения	$\psi_{ко}$	0,405
Коэффициент тепловой эффективности экрана	$\psi_{экр} = \frac{\psi_T \cdot 0,168 \cdot F_{ст} + \psi_{ко} \cdot (1 - 0,168) \cdot F_{ст}}{F_{ст}}$	0,372
Площадь зеркала горения, м <sup>2</sup>	$F_{зг}$	1000
Степень черноты топочной камеры	$a_T = \frac{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \frac{F_{зг}}{F_{ст}}}{a_{\phi} - (1 - a_{\phi}) \cdot (1 - \psi_{экр}) \cdot \left( 1 - \frac{F_{зг}}{F_{ст}} \right)}$	0,99

Продолжение таблицы 20

Параметр	Формула	Значение
Энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг	$H_T'' = \text{linterp}(\vartheta_T'')$	5434,81
Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива	$(Vc)_{cp} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}$	7,047
Температура газов на выходе из топки, °С	$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B \tilde{u}^{0,3} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{\text{экp}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}} \right]^{0,6}} - 273$	1,34

Невязка принятой температуры газов на выходе из топки от найденной не должна быть больше, чем на 1 °С, то есть должно выполняться следующее неравенство:

$$|(\vartheta_T'')_з - (\vartheta_T'')_p| < 1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (101)$$

$$|881,214 - 881,813| = 0,599 \text{ } ^\circ\text{C} < 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 2.4.6.2 Второй проход

Температура газов на входе во второй проход принимается равной температуре на выходе из первого прохода:

$$\vartheta' = 881,813^\circ\text{C} \quad (102)$$

Зададимся температурой на выходе из второго прохода:

$$\vartheta_3'' = 755,088^\circ\text{C} \quad (103)$$

Расчет второго прохода топki сведен в таблицу 21

Таблица 21 – Расчет второго прохода топki

Параметр	Формула	Значение
Доля выгорания топлива в зоне	$\Delta\beta_{\text{ст}}$	0,017
Энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг	$Vc' = \frac{H'}{\vartheta' + 273}$	4,706
Энтальпия газов на выходе из зоны, кДж/кг	$H'' = \text{linterp}(\vartheta'')$	4832,377
Энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из зоны, кДж/кг	$Vc'' = \frac{H''}{\vartheta'' + 273}$	4,7
Абсолютная температура газов на выходе из зоны, К	$T_T'' = \vartheta_T'' + 273$	1028,088
Коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, 1/(м·МПа)	$k_k = 0,03 \cdot (2 - \alpha_{\tau 1}) \cdot (0,0016 \cdot T_T'' - 0,5) \cdot C_p \cdot H_p$	0,142
Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, 1/(м·МПа)	$k_\Gamma = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\text{п}} \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000} \right)$	5,312
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа)	$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot k_\Gamma}{(T_T'' \cdot d_{\text{зл}})^{0,67}}$	72,048
Коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа):	$k = k_\Gamma \cdot r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} + k_k$	3,292
Критерий Бугера	$Bu = k \cdot p \cdot s_T$	1,412
Степень черноты топочной среды	$a_\phi = 1 - e^{-Bu}$	0,756

Продолжение таблицы 21

Параметр	Формула	Значение
Средняя площадь сечения рассчитываемой зоны, м <sup>2</sup>	$F_{c.ср} = \frac{F'_{вых.о} + F''_{вых.о}}{2}$	40,689
Температура газов на выходе из зоны, °С	$\vartheta'' = \frac{\Delta\beta_{cr} \cdot Q_H^p}{Vc''} + \frac{Vc'}{Vc''} \cdot \vartheta' - \left(1 + \left(\frac{\vartheta_3''}{\vartheta'}\right)^4\right) \cdot \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot a_\phi \cdot \vartheta'^4 \cdot (\psi_{ко} \cdot F_{ст} - F_{c.ср} \cdot \Delta\psi)}{2 \cdot B_p \cdot Vc''}$	755,763

Невязка принятой температуры газов на выходе из зоны от найденной не должна быть больше, чем на 1 °С, то есть должно выполняться следующее неравенство:

$$|(\vartheta'')_з - (\vartheta'')_р| < 1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (104)$$

$$|755,088 - 755,763| = 0,675 \text{ } ^\circ\text{C} < 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 2.4.6.3 Третий проход

Зададимся температурой газов на выходе из зоны  $\vartheta'' = 653,895^\circ\text{C}$  и проведем те же самые расчеты, что и в пункте 2.3.6.2 и занесем все результаты в таблицу 22.

Таблица 22 – результат расчета третьего прохода

Параметр	Формула	Значение
Доля выгорания топлива в зоне	$\Delta\beta_{cr}$	0,003
Энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг	$Vc' = \frac{H'}{\vartheta' + 273}$	4,697
Энтальпия газов на выходе из зоны, кДж/кг	$H'' = \text{linterp}(\vartheta'')$	4337,334
Энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из зоны, кДж/кг	$Vc'' = \frac{H''}{\vartheta'' + 273}$	4,679
Абсолютная температура газов на выходе из зоны, К	$T_T'' = \vartheta_T'' + 273$	926,895
Коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, 1/(м·МПа)	$k_k = 0,03 \cdot (2 - \alpha_{т1}) \cdot (0,0016 \cdot T_T'' - 0,5) \cdot C_p \cdot H_p$	0,098
Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, 1/(м·МПа)	$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_p \cdot s_T}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000}\right)$	6,51
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа)	$k_{зл} = \frac{43 \cdot k_r}{(T_T'' \cdot d_{зл})^{0,67}}$	77,226
Коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа):	$k = k_r \cdot r_\Pi + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_k$	3,534
Критерий Бугера	$Bu = k \cdot p \cdot s_T$	1,195
Степень черноты топочной среды	$a_\phi = 1 - e^{-Bu}$	0,697
Средняя площадь сечения рассчитываемой зоны, м <sup>2</sup>	$F_{c.ср} = \frac{F'_{вых.о} + F''_{вых.о}}{2}$	70,392
Температура газов на выходе из зоны, °С	$\vartheta'' = \frac{\Delta\beta_{cr} \cdot Q_H^p}{Vc''} + \frac{Vc'}{Vc''} \cdot \vartheta' - \left(1 + \left(\frac{\vartheta_3''}{\vartheta'}\right)^4\right) \cdot \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot a_\phi \cdot \vartheta'^4 \cdot (\psi_{ко} \cdot F_{ст} - F_{c.ср} \cdot \Delta\psi)}{2 \cdot B_p \cdot Vc''}$	654,317

Невязка принятой температуры газов на выходе из зоны от найденной не должна быть больше, чем на  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то есть должно выполняться неравенство 101:

$$|653,895 - 654,318| = 0,423\text{ }^{\circ}\text{C} < 1\text{ }^{\circ}\text{C}$$

#### 2.4.7 Расчет тепловосприятия радиационного пароперегревателя

Общая схема движения рабочего тела в котле изображена на рисунке 15.

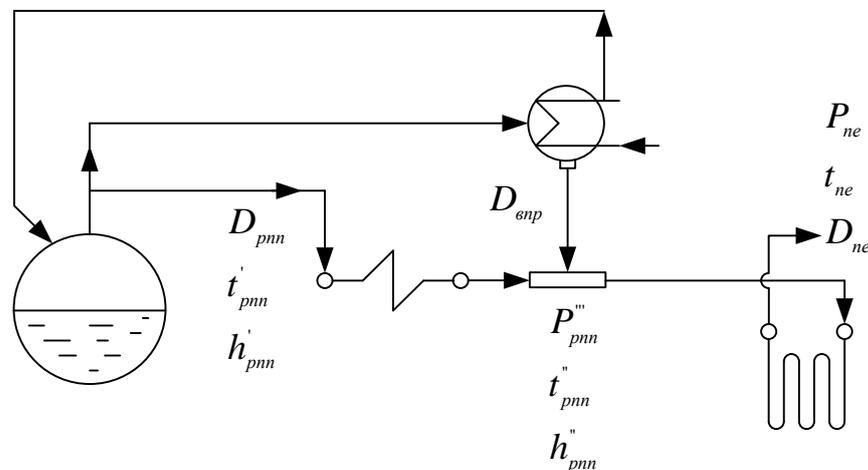


Рисунок 15 – Общая схема движения рабочего тела в котле

Определим тепловосприятие поверхности нагрева в области горизонтального газохода:

$$Q_{\text{рпп}} = \frac{q_0 \cdot \left(\frac{T_{\text{ГГ}}}{1273}\right)^3 \cdot F_{\text{ГГ}}}{B_{\text{р}}} = \frac{30 \cdot \left(\frac{664,874}{1273}\right)^3 \cdot 342,684}{20,668} = 135,686 \text{ кДж/кг} \quad (105)$$

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

$T_{\text{ПК}} = T_{\text{Г}}'' - \Delta\vartheta_{\text{ГГ}} = 654,318 - 252,038 = 402,28\text{ }^{\circ}\text{C}$  - температура газов на входе в поворотную камеру;

$T_{\text{ГГ}} = \frac{T_{\text{Г}}'' + T_{\text{ПК}}}{2} = \frac{654,318 + 252,038}{2} = 391,724\text{ }^{\circ}\text{C}$  - средняя температура газов в поворотной камере;

$F_{\text{ГГ}} = 342,684\text{ м}^2$  – площадь боковых стен РПП.

Расход пара на впрыск:

$$D_{\text{впр}} = 0,06 \cdot D_{\text{пе}} = 0,06 \cdot 50,063 = 3,004 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (106)$$

Прирост энтальпии пара в РПП:

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{Q_{\text{рпп}} \cdot B_{\text{р}}}{D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}}} = \frac{135,686 \cdot 20,668}{50,063 - 3,004} = 59,593 \text{ кДж/кг} \quad (107)$$

Энтальпия насыщенного пара из барабана:

$$h_{\text{нп}} = h'(P_6) = 2803,194 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (108)$$

Энтальпия на выходе из РПП:

$$h''_{\text{рпп}} = h_{\text{нп}} + \Delta h_{\text{рпп}} = 2803,194 + 59,593 = 2862,786 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (109)$$

Давление в РПП:

$$P_{\text{рпп}} = 1,1 \cdot P_{\text{пе}} = 1,1 \cdot 2,9 = 3,19 \text{ МПа} \quad (110)$$

Температура на выходе из РПП:

$$t''_{\text{рпп}} = t(P_{\text{рпп}}, h''_{\text{рпп}}) = 255,104^\circ\text{C} \quad (111)$$

#### 2.4.8 Расчет конвективного пароперегревателя

Запишем все известные данные для расчета конвективного пароперегревателя(КПП) в таблицу 23.

Таблица 23 – Исходные данные для расчета КПП

Показатель	Значение
Наружный диаметр труб $d_{\text{н}}$ , мм	48
Толщина стенки труб $S_{\text{ст}}$ , мм	6
Поперечный шаг труб $s_1$ , мм	216
Продольный шаг труб $s_2$ , мм	120
Ширина горизонтального газохода $b_{\text{кш}}$ , м	7
Глубина КПП, $b_{\text{кпп}}$ , м	6,6
Высота КПП $h_{\text{кпп}}$ , м	9,018
Температура газов на входе в КПП $\vartheta'_{\text{кпп}}$ , °C	654,318
Энтальпия газов на входе в КПП $H'_{\text{кпп}}$ , кДж/кг	4337,337
Температура пара на входе в КПП $t'_{\text{кпп}}$ , °C	255,104
Температура пара на выходе в КПП $t''_{\text{кпп}}$ , °C	430
Энтальпия пара на входе в КПП $h'_{\text{кпп}}$ , кДж/кг	2862,786
Энтальпия пара на входе в КПП $h''_{\text{кпп}} = h(P_{\text{пе}}, t_{\text{пе}})$ , кДж/кг	3301,049

Число труб пароперегревателя в ряду, шт:

$$z_1 = \frac{b_{\text{кш}}}{s_1} - 1 = \frac{7}{0,216} - 1 = 31 \quad (112)$$

Теплота, полученная прямым излучением из топки:

$$Q_{\text{л}}^{\text{вх}} = \frac{\beta_{\text{кпп}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot q_{\text{л}} \cdot F_{\text{вых.о}}^3}{B_{\text{р}}} = \frac{1,481 \cdot 0,8 \cdot 32,494 \cdot 111,192}{20,668} = 207,052 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (113)$$

где  $\beta_{\text{КПП}}$  – коэффициент учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и конвективной поверхностью;

$q_{\text{л}}$  – среднее тепловое напряжение теплообменной поверхности;

$F_{\text{ВЫХ.0}}^3$  – лучевоспринимающая поверхность входного сечения КПП.

Количество тепла, отданное газами КПП:

$$Q_{\text{КПП}}^{\text{б}} = (h''_{\text{КПП}} - h'_{\text{КПП}}) \cdot \frac{D_{\text{пе}}}{B_{\text{р}}} = (3301,049 - 2862,786) \cdot \frac{50,063}{20,668} = 1061,574 \quad (114)$$

Энтальпия газов на выходе из КПП:

$$H''_{\text{КПП}} = H'_{\text{КПП}} - \frac{Q_{\text{КПП}}^{\text{б}}}{\varphi} + \Delta\alpha_{\text{пп}} \cdot H_{\text{ХВ}}^0 = 4337,337 - \frac{1061,574}{0,994} + 0,03 \cdot 63,991 = 3270,797 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (115)$$

При помощи обратной интерполяции и таблицы 18 определяем температуру газов на выходе из КПП:  $\vartheta''_{\text{КПП}} = 496,619$  °С.

Определим эффективную толщину излучающего слоя КПП:

$$s_{\text{КПП}} = 0,9 \cdot d_{\text{н}} \left( \frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d_{\text{н}}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,048 \left( \frac{4 \cdot 0,216 \cdot 0,120}{\pi \cdot 0,048^2} - 1 \right) = 0,576 \text{ м} \quad (116)$$

Определим значение степени черноты аналогично первому проходу топки и занесем результаты в таблицу 24.

Таблица 24 – Определение степени черноты КПП

Показатель	Значение
$k_{\text{Г}}$	18,336
$k_{\text{К}}$	0
$k_{\text{ЗЛ}}$	87,47
$k$	6,867 1/(м·МПа)
$\alpha_{\text{КПП}}$	0,326

Тепло излучения из топки и КПП на следующую поверхность нагрева (ВЭК-2):

$$Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} = \frac{Q_{\text{ВХ}}^{\text{л}} \cdot (1 - \alpha_{\text{КПП}}) \cdot \varphi_{\text{КПП}}}{\beta_{\text{КПП}}} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \alpha_{\text{КПП}} \cdot F_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} \cdot T_{\text{ср}}^4 \cdot \varepsilon_{\text{п}}}{B_{\text{р}}} = \frac{207,052 \cdot (1 - 0,326) \cdot 0,016}{1,481} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,326 \cdot 63,126 \cdot 248,618^4 \cdot 0,5}{20,668} = 16,202 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (117)$$

где  $F_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} = 63,126 \text{ м}^2$  – площадь выходного сечения КПП;

$\varepsilon_{\text{п}} = 0,5$  – поправочный коэффициент, при сжигании твердых топлив;

$T_{\text{cp}}$  – средняя температура газов в КПП;

$\alpha_{\text{кпп}}$  – степень черноты КПП.

Тепло полученное прямым излучением из топки:

$$Q_{\text{л}}^{\text{кпп}} = Q_{\text{вх}}^{\text{л}} - Q_{\text{вых}}^{\text{л}} = 207,052 - 16,202 = 190,85 \quad (118)$$

Расход пара через КПП:

$$D_{\text{кпп}} = D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}} = 50,063 - 3,004 = 47,059 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (119)$$

Площадь живого сечения для прохода газов:

$$f_{\text{кпп}}^{\text{г}} = h_{\text{кпп}} \cdot (b_{\text{кш}} - z_1 \cdot d_{\text{н}}) = 9,018 \cdot (7 - 31 \cdot 0,048) = 49,707 \text{ м}^2 \quad (120)$$

Продольное число труб КПП:

$$z_2 = \frac{b_{\text{кпп}}}{s_2} - 1 = 56 \quad (121)$$

Площадь КПП:

$$F_{\text{кпп}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot h_{\text{кпп}} \cdot z_1 \cdot z_2 = \pi \cdot 0,048 \cdot 9,018 \cdot 31 \cdot 56 = 2276,443 \text{ м}^2 \quad (122)$$

Расчет теплообмена в КПП представлен в таблице 25.

Таблица 25 – Расчет теплообмена в КПП

Параметр	Формула	Значение
Средняя температура пара, °С	$t_{\text{cp}} = \frac{t'_{\text{кпп}} + t''_{\text{кпп}}}{2}$	342,552
Среднее давление в КПП, МПа	$P_{\text{cp}} = \frac{P_{\text{рпп}} + P_{\text{пе}}}{2}$	3,045
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	$\lambda$	0,053
Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с	$\nu$	1,922·10 <sup>-6</sup>
Скорость газов, м/с	$w_{\text{г}} = \frac{B_{\text{п}} \cdot V_{\text{г}}^{\text{кпп}} \cdot \vartheta_{\text{cp}}^{\text{кпп}}}{273 \cdot f_{\text{кпп}}^{\text{г}}}$	5,759
Коэффициент теплоотдачи $a_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \left(\frac{w_{\text{г}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}\right) \cdot Pr^{0.4} \cdot C_t C_d C_l$	355,569
Температура наружных загрязнений труб, °С	$t_3 = t_{\text{cp}} + \left(\epsilon + \frac{1}{a_2}\right) \cdot \frac{B_{\text{п}} \cdot (Q_{\text{б}}^{\text{кпп}} + Q_{\text{л}}^{\text{кпп}})}{F_{\text{кпп}}}$	423,426
Коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_{\text{л}} = 5,1 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\xi_3 + 1}{2} \cdot a_{\text{кпп}} \cdot t_{\text{cp}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_3}{t_{\text{cp}}}\right)^4}{1 - \frac{t_3}{t_{\text{cp}}}}$	18,997
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_{\text{к}} = a_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\text{ф}}$	43,834
Коэффициент теплоотдачи $a_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_1 = a_{\text{к}} + a_{\text{л}}$	41,141

Продолжение таблицы 25

Параметр	Формула	Значение
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k = \frac{a_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_6^{\text{КПП}}}{Q_6^{\text{КПП}}}\right) \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{a_2}\right) \cdot a_1}$	41,141
Температурный напор, °С	$\Delta t_M = \vartheta'_{\text{КПП}} - t''_{\text{КПП}}$	224,318
	$\Delta t_6 = \vartheta''_{\text{КПП}} - t'_{\text{КПП}}$	241,515
	$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)}$	232,811
Количество тепла переданного через стенки труб КПП, кДж/кг	$Q_T^{\text{КПП}} = \frac{k \cdot F_{\text{КПП}} \cdot \Delta t}{B_p}$	1054,941

Теперь необходимо сравнить тепловосприятие  $Q_T^{\text{КПП}}$  с тепловосприятием  $Q_6^{\text{КПП}}$ , величина расчетной погрешности должна быть меньше 2%.

$$\delta Q = \frac{|Q_T^{\text{КПП}} - Q_6^{\text{КПП}}|}{Q_6^{\text{КПП}}} \cdot 100\% = 0,625\% \quad (123)$$

В результате, для равномерного распределения по продольному числу труб, будет сформирована следующая компоновка КПП: 6 пакетов, один из них с 6 продольными трубами, 5 из них – с десятью. Для удобства обслуживания между пакетами осуществляется ремонтный разрыв в 900 мм. Эскиз КПП представлен на рисунке 16.

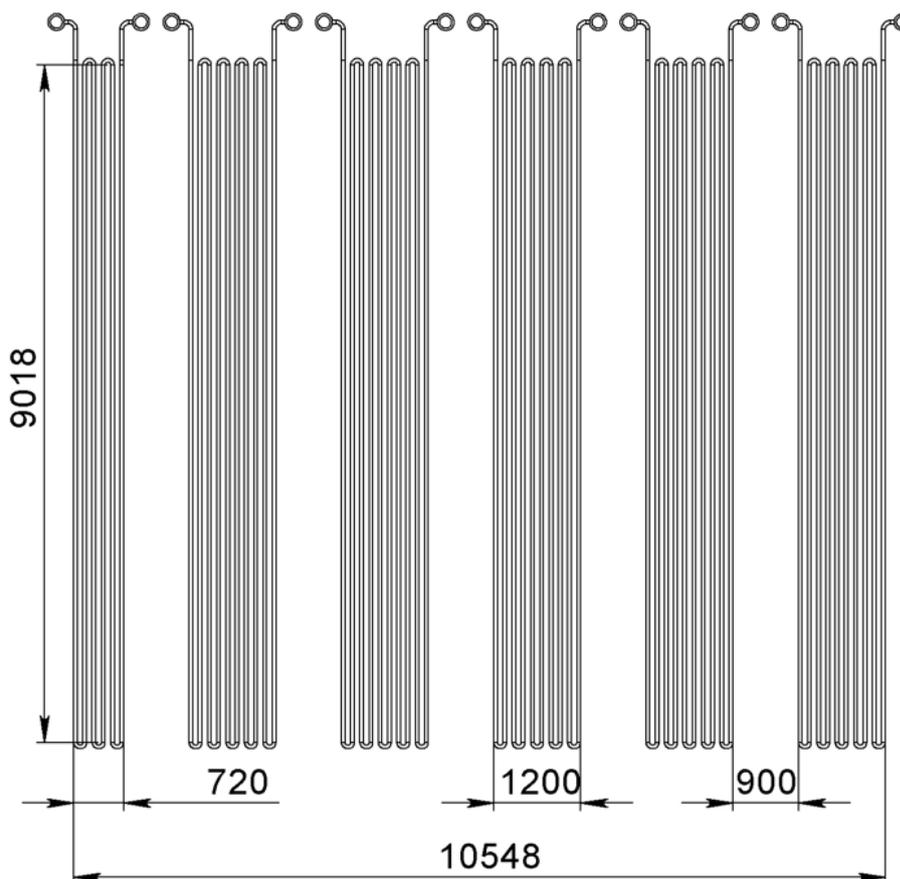


Рисунок 16 – Эскиз конвективного пароперегревателя

## 2.4.9 Расчет водяного экономайзера второй ступени

Поскольку водяной экономайзер второй ступени располагается вслед за КПП в горизонтальном газоходе, то расчет целесообразно проводить аналогично конвективному пароперегревателю.

