

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 Демидовской ТЭС 1320 МВт

тема

Руководитель

\_\_\_\_\_

подпись, дата

доцент, к.т.н.

\_\_\_\_\_

должность, ученая степень

П.В. Шишмарев

\_\_\_\_\_

инициалы, фамилия

Выпускник

\_\_\_\_\_

подпись, дата

В.С. Мезенцева

\_\_\_\_\_

инициалы, фамилия

Тех. Контроль

\_\_\_\_\_

подпись, дата

Е.А. Бойко

\_\_\_\_\_

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_

подпись, дата

П.В. Шишмарев

\_\_\_\_\_

инициалы, фамилия

Красноярск 2023

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

Политехнический институт

---

институт

Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

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

Красноярск 2023

Студенту \_\_\_\_\_ Мезенцевой Владе Сергеевне  
\_\_\_\_\_ фамилия, имя, отчество

Группа \_\_\_\_\_ ФЭ19-01Б \_\_\_\_\_ Направление (специальность) \_\_\_\_\_ 13.03.01  
\_\_\_\_\_ номер \_\_\_\_\_ код

Теплоэнергетика и теплотехника

\_\_\_\_\_ полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы \_\_\_\_\_ Проект Демидовской ТЭС  
1320 МВт

Утверждена приказом по университету № \_\_\_\_\_ 2972/с \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_ 20.02.2023 г.

Руководитель ВКР \_\_\_\_\_ П.В Шишмарев, доцент, к.т.н., кафедра ТЭС  
\_\_\_\_\_ инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР \_\_\_\_\_ Электрическая мощность – 1320 МВт,  
тепловая нагрузка – 86 Гкал/ч; район размещения – Шалинский район,  
Свердловской области; топливо – каменный уголь ДГ Талдинского  
месторождения

Перечень разделов \_\_\_\_\_ Введение, технико-экономическое обоснование  
строительства ТЭС, расчетная часть, охрана окружающей среды, общая  
часть, экономическая часть

Перечень графического материала

Лист 1. Принципиальная тепловая схема турбины К-660-247

Лист 2. Разрез главного корпуса

Лист 3. Генеральный план

Лист 4. План главного корпуса

Руководитель ВКР \_\_\_\_\_ П.В. Шишмарев  
\_\_\_\_\_ подпись \_\_\_\_\_ инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_ В.С. Мезенцева  
\_\_\_\_\_ подпись, инициалы и фамилия студента

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект Демидовской ТЭС 1320 МВт» содержит 113 страниц текстового документа, 21 иллюстрацию, 31 таблицу, 12 использованных источников, 4 листа графического материала.

Ключевые слова: ПРОЕКТ СТАНЦИИ, СВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА, ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТЬ, СХЕМА ВЫДАЧИ МОЩНОСТИ.

Объект выпускной работы – энергетический объект в составе двух пылеугольных энергоблоков типа К-660-247 с котлами на параметры пара 25,4 МПа и 571°C.

Цель работы: разработка угольной тепловой электростанции для отпуска энергии предприятиям УГМК и другим промышленным бытовым потребителям Шалинского района Свердловской области.