Запишем все известные данные для расчета ВЭК-2 в таблицу 26.

Таблица 26 – Исходные данные для расчета ВЭК-2

Показатель	Значение
Наружный диаметр труб $d_n$ , мм	48
Толщина стенки труб $S_{ст}$ , мм	6
Поперечный шаг труб $s_1$ , мм	88
Продольный шаг труб $s_2$ , мм	100
Ширина горизонтального газохода $b_{кш}$ , м	7
Глубина ВЭК-2, $b_{вЭК2}$ , м	2,3
Высота КПП $h_{вЭК2}$ , м	9,018
Температура газов на входе в ВЭК-2 $\vartheta'_{вЭК2}$ , °С	496,619
Энтальпия газов на входе в ВЭК-2 $H'_{вЭК2}$ , кДж/кг	3270,797

Зададимся температурой питательной воды на входе в ВЭК-2:  $t'_{вЭК2} = 244,857$  °С. Также зададимся температурой газов на выходе с ВЭК-2:  $\vartheta''_{вЭК2} = \vartheta'_{вЭК2} - 98$  °С = 398,619 °С.

Расчет водяного экономайзера сведем в таблицу 27:

Таблица 27 – Расчет ВЭК-2

Параметр	Формула	Значение
Число труб в ряду, шт	$z_1 = \frac{b_{кш}}{s_1} - 1$	79
Теплота, полученная прямым излучением из КПП, кДж/кг	$Q_L^{вх} = Q_L^{вых\ КПП}$	16,202
Энтальпия газов на выходе из ВЭК-2, кДж/кг	$H''_{вЭК2}$	2615,444
Количество тепла, отданное газами ВЭК-2, кДж/кг	$Q_6^{вЭК-2} = \varphi \cdot (H''_{вЭК2} - H'_{вЭК2})$	651,132
Расход питательной воды на котел через экономайзер, кг/с	$D_{вЭК} = D_{пе} + D_{пр} - D_{впр}$	47,56
Энтальпия пароводяной смеси на выходе из ВЭК-2, кДж/кг	$h''_{вЭК-2} = h'_{вЭК-2} + \frac{(Q_6^{вЭК-2} + Q_L^{вх}) \cdot B_p}{D_{вЭК}}$	1671,832
Температура пароводяной смеси за ВЭК-2, °С	$t''_{вЭК-2} = t(P_{пв}, h''_{вЭК-2})$	244,587
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$s_{вЭК-2} = 0,9 \cdot d_n \left( \frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d_n^2} - 1 \right)$	0,167
Коэффициент поглощения газами	$k_\Gamma$	36,529
Коэффициент поглощения коксовыми частицами	$k_k$	0
Коэффициент поглощения золовыми частицами	$k_{зл}$	95,826
Оптическая толщина запыленного газового потока	$kps$	0,201
Степень черноты	$\alpha_{кпп} = 1 - e^{-kps}$	0,182

Продолжение таблицы 27

Средняя температура пароводяной смеси, °С	$t_{cp} = \frac{t'_{вЭК-2} + t''_{вЭК-2}}{2}$	244,587
Средняя температура газов, °С	$\vartheta_{cp} = \frac{\vartheta'_{вЭК-2} + \vartheta''_{вЭК-2}}{2}$	447,619
Площадь поверхности труб ВЭК-2, м <sup>2</sup>	$F_{вЭК-2} = \pi \cdot d_H \cdot h_{кпп} \cdot z_1 \cdot z_2$	2363,476
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	$\lambda$	0,054
Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с	$\nu$	1,592·10 <sup>-6</sup>
Скорость газов, м/с	$w_{г} = \frac{B_p \cdot V_{г}^{вЭК-2} \cdot \vartheta_{cp}^{вЭК-2}}{273 \cdot f_{кпп}^{г}}$	4,955
Коэффициент теплоотдачи $a_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \cdot \left(\frac{w_{г} \cdot d_{вн}}{\nu}\right) \cdot Pr^{0.4} \cdot C_t C_d C_l$	375,956
Температура наружных загрязнений труб, °С	$t_3 = t_{cp} + \left(\epsilon + \frac{1}{a_2}\right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_6^{кпп} + Q_l^{кпп})}{F_{кпп}}$	285,203
Коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_l = 5,1 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\xi_3 + 1}{2} \cdot a_{кпп} \cdot t_{cp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_3}{t_{cp}}\right)^4}{1 - \frac{t_3}{t_{cp}}}$	5,821
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_k = a_H \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi}$	31,003
Коэффициент теплоотдачи $a_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_1 = a_k + a_l$	36,824
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k = \frac{a_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_l^{вЭК-2}}{Q_6^{вЭК-2}}\right) \cdot \left(\epsilon + \frac{1}{a_2}\right) \cdot a_1}$	28,275
Температурный напор, °С	$\Delta t_6 = \vartheta'_{вЭК-2} - t''_{вЭК-2}$	252,032
	$\Delta t_M = \vartheta''_{вЭК-2} - t'_{вЭК-2}$	154,032
	$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)}$	199,027
Количество тепла переданного через стенки труб, кДж/кг	$Q_T^{вЭК-2} = \frac{k \cdot F_{вЭК-2} \cdot \Delta t}{B_p}$	643,514

Теперь необходимо сравнить тепловосприятие  $Q_T^{вЭК-2}$  с тепловосприятием  $Q_6^{вЭК-2}$ , величина расчетной погрешности должна быть меньше 2%.

$$\delta Q = \frac{|Q_T^{вЭК-2} - Q_6^{вЭК-2}|}{Q_6^{вЭК-2}} \cdot 100\% = 1,17\% \quad (124)$$

В результате, для равномерного распределения по продольному числу труб, будет сформирована следующая компоновка ВЭК-1: 1 пакет с 22-я продольными трубами. Так как данная ступень водяного экономайзера располагается в конвективной шахте, то после пакетов КПП также осуществлен ремонтный разрыв в 900 мм. Эскиз конвективной шахты представлен на рисунке 17.

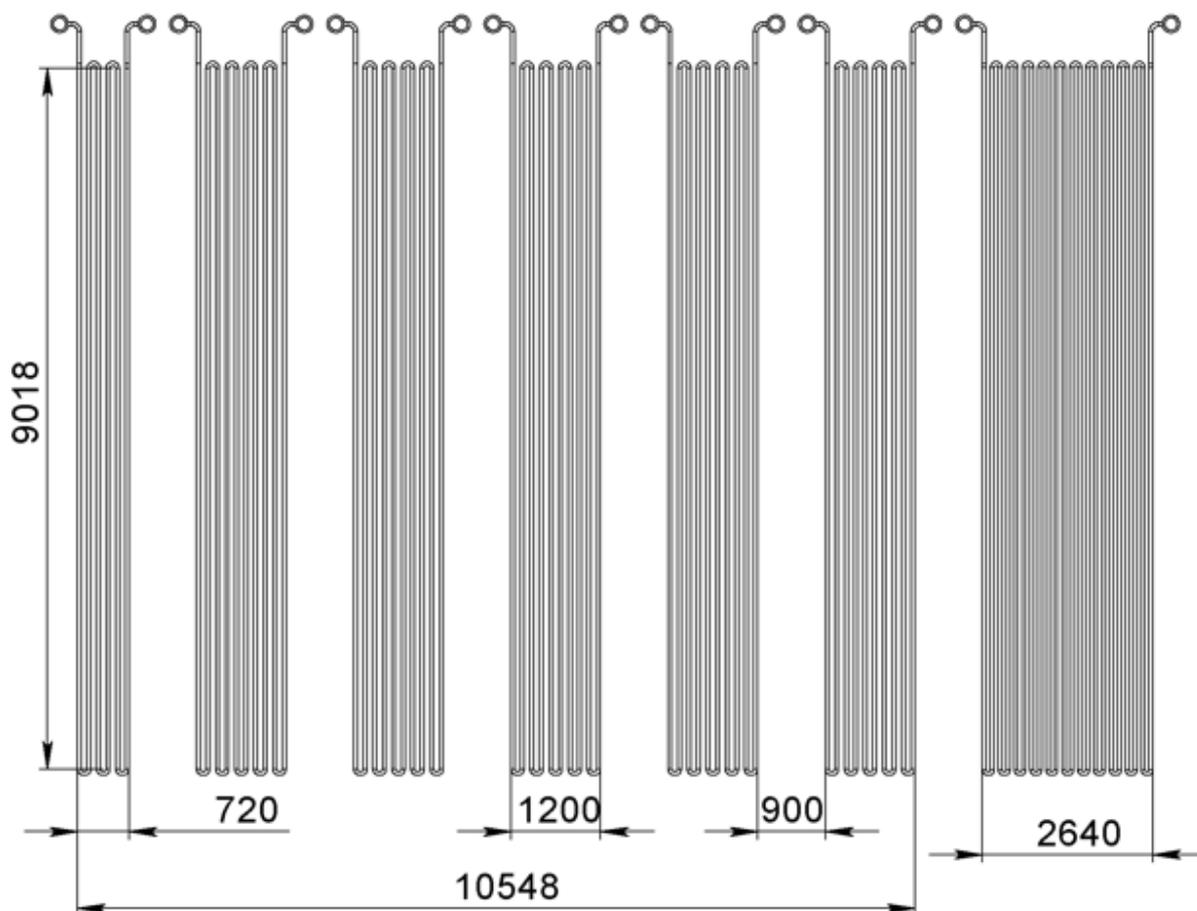


Рисунок 17 – Эскиз конвективной шахты

#### 2.4.10 Расчет водяного экономайзера второй ступени

Данный водяной экономайзер имеет стандартную компоновку для пылеугольных котлов – с боковым расположением коллекторов, шахматным пучком труб. Запишем все известные данные для расчета ВЭК-1 в таблицу 28.

Таблица 28 – Исходные данные для расчета ВЭК-1

Показатель	Значение
Наружный диаметр труб $d_n$ , мм	38
Толщина стенки труб $S_{ст}$ , мм	5
Поперечный шаг труб $s_1$ , мм	80
Продольный шаг труб $s_2$ , мм	100
Ширина опускного газохода $b_{ог}$ , м	7
Глубина ВЭК-1, $b_{вЭК-1}$ , м	4,3
Температура газов на входе в ВЭК-1 $\vartheta'_{вЭК-1}$ , °С	398,619
Энтальпия газов на входе в ВЭК-1 $H'_{вЭК-1}$ , кДж/кг	2615,444
Температура газов на выходе из ВЭК-1 $\vartheta''_{вЭК-1} = \vartheta_{ух}$ , °С	160
Энтальпия уходящих газов $H''_{вЭК-1}$ , кДж/кг	1019,247
Температура воды на входе в ВЭК-1 $t'_{вЭК-1} = t_{пв}$ , °С	120
Энтальпия питательной воды $h'_{вЭК-1} = h_{пв}$ , кДж/кг	506,196

Зададимся предварительно площадью водяного экономайзера  $F_{\text{ВЭК}1} = 6700 \text{ м}^2$

Расчет водяного экономайзера сведем в таблицу 29:

Таблица 29 – Расчет ВЭК-1

Параметр	Формула	Значение
Число труб в ряду, шт	$z_1 = \frac{b_{\text{ВЭК}1} - 1}{s_1}$	52
Число труб в высоту, шт	$z_2 = \frac{F_{\text{ВЭК}1}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot b_{\text{ог}} \cdot z_1}$	154
Высота экономайзера, м	$h_{\text{ВЭК}} = z_2 \cdot s_2$	15,4
Количество тепла, отданное газами ВЭК-1, кДж/кг	$Q_6^{\text{ВЭК}1} = \varphi \cdot (H''_{\text{ВЭК}1} - H'_{\text{ВЭК}1})$	1585,915
Расход питательной воды на котел через экономайзер, кг/с	$D_{\text{ВЭК}} = D_{\text{пе}} + D_{\text{пр}} - D_{\text{впр}}$	47,56
Энтальпия пароводяной смеси на выходе из ВЭК-1, кДж/кг	$h''_{\text{ВЭК}1} = h'_{\text{ВЭК}1} + \frac{Q_6^{\text{ВЭК}1} \cdot B_{\text{р}}}{D_{\text{ВЭК}}}$	1195,389
Температура пароводяной смеси за ВЭК-1, °С	$t''_{\text{ВЭК}1} = t(P_{\text{пв}}, h''_{\text{ВЭК}1})$ -экономайзер кипящий т.к.: $t_s^{\text{пв}} = 244,587^\circ\text{С}$	244,587
Точка перехода из воды в пароводяную смесь, кДж/кг	$h_{\text{пер}} = h'(P_{\text{пв}})$	1059,503
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$s_{\text{ВЭК}1} = 0,9 \cdot d_{\text{н}} \left( \frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d_{\text{н}}^2} - 1 \right)$	0,207
Коэффициент поглощения газами	$k_{\text{г}}$	36,649
Коэффициент поглощения коксовыми частицами	$k_{\text{к}}$	0
Коэффициент поглощения золовыми частицами	$k_{\text{зл}}$	128,58
Оптическая толщина запыленного газового потока	$kps$	0,26
Степень черноты	$\alpha_{\text{кпп}} = 1 - e^{-kps}$	0,229
Средняя температура пароводяной смеси, °С	$t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{ВЭК}1} + t''_{\text{ВЭК}1}}{2}$	182,293
Средняя температура газов, °С	$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{ВЭК}1} + \vartheta''_{\text{ВЭК}1}}{2}$	279,309
Площадь живого сечения для прохода газов, м <sup>2</sup>	$f_{\text{ВЭК}1}^{\text{г}} = b_{\text{ВЭК}1} \cdot b_{\text{ог}} - z_1 \cdot b_{\text{ог}} \cdot d_{\text{н}}$	16,268
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	$\lambda$	0,671
Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с	$\nu$	$1,682 \cdot 10^{-6}$
Скорость газов, м/с	$w_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\text{ВЭК}1} \cdot \vartheta_{\text{ср}}^{\text{ВЭК}1}}{273 \cdot f_{\text{ВЭК}1}^{\text{г}}}$	11,723
Коэффициент теплоотдачи $a_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \left( \frac{w_{\text{г}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t C_d C_l$	3784,243
Температура наружных загрязнений труб, °С	$t_3 = t_{\text{ср}} + \left( \epsilon + \frac{1}{a_2} \right) \cdot \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_6^{\text{ВЭК}1}}{F_{\text{ВЭК}1}}$	204,623
Коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_{\text{л}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\xi_3 + 1}{2} \cdot a_{\text{ВЭК}1} \cdot t_{\text{ср}}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_3}{t_{\text{ср}}} \right)^4}{1 - \frac{t_3}{t_{\text{ср}}}}$	7,238
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_{\text{к}} = a_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\text{ф}}$	82,143
Коэффициент теплоотдачи $a_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$a_1 = a_{\text{к}} + a_{\text{л}}$	89,381

Продолжение таблицы 29

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k = \frac{a_1}{1 + (\varepsilon + \frac{1}{a_2}) \cdot a_1}$	63,483
Тепло, пошедшее на нагрев воды до кипения, кДж/кг	$Q_1 = \frac{(h_{пер} - h''_{ВЭК-1}) \cdot D_{ВЭ}}{B_p}$	1273,224
Энтальпия газов в районе закипания воды, кДж/кг	$H_{пр} = H''_{ВЭК-1} + \frac{Q_1}{\varphi_{ВЭК-1}} - \Delta\alpha_{ВЭ} \cdot H_{хв}^0$	2304,052
Температура газов в районе закипания воды, °С	$\vartheta_{пр}$ – обратной интерполяцией по $H_{пр}$	351,41
Тепло, пошедшее на нагрев воды после кипения, кДж/кг	$Q_2 = Q_6^{ВЭК-1} - Q_1$	312,691
Температурный напор участка до закипания, °С	$\Delta t_6 = \vartheta_{пр} - t_s^{пБ}$ $\Delta t_M = \vartheta''_{ВЭК-1} - t'_{ВЭК-1}$ $\Delta t_1 = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M})}$	106,823 40 68,027
Температурный напор участка после закипания, °С	$\Delta t_6 = \vartheta'_{ВЭК-1} - t_s^{пБ}$ $\Delta t_M = \vartheta_{пр} - t_s^{пБ}$ $\Delta t_2 = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M})}$	154,032 104,823 128,991
Температурный напор ВЭК-1, °С	$\Delta t = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\Delta t_1} + \frac{Q_2}{\Delta t_2}}$	75,018
Количество тепла переданного через стенки труб, кДж/кг	$Q_T^{ВЭК-2} = \frac{k \cdot F_{ВЭК-1} \cdot \Delta t}{B_p}$	1543,811

Теперь необходимо сравнить тепловосприятие  $Q_T^{ВЭК-1}$  с тепловосприятием  $Q_6^{ВЭК-1}$ , величина расчетной погрешности должна быть меньше 3%.

$$\delta Q = \frac{|Q_T^{ВЭК-1} - Q_6^{ВЭК-1}|}{Q_6^{ВЭК-1}} \cdot 100\% = 2,655\% \quad (125)$$

Компоновка водяного экономайзера первой ступени включает в себя 7 пакетов с 6-ю ремонтными разрывами. Эскиз ВЭК-1 представлен на рисунке 18 (для экономии места на листе рисунок повернут на 90°).

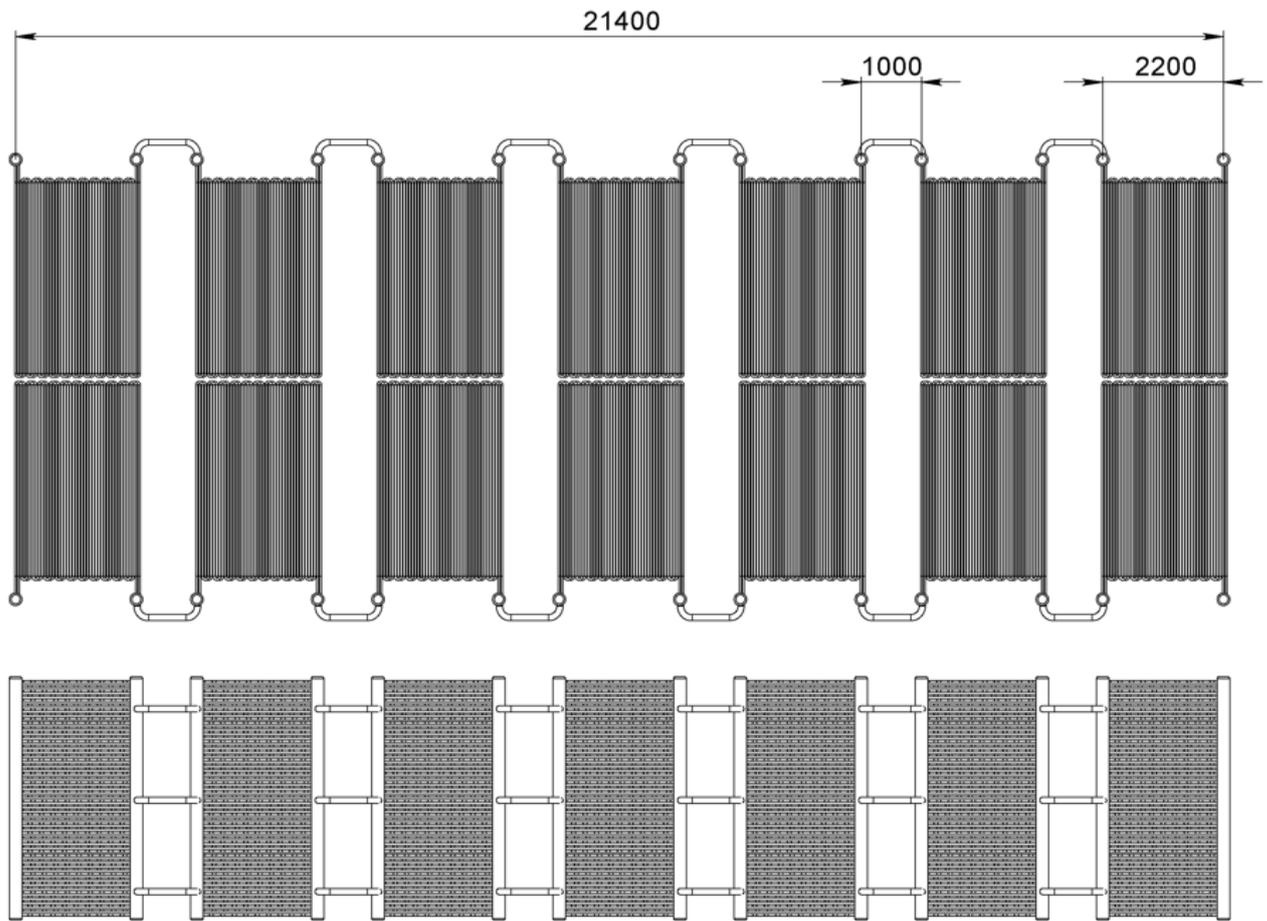


Рисунок 18 – Эскиз ВЭК-1

#### 2.4.11 Составление прямого баланса котла

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

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр} - (Q_L^T + Q_{КПП}^b + Q_{ВЭК-1}^b + \frac{100-q_4}{100}), \quad (126)$$

$$\Delta Q = 8116 \cdot 0,83569 - (3869,072 + 1061,574 + 1585,915 + 651,132) \cdot \frac{100-4}{100} = -98,534$$

Относительная величина невязки:

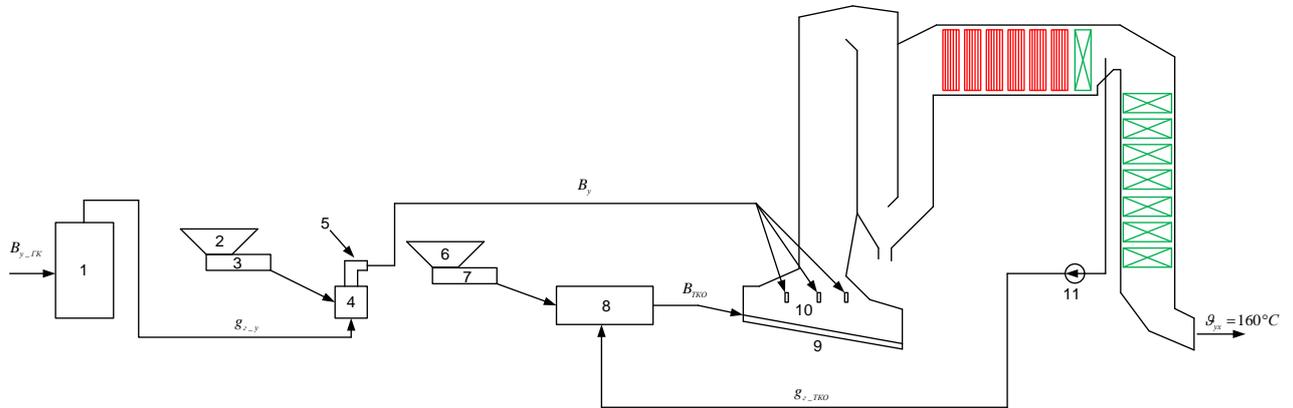
$$\delta Q = \frac{|\Delta Q|}{Q_H^p} \cdot 100\% < 5\%, \quad (127)$$

$$\delta Q = \frac{98,534}{8116} \cdot 100\% = 1,214\% < 5\%$$

Выполнение условия свидетельствует об отсутствии логических и арифметических ошибок.

## 2.4.12 Выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельного агрегата

Так как данный котельный агрегат будет работать на ТБО с угольной подсветкой, то тепловой расчет будет производиться для двух систем отдельно. Схема пылеприготовления и подачи топлива в КА изображена на рисунке 19.



1 – котел, производящий газы для сушки угля; 2 – бункер сырого угля; 3 – питатель сырого угля; 4 – мельничное устройство; 5 – сепаратор угольной пыли, 6 – бункер ТБО; 7 – питатель ТБО; 8 – печь для сушки ТБО; 9 – колосниковая решетка; 10 – горелочные устройства; 11 – дымосос рециркуляции газов (ДРГ)

Рисунок 19 – Схема пылеприготовления и топливоподачи КА

### 2.4.12.1 Расчет газовой сушки ТКО

Сушка ТКО будет осуществляться в барабанной вращающейся печи при помощи газов, отбираемых из поворотной камеры котельного агрегата.

Составим систему уравнений, необходимую для определения расхода газов на сушку угля:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{\text{прих}} = q'_{\text{г}} + q_{\text{мех}} + q_{\text{прис}} \\ q'_{\text{г}} = g_{\text{г}}^{\text{ТКО}} \cdot c_{\text{г}} \cdot t'_{\text{г}} \\ q_{\text{мех}} = K_{\text{мех}} \cdot \Delta_{\text{разм}} \\ q_{\text{прис}} = K_{\text{прис}} \cdot g_{\text{г}}^{\text{ТКО}} \cdot c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{хв}} \\ q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q''_{\text{г}} + q_{\text{тл}} + q_5 \\ q_{\text{исп}} = \Delta W \cdot (2500 + 1,9 \cdot t_2 - 4,19 \cdot t_{\text{тл}}) \\ q''_{\text{г}} = (1 + K_{\text{прис}}) \cdot g_{\text{г}}^{\text{ТКО}} \cdot c_{\text{г}} \cdot t_2 \\ q_{\text{тл}} = \frac{100 - W^{\text{п}}}{100} \cdot \left[ C_{\text{тл}} + \frac{W^{\text{пл}} \cdot 4,19}{100 - W^{\text{пл}}} \right] \\ q_5 = \frac{Q_5^{\text{общ}}}{B_{\text{м}}} \\ q_{\text{прих}} = q_{\text{расх}} \end{array} \right. \quad (128)$$

Запишем известные величины в таблицу 30, необходимые для решения системы 128.

Таблица 30 – Исходные величины для нахождения расхода газов для сушки угля

Параметр	Обозначение	Значение
Теплоемкость газов, кДж/(кг·град)	$c_{\Gamma}$	1,125
Температура газов, °С	$t'_{\Gamma}$	398,619
Коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло в процессе размола	$K_{\text{мех}}$	0,8
Удельный расход энергии на размол, кДж/кг	$\mathcal{E}_{\text{разм}}$	50
Коэффициент присоса	$K_{\text{прис}}$	0,2
Температура холодного воздуха, °С	$t_{\text{хв}}$	22
Теплоемкость холодного воздуха, кДж/(кг·°С)	$c_{\text{хв}}$	1,005074
Количество испарённой влаги на 1 кг сырого топлива	$\Delta W$	0,263
Температура на выходе из сушильно-мельничной системы, °С	$t_2$	180
Температура сырого топлива, °С	$t_{\text{ТЛ}}$	22
Теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг·град)	$C_{\text{ТЛ}}$	1,16
Температура угольной пыли в конце установки, °С	$t_{2\text{Т}}$	175
Часовая потеря тепла на охлаждение установки, кВт	$Q_5^{\text{общ}}$	25

При помощи программы РТС Mathcad Prime 5.0 решим систему уравнений 130 и определим расход газов, необходимый для сушки угля:

$$g_{\Gamma}^{\text{ТКО}} = 3,977 \quad (129)$$

#### 2.4.12.2 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы угля

Выбор типа мельниц производится в зависимости от физических свойств топлива и мощности котельного агрегата. Для данного топлива и котельного агрегата выбираем шаровую барабанную мельницу. На данном котле будет установлено 2 индивидуальных системы пылеприготовления. При этом производительность одной мельницы:

Расход угля, необходимый для подсветки:

$$B_p^y = (1 - g') \cdot B_p = (1 - 0,9) \cdot 20,668 = 2,067 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (130)$$

$$B_m = K_{\text{зап}} \cdot \frac{B}{n_m} = 1,2 \cdot \frac{2,067}{2} = 4,464 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (131)$$

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

$n_m$  – количество мельниц, шт ;

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

Определив производительность одной мельницы, выбираем тип мельничного устройства:

ШБМ 320/570/17,8 с производительностью  $B_M = 25$  т/ч .

При угле Ирша-Бородинского месторождения будет использована газовая сушка.

Составим систему уравнений, необходимую для определения расхода газов на сушку угля:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{\text{прих}} = q'_g + q_{\text{мех}} + q_{\text{прис}} \\ q'_g = g_g^y \cdot c_g \cdot t'_g \\ q_{\text{мех}} = K_{\text{мех}} \cdot \mathcal{E}_{\text{разм}} \\ q_{\text{прис}} = K_{\text{прис}} \cdot g_g^y \cdot c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{хв}} \\ q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q''_g + q_{\text{тл}} + q_5 \\ q_{\text{исп}} = \Delta W \cdot (2500 + 1,9 \cdot t_2 - 4,19 \cdot t_{\text{тл}}) \\ q''_g = (1 + K_{\text{прис}}) \cdot g_g^y \cdot c_g \cdot t_2 \\ q_{\text{тл}} = \frac{100-W^p}{100} \cdot \left[ C_{\text{тл}} + \frac{W^{\text{пл}} \cdot 4,19}{100-W^{\text{пл}}} \right] \\ q_5 = \frac{Q_5^{\text{общ}}}{B_M} \\ q_{\text{прих}} = q_{\text{расх}} \end{array} \right. \quad (132)$$

Запишем известные величины в таблицу 31, необходимые для решения системы 132.

Таблица 31 – Исходные величины для нахождения расхода газов для сушки угля

Параметр	Обозначение	Значение
Теплоемкость газов, кДж/(кг·град)	$c_g$	1,125
Температура газов, °С	$t'_g$	550
Коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло в процессе размол	$K_{\text{мех}}$	0,8
Удельный расход энергии на размол, кДж/кг	$\mathcal{E}_{\text{разм}}$	50
Коэффициент присоса	$K_{\text{прис}}$	0,2
Температура холодного воздуха, °С	$t_{\text{хв}}$	22
Теплоемкость холодного воздуха, кДж/(кг·°С)	$c_{\text{хв}}$	1,005074
Количество испарённой влаги на 1 кг сырого топлива	$\Delta W$	0,221
Температура на выходе из сушильно-мельничной системы, °С	$t_2$	135
Температура сырого топлива, °С	$t_{\text{тл}}$	135°С
Теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг·град)	$C_{\text{тл}}$	1,16
Температура угольной пыли в конце установки, °С	$t_{2T}$	135
Часовая потеря тепла на охлаждение установки, кВт	$Q_5^{\text{общ}}$	25

При помощи программы PTC Mathcad Prime 5.0 решим систему уравнений 130 и определим расход газов, необходимый для сушки угля:

$$g_g^y = 1,588 \quad (133)$$

Пересчитаем производительность углеразмольной мельницы с условного на натуральное топливо и сведем результат в таблицу 32. Величины с (') обозначают эталонное топливо, а с (") – натуральное топливо.

Таблица 32 – Пересчет производительности углеразмольной мельницы.

Параметр	Формула	Значение
Средняя влажность размалываемого топлива, %	$W^{cp'} = \frac{W^{p'} + 3 \cdot W^{пл'}}{4}$	0,22
	$W^{cp''} = \frac{W^{p''} + 3 \cdot W^{пл''}}{4}$	0,108
Константа, характеризующая максимальную влажность заданного топлива	$K' = 1 + 1,07 \cdot W^{cp'}$	1,235
	$K'' = 1 + 1,07 \cdot W^{cp''}$	1,201
Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности топлива на его размолоспособность	$\Pi'_{вл1} = \frac{K'^2 - (W^{cp'})^2}{K'^2 - (W^{пл'})^2}$	0,984
	$\Pi''_{вл1} = \frac{K''^2 - (W^{cp''})^2}{K''^2 - (W^{пл''})^2}$	0,995
	$\Pi_{вл2}' = \frac{100 - W^{cp'}}{100 - W^{p'}}$	5,2
	$\Pi_{вл2}'' = \frac{100 - W^{cp''}}{100 - W^{p''}}$	1,213
Размольная производительность мельницы, т/ч	$B'' = B'_м \cdot \frac{K''_{до} \cdot \Pi''_{вл1} \cdot \Pi''_{вл2} \cdot \Pi''_{др} \cdot \sqrt{\frac{100}{R'_{90}}}}{K'_{до} \cdot \Pi'_{вл1} \cdot \Pi'_{вл2} \cdot \Pi'_{др} \cdot \sqrt{\frac{100}{R''_{90}}}}$	5,217

Полученная производительность превышает производительность одной мельницы  $B_M = 4,464 \frac{т}{ч}$ , следовательно, мельница была выбрана правильно.

Определим сушильную производительность мельницы. Результаты сведены в таблице 33.

Таблица 33 – Определение сушильной производительности мельницы

Параметр	Формула	Значение
Расход сушильного агента, кг/кг	$g_{ca} = g'_Г$	1,588
Разрежение перед мельницей, мм вод ст.	$S'_{MB}$	175
Барометрическое давление, мм вод ст	Б	760
Температура смеси на входе в мельницу, °С	$t'_{MB}$	140
Поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей	$\beta = \frac{273 \cdot (Б - \frac{S'_{MB}}{13,6})}{(273 + t'_{MB}) \cdot 760}$	0,65
Плотность газов, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_G$	1,3
Плотность воздуха, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_B$	1,29
Плотность водяных паров, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{вл}$	0,804
Влагосодержание сушильного агента, г/кг:	$d_G = \frac{10 \cdot (9 \cdot H^p + W^p) + \rho_B \cdot \alpha \cdot V_B^0 \cdot d_B}{1 + \rho_B \cdot \alpha \cdot V_B^0 \cdot \frac{\Delta p}{100}}$	80,163
Производительность мельничного вентилятора, м <sup>3</sup> /с	$V_{MB} = \left[ \frac{g_G}{\rho_G} + \frac{\Delta W}{\rho_{вл}} + V_B^0 \cdot K_{прис} \right] \cdot \left( \frac{273,15 + t'_{MB}}{273} \right) \cdot B_M$	4,366
Сушильная производительность мельницы, т/ч	$B_c = \frac{V_{MB} \cdot \beta}{g_{ca} \cdot (0,774 + 0,786 \cdot K_{прис} + 0,00125 \cdot d'_{cm} + 1,245 \cdot \Delta W)}$	1,367

Условия ( $B'' = 5,217 > B_M = 4,464$  и  $B_C = 4,921 > B_M = 4,464$ ) выполняются, это свидетельствует о том, что выбранный типоразмер мельницы, а также тип сушильного агента и его температура удовлетворяют как по размольной, так и по сушильной производительности.

Произведем выбор котла для производства дымовых газов для сушки угля. Расчет сведем в таблицу 34.

Таблица 34 – Расчет котла для производства дымовых газов

Параметр	Формула	Значение
Необходимый расход газов для сушки угля, м <sup>3</sup> /с	$V_{\Gamma} = \frac{B_p^y}{g_{\Gamma}^y}$	1,302
Полный объем газов в топке, м <sup>3</sup> /кг	$V_{\Gamma}^T$	5,731
Температура газов перед дымососом, К	$T_{\Gamma} = t'_{\Gamma} + 273$	823
Расход топлива в котел, кг/ч	$B_{y}^{ГК} = \frac{V_{\Gamma}}{4 \cdot V_{\Gamma}^T \cdot \frac{T_{\Gamma}}{273}}$	67,799
Мощность котла, кВт	$N_{ГК} = B_{y}^{ГК} \cdot Q_{H}^P$	287,769

Исходя из рассчитанной мощности котла для производства газов выбираем автоматический угольный котел ТР-300 компании “Терморобот” [7]. Внешний вид такого котла представлен на рисунке 20.



Рисунок 20 – Автоматический угольный котел ТР-300

### 2.4.12.3 Расчет горелочных устройств для подсветки

При сжигании бурого угля, необходимого для подсветки, будут применяться прямоточные горизонтально-щелевые горелки с чередующейся подачей пылевоздушной смеси. Параметры горелки представлены в таблице 35.

Таблица 35 – Параметры прямоточно-щелевой горелки

Тепловая мощность горелки $Q_T$ , МВт	$W_1$ , м/с	$W_2$ , м/с	$W_1/W_2$
40	28	26	1,643

Расчет проходных сечений для первичной и вторичной смесей сведен в таблицу 36.

Таблица 36 – Расчет проходных сечений

Параметр	Формула	Значение
Коэффициент присосов	$K_{\text{прис}}$	0,2
Плотность водяных паров, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{\text{вп}}$	0,804
Плотность воздуха, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{\text{в}}$	1,29
Теплоемкость смеси, кДж/(кг·град)	$c_{\text{см}}$	1,085
Теплоемкость водяных паров после мельнично-сушильной системы, кДж/(кг·град)	$c_{\text{вп}}$	1,9
Расход первичного воздуха, кг/кг	$g_{\text{в.перв}} = V_{\text{в}}^0 \cdot \alpha_1 \cdot \rho_{\text{в}}$	2,944
Температура смеси перед горелкой, °С	$t_{\text{см}} = \frac{g_{\text{г}}^y \cdot c_{\text{г}} \cdot t_2 + g_{\text{в.перв}} \cdot c_{\text{в}} \cdot t_{\text{гв}} + \Delta W \cdot t_2 \cdot c_{\text{вп}}}{(g_{\text{г}}^y + g_{\text{в.перв}} + \Delta W) \cdot c_{\text{см}}}$	84,954
Расход первичной пылевоздушной смеси, м <sup>3</sup> /с	$V_1 = \frac{B_{\text{п}}^y}{Z_{\text{г}}} \cdot \left[ \frac{g_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}}} \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{\text{прис}}) + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{вп}}} + \frac{g_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} \right] \cdot \frac{273,15 + t_{\text{см}}}{273}$	3,4
Проходное сечение канала первичной смеси, м <sup>2</sup>	$F_1 = \frac{V_1}{W_1}$	0,121
Коэффициент избытка воздуха перед горелкой	$a_{\text{г}}$	1,34
Коэффициент расхода первичного воздуха	$a_1$	0,55
Коэффициент расхода вторичного воздуха	$a_2 = a_{\text{г}} - a_1$	0,79
Расход вторичного воздуха через горелку, м <sup>3</sup> /с	$V_2 = \frac{V_{\text{в}}^0 \cdot \alpha_2 \cdot B_{\text{п}}}{Z_{\text{г}}} \cdot \left( \frac{273 + t_{\text{гв}}}{273} \right)$	2,672
Проходное сечение канала вторичной смеси, м <sup>2</sup>	$F_2 = \frac{V_2}{W_2}$	0,058

Определим конструктивные размеры горелок. Конструкция горелок представлена на рисунке 21.

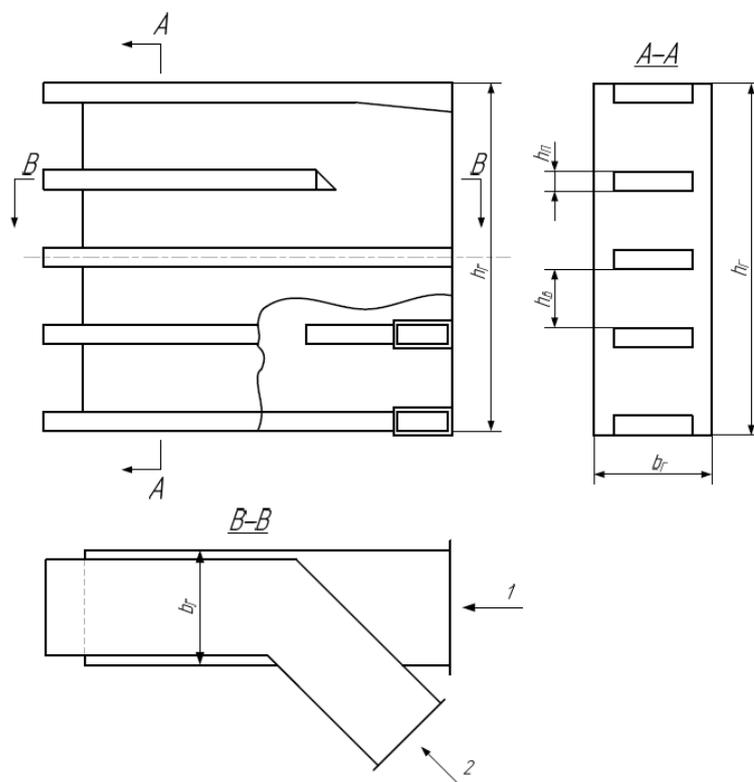


Рисунок 21 – Горелка прямоточная горизонтально-щелевая с чередующейся подачей пылевоздушной смеси

Расчет габаритных размеров горелки представлен в таблице 37.

Таблица 37 – Расчет габаритных размеров горелки

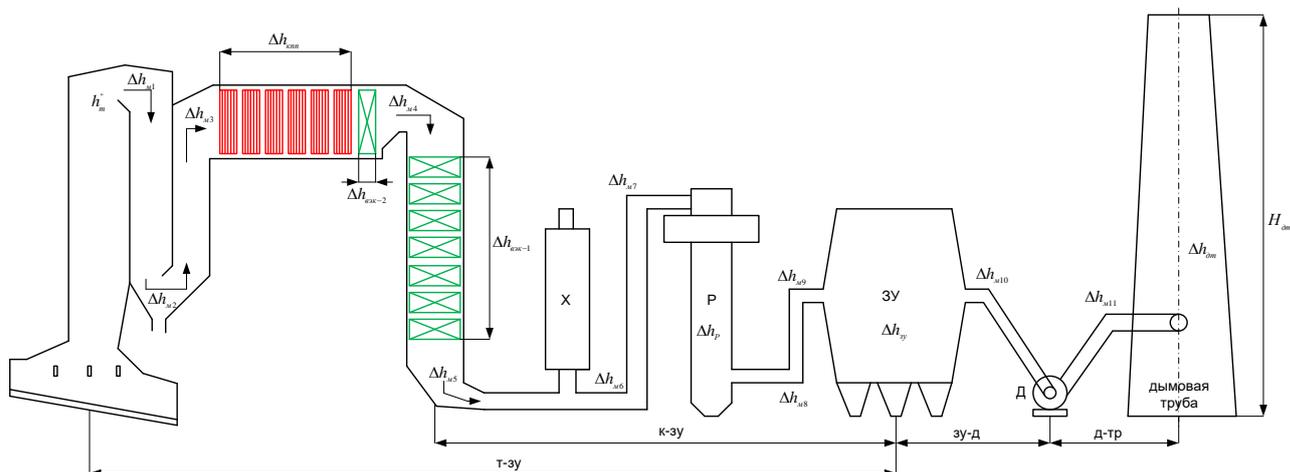
Параметр	Формула	Значение
Ширина горелки, мм	$b_r = \sqrt{\frac{F_1 + F_2}{3}}$	244,627
Высота горелки, мм	$h_r = 3 \cdot b_r$	733,88
Высота одного канала для прохода первичной смеси, мм	$h_n = \frac{F_1}{5 \cdot b_r}$	99,288
Высота одного канала для прохода вторичной смеси, мм	$h_b = \frac{h_r - 5 \cdot h_n}{4}$	59,36

### 2.4.13 Аэродинамический расчет газового тракта

Задачей расчета является выбор напора, производительности дымососа и мощности его привода.

Сопротивление газового тракта котельного агрегата с уравновешенной тягой складывается из сопротивления трубчатых поверхностей нагрева, расположенных в газоходах (конвективные пароперегреватели, водяные экономайзеры), местных сопротивлений (повороты в газоходе, изменение сечения и др.), сопротивления трения при движении в газоходах как в пределах парогенератора, так и вне его (на участке: котел – золоуловитель, золоуловитель – дымосос, дымосос – дымовая труба), самотяги (подъемные и опускные газоходы, дымовая труба).

Расчетная схема газового тракта котла представлена на рисунке 22.



Х – хранилище извести, Р – реактор сероочистки, ЗУ – золоуловитель, Д – дымосос; т-зу – тракт “топка-золоуловитель”, к-зу – тракт “котел-золоуловитель”, зу-д – тракт “золоуловитель-дымосос”, д-тр – тракт “дымосос-дымовая труба”.

Рисунок 22 – Схема газового тракта котла

### 2.4.13.1 Расчет сопротивлений поверхностей нагрева

Расчет сопротивлений поверхностей нагрева сведен в таблицу 38.