В процессе выполнения данной работы было проведено технико-экономическое обоснование строительства тепловой электростанции. Выполнен расчет тепловой схемы К-660-247, укрупненный расчет парового котла НГ-2100/25.4-УМ16. Проведены расчеты и подбор вспомогательного оборудования. Проведен анализ экологического воздействия выбросов на окружающую среду. Разработаны компоновка главного корпуса и генеральный план проектируемой станции. Выполнено 3D-моделирование станции.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС .....	7
1.1 Актуальность темы выпускной квалификационной работы .....	7
1.2 Обоснование места строительства .....	8
1.3 Логистика.....	10
1.4 Технико-экономический выбор и обоснование состава основного оборудования .....	10
1.4.1 Определение ежегодных затрат, связанных с эксплуатацией оборудования .....	11
1.4.2 Расчет затрат на топливо .....	12
1.4.3 Эксплуатационные расходы .....	13
1.5 Обоснование технического и технологического решения выбора состава основного оборудования .....	16
1.6 Постановка задач.....	22
2 Расчетная часть.....	22
2.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчету .....	22
2.2 Построение процесса расширения пара .....	24
2.3 Расчет принципиальной тепловой схемы.....	27
2.3.1 Расчет теплофикационной схемы по подогреву сетевой воды .....	27
2.3.2 Определение параметров по элементам .....	28
2.3.3 Определение предварительного расхода пара на турбину .....	29
2.3.4 Баланс пара и конденсата .....	31
2.3.5 Расчет регенеративной схемы ПВД .....	33
2.3.6 Расчет деаэратора.....	36
2.3.7 Расчет регенеративной схемы ПНД.....	38
2.4 Расчет технико-экономических показателей ТЭС .....	43
2.5 Укрупненный расчет котельного агрегата .....	46
2.5.1 Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла.....	47
2.5.2 Расчет объемов и продуктов сгорания при рециркуляции газов .....	48
2.5.3 Экономичность работы парового котла .....	51
2.5.4 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры.....	52
2.5.5 Расчет теплообмена в топке .....	54
2.6 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха.....	60

2.6.1	Выбор питательных насосов .....	60
2.6.2	Выбор конденсатных насосов .....	62
2.6.3	Выбор циркуляционных насосов .....	64
2.6.4	Выбор сетевых насосов .....	65
2.6.5	Выбор регенеративных подогревателей .....	66
2.6.6	Выбор деаэрата .....	73
2.7	Выбор оборудования топливно-транспортного цеха .....	73
2.7.1	Приемные устройства .....	73
2.7.2	Ленточные конвейеры .....	73
2.7.3	Выбор дробилок .....	75
2.7.4	Топливные склады .....	76
2.8	Выбор оборудования пылеприготовления .....	77
2.8.1	Выбор типа мельницы .....	77
2.8.2	Выбор схемы пылеприготовления .....	77
2.8.3	Выбор числа и производительности мельниц .....	77
2.9	Выбор тягодутьевых машин .....	78
2.9.1	Выбор дутьевых вентиляторов .....	78
2.9.2	Выбор дымососов .....	80
3	Охрана окружающей среды .....	81
3.1	Расчет золоулавливающей установки и системы золоудаления .....	81
3.1.1	Золоулавливающая установка .....	81
3.1.2	Золоудаление .....	87
3.2	Расчет выбросов вредных веществ ТЭС .....	88
3.2.1	Расчет содержания оксидов серы в дымовых газах .....	88
3.2.2	Расчет содержания оксидов азота в дымовых газах .....	89
3.2.3	Расчет содержания бензапирена .....	91
3.2.4	Расчет суммарных выбросов вредных веществ .....	92
3.3	Расчет дымовой трубы .....	92
3.4	Расчет рассеивания вредных примесей в атмосферу .....	93
4	Общая часть .....	98
4.1	Выбор схемы технического водоснабжения .....	98
4.2	Электрическая часть проектируемой ТЭС .....	100
4.3	Генеральный план ГРЭС .....	104
4.4	Компоновка главного корпуса .....	105

5 Экономическая часть .....	105
5.1 Расчет себестоимости единицы электроэнергии .....	105
5.2 Расчет денежных потоков .....	107
Заключение .....	111
Список использованных источников .....	113

## ВВЕДЕНИЕ

Тепловые электростанции (ТЭС) играют важную роль в производстве электрической и тепловой энергии, обеспечивая около 40% всей мировой электроэнергии. Они являются эффективными, надежными и легко адаптируются к изменениям в энергосистеме. Теплоэнергетика считается ключевым фактором экономического роста и устойчивого развития России, поэтому правительство уделяет ей особое внимание и вкладывает значительные инвестиции в модернизацию и совершенствование отрасли. Несмотря на развитие альтернативных источников энергии, теплоэнергетика продолжает быть основным методом производства электроэнергии в России, составляя около 70% от общего объема. Она основана на использовании различных топлив, таких как уголь, нефть и газ.

В свете растущих требований к экологической безопасности и необходимости сокращения выбросов вредных веществ, разработка современных электростанций ставит перед инженерами-энергетиками сложные задачи. Важно сосредоточиться на совершенствовании технологий и процессов производства электроэнергии с минимальным воздействием на атмосферу.

Перспективной тенденцией является повышение начальных параметров пара, таких как давление и температура. В настоящее время наблюдается значительный прогресс в направлении массового внедрения энергоблоков, работающих на сверхкритических и суперсверхкритических параметрах пара (СКП и ССКП). Это способствует повышению эффективности станции, что в свою очередь снижает расход топлива и количество вредных выбросов в атмосферу.

В целом, задача инженеров-энергетиков при вновь проектируемых энергетических объектах заключается в разработке мощной, экологически чистой и эффективной электростанции.

В данной работе разрабатывается конденсационная электростанция мощностью 1320 МВт, которая будет состоять из двух блоков повышенной эффективности по 660 МВт каждый. Эта станция является не только символом технологического прогресса, но и ключевым фактором для развития региона. Ее строительство в пгт. Староуткинске открывает новые перспективы для промышленного развития. Она будет служить надежным источником энергии для предприятий УГМК, обеспечивая их энергетические потребности и способствуя их дальнейшему росту и процветанию. Кроме того, строительство станции в Староуткинске сократит дефицит электроэнергии в Свердловской области, обеспечивая стабильное и надежное энергоснабжение для местных жителей и предприятий.



# **1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС**

## **1.1 Актуальность темы выпускной квалификационной работы**

Актуальность данного проекта обосновывается стратегическими целями и задачами развития энергетической инфраструктуры России до 2035 года, определенными в генеральной схеме размещения объектов в электроэнергетике.

В соответствии со схемой территориального планирования Российской Федерации в области энергетики, планируется строительство и ввод в эксплуатацию Демидовской ТЭС в Шалинском районе Свердловской области электрической мощностью 1320 МВт.

Согласно социально-экономическому развитию в 2020-2021 годах область устойчиво удерживает седьмую позицию среди регионов России. Объем ее ВРП в 2021 году достиг 2,7 трлн рублей (порядка 3% совокупного ВРП субъектов РФ), что на 3,6% превышает показатель 2020 года. Промышленность Свердловской области обеспечивает примерно третью часть ее ВРП.

С ростом объема промышленности и населением региона вопрос об организации надежного энергоснабжения приобретает особую актуальность. По статистике, в Свердловской области в 2020 году было произведено 65 279,3 млн кВт·ч электроэнергии, что на 2,2% больше, чем в 2019 году. При этом потребление электроэнергии также растет, в 2020 году оно составило 63 571,4 млн кВт·ч, что на 2,9% больше, чем в 2019 году. Таким образом, в регионе имеется дефицит электроэнергии, который может увеличиваться с ростом потребления. Важно развивать энергосистему, чтобы она не становилась сдерживающим фактором для экономики.

ООО «УГМК-Холдинг», Правительство Свердловской области и ПАО «Интер РАО ЕЭС» совместно подписали трехстороннее соглашение с целью укрепления партнерских отношений и совместной реализации значимого проекта по строительству теплоэлектростанции в городе Староуткинск. Планируемый объем выработки электроэнергии составит – 7 млрд. кВт·ч в год.

Воплощение крупного проекта строительства угольной электростанции в Свердловской области, основанного на передовых и высокоэффективных технологиях, становится важным и перспективным шагом в достижении целей и задач, поставленных как в Энергетической стратегии России до 2035 года, так и в стратегии развития компании "Интер РАО ЕЭС". Данный проект не только способствует существенному увеличению доли российского угля в общем топливном балансе электроэнергетики региона, но и является ответом на снижение поставок экибастузского угля. Это демонстрирует высокую значимость и перспективность данного