Таблица 38 – Расчет сопротивлений поверхностей нагрева

Параметр	Формула	Значение
Расчет сопротивления КПП		
Количество рядов труб по глубине пучка	$z_2$	54
Коэффициент $\psi$	$\psi_{\text{кпп}} = \frac{s_1^{\text{кпп}} - d_{\text{н}}^{\text{кпп}}}{s_2^{\text{кпп}} - d_{\text{н}}^{\text{кпп}}}$	2,333
Поправочные коэффициенты	$C_\sigma, C_{Re}$	0,4; 0,58
Коэффициент сопротивления коридорных гладкотрубных пучков при поперечном омывании	$\xi_{\text{гр}}$	0,55
Коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка	$\xi_0 = \xi_{\text{гр}} \cdot C_\sigma \cdot C_{Re}$	0,128
Коэффициент, зависящий от количества рядов и расположения труб в пучке	$\xi = \xi_0 \cdot z_2$	6,89
Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па	$\Delta h_{\text{кпп}} = \xi \cdot h_{\text{д}}$	24,324
Расчет сопротивления ВЭК-2		
Количество рядов труб по глубине пучка	$z_2$	22
Коэффициент $\psi$	$\psi_{\text{вЭК-2}} = \frac{s_1^{\text{вЭК-2}} - d_{\text{н}}^{\text{вЭК-2}}}{s_2^{\text{вЭК-2}} - d_{\text{н}}^{\text{вЭК-2}}}$	0,769
Поправочные коэффициенты	$C_\sigma, C_{Re}$	0,4; 0,58
Коэффициент сопротивления коридорных гладкотрубных пучков при поперечном омывании	$\xi_{\text{гр}}$	0,55
Коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка	$\xi_0 = \xi_{\text{гр}} \cdot C_\sigma \cdot C_{Re}$	0,128
Коэффициент, зависящий от количества рядов и расположения труб в пучке	$\xi = \xi_0 \cdot z_2$	2,807

Продолжение таблицы 38

Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па	$\Delta h_{\text{вЭК-2}} = \xi \cdot h_{\text{д}}$	9,91
Расчет сопротивления ВЭК-1		
Количество рядов труб по глубине пучка	$z_2$	154
Шаг труб по глубине пучка, мм	$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2}$	64,031
Коэффициент $\varphi$	$\varphi_{\text{вЭК-1}} = \frac{s_1^{\text{вЭК-1}} - d_{\text{н}}^{\text{вЭК-1}}}{s'_2 - d_{\text{н}}^{\text{вЭК-1}}}$	1,613
Поправочные коэффициенты	$C_s, C_d$	1,24; 0,96
Сопротивление одного ряда труб шахматного пучка, Па	$\Delta h_{\text{гр}}$	4,903
Сопротивление шахматного поперечно-омываемого пучка труб, Па	$\Delta h_{\text{вЭК-2}} = C_s \cdot C_d \cdot \Delta h_{\text{гр}} \cdot (z_2 + 1)$	904,662

### 2.4.13.2 Расчет сопротивления газоходов. Расчет местных сопротивлений

Суммарное сопротивление газоходов складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения, вычисленного по выпрямленной длине участков. Так как длины участков неизвестны, в данном расчете сопротивление трения не учитывается и в расчетах принимается  $\Delta h_{\text{тр}} = 0$ .

К местным сопротивлениям относятся сопротивления на поворотах. Произвольное местное сопротивление, мм.вод.ст., рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{м}i} = \xi_{\text{м}} \cdot h_{\text{д}}, \quad (134)$$

где  $\xi_{\text{м}}$  – величина коэффициента местного сопротивление, принимается в зависимости от типа местного сопротивление и при повороте на  $90^\circ$  принимается  $\xi_{\text{м}} = 1$ ;

$h_{\text{д}}$  – динамический напор, Па, который определяется по рисунку 3 [4] по скорости газов, которая принимается равной скорости на входе в местное сопротивление, и температуре газов, которая принимается аналогично скорости;

Расчет местных сопротивлений сведен в таблицу 39.

Таблица 39 – Расчет местных сопротивлений

Параметр	Формула	Значение
Произвольное местное сопротивление, Па	$\Delta h_{\text{м}1}$	5,491
	$\Delta h_{\text{м}2}$	5,884
	$\Delta h_{\text{м}3}$	3,138
	$\Delta h_{\text{м}4}$	4,413
	$\Delta h_{\text{м}5}$	44,127
	$\Delta h_{\text{м}6}$	44,127
	$\Delta h_{\text{м}7}$	44,127
	$\Delta h_{\text{м}8}$	44,127
	$\Delta h_{\text{м}9}$	44,127

Продолжение таблицы 39

	$\Delta h_{m10}$	24,515
	$\Delta h_{m11}$	24,515
Суммарные местные сопротивления на участке топка-золоуловитель, Па	$\Delta h_m^{т-зу} = \Delta h_{m1} + \Delta h_{m2} + \Delta h_{m3} + \Delta h_{m4} + \Delta h_{m5} + \Delta h_{m6} + \Delta h_{m7} + \Delta h_{m8} + \Delta h_{m9}$	239,561
Суммарные местные сопротивления на участке золоуловитель–дымовая труба, Па	$\Delta h_m^{зу-тр} = \Delta h_{m10} + \Delta h_{m11}$	49,03

### 2.4.13.3 Расчет сопротивления трения

Расчет сопротивления трения сведен в таблицу 40.

Таблица 40 – Расчет сопротивления трения

Параметр	Формула	Значение
Длина участка котел – золоуловитель, м	$l^{к-з.у.} = \frac{D_{пе}}{1,28+0,0083 \cdot D_{пе}}$	59,527
Длина участка золоуловитель – дымовая труба, м	$l^{з.у.-д.т.} = \frac{D_{пе}}{1+0,007 \cdot D_{пе}}$	37,072
Длина участка котел – дымосос, м	$l^{к-д} = l^{к-з.у.} + 0,35 \cdot l^{з.у.-д.т.}$	42,502
Длина участка дымосос – дымовая труба, м	$l^{д-тр} = 0,65 \cdot l^{з.у.-д.т.}$	24,097
Присосы на тракте котел - дымосос	$\Delta a = 0,001 \cdot l^{к-д}$	0,043
Температура газов перед дымососом, °С	$\vartheta_d = \frac{\alpha_{yx} \cdot \vartheta_{yx} + \Delta \alpha \cdot t_{хв}}{\alpha_{yx} + \Delta \alpha}$	156,575
Коэффициент сопротивления	$\lambda$	0,02
Диаметр газохода, м	$d_3$	2
Динамический напор, Па	$h_d^{к-з.у.}; h_d^{з.у.-д.т.}$	44,127; 49,03
Сопротивление трения участка котел–золоуловитель, Па	$h_{тр}^{к-з.у.} = \lambda \cdot \frac{l^{к-з.у.}}{d_3} \cdot h_d^{к-з.у.}$	13,029
Сопротивление трения участка золоуловитель–дымовая труба, Па	$h_{тр}^{з.у.-д.т.} = \lambda \cdot \frac{l^{з.у.-д.т.}}{d_3} \cdot h_d^{з.у.-д.т.}$	18,176
Суммарное сопротивление трения газового тракта, Па	$\Delta h_{тр}^{сумм} = \Delta h_{тр}^{к-з.у.} + \Delta h_{тр}^{з.у.-д.т.}$	31,205

### 2.4.13.4 Расчет гидравлического сопротивления золоуловителя и устройств сероочистки

Сопротивление золоуловителей зависит от типа, конструкции, режима работы и схемы подключения.

В данной работе выбирается унифицированный горизонтальный электрофильтр ЭГВ 2-30-12-6-4, с сопротивлением:  $\Delta h_{зу} = 200$  Па.

Так как газовый тракт проходит через устройство сероочистки, а именно через реактор, сопротивление которого составляет  $\Delta h_p = 150$  Па.

### 2.4.13.5 Расчет сопротивления дымовой трубы

Расчет сопротивления дымовой трубы сведен в таблицу 41.

Таблица 41 – Расчет сопротивления дымовой трубы

Параметр	Формула	Значение
Присосы на тракте котел – дымовая труба	$\Delta a = 0,001 \cdot l^{k-тр}$	0,067
Расход дымовых газов через трубу, м <sup>3</sup> /с	$V_{трб} = 4 \cdot B_p \cdot (V_r + \Delta a \cdot V_B^\circ) \cdot \frac{\vartheta_d + 273}{273}$	605,948
Диаметр устья трубы, м	$d_y$	3,6
Скорость газов на выходе из трубы, м/с	$\omega_0$	14,833
Величина среднего уклона дымовой трубы	$i$	0,02
Динамическое давление, Па	$h_d$	44,127
Коэффициент сопротивления трения	$\lambda$	0,015
Сопротивление трения, Па	$\Delta h_{тр} = \frac{\lambda}{8 \cdot i} \cdot h_d$	4,137
Коэффициент сопротивления	$\xi_{вых}$	1
Потеря давления с выходной скоростью, Па	$\Delta h_{вых} = \xi_{вых} \cdot h_d$	44,127
Суммарное сопротивление дымовой трубы, Па	$\Delta h_{дт} = \Delta h_{тр} + \Delta h_{вых}$	48,264

#### 2.4.13.6 Расчет самотяги

Величина самотяги, Па, любого вертикального участка газового тракта, включая дымовую трубу, может быть подсчитана по формуле:

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left( 1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{\vartheta_r + 273,15} \right), \quad (135)$$

где  $H$  – высота рассчитываемого участка газохода, м;

$g$  – ускорение свободного падения, м<sup>2</sup>/с;

$\rho_0$  – плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>, в расчетах принимается  $\rho_0 = 1,32$ ;

$\vartheta_r$  – средняя температура газов на расчетном участке, °С.

Расчет самотяги газового тракта котельной установки будет сводиться к расчету величины самотяги по формуле (135) для 4-х участков: для второго и третьего проходов топочной камеры, для конвективной шахты (опускного газохода,  $H_{кш}$ , м) котла и для дымовой трубы ( $H_{дт}$ , м). При направлении потока вверх, что характерно для направления движения газов в дымовой трубе, самотяга положительна (знак плюс), вниз – отрицательна (знак минус). В первом случае она уменьшает перепад полных давлений тракта, а во втором случае – увеличивает.

Высота второго и третьего прохода топочной камеры, конвективной шахты принимается по рабочим чертежам:  $H_r^2 = 22,867$  м,  $H_r^3 = 20,38$  м,  $H_{кш} = 21,4$  м, а высота дымовой трубы – согласно дальнейшим расчетам дымовой трубы:  $H_{дт} = 100$  м.

Расчет самотяги сведен в таблице 42.

Таблица 42 – Расчет самотяги

Параметр	Формула	Значение
Средняя температура во втором проходе топки, °С	$v_{cp}^{T2} = \frac{v'_{T2} + v''_{T2}}{2}$	818,788
Средняя температура в третьем проходе топки, °С	$v_{cp}^{T3} = \frac{v'_{T3} + v''_{T3}}{2}$	705,04
Средняя температура в конвективной шахте, °С	$v_{cp}^{кш} = \frac{v''_{вэк-2} + v_{yx}}{2}$	279,309
Самотяга второго прохода топки, Па	$h_c^{T2} = -H_T^2 \cdot g \cdot \left( 1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{v_{cp}^{T2} + 273,15} \right)$	-201,82
Самотяга третьего прохода топки, Па	$h_c^{T3} = +H_T^3 \cdot g \cdot \left( 1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{v_{cp}^{T3} + 273,15} \right)$	172,2
Самотяга конвективной шахты, Па	$h_c^{кш} = -H_{кш} \cdot g \cdot \left( 1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{v_{cp}^{кш} + 273,15} \right)$	-121,241
Самотяга дымовой трубы, Па	$h_c^{тр} = +H_{тр} \cdot g \cdot \left( 1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{v_{д} + 273,15} \right)$	383,849
Суммарная самотяга котельной установки, Па (мм вод ст.)	$H_c = \sum_{i=4}^n h_{ci}$	232,989 (23,76)

#### 2.4.13.7 Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Расчет перепада полных давлений по газовому тракту представлен в таблице 43.

Таблица 43 – перепад полных давлений по газовому тракту

Параметр	Формула	Значение
Сумма сопротивлений на участке топка – золоуловитель, Па	$\sum \Delta h_{Т-зу} = \Delta h_{кпп} + \Delta h_{вэк-1} + \Delta h_{вэк-1} + \Delta h_{кпп} + \Delta h_{м}^{Т-зу} + \Delta h_{тр}^{к-з.у.} + \Delta h_{зу} + \Delta h_{р}$	1511,487
Сумма сопротивлений на участке золоуловитель-дымовая труба, Па	$\sum \Delta h_{зу-тр} = h_{м}^{з.у.-д.т.} + h_{тр}^{з.у.-д.т.} + \Delta h_{дт}$	115,47
Запыленность газов	$\frac{a_{ун} \cdot A^p}{Q_n^p} \cdot 1000 < 1,4$	1,248
Суммарное сопротивление газового тракта, Па	$\Delta H = \sum \Delta h_{Т-зу} + \sum \Delta h_{зу-тр}$	1626,957
Перепад полных давлений по газовому тракту, Па	$H_{п} = h''_T + \Delta H - H_c$	1423,968

#### 2.4.13.8 Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дымососа сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и разрежение, определенные при расчете газового тракта, и потребляющего наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Расчет дымососа сведен в таблицу 44.



Расчет воздушного тракта представлен в таблице 45.

Таблица 45 – Расчет воздушного тракта

Параметр	Формула	Значение
Сопrotивление воздухопровода до калорифера (холодного воздуха)		
Высота всасывающего патрубка, м	$H_K$	42,94
Длина воздухопровода, м	$l = 1,2 \cdot H_K$	51,528
Скорость воздуха, м/с	$\omega_B$	15
Динамический напор, Па	$h_D$	137,284
Произвольные местные сопротивления, Па	$\Delta h_{M1} = \xi_M \cdot h_D$	137,284
	$\Delta h_{M2} = \xi_M \cdot h_D$	137,284
Сопrotивление трения, Па	$\Delta h_{TP} = \lambda \cdot \frac{l}{d_3} \cdot h_D$	70,74
Суммарное сопротивление воздухопровода холодного воздуха, Па	$\sum \Delta h_{XB} = \sum \Delta h_M + \sum \Delta h_{TP}$	345,308
Сопrotивление калорифера, Па	$\Delta h_{\text{калориф}}$	400
Расчет воздухопроводов после калорифера (горячего воздуха)		
Длина воздухопроводов горячего воздуха, м	$l_{ГВ} = \frac{D_{пе}}{1,55 + 0,025 \cdot D_{пе}}$	17,87
Динамический напор, Па	$h_D$	59,914
Произвольные местные сопротивления, Па	$\Delta h_{M3} = \xi_M \cdot h_D$	59,914
	$\Delta h_{M4} = \xi_M \cdot h_D$	59,914
Местные сопротивления на поворотах в короба воздуха, Па	$\sum \Delta h_M^{KB} = \xi_M \cdot h_D \cdot 5$	274,568
Суммарные местные сопротивления, Па	$\sum \Delta h_M = \sum \Delta h_M^{KB} + \Delta h_{M3} + \Delta h_{M4}$	384,395
Сопrotивление трения воздухопровода горячего воздуха, Па	$\Delta h_{TP} = \lambda \cdot \frac{l_{ГВ}}{d_3} \cdot h_D$	9,813
Суммарное сопротивление воздухопроводов горячего воздуха, Па	$\sum \Delta h_{ГВ} = \Delta h_{TP} + \sum \Delta h_M$	394,208
Сопrotивления горелочных устройств		
Коэффициент сопротивления горелочного устройства	$\xi_{гор}$	3
Динамический напор, Па	$h_D = \frac{W_2^2 \cdot \rho}{2}$	184,21
Сопrotивление горелки, Па	$\Delta h_{гор} = \xi_{гор} \cdot h_D$	552,63
Перепад полных давлений по воздушному тракту		
Суммарное сопротивление воздушного тракта, Па	$\Delta H_B = \sum \Delta h_{XB} + \Delta h_{\text{калориф}} + \sum \Delta h_{ГВ} + \Delta h_{гор}$	1752,146
Расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м	$H'$	4,963
Разряжение в топке на уровне ввода воздуха, Па	$h'_T = h''_T + 0,95 \cdot H'$	-25,285
Перепад полных давлений в воздушном тракте, мм вод ст.	$\Delta H_{\Pi} = \Delta H_B - h'_T$	181,26
Выбор типоразмера и расчет мощности дутьевого вентилятора		
Коэффициент запаса по производительности; давлению	$\beta_1; \beta_2$	1,1; 1,2
Расчетный напор дутьевого вентилятора, мм вод ст.	$H_B = \beta_2 \cdot \Delta H_{\Pi}$	217,511

Продолжение таблицы 45

Расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м <sup>3</sup> /с	$V_B = B_p \cdot V_B^\circ \cdot (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) \cdot \frac{t_{хв} + 273}{273}$	65,957
Производительность вентиляторов, м <sup>3</sup> /с	$Q_p = \beta_1 \cdot V_B$	72,552
Производительность одного вентилятора, тыс м <sup>3</sup> /ч	$Q_B = \frac{Q_p}{2}$	130,594
По найденным значениям производительности ( $Q_B$ , тыс. м <sup>3</sup> /ч) и напору ( $H_B$ , мм.вод.ст.) по рисунку 58 учебного пособия [4] выбирается необходимый типоразмер дутьевого вентилятора: ВДН-21 с числом оборотов $n = 740$ об/мин. Коэффициент полезного действия дутьевого вентилятора составляет $\eta_B = 0,52$ .		
Коэффициент запаса по потребляемой мощности	$\beta_3$	1,05
Расчетная мощность двигателя дымососа, кВт	$N_B = \beta_3 \cdot \frac{Q_B \cdot H_B \cdot 10^{-2}}{3,6 \cdot \eta_B}$	156,236

**2.4.15 Расчет естественной циркуляции (средней секции фронтального экрана)**

Целью расчета контура циркуляции является определение действительной скорости циркуляции, полезного напора и коэффициентов запаса на опрокидывание и застой циркуляции.

Для расчета циркуляции по чертежам парогенератора выясняется циркуляционная схема, которая представлена на рисунке 24.

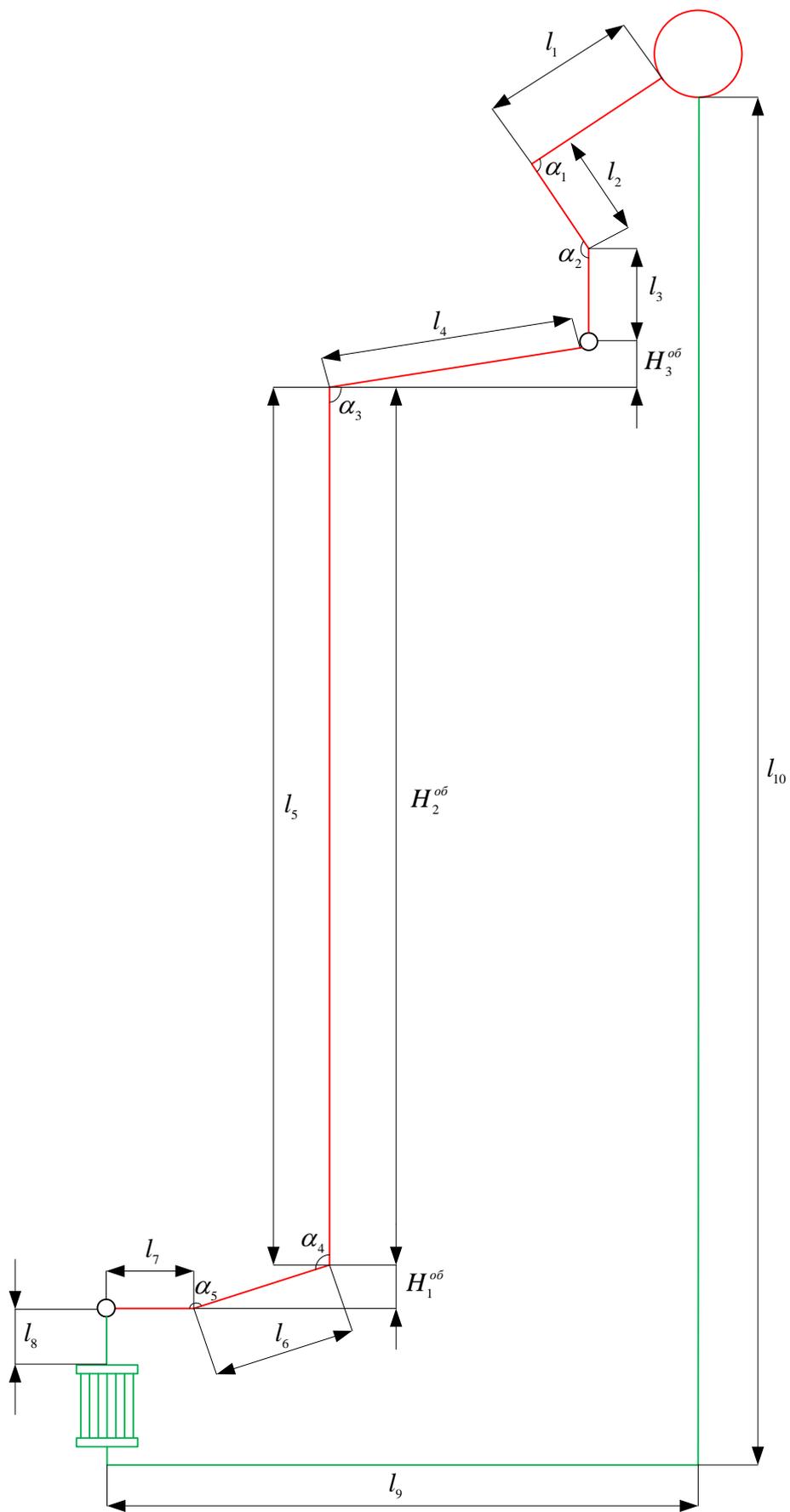


Рисунок 24 – Циркуляционная схема фронтального экрана проектируемого котла

По выбранному контуру для расчета находятся следующие конструктивные данные:

- внутренние диаметры труб, коллекторов;
- количество труб;
- длина и высота труб;
- углы наклонов, поворотов.

Все конструктивные данные определяются по чертежам и сводятся в таблицу 46.

Таблица 46 – Конструктивные данные к расчету

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
<b>1. Опускные трубы</b>			
Внутренний диаметр, м	$d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$	Задается	0,094
Количество опускных труб, шт	$n_{\text{оп}}$	Задается	18
Суммарное сечение опускных труб, м <sup>2</sup>	$F_{\text{оп}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{оп}})^2}{4} \cdot n_{\text{оп}}$	0,125
Высота опускных труб, м	$h_{\text{оп}}$	Схема контура	35,44
Суммарная длина опускных труб, м	$l_{\text{оп}}$	Схема контура	35,44
Углы гибов труб	$a_1^{\text{оп}}, a_2^{\text{оп}}, \dots$	Схема контура	90
Коэффициенты сопротивления поворотов в опускных трубах	$\xi_1^{\text{оп}}, \xi_2^{\text{оп}}, \dots$	[5]	1,75; 1,75
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в опускных трубах	$\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}}$	$\xi_1^{\text{оп}} + \xi_2^{\text{оп}} + \dots$	3,5
Коэффициент сопротивления входа из барабана в опускные трубы и выхода в нижний коллектор	$\xi_{\text{вх}}^{\text{оп}}, \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}$	[5]	1; 1,1
Суммарный коэффициент местных сопротивлений опускных труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{оп}}$	$\xi_{\text{вх}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}$	2,1
Приведенный коэффициент трения для опускных труб	$\lambda_0^{\text{оп}}$	По величине $d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$ [5]	0,06
<b>2. Подъемные трубы</b>			
Внутренний диаметр труб, м	$d_{\text{вн}}^{\text{экр}}$	Задается	0,048
Шаг труб в экране	$s/d$	Задается	1,875
Ширина экрана, включенная в контур, м	$B_{\text{экр}}$	Чертеж котла	12,330
Количество подъемных труб, шт	$n_{\text{экр}}$	$\frac{B_{\text{экр}}}{s} - 1$	136
Суммарное сечение подъемных труб, м <sup>2</sup>	$F_{\text{экр}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{экр}})^2}{4}$	0,2461
Длина труб до обогрева, м	$l_{\text{до}}$	Схема контура	0
Длина обогреваемого участка труб, м	$l_{\text{об}}$	Схема контура	33,704
Длина труб после обогрева, м	$l_{\text{по}}$	Схема контура	0
Полная длина экранных труб, м	$l_0$	$l_{\text{до}} + l_{\text{об}} + l_{\text{по}}$	33,704
Высота труб до обогрева, м	$H_{\text{до}}$	Схема контура	0
Высота обогреваемой части труб, м	$H_{\text{об}}$	Схема контура	27,003
Высота участка после обогрева, м	$H_{\text{по}}$	Схема контура	0
Полная высота экранных труб, м	$H_0$	$H_{\text{до}} + H_{\text{об}} + H_{\text{по}}$	27,003
Углы гiba труб по высоте экрана	$a_1^{\text{экр}}, a_2^{\text{экр}}, a_3^{\text{экр}}$	Схема контура	145; 125; 100
Коэффициент сопротивления поворота экранных труб	$\xi_1^{\text{экр}}, \xi_2^{\text{экр}}, \dots$	[5]	1,75; 1,75; 1,75
Суммарный коэффициент поворотов экранных труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{экр}}$	$\xi_1^{\text{экр}} + \xi_2^{\text{экр}} + \dots$	5,25
Средняя длина боковой секции, м	$l_{\text{бок}}^{\text{ср}}$	Чертеж	3,298

Продолжение таблицы 46

Количество труб в запитываемой боковой секции, шт	$n_{\text{бок}}^{\text{ср}}$	Чертеж	36
<b>3. Пароотводящие трубы</b>			
Внутренний диаметр, м	$d_{\text{вн}}^{\text{отв}}$	Задается	0,131
Количество отводящих труб, шт	$n_{\text{отв}}$	Задается	9
Суммарное сечение отводящих труб, м <sup>2</sup>	$F_{\text{отв}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{отв}})^2}{4}$	0,121
Полная длина отводящих труб, м	$l_{\text{отв}}$	Схема контура	2,838
Высота отводящих труб, м	$H_{\text{отв}}$	Схема контура	1,653
Углы гибов труб	$a_1^{\text{отв}}, a_2^{\text{отв}}$	Схема контура	135, 90
Коэффициенты сопротивления поворотов в отводящих трубах	$\xi_1^{\text{отв}}, \xi_2^{\text{отв}}, \dots$	[5]	1,75; 1,75
Суммарный коэффициент сопротивления отводящих труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{отв}}$	$\xi_1^{\text{отв}} + \xi_2^{\text{отв}} + \dots$	3,5
Коэффициент сопротивления выхода из сборного коллектора и входа в барабан	$\xi_{\text{вх}}^{\text{отв}}, \xi_{\text{вых}}^{\text{отв}}$	[5]	1,1; 1
Суммарный коэффициент входа-выхода пароотводящих труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{отв}}$	$\xi_{\text{вх}}^{\text{отв}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{отв}}$	2,1

Кроме конструктивных характеристик контура также понадобятся данные из теплового расчета котла и некоторые дополнительные величины. Все эти характеристики приведем в таблице 47.

Таблица 47 – Сводные данные из теплового расчета котла, подсчет исходных величин

Наименование величины	Обозначение	Откуда берется	Величина
Паропроизводительность котла, кг/с	$D_{\text{пе}}$	Из теплового расчета котла	50,063
Давление пара в барабане котла, МПа	$P_{\text{б}}$	Из теплового расчета котла	3,248
Расчетный расход топлива, кг/с	$B_{\text{р}}$	Из теплового расчета котла	20,668
Полное тепловосприятие топки, кДж/кг	$Q_{\text{л}}$	Из теплового расчета котла	3869,072
Энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг	$h'$	[5]	1029,442
Плотность воды на линии насыщения при давлении в барабане, кг/м <sup>3</sup>	$\rho'$	[5]	815,747
Плотность пара при тех же условиях, кг/м <sup>3</sup>	$\rho''$	[5]	16,249
Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	$r$	[5]	1025,46
Температура воды за водяным экономайзером, °С	$t''_{\text{вэ}}$	Из теплового расчета котла	238,304
Энтальпия воды за водяным экономайзером, кДж/кг	$h''_{\text{вэ}}$	Из теплового расчета котла	1671,832
Среднее удельное тепловосприятие экранов топки, кВт/м <sup>2</sup>	$q_{\text{л}}$	Из теплового расчета котла	32,494
Ширина стены, занятая рассчитываемым контуром, м	$B_{\text{к}} = B_{\text{экp}}$	По заданию	12,330
Поверхность стены, занятая экраном рассчитываемого контура, м <sup>2</sup>	$F_{\text{к}}$	$l_{\text{об}} \cdot B_{\text{к}}$	12,330
Коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине стены топки	$\eta_{\text{ш}}$	[5]	1,1
Полное тепловосприятие контура, кДж/кг	$Q_{\text{к}}$	$F_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ш}} \cdot q_{\text{л}}$	14853,749

Далее зададимся тремя значениями скорости циркуляции и произведем расчет контура циркуляции (таблица 48).

Таблица 48 – Порядок расчета естественной циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость циркуляции, $W_0$ , м/с	[5]	0,2	0,4	0,6
Расход циркулирующей жидкости, $G$ , кг/с	$W_0 \cdot F_{\text{Экр}} \cdot \rho'$	40,151	80,302	120,453
Опускные трубы				
Скорость потока в опускных трубах, $W_{\text{оп}}$ , м/с	$\frac{G}{F_{\text{оп}} \cdot \rho'}$	0,394	0,788	1,182
Гидравлическое сопротивление опускных труб, $\Delta P_{\text{оп}}$ , Па	$\lambda_0^{\text{оп}} \cdot l_{\text{оп}} + \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}} + \sum \xi_{\text{мест}}^{\text{оп}} + (\lambda_0^{\text{оп}} l_{\text{бок}}^{\text{сп}} \cdot n_{\text{бок}}^{\text{сп}}) \cdot \frac{W_{\text{оп}}^2 \cdot \rho'}{2}$	1121,12	4484,47	10090,1
Подъемные трубы экрана				
Кратность циркуляции в котле, $K$	[5]	10	10	10
Недогрев до кипения в барабане, $\Delta h_6$ , кДж/кг	$\frac{h' - h_{\text{ЭК}}}{K}$	0	0	0
Количество тепла, необходимого для подогрева воды до кипения, $Q_{\text{ЭК}}$ , кДж/кг	$\Delta h_6 \cdot G$	0	0	0
Паропроизводительность паро содержащего участка контура, $D_k$ , кг/с	$\frac{Q_k - Q_{\text{ЭК}}}{r}$	14,485	14,485	14,485
Средняя приведенная скорость пара, $W_0''$ , м/с	$\frac{0,5 \cdot D_k}{F_{\text{Экр}} \cdot \rho'}$	0,036	0,036	0,036
Скорость пара на участке после обогрева (от потолка до сборного коллектора), $W_{\text{опо}}''$ , м/с	$\frac{D_k}{F_{\text{Экр}} \cdot \rho''}$	0,072	0,072	0,072
Средняя скорость смеси в обогреваемых трубах, $\bar{W}_{\text{см}}$ , м/с	$W_0 + W_0'' \cdot \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	0,235	0,435	0,635
Скорость смеси в участке после обогрева, $W_{\text{см.по}}''$ , м/с	$W_0 + W_{\text{опо}}'' \cdot \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	0,271	0,471	0,671
Среднее объемное паросодержание в обогреваемой части, $\beta$	$\frac{W_0''}{\bar{W}_{\text{см}}}$	0,153	0,083	0,057
Объемное паросодержание в участке после обогрева, $\beta_{\text{по}}$	$\frac{W_{\text{опо}}''}{W_{\text{см.по}}''}$	0,267	0,153	0,108
Коэффициент пропорциональности обогреваемой части, $C$	Принимается по величине $\bar{W}_{\text{см}}$ [5].	0,86	0,955	0,945
Коэффициент пропорциональности на участке после обогрева, $C_{\text{по}}$	Принимается по величине $W_{\text{см.по}}$ [5].	0,895	0,93	0,96
Среднее напорное паросодержание в обогреваемой части, $\bar{\varphi}$	$C \cdot \beta$	0,132	0,079	0,054
Напорное паросодержание в участке после обогрева, $\varphi_{\text{по}}$	$C \cdot \beta_{\text{по}}$	0,239	0,149	0,103

Продолжение таблицы 48

Среднее напорное паросодержание в опускных трубах $\bar{\varphi}_{по}$	[5] Принимается по давлению в циркуляционном контуре Р <sub>б</sub>	0,03		
Высота экономайзерной части контура, $H_{эк}$ , м	$H_{до} + \frac{\Delta h_g - \Delta h_{сн} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4} \cdot \left( H_{он} - H_{до} - \frac{\Delta P_{он}}{10\rho'} \right)}{\frac{Q_{к}}{H_{он} G} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4}}$ где $\Delta h_{сн}$ – определяется по [5]; $\Delta h/\Delta p$ – изменение энтальпии воды на линии насыщения при изменении давления воды на 1 МПа	12,983	18,713	21,651
Длина экономайзерной части $l_{эк}$ , м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	15,139	20,869	23,807
Длина обогреваемой паросодержащей части трубы, $l_{пар.об}$ , м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	18,565	12,835	9,897
Длина необогреваемой паросодержащей части трубы (до входа в коллектор), $l_{по}$ , м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	0		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в эконо-майзерной части трубы, $\sum \xi_{пов}^э$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица 13)	1,75		
Сопротивление входа в трубы из нижнего коллектора, $\xi_{вк}$	[5]	0,5		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в обогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{об.пар}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица 46)	1,75		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в необогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{но.пар}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица 46)	0		
Сопротивление выхода из необогреваемых труб в сборный коллектор, $\xi_{вых}$	[5]	0,5		
Высота паросодержащей обогреваемой части труб, $H_{пар.об}$ , м	По схеме от точки закипания до выхода из топки (за обмуровку)	14,02	8,29	5,352
Движущий напор обогреваемой части, $S_{об}$ , Па	$\bar{\varphi} \cdot H_{пар.об} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	14776,4	5244,79	2295,88
Высота паросодержащей необогреваемой части труб, $H_{по}$ , м	По схеме от выхода за пределы обмуровки до сборного коллектора	0		
Движущий напор необогреваемой части труб, $S_{по}$ , Па	$\varphi_{по} \cdot H_{по} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	0	0	0

Продолжение таблицы 48

Полный движущий напор контура, $S_k$ , Па	$S_{об} + S_{по}$	14776,4	5244,79	2295,9
Среднее массовое паросодержание обогреваемой части, $\bar{\chi}$	$\frac{0,5 \cdot D_k}{G}$	0,18	0,09	0,06
Массовое паросодержание в участке после обогрева, $\chi_{по}$	$\frac{D_k}{G}$	0,361	0,18	0,12
Скоростной напор во входном сечении, Па/м (из нижнего коллектора)	$\frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$	16,315	65,26	146,83
Коэффициент для расчета потери давления на трение, $\psi$	Определяется по величинам $W_0$ и $P_6$ [5]	1,46	1,21	1
Потеря давления в экономайзерной части, $\Delta P_{эк}$ , Па	$(\xi_{вх} + \lambda_0^{экp} \cdot l_{эк} + \xi_{э.пов}) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$ , где $\lambda_0^{экp}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб [5]	147,852	759,704	1903,5
Потеря от трения в обогреваемой паросодержащей части $\Delta P_{тр.пар}$ , Па	$\lambda_0^{экp} \cdot l_{пар.об} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot \bar{\chi} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	1902,49	2400,755	2588,5
Потеря от трения в участке после обогрева, $\Delta P_{тр.по}$ , Па	$\lambda_0^{экp} \cdot l_{по} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot \bar{\chi} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	0	0	0
Потеря давления в поворотах и при выходе из трубы в участке после обогрева, $\Delta P_{по}$ , Па	$(\sum \xi_{пов}^{но.пар} + \xi_{вых}) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot \bar{\chi} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	113,861	207,837	290,62
Сумма потерь давления, $\sum \Delta P_{экp}$ , Па	$\Delta P_{эк} + \Delta P_{тр.пар} + \Delta P_{тр.по} + \Delta P_{по}$	2164,19	3368,296	4782,6
Полезный напор экрана, $S_{пол}^{экp}$ , Па	$S_k - \sum \Delta P_{экp}$	12612,2	1876,499	-2486,
<b>Отводящие трубы экрана (от сборного коллектора до барабана котла)</b>				
Скорость пароводяной смеси в паротводящих трубах, $W_{см.отв}$ , м/с	$\frac{W_{см.по} \cdot F_{экp}}{F_{отв}}$	0,824	1,432	2,041
Потери давления от трения в отводящих трубах, $\Delta P_{тр}^{отв}$ , Па	$\lambda_0^{отв} \cdot l_{отв} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{отв} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$ где $\lambda_0^{отв}$ – приведенный коэффициент трения отводящих труб [5]; $x_{отв} = x_{по}$	157,027	273,944	363,18
Потеря на трение на входе и поворотах, $\Delta P$ , Па	$\sum \xi_{пов}^{отв} + \xi_{вх}) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{отв} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	1317,39	2298,266	3046,9
Потеря на подъем смеси выше уровня воды в барабане котла, $\Delta P_{бу}$ , Па	$10 \cdot (1 - \varphi_{по}) \cdot H_{бу} \cdot (\rho' - \rho'')$	0	0	0
Сумма потерь давления в отводящих трубах, $\sum \Delta P_{отв}$ , Па	$\Delta P_{тр}^{отв} + \Delta P_{м} + \Delta P_{бу}$	1474,42	2572,21	3410,1

Продолжение таблицы 48

Движущий напор отводящих труб, $S_{отв}$ , Па	$10 \cdot \varphi_{по} \cdot H_{отв} \cdot (\rho' - \rho'')$	3152,47	1883,93	1364,8
Полезный напор отводящих труб, $S_{пол}^{отв}$ , Па	$S_{отв} - \sum \Delta P_{отв}$	1678,06	-688,28	-2045,3
Полезный напор контура, $S_{пол}^к$ , Па	$S_{отв}^{пол} + S_{пол}^{экр}$	14290,2	1188,22	-4531,9

Далее выполняется построение графика зависимости  $S_{пол}^к$  от  $W_0$  и  $\Delta P_{оп}$  от  $W_0$ . Пересечение этих двух кривых дает истинное значение скорости циркуляции  $W_0$  и полезного напора  $S_{пол}$  (см. рисунок 25). Исходя из графика, делаем вывод, что действительная скорость циркуляции равна  $\omega_0 = 0,36$  м/с, а полезный напор контура  $S_{пол} = 3600$  Па

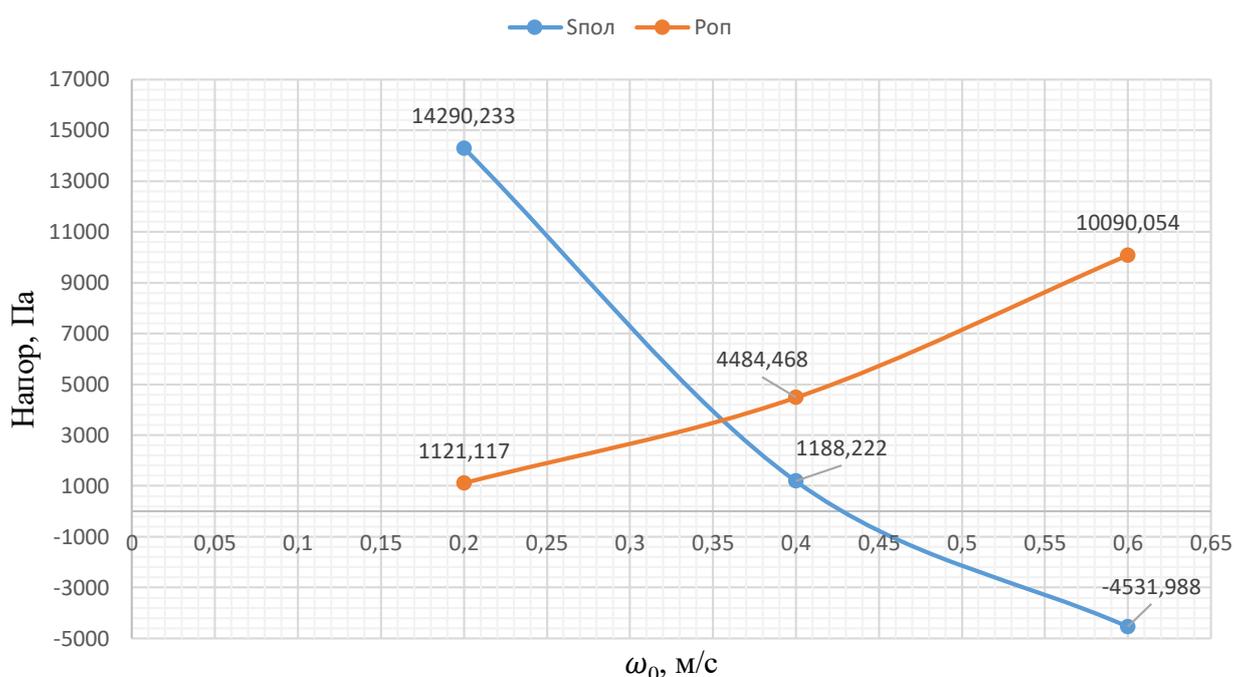


Рисунок 25 – Гидравлическая характеристика контура циркуляции

По найденным значениям (см. рисунок 25) действительной скорости и полезного напора циркуляции выполняется оценка на возможность застоя и опрокидывания циркуляции, посредством выполнения последовательных вычислений и заполнения таблиц 49 и 50.

Таблица 49 – Проверка возможности застоя циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части, $\bar{W}_0''$ , м/с	$\frac{0,5 \cdot Q_k}{r \cdot \rho'' \cdot F_{экр}}$	1,811
Приведенная скорость пара в обогреваемой части, $W_{оп0}''$ , м/с	$\frac{Q_k}{r \cdot \rho'' \cdot F_{экр}}$	2,6
Коэффициент неравномерности тепловосприятия развернутой трубы, $\eta_T$	[5]	0,9

Продолжение таблицы 49

Коэффициент конструктивной нетождественности, $\eta_k$		1
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части развернутой трубы, $\bar{W}_{от}''$ , м/с	$\eta_T \cdot \eta_k \cdot \bar{W}_0''$	1,63
Конечная приведенная скорость пара в развернутой трубе, $W_{от}''$ , м/с	$\eta_T \cdot \eta_k \cdot W_{0по}''$	3,26
Среднее напорное паросодержание застоя в обогреваемой части развернутой трубы, $\bar{\Phi}_з$	Принимается по величинам $\bar{W}_0''$ и $P_6$ [5]	0,75
Напорное паросодержание застоя в участке после обогрева развёрнутой трубы, $\bar{\Phi}_{зпо}$	Принимается по величинам $\bar{W}_0''$ и $P_6$ [5]	0,97
Напор застоя в развернутой трубе, $S_з$ , Па	$10 \cdot (H_{об} \cdot \bar{\Phi}_з + H_{по} \cdot \bar{\Phi}_{зпо}) \cdot (\rho' - \rho'')$	161616,3
Полезный напор экрана, $S_{пол}$ , Па	Определен ранее по результату построения графика $\Delta P_{оп}, S_k^{пол} = f(W_0)$	3600
Коэффициент запаса по застою, $S_з/S_{пол}$	$S_з/S_{пол} > 1,1$	44

Таблица 50 – Проверка на опрокидывание циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении в обогреваемой части, $W_{об}''$ , м/с	$\bar{W}_{об}'' = \bar{W}_0''$	1,811
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении на участке до обогрева, $W_{до}''$ , м/с	$\bar{W}_{до}'' = \bar{W}_{0по}''$	3,622
Средняя приведенная скорость пара в экране при опускном движении, $\bar{W}_{эзл}''$ , м/с	$\frac{\bar{W}_{об}'' \cdot H_{об} + \bar{W}_{до}'' \cdot H_{до}}{H_0 - H_{по}}$	1,811
Средняя приведенная скорость пара в развернутой трубе при опускном движении, $\bar{W}_{от}''$ , м/с	$\eta_T \cdot \eta_k \cdot \bar{W}_{0эзл}''$	1,63
Полный коэффициент гидравлического сопротивления труб, $Z$	$\lambda_0^{экр} \cdot l_0 \cdot \sum \xi_m$ , где $\lambda_0^{экр}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб [5] $l_0$ – длина труб экрана от нижнего коллектора до верхнего сборного, м; $\sum \xi_m = \sum \xi_{пов} + \xi_{вх} + \xi_{вых}$ – сумма местных сопротивлений по всей высоте экранных труб	68,251
Удельный коэффициент сопротивления экрана, $\frac{Z}{H_0}$		2,528
Удельный напор опрокидывания циркуляции, $S_{уд}^{опр}$ , Па/м	[5]	7200
Напор опрокидывания в экране, $S_{опр}$ , Па	$S_{уд}^{опр} \cdot (H_0 - H_{по})$	194421,6
Коэффициент запаса по опрокидыванию	$S_{опр}/S_{пол} > 1,1$	54

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

### 3 Охрана окружающей среды

#### 3.1 Расчет токсичных выбросов в атмосферу

Расчет токсичных выбросов в атмосферу представлен в таблице 51.

Таблица 51 – Расчет токсичных выбросов в атмосферу

Параметр	Формула	Значение
Твердые выбросы		
Зольность сжигаемой смеси, %	$A_p$	16,877
КПД золоуловителя, %	$\eta_{zy}$	99
Массовый выброс твердых частиц, кг/с	$M_{ТВ} = 0,01 \cdot B_p \cdot (a_{yh} \cdot A_p^{cm} + q_4 \cdot \frac{Q_H^p}{32680}) \cdot (1 - \eta_{zy})$	0,023
Количество летучей золы, уносимой в атмосферу, кг/с	$M_3 = 0,01 \cdot B_p \cdot a_{yh} \cdot A_p^{cm} \cdot (1 - \eta_{zy})$	0,021
Количество коксовых частиц, г/с	$M_K = M_{ТВ} - M_3$	2,053
Концентрация пыли в дымовых газах, мг/м <sup>3</sup>	$M_K/V_d$	13,368
Оксиды серы $SO_x$		
Содержание серы в сжигаемой смеси, %	$S_p$	0,137
Доля оксидов серы, улавливаемых в установке сероочистки	$\eta_c^{SO_2}$	0,9
Доля оксидов серы, связываемых летучей золой в газоходах котла	$\eta'_{SO_2}$	0,15
Длительность работы установки сероочистки, ч	$n_0$	8760
Длительность работы котельной установки, ч	$n_k$	8760
Массовый выброс серы, г/с	$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B_p \cdot S_p \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta_c^{SO_2} \cdot \frac{n_0}{n_k})$	4,814
Концентрация серы в дымовых газах, мг/м <sup>3</sup>	$M_{SO_2}/V_d$	32,514
Монооксид углерода $CO$		
Коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива	$R$	1
Удельный массовый выход $CO$ , г/кг	$Q_{CO} = \frac{0,01 \cdot q_3 \cdot R \cdot Q_H^p}{1,013}$	0,00004
Массовый выброс $CO$ , г/с	$M_{CO} = Q_{CO} \cdot B_p \cdot (1 - q_4 \cdot 0,01)$	0,795
Концентрация $CO$ в дымовых газах, мг/м <sup>3</sup>	$M_{CO}/V_d$	5,369
Бензапирен $C_{20}H_{12}$		
Коэффициент, характеризующий конструкцию нижней части топки	$A$	0,521
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	$a''_T$	1,6
Фактическая и номинальные нагрузки котла, кг/с	$D_\phi = D_H = D_{пе}$	50,063
Коэффициент, учитывающий снижение улавливающей способности бензапирена золоуловителями	$Z$	0,7

Продолжение таблицы 51

Концентрация бензапирена в дымовых газах, мкг/м <sup>3</sup>	$C_{C_{20}H_{12}} = \frac{A \cdot Q_H^p}{\exp(1,5 \cdot a_T^p)} \cdot \left(\frac{D_\phi}{D_H}\right)^{1,1} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{zy} \cdot Z}{100}\right)$	0,381
Массовый выброс бензапирена, мкг/с	$M_{C_{20}H_{12}} = C_{C_{20}H_{12}} \cdot V_d$	56,397
Оксиды азота $NO_x$		
Содержание азота в сжигаемой смеси, %	$N_p$	0,609
Тепловое напряжение зеркала горения, кВт/м <sup>2</sup>	$q = \frac{B_p \cdot Q_H^p}{F_{зг}}$	1161,383
Характеристика гранулометрического состава топлива, %	$R_6$	90
Удельный выброс оксидов азота при слоевом сжигании, г/МДж	$K_T^{NO_x} = 0,217 \cdot 10^{-6} \cdot a_T^3 \cdot \left(1 + 5,46 \cdot \frac{100 - R_6}{100}\right) \cdot \sqrt[4]{Q_H^p \cdot q}$	0,330
Объем сухих газов, м <sup>3</sup> /кг	$V_{гр} = V_{гр}^{БЭ1} + \Delta a \cdot V_0^{CM}$	4,656
Концентрация оксидов азота в дымовых газах, мг/м <sup>3</sup>	$C_{NO_x} = \frac{K_T^{NO_x} \cdot Q_H^p}{V_{гр}}$	575,432
Массовый выброс оксидов азота, г/с	$M_{NO_x} = C_{NO_x} \cdot V_d$	85,192
Суммарный массовый выброс токсичных веществ, г/с	$\sum M = M_3 + M_{SO_2} + M_{CO} + M_{C_{20}H_{12}} + M_{NO_x}$	111,73

### 3.2 Расчет дымовой трубы

Расчет дымовой трубы представлен в таблице 52

Таблица 52 – Расчет дымовой трубы

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе	$F$	1
Коэффициент избытка воздуха на выходе из трубы	$a_B$	1,72
Температура газов за дымососом, °С	$v_d$	146,823
Полный объем продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_d$	148,049
Принимаем диаметр устья дымовой трубы $D_y = 3,6$ м		
Скорость газов на выходе из трубы, м/с	$w_0 = \frac{4 \cdot V_d}{\pi \cdot D_y^2}$	14,545
Средняя температура воздуха наиболее жаркого месяца в г. Красноярск, °С	$t_B$	18,7
Разность температур газов и окружающего воздуха, °С	$\Delta T = v_d - t_B$	128,123
Коэффициент, зависящий от географического расположения источника выбросов	$A$	200
Зададимся высотами дымовой трубы $H_1 = 90$ м; $H_2 = 100$ м; $H_3 = 110$ м;		
Безразмерный коэффициент; рассчитывается для трех значений высоты	$f_i = 1000 \cdot \frac{w_0^2 \cdot D_y}{H_i^2 \cdot \Delta T}$	$f_1 = 0,734$ $f_2 = 0,594$ $f_3 = 0,491$
Безразмерный коэффициент; рассчитывается для трех значений высоты	$m_i = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f_i} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f_i}}$	$m_1 = 0,941$ $m_2 = 0,968$ $m_3 = 0,992$

Продолжение таблицы 52

Безразмерный коэффициент; рассчитывается для трех значений высоты	$v_M^i = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_d \cdot \Delta T}{H_i}}$	$v_M^1 = 3,868$ $v_M^2 = 3,735$ $v_M^3 = 3,618$
Безразмерный коэффициент; рассчитывается для трех значений высоты	Т.к. все $v_M^i > 2$ , то во всех случаях $n=1$	
Разовая ПДК в воздухе для населенных пунктов, мг/м <sup>3</sup>	ПДК	0,085
Новое значение высоты трубы, м	$H_i^H = \sqrt{\frac{A \cdot \sum M \cdot F \cdot m_i \cdot n}{\text{ПДК} \cdot \sqrt[3]{V_d \cdot \Delta T}}}$	$H_1^H = 96,328$ $H_2^H = 97,688$ $H_3^H = 98,872$

По изначально заданным и найденным высотам дымовых труб определим действительную высоту, построив график, изображенный на рисунке 26.

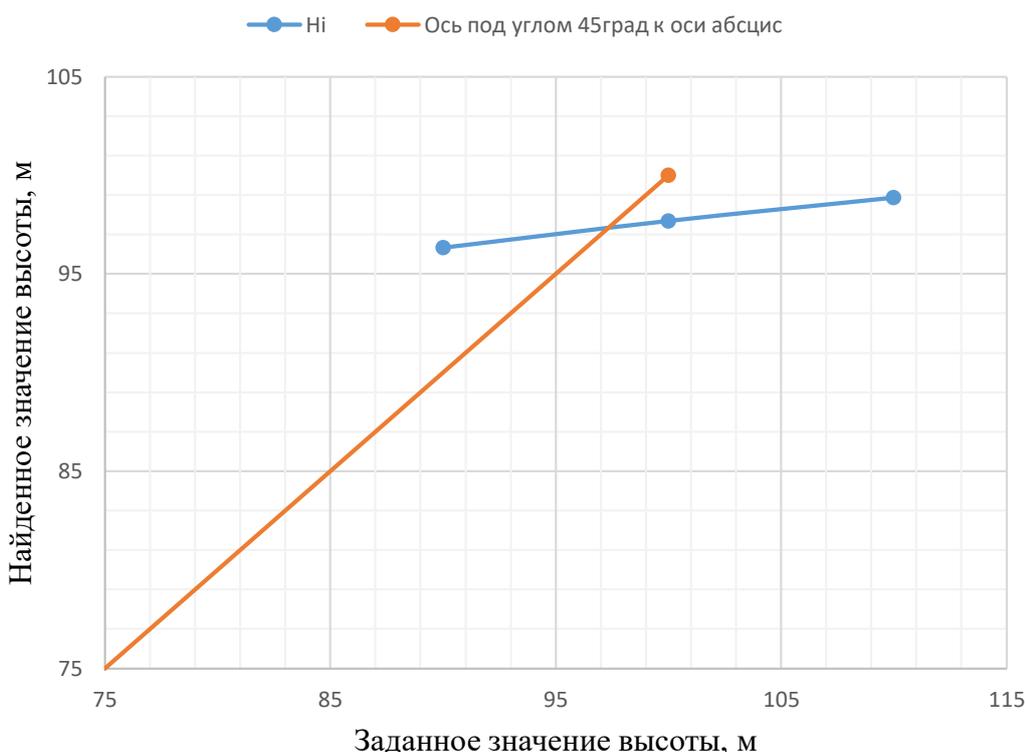


Рисунок 26 – К определению действительной высоты трубы

Анализируя полученный график, можно сказать, действительная высота дымовой трубы равна 97 м. Однако ближайшее значение стандартных дымовых труб 100 м. Таким образом высота дымовой трубы для мини-ТЭС на ТБО будет составлять 100 м.

Определим коэффициенты  $f$ ,  $m_n$  и  $v_M$ , для действительной дымовой трубы:

$$f = 1000 \cdot \frac{14,545^2 \cdot 3,6}{100^2 \cdot 128,123} = 0,594 \tag{136}$$

$$m_n = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,594} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,594}} = 0,968 \tag{137}$$

$$v_M = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{148,049 \cdot 128,123}{100}} = 3,735 \quad (138)$$

Т.к.  $v_M > 2$ , то  $n=1$ . Определим значение максимальной приземной концентрации вредных веществ:

$$c_M = \frac{A \cdot \Sigma M \cdot F \cdot m_n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_d \cdot \Delta T}} = \frac{200 \cdot 111,73 \cdot 1 \cdot 0,968}{100^2 \cdot \sqrt[3]{148,049 \cdot 128,123}} = 0,0811 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3} \quad (139)$$

Максимальная приземная концентрация вредных веществ не превышает ПДК, что означает, что дымовая труба рассчитана верно.

### 3.3 Расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере

Расчет рассеивания представлен в таблице 53.

Таблица 53 – Расчет рассеивания

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Опасная скорость ветра на уровне флюгера, м/с	$u_M = v_M \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{f})$	4,08
Безразмерная величина при $v_M > 2$	$d = 7 \cdot \sqrt{v_M} \cdot (1 + 0,28 \cdot \sqrt[3]{f})$	16,713
Расстояние достижения максимальной концентрации вредных веществ, м	$x_M = \frac{5-F}{4} \cdot d \cdot H$	1671,261
Расстояния от источника выброса, м	$x_1$	500
	$x_2$	1000
	$x_3$	1500
	$x_4$	2000
	$x_5$	4000
	$x_6$	8000
	$x_7$	16000
Относительный коэффициент $\bar{x}$		0,299
		0,598
	$\frac{x_i}{x_M}$	0,898
		1,197
		2,393
		4,787
Безразмерная величина $S_1$		9,574
	$S_1^1 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,347
	$S_1^2 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,819
	$S_1^3 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,996
	$S_1^4 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$	0,953
	$S_1^5 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$	0,648
	$S_1^6 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$	0,284
Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на различных расстояниях от источника выброса, мг/м <sup>3</sup>	$S_1^7 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$	0,087
		0,028
	$c_x^i = S_1^i \cdot c_M$	0,066
		0,081
		0,077; 0,053 0,023; 0,007

Продолжение таблицы 53

Расстояния по перпендикуляру к оси выброса, м	$y_1$	100
	$y_2$	200
	$y_3$	300
	$y_4$	400
	$y_5$	800
	$y_6$	1000
	$y_7$	1200
Безразмерная величина $S_2$	$S_2^i = \frac{1}{\left(1 + 8,4 \cdot u_m \cdot \left(\frac{y_i}{x_m}\right)^2\right) \cdot \left(1 + 28,2 \cdot u_m^2 \cdot \left(\frac{y_i}{x_m}\right)^4\right)}$	0,885
		0,612
		0,319
		0,133
		0,004
		0,001
		0,00043
Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере перпендикулярно оси выброса на различных расстояниях от источника выброса, мг/м <sup>3</sup>	$c_y^i = S_2^i \cdot c_x^i$	0,024909
		0,040642
		0,025811
		0,010264
		0,000231
		0,000028
		0,000003

Построим графики зависимости  $c_x = f(x)$  и  $c_y = f(y)$  – рисунки 27 и 28.

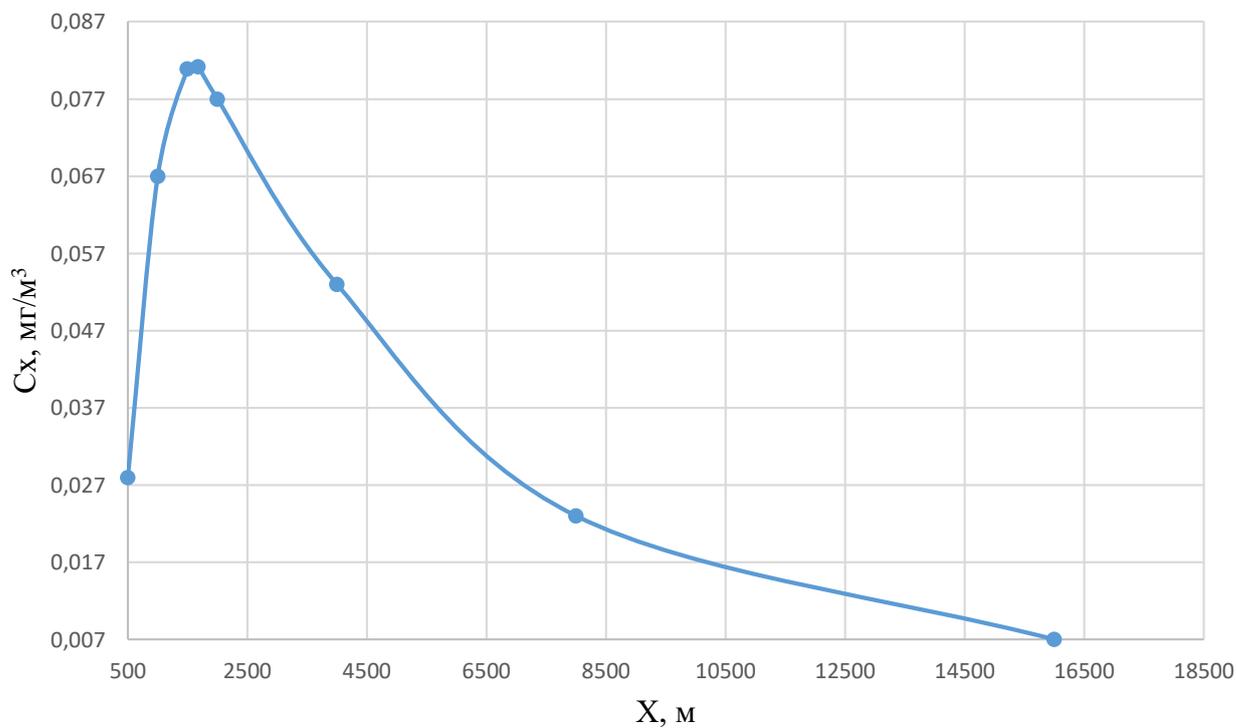


Рисунок 27 – График зависимости  $c_x = f(x)$

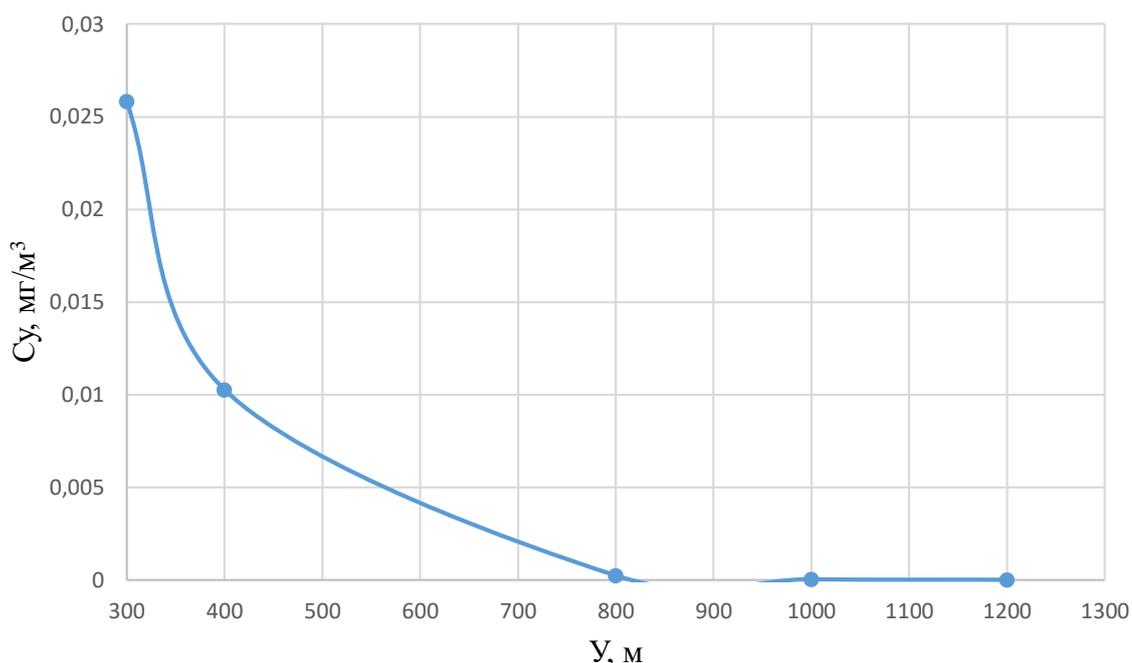


Рисунок 28 – График зависимости  $c_y = f(y)$

#### 4 Общая часть

#### 4.1 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха

##### 4.1.1 Выбор насосов

Выбор насосов сведен в таблицу 54

Таблица 54 – Выбор насосного оборудования

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
<b>1 Выбор питательных насосов</b>		
Давление в барабане котла, МПа	$P_б$	3,248
Сопротивления, МПа:		
• экономайзера	$\Delta P_{вэ}$	0,55
• РПК	$\Delta P_{рпк}$	0,1
• гидравлическое сопротивление ПВД	$\Delta P_{пвд}$	0,5
• трубопроводов	$\Delta P_{тр}$	0,25
Суммарное гидравлическое сопротивление тракта от барабана до питательного насоса, МПа	$\Delta P_c = \Delta P_{вэ} + \Delta P_{рпк} + \Delta P_{пвд} + \Delta P_{тр}$	1,4
Высота расположения барабана, м	$H_б$	43,560
Давление нагнетания питательного насоса, МПа	$P_н = P_б + \Delta P_c + H_б \cdot g \cdot \rho_в$	5,052
Расход питательной воды с запасом в 5%, кг/с	$G_{пн} = 1,05 \cdot G_{пв}$	53,355
Объемный расход (подача), м³/ч	$Q_{пн} = \frac{G_{пн}}{2 \cdot \rho_в}$	101,649
Мощность, потребляемая насосом, кВт	$N_{пэн} = \frac{G_{пн} \cdot (P_н - P_д) \cdot v_{ср}}{\eta_{эн}}$	317,357
В соответствии с рассчитанным напором и подачей, выбираем 2 питательных насоса по 50% типа ПЭ 150-53 [8].		
<b>2 Выбор конденсатных насосов</b>		
Общая подача насосов, кг/с	$G_{кн} = D_к + D_{отз} + D_{упл} + D_{эж}$	31,148

Суммарное сопротивление тракта, МПа	$\Delta P_c = \Delta P_{пнд} + \Delta P_{оэ} + \Delta P_{ппк} + \Delta P_{тр}$	0,335
Высота расположения деаэратора, м	$H_d$	25
Давление нагнетания, МПа	$P_n = P_d + \Delta P_c + H_d \cdot g \cdot \rho_v$	0,7
Объемный расход (подача), м <sup>3</sup> /ч	$Q_{пн} = \frac{G_{пн}}{\rho_v}$	112,457
Мощность, потребляемая насосом, кВт	$N_{пэн} = G_{кн} \cdot (\bar{t}'_{ок} - \bar{t}^k_{ок})$	53,844
В соответствии с рассчитанным напором и подачей, выбираем 2 конденсатных насоса по 100% типа КсВ-120-85 [8].		
<b>3 Выбор циркуляционных насосов</b>		
Расход охлаждающей воды в конденсатор, кг/с	$D_{ов} = 60 \cdot D_k$	1715,018
Расчетный расход охлаждающей воды, кг/с	$D_{ов}^p = 1,15 \cdot D_{ов}$	1972,271
Производительность насоса, м <sup>3</sup> /ч	$V_{цн} = \frac{D_{ов}^p}{2} \cdot v$	3560,405
Сопротивления, кПа:		
• входного тракта	$\Delta P_{вх}$	20
• сливного тракта	$\Delta P_{сп}$	20
• конденсатора	$\Delta P_k$	50
Давление нагнетания, кПа	$P_n = \Delta P_{вх} + \Delta P_{сп} + \Delta P_k + (H_n - H_c) \cdot g \cdot \rho_v$	124,224
Напор насоса, кПа	$\Delta P = P_n - \Delta P_{вх}$	104,224
Мощность, потребляемая насосами, кВт	$N_{цн} = \frac{\Delta P \cdot V_{цн}}{\eta_n}$	137,437
Выбираем два циркуляционных насоса по 50% производительности без резерва типа ОВ6-55К-У3 [8]. Каждый насос работает на свою систему, включающую напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод		
<b>4 Выбор сетевых насосов</b>		
Производительность одного сетевого насоса, м <sup>3</sup> /ч	$Q_{сн} = \frac{G_{св} \cdot v_{св}}{2}$	478,929
Сопротивления, МПа:		
• сетевого подогревателя	$\Delta P_{сп}$	0,6
• ПВК	$\Delta P_{пвк}$	0,4
• трубопроводов	$\Delta P_{тр}$	0,25
Давление нагнетания сетевых насосов, МПа	$P_n = \Delta P_{сп} + \Delta P_{пвк} + \Delta P_{тр}$	1,25
Выбираем 2 сетевых насоса по 50% производительности типа СЭ-500-140 [9]		

#### 4.1.2 Выбор регенеративных подогревателей

Установим в регенеративную схему подогреватели, представленные заводом изготовителем. Комплектующее теплообменное оборудование представлено в таблице 55.

Таблица 55 – Комплектующее теплообменное оборудование

Наименование	Обозначение	
	В тепловой схеме	Типоразмера
Конденсатор	К	К2-3300-1
Подогреватель низкого давления	ПНД	ПН-130-16-9-III
Деаэратор	Д	ДА-200/50
Подогреватели высокого давления	ПВД	ПВД-500-23-3,5-I
Сальниковый подогреватель	СП	ХЭ-40-350
Эжектирующий подогреватель	ЭП	ЭП-3-2А

## 4.2 Выбор оборудования ТТЦ

ТБО на станцию поставляют автомобильным транспортом. Для обеспечения фиксации количество отходов, попадающих на станцию, на площадке ТЭС, перед приемным отделением сооружено здание, оснащенное автомобильными весами. В приемном отделении, после разгрузки, ТБО под силой собственной тяжести попадает на склад хранения, рассчитанный на 14 суток автономной работы. После этого, при помощи грейферного крана, ТБО загружается в приемный бункер, от которого по конвейеру попадает в бункер сырого ТБО. На участке между приемным бункером и бункером сырого ТБО установлен магнитный сепаратор, предназначенный для удаления металлических частиц из отходов. Из бункера сырого ТБО, отходы по питателю поступают в барабанную печь, подсушиваются и затем через пневмомеханические забрасыватели попадают в топку на слой.

Параллельно с этим организована стандартная система топливоподачи угля. Уголь в вагонах попадет на станцию посредством железнодорожного транспорта. В устройстве вагоноопрокидывателя осуществляется опустошение вагона, после чего уголь попадает на отдельно стоящий склад. Со склада, уголь, при помощи конвейеров топливоподачи, минуя дробильное устройства, попадает в бункера сырого угля. Откуда по питателям поступает в ШБМ для подсушки и превращения в угольную пыль тонкого помола.

Система топливоподачи представлена на 6 листе графической части.

### 4.2.1 Выбор вагоноопрокидывателя

Расход сжигаемой смеси на котел составляет  $20,668 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ , угля из которой 10%. Таким образом расход угля на котел составляет  $2,0668 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$  или  $7,441 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$ . Таким образом будет выбран боковой вагоноопрокидыватель со следующими характеристиками [9]:

- Число опрокидываний в час: 25/30;
- Теоретическая производительность:  $1860/1500 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$ ;
- Мощность электродвигателей: 100x2 кВт;
- Вес опрокидывателя с электрооборудованием: 197 т.

### 4.2.2 Выбор ленточных конвейеров

В связи с использованием двух видов твердого топлива, на станции будет установлено две отдельные галереи топливоподачи для ТБО и угля.

Выбор ленточных конвейеров представлен в таблице 56

Таблица 56 – Выбор ленточных конвейеров

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
<b>1 Выбор конвейеров угля</b>		
Расход угля на котел, т/ч	$B_p^y$	7,441
Число часов работы топливоподачи в течении суток, ч	$T$	14
Расчетная часовая производительность нитки т/ч	$B_{расч}^y$	12,755
Насыпной вес топлива, т/м <sup>3</sup>	$\gamma$	0,85
Скорость ленты, м/с	$c$	0,5
Коэффициент, учитывающий угол естественного откоса $\alpha$ топлива на ленте	$k_a$	155
Ширина ленты, мм	$B$	500
Производительность ленточного конвейера т/ч	$B_l^y = B^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_a$	16,469
Коэффициент, зависящий от длины конвейера	$k_l$	1
Коэффициент, зависящий от ширины ленты	$k_1$	237
Высота подъема по вертикали, м	$H$	17,4
Длина конвейера, м	$l$	140
Мощность на валу приводного барабана кВт	$W_6 = \frac{k_1 \cdot l \cdot c + 2 \cdot B_l^y \cdot l + 37 \cdot B_l^y \cdot H}{1000 \cdot 1,36} \cdot k_l$	20,019
Коэффициент запаса	$k_3$	1,25
КПД электродвигателя	$\eta_{эд}$	0,95
КПД редуктора	$\eta_p$	0,96
Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, кВт	$W_{зп} = \frac{k_3 \cdot W_6}{\eta_{эд} \cdot \eta_p}$	27,438
<b>2 Выбор конвейера ТБО</b>		
Расход ТБО на котел, т/ч	$B_p^{ТБО}$	66,965
Число часов работы топливоподачи в течении суток, ч	$T$	14
Расчетная часовая производительность нитки т/ч	$B_{расч}^{ТБО}$	114,797
Насыпной вес топлива, т/м <sup>3</sup>	$\gamma$	0,6
Скорость ленты, м/с	$c$	2
Коэффициент, учитывающий угол естественного откоса $\alpha$ топлива на ленте	$k_a$	155
Ширина ленты, мм	$B$	800
Производительность ленточного конвейера т/ч	$B_l^{ТБО} = B^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_a$	119,04
Коэффициент, зависящий от длины конвейера	$k_l$	1
Коэффициент, зависящий от ширины ленты	$k_1$	385
Высота подъема по вертикали, м	$H$	36,581
Длина конвейера, м	$l$	140
Мощность на валу приводного барабана кВт	$W_6 = \frac{k_1 \cdot l \cdot c + 2 \cdot B_l^{ТБО} \cdot l + 37 \cdot B_l^{ТБО} \cdot H}{1000 \cdot 1,36} \cdot k_l$	197,911
Коэффициент запаса	$k_3$	1,25
КПД электродвигателя	$\eta_{эд}$	0,95
КПД редуктора	$\eta_p$	0,96
Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, кВт	$W_{зп} = \frac{k_3 \cdot W_6}{\eta_{эд} \cdot \eta_p}$	271,259

### 4.2.3 Выбор дробилок угля

Применяем на проектируемом блоке одноступенчатое дробление.

По расходу угля на котельный агрегат выбираем молотковые дробилки типа СМ-431 [9] характеристиками:

- производительность – 18-24 т/ч;
- размеры ротора: длина - 600 мм, диаметр - 800 мм
- частота вращения ротора - 1000 об/мин;
- мощность электродвигателя - 55 кВт;
- масса – 3,7 т.;
- максимальная крупность готового топлива – 5-30мм.

### 4.2.4 Выбор емкости бункера сырого угля и питателя

Дробленное топливо поступает в емкость бункеров сырого угля. Емкость бункера сырого угля составляет:

$$V_6^y = \frac{B_p^y \cdot \tau}{\gamma \cdot k_3} = \frac{2,067 \cdot 12}{0,85 \cdot 0,8} = 131,304 \text{ м}^3 \quad (140)$$

Для подачи топлива из бункера выбираем ленточный питатель шириной 400 мм, и производительностью при высоте слоя 0,2м – 35 м<sup>3</sup>/ч [9].

### 4.2.5 Выбор емкости бункера ТБО и питателя

Емкость бункера ТБО составляет:

$$V_6^{\text{ТБО}} = \frac{B_p^{\text{ТБО}} \cdot \tau}{\gamma \cdot k_3} = \frac{18,601 \cdot 12}{0,6 \cdot 0,8} = 1674,12 \text{ м}^3 \quad (141)$$

Для подачи топлива из бункера выбираем ленточный питатель шириной 500 мм, и производительностью при высоте слоя 0,2м – 110-125 м<sup>3</sup>/ч [9].

### 4.2.6 Выбор магнитного сепаратора

Расход ТБО составляет 66,965  $\frac{\text{т}}{\text{ч}}$ , учитывая коэффициент загрязнения магнитного сепаратора  $k_{\text{загр}} = 1,3$  найдем пропускную способность сепаратора:

$$Q_{\text{мс}} = B_p^{\text{ТБО}} \cdot k_{\text{загр}} = 66,965 \cdot 1,3 = 87,055 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (142)$$

Выбираем сепаратор магнитный барабанный компании “Рудгормаш” типа ПБС-90/150 со следующими характеристиками:

- Производительность по исходному материалу: 80-120 т/ч;
- Диаметр и длина барабана: 900мм и 1500мм;
- Номинальная мощность электропривода: 5,5 кВт

- Габаритные размеры, мм: 2500x2200x2000

#### 4.2.7 Топливные склады

На проектируемой ТЭС буду располагаться два отдельных закрытых склада: склад ТБО и склад угля. Оба склада рассчитываются на двухнедельный запас топлива.

Определим площадь, занимаемую угольным складом:

$$F_{\text{скл}} = \frac{24 \cdot B_p^y \cdot n}{h \cdot \gamma \cdot \varphi} \quad (143)$$

где  $n$  – число суток запаса топлива на складе;

$h$  – высота штабеля, м.

$$F_{\text{скл}}^y = \frac{24 \cdot 2,067 \cdot 14}{5 \cdot 0,85 \cdot 0,9} = 653,6 \text{ м}^2 \text{ – площадь угольного склада.}$$

$$F_{\text{скл}}^{\text{ТБО}} = \frac{24 \cdot 18,601 \cdot 14}{15 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 2777,799 \text{ м}^2 \text{ – площадь склада ТБО.}$$

#### 4.5 Золоудаление

На данном котле применяется сухое золошлакоудаление. Шлак, с колосниковой решетки, а также после виброочистки конвективных поверхностей нагрева попадает в специальный шлаковый бункер. Вывоз шлака осуществляется при помощи автомобильного транспорта. Определим суммарное количество шлака и золы, удаляемых с ТЭС:

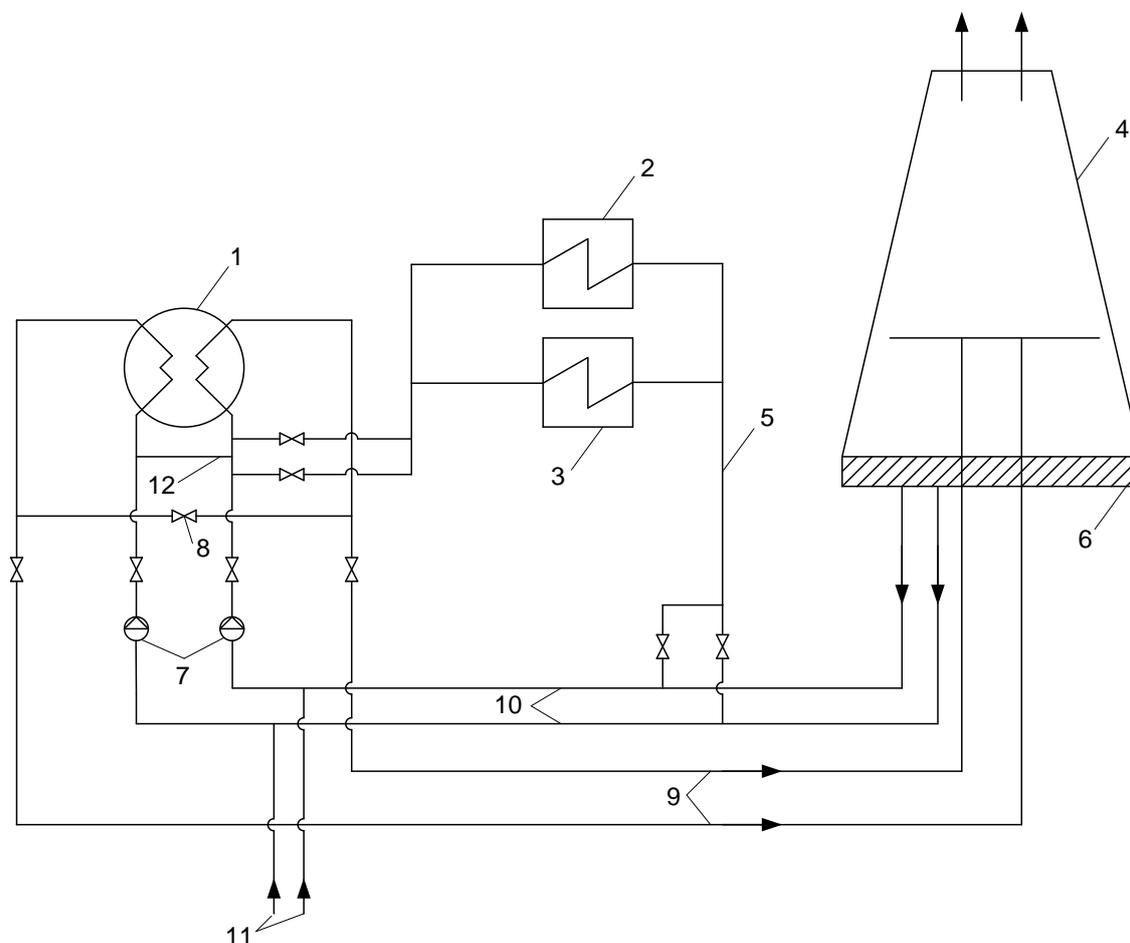
$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot B_p \cdot \left( A^p + q_4 \cdot \frac{Q_H^p}{32700} \cdot (1 - a_{\text{ун}} \cdot (1 - \eta_{\text{зу}})) \right) = 0,01 \cdot 20,668 \cdot \left( 16,877 + 0,04 \cdot \frac{8116}{32700} \cdot (1 - 0,6 \cdot (1 - 0,9)) \right) = 3,49 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 12,564 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (144)$$

В связи с рассчитанным количеством золы, золоудаление будет производиться следующим способом: раз в час автомобиль типа КАМАЗ 6520 с грузоподъемностью 20т будет собирать шлак и золу из шлакового бункера.

#### 4.6 Выбор схемы технического водоснабжения

Выработка энергии на ТЭС связана с большими расходами воды. Для нормальной работы электростанции необходимо непрерывное снабжение ее водой. Основными потребителями воды на ТЭС являются конденсаторы турбин, системы охлаждения оборудования, цех химводоподготовки, вспомогательное теплообменное оборудование. Расход воды на ТЭС во многом определяется типом проектируемой электростанции, родом сжигаемого топлива, типом и мощностью оборудования. В связи с этим встает вопрос о выборе схемы водоснабжения проектируемой ТЭС.

На современных электростанциях стремятся отказываться от проточной схемы водоснабжения или схемы с прудом-охладителем в силу их неэкологичности. Забираемая из реки или иного водоема вода при проточной схеме водоснабжения проходит через станцию и сбрасывается обратно в водоем с большей температурой, что провоцирует тепловое загрязнение. Поэтому на современных ТЭС применяют обратную схему водоснабжения, когда вода на ТЭС поступает извне только в виде подпиточной для восполнения потерь в цикле, а в роли охладителя выступает градирня (рисунок 29).



1 — конденсатор турбины; 2 — охладители генератора; 3 — маслоохладители турбины; 4 — градирня; 5 — трубопровод сбросной воды от охладителей масла и генератора в подводящие водоводы; 6 — водосбросной бассейн градирни; 7 — циркуляционные насосы; 8 — перемычка между сливными трубопроводами конденсатора; 9 — сливные напорные трубопроводы к градирням; 10 — подводящие самотечные водоводы к циркуляционным насосам; 11 — трубопроводы подпитки циркуляционной системы; 12 — перемычка между напорными водоводами.

Рисунок 29 – Схема обратного водоснабжения с градирней

На проектируемой ТЭС применяется схема обратного водоснабжения с градирнями башенного типа. Выбор типоразмера градирен и их количества зависит от необходимой производительности (расхода охлаждающей воды), а также площади орошения.

Так как расход воды в конденсатор турбины Т-42/50-2,9 составляет  $7120,809 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$  то из учебника Рыжкина В.Я. [11, с 360] выберем 1 градирню с площадью орошения  $1500 \text{ м}^2$  и производительностью  $8500 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Схема градирни представлена на рисунке 30.

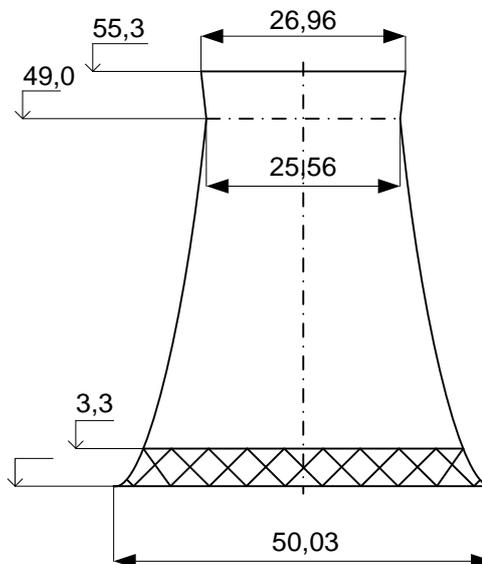


Рисунок 30 – Схема градирни площадью орошения  $1500 \text{ м}^2$

#### 4.7 Электрическая часть проектируемой ТЭС

В ходе расчета электрической части был выбран турбогенератор, характеристики которого представлены в таблице 57.

Таблица 57 – Основные характеристики генератора

Тип турбогенератора	Мощность		Напряжение, В	Соединение фаз	Частота вращения, об/мин	Масса, т	Конструктивное исполнение	КПД
	МВт	МВа						
ТТК-50К-2УЗ-П	50	62,5	10500	Звезда	3000	80,3	ИМ 1101	98,3

Была разработана схема собственных нужд станции (рисунок 31), составлена схема выдачи мощности (риунок. 32), а также рассчитано и выбрано коммутационное оборудование.

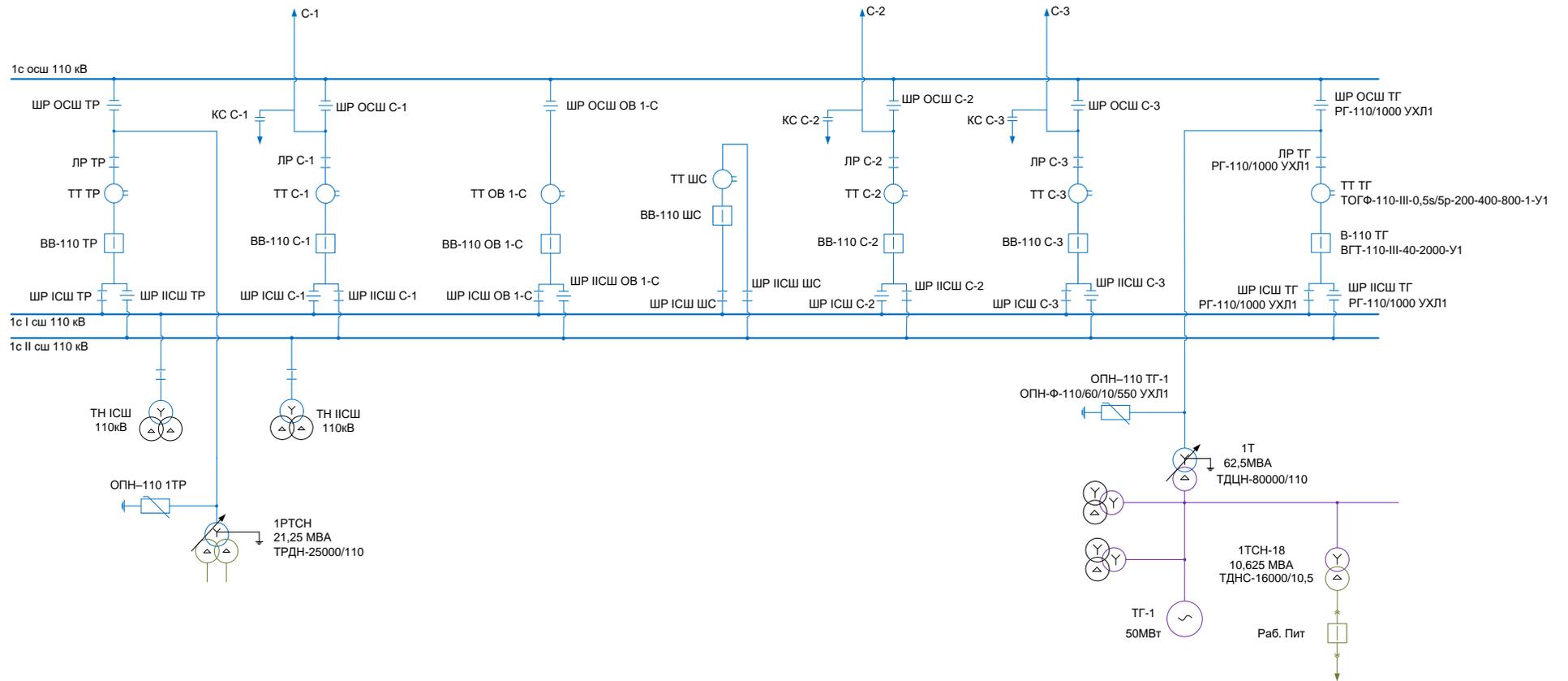


Рисунок 31 – Схема выдачи мощности проектируемой ТЭС

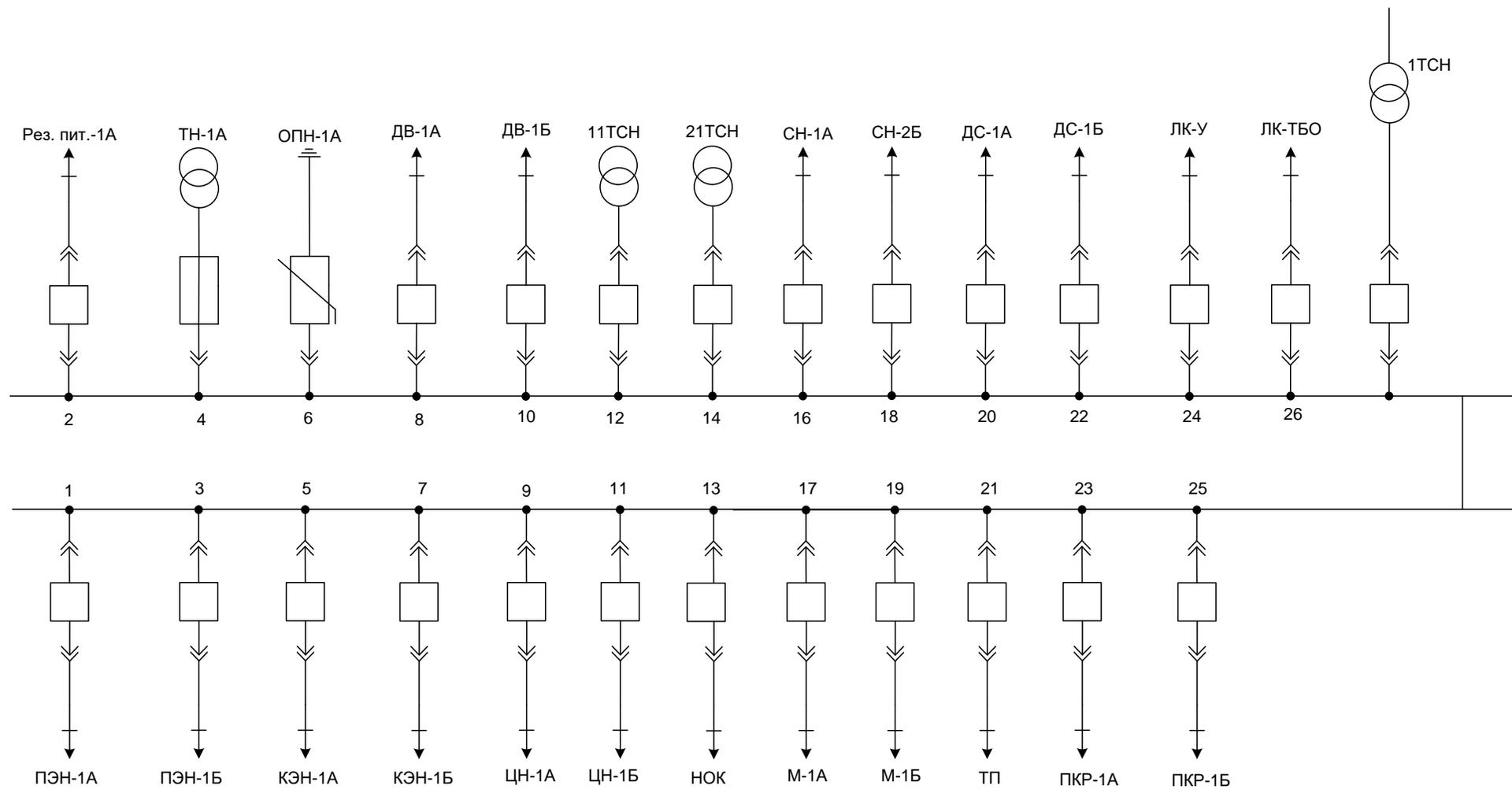


Рисунок 32 – Схема собственных нужд проектируемой ТЭС

## 5 Оценка экономической привлекательности

Оценим капитальные вложения станции, эксплуатационные расходы и найдем доход от основной деятельности ТЭС. Расчет сведем в таблицу 58.

Таблица 58 – Определение основных экономических величин

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Цена угля, руб/т	$C_y$	1300
Цена ТКО, руб/т	$C_{ТКО}$	750
Электрическая мощность, МВт	$W_3$	42
Теплофикационная нагрузка турбины, Гкал/ч	$Q_T$	26,536
Тепловая нагрузка ПВК, Гкал/ч	$Q_{ПВК}$	48,459
Расход топлива на ПВК, т/ч	$B_p^{ПВК} = \frac{Q_{ПВК}}{Q_{HP}^y \cdot \eta_{КВТК}}$	14,433
Рабочий расход смеси топлив на котел, т/ч	$B_p$	20,668
Рабочий расход ТКО на котел, т/ч	$B_p^{ТКО} = 0,9 \cdot B_p$	18,601
Рабочий расход угля на котел, т/ч	$B_p^y = B_p - B_p^{ТКО}$	2,067
Число часов работы основного оборудования, ч	$t_p$	8336
Число часов использования установленной мощности, ч	$t_{уст} = t_p - 400$	7936
Число часов работы ПВК, ч	$t_{ПВК}$	3600
Годовой расход угля на ТЭС, т/год	$B_y = B_p^y \cdot t_{уст} + B_p^{ПВК} \cdot t_{ПВК}$	51958,8
Годовой расход ТКО на ТЭС, т/год	$B_{ТКО} = B_p^{ТКО} \cdot t_{уст}$	147617,536
Затраты на топливо, млн руб/год	$U_T = B_y \cdot C_y + B_{ТКО} \cdot C_{ТКО}$	178,259
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего, руб/год	$\Phi$	1406308,8
Штатный коэффициент	$k_{ш}$	1
Затраты на оплату труда, млн руб год	$U_{зп} = W_3 \cdot \Phi \cdot k_{ш}$	59,065
Обязательные страховые выплаты, млн руб/год	$СОЦ = U_{зп} \cdot 0,3$	17,719
Курс usd/rub, руб	$\$$	58
Удельные кап. вложения основной паросиловой части, млрд руб/МВт	$k_3^{псу} = (1910,5 - 0,3346 \cdot W_3) \cdot \$$	0,11
Удельные кап. вложения в ПВК, млрд руб/МВт	$k_3^{ПВК} = (1910,5 - 0,3346 \cdot Q_{ПВК}) \cdot \$$	0,64
Кап вложения в устройство сероочистки, млрд руб	$K_{со}$	1
Кап вложения в постройку ЛЭП, млрд руб	$K_{лэп}$	1
Коэффициент удорожания паросиловой части на ТКО в виду нестандартности технических решений	$k_{уд}^{ТКО}$	1,2
Кап. вложения в постройку станции, млрд руб	$K = k_3^{псу} \cdot W_3 \cdot k_{уд}^{ТКО} + k_3^{ПВК} \cdot Q_{ПВК} + K_{со} + K_{лэп}$	11,589
Норма амортизации	$H_a$	0,06
Амортизационные отчисления млн руб/ год	$U_a = H_a \cdot K$	695,34
Норма отчислений на ремонтное обслуживание	$H_{тр}$	0,05
Расходы на ремонт основных средств, млн руб/год	$U_{тр} = H_{тр} \cdot U_a$	34,767
Прочие расходы, млн руб/год	$U_{пр} = 0,2 \cdot (U_a + U_{тр} + U_{зп}) + СОЦ$	175,556
Эксплуатационные расходы, млн руб/год	$U_3 = U_T + U_{зп} + U_a + U_{тр} + U_{пр} - СОЦ$	1125,268

Продолжение таблицы 58

Удельные расходы натурального топлива (табл 11):		
• На электроэнергию, кг/(кВт·ч)	$b_{\text{Э}}^{\text{н.т.}}$	1,492
• На тепловую энергию, кг/ГДж	$b_{\text{Т}}^{\text{н.т.}}$	156,34
Среднеинтегральная цена топлива на станции, руб/т	$\Pi_{\text{Т}}^{\text{инт}} = \frac{B_{\text{п}}^{\text{у}} \cdot \Pi_{\text{у}} + B_{\text{п}}^{\text{ткк}} \cdot \Pi_{\text{ткк}} + B_{\text{п}}^{\text{пвк}} \cdot \Pi_{\text{у}}}{B_{\text{п}}^{\text{у}} + B_{\text{п}}^{\text{ткк}} + B_{\text{п}}^{\text{пвк}}}$	885,418
Себестоимость электрической энергии, руб/(кВт·ч)	$C_{\text{ЭЭ}} = b_{\text{Э}}^{\text{н.т.}} \cdot \Pi_{\text{Т}}^{\text{инт}}$	1,321
Себестоимость тепловой энергии, руб/Гкал	$C_{\text{ТЭ}} = b_{\text{Т}}^{\text{н.т.}} \cdot \Pi_{\text{Т}}^{\text{инт}}$	579,563
Тариф на электрическую энергию, руб/(кВт·ч)	$T_{\text{ЭЭ}}$	2,239
Тариф на тепловую энергию, руб/Гкал	$T_{\text{ТЭ}}$	1837,8
Доход от продажи электроэнергии, млн руб	$D_{\text{ЭЭ}} = W_{\text{Э}} \cdot (1 - 0,08) \cdot (T_{\text{ЭЭ}} - C_{\text{ЭЭ}}) \cdot t_{\text{уст}}$	281,488
Доход от продажи тепловой энергии, млн руб	$D_{\text{ТЭ}} = Q_{\text{Т}} \cdot (1 - 0,08) \cdot (T_{\text{ТЭ}} - C_{\text{ТЭ}}) \cdot t_{\text{уст}} + Q_{\text{пвк}} \cdot (T_{\text{ТЭ}} - C_{\text{ТЭ}}) \cdot t_{\text{пвк}}$	463,273
Доход от основной деятельности, млн руб	$D_{\text{осн}} = D_{\text{ЭЭ}} + D_{\text{ТЭ}}$	744,762

Определим сроки окупаемости, NPV, IRR, резерв безопасности и прочее. Расчет представлен в таблице 59.

Анализируя таблицу 59, можно сказать, что обычный срок окупаемости мини-ТЭС на ТБО составляет чуть более 10-ти лет. Однако, учитывая норму дисконта, срок окупаемости наступает в 14 год существования проекта.

Таблица 59 – Расчет сроков окупаемости

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток по инвестиционной деятельности - капиталовложения (К), млн.руб	-11589															
Стоимость фондов на начало года		11589	10894	10198	9503	8808	8112	7417	6722	6026	5331	4636	3940	3245	2550	1854
Стоимость фондов на конец года		10894	10198	9503	8808	8112	7417	6722	6026	5331	4636	3940	3245	2550	1854	1159
Среднегодовая стоимость фондов		11241	10546	9851	9155	8460	7765	7069	6374	5679	4983	4288	3593	2897	2202	1507
Налог на имущество		247	232	217	201	186	171	156	140	125	110	94	79	64	48	33
Доход от основной деятельности, Досн, млн.руб		745	745	745	745	745	745	745	745	745	745	745	745	745	745	745
Налогооблагаемая прибыль		497	513	528	543	559	574	589	605	620	635	650	666	681	696	712
Налог на прибыль, Нпр, млн.руб		99	103	106	109	112	115	118	121	124	127	130	133	136	139	142
Чистая прибыль, ЧП, млн.руб		398	410	422	435	447	459	471	484	496	508	520	533	545	557	569
Амортизационные отчисления, Уа, млн.руб		695	695	695	695	695	695	695	695	695	695	695	695	695	695	695
Чистый денежный поток, ЧДП	-11589	1093	1106	1118	1130	1142	1155	1167	1179	1191	1203	1216	1228	1240	1252	1265
Чистый денежный поток нарастающим итогом, ЧДПНИ	-11589	-10496	-9390	-8272	-7142	-6000	-4846	-3679	-2500	-1309	-105	1111	2338	3579	4831	6096
Чистый дисконтированный поток, ДДП	-11589	1041	1003	966	930	895	862	829	798	768	739	711	684	658	633	608
Чистый дисконтированный поток нарастающим итогом, ДДПНИ	-11589	-10548	-9545	-8579	-7650	-6755	-5893	-5064	-4266	-3498	-2759	-2049	-1365	-707	-75	534
Норма дисконта	10%															
NPV	533.76															
IRR	6%															
DPI	0,046															
PP	10,086															
DPP	14,123															
Резерв безопасности	4%															

## **6 Компонировка генерального плана и главного корпуса**

### **6.1 Компонировка главного корпуса**

Компировка главного корпуса включает в себя 5 основных секций: турбинное отделение; деаэрационное отделение, с расположенными рядом бункерами ТБО и угля; отделение с мельничными и сушильными устройствами; котельное отделение; отделение с устройствами сероочистки и электрофильтром (газоочистное).

В турбинном, котельном и газоочистном отделении имеются мостовые краны, необходимые для монтажа и демонтажа основного и вспомогательного оборудования.

В котельном и турбинном цеху имеются железнодорожные пути.

### **6.2 Компонировка генерального плана**

Генеральный план электростанции включает следующие производственные здания, сооружения и устройства: главный корпус с размещаемыми в здании золоуловителями, устройствами сероочистки дымососами; дымовая труба расположена справа от главного здания на расстоянии 30м. Слева от турбинного цеха располагается ОРУ 110 кВ. Ниже, на одной оси с дымовой трубой располагается градирня, со стоящей рядом с ней насосной станцией; все водоводы от конденсатора до градирни, включающие полный цикл циркуляции, расположены под землей.

Ниже распределительного устройства расположились топливные склады: склад ТБО и угольный склад. От каждого склада идет своя собственная галерея топливоподачи в главный корпус – в бункера угля и ТБО. Рядом с угольным складом располагается два вагоноопрокидывателя с железнодорожными путями для подвода и отвода грузовых составов.

Ниже насосной станции располагается цех химической водоподготовки с рядом стоящими баками запаса конденсата.

Следующее здание после хим. цеха, с вынесенной наружу дымовой трубой – пиковая водогрейная котельная. Топливо к ПВК подводится по ленточному конвейеру.

На станции развита система автомобильных дорог. Между зданиями существует необходимое расстояние, необходимое для ликвидации чрезвычайных ситуаций. Также развита система железнодорожных дорог. Железнодорожные дороги помимо вагоноопрокидывателей также заходят в турбинное и котельное отделение, ОРУ

Вход на станцию осуществляется через административное здание.

Периметр ТЭЦ обнесен забором.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполняя разработку станции мощностью 40МВт, работающей на ТКО, было решено множество технических задач. Была выбрана теплофикационная турбина “Уральского турбинного завода” типа Т-42/50-2,9 совместно с турбогенератором ТТК-50К-2УЗ-П.

Для турбоагрегата была рассчитана принципиальная тепловая схема, найдены параметры отборного пара, определена температура питательной воды, которая составила 119,609 °С.

Одной из самых сложных задач оказалось выбрать паровой котел. Однако, в качестве прототипа был выбран котельный агрегат со слоевым сжиганием П-52 производства ЗИО “Подольск”. Данный котел был пересчитан под характеристики выбранной турбины с номинальными параметрами  $P_0 = 2,9$  МПа,  $t_0 = 410$  °С. Расход перегретого пара составил 180,226 т/ч. Был рассчитан теплообмен в топочной камере, определены температуры на выходе из каждого прохода топки. Были определены компоновки таких поверхности нагрева как: конвективный пароперегреватель, водяной экономайзер первой и второй ступеней.

После теплового расчета выполнялся расчет пылесистем, результатом которого являлось определение расхода газов на сушку ТБО и угля. Отбор газов на сушку ТБО осуществляется из поворотной камеры котла. Для сушки угля было принято поставить маленькие угольные котлы мощностью 300 кВт компании “Терморобот” Так же были выбраны 2 мельницы марки ШБМ 320/570/17,8 для более тонкого помола топлива.

Были рассчитаны газовый и воздушный тракты котла в результате чего было выбрано тягодутьевое оборудование: два дымососа марки : Д-18х2у с числом оборотов  $n = 590$  об/мин; два дутьевых вентилятора марки ВДН-21 с числом оборотов  $n = 740$  об/мин.

Был выполнен гидродинамический расчет котельного агрегата. Были рассчитаны скорость циркуляции, которая составила 0,36 м/с, полезный напор контура циркуляции – 3600 Па, коэффициенты запаса на опрокидывание и застой, которые составили соответственно 54 и 44.

В ходе расчета выбросов загрязняющих веществ в атмосферу, были рассчитаны такие выбросы как: твердые частицы, монооксид углерода, оксиды серы, оксиды азота, бензаперен. На основе этих расчетов была выбрана дымовая труба высотой 100м с диаметром устья 3,6м. После чего были определены приземные концентрации вредных веществ на различном расстоянии как по оси раструба, так и перпендикулярно ему.

Далее выполнялся выбор вспомогательного оборудования для турбинного цеха. Было выбрано теплообменное оборудование, а также следующие насосы: 2 питательных насоса по 50% производительности марки ПЭ-150-53; 2 конденсатных по 100% производительности марки КсВ-120-85; 2 циркуляционных по

50% необходимой производительности каждой марки ОВ6-55К-УЗ; Сетевые насосы марки СЭ-500-140.

В ходе выбора оборудования для системы топливо подачи был выбран боковой вагоноопрокидыватель производительностью 1860-1500 т/ч. Были рассчитаны конвейера угля и ТБО. Конвейер угля получился с производительностью 16,469 т/ч и шириной ленты в 500 мм, а конвейер для ТБО – 119,04 т/ч и шириной ленты 800 мм. В качестве дробильного устройства была выбрана дробилка марки СМ-431 производительностью 18-24 т/ч с размером выходного куска от 30 до 5 мм. Для очистки ТБО от примесей железа был выбран магнитный сепаратор фирмы “Рудгормаш” марки ПБС/150 с производительностью 80-120 т/ч.

При выборе системы технического водоснабжения была выбрана обратная в виду своей экологичности. На необходимый расход охлаждающей воды была выбрана градирня производительностью 8500 м<sup>3</sup>/ч и площадью орошения 1500 м<sup>2</sup>.

При расчете экономической привлекательности было выявлено, что обычный срок окупаемости мини-ТЭС на ТБО составляет чуть более 10-ти лет. Однако, учитывая норму дисконта, срок окупаемости наступает в 14 год существования проекта.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кузнецов, Н.В. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. Н.В. Кузнецова и др. – Москва : Издательство “Энергия”, 1973. – 296 с.
2. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
3. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
4. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
5. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 47с.
6. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.
7. Автоматические угольные котельные “Терморобот”: официальный сайт. – 2022. – URL: <https://termorobot.ru/product/produktsiya/kotloagregaty/ugolnyy-kotel-termorobot-tr-300> (дата обращения 25.05.2022).
8. Каталог насосного оборудования АО “Электроагрегат”: официальный сайт. – 2015. – URL: <https://www.elagr.ru/> (дата обращения 11.06.2022).
9. Цыганок, А.П. Методическое пособие по проектированию ТЭС : учебное пособие / А.П. Цыганок; СФУ. – Красноярск : СФУ, 2017. – 138 с.
10. Портал о спецтехнике “Экскаватор Ру”: официальный сайт – 2003. – URL: [https://exkavator.ru/excapedia/technic/rydgormash\\_pbs-90250](https://exkavator.ru/excapedia/technic/rydgormash_pbs-90250) (дата обращения 10.06.2020).
11. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : учебник для теплоэнерг. спец. вузов / В.Я. Рыжкин; Москва : Энергия, 1987. – 328 с.
12. Рожкова, Л.Д. Электрооборудование станций и подстанций: учебник / Л.Д. Рожкова, В.С. Козулин. – Москва : Издательство “Энергоатомиздат”, 1987. – 648 с.

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« 24 »

06 20 22 Г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО

тема

Руководитель

подпись, дата

Профессор, д.т.н

должность, ученая степень

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

К.Д. Солодин

инициалы, фамилия

Тех. контроль

подпись, дата

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

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

---

институт

Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Е.А. Бойко

---

подпись

инициалы, фамилия

« 24 » 06 20 22 Г.

**ЗАДАНИЕ**  
**НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**  
**в форме бакалаврской работы**

Студенту Солодину Константину Дмитриевичу  
фамилия, имя, отчество

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

Теплоэнергетика и теплотехника  
полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, профессор, доктор техн. наук, кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Электрическая мощность 40 МВт; район размещения – Красноярский край; топливо – ТБО с угольной подсветкой

Перечень разделов ВКР Актуальность создания мини-ТЭЦ на ТКО; технико-экономическое обоснование строительства ТЭЦ; расчетная часть; охрана окружающей среды; выбор вспомогательного оборудования; электрическая часть; компоновка генерального плана и главного корпуса; оценка экономической привлекательности.

Перечень графического материала

Лист 1. Принципиальная тепловая схема Т-42/50-2,9

Лист 2. Продольный разрез котельного агрегата Е-180-3,9-ТБОР

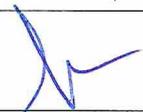
Лист 3. Поперечный разрез котельного агрегата Е-180-3,9-ТБОР

Лист 4. Вид сверху котельного агрегата Е-180-3,9-ТБОР

Лист 5. Разрез главного корпуса мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО

Лист 6. Генеральный план мини-ТЭЦ 40 МВт на ТКО

Руководитель ВКР

  
подпись

Е.А. Бойко  
инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

  
подпись, инициалы и фамилия студента

К.Д. Солодин  
подпись, инициалы и фамилия студента

« 06 » 06 20 22 Г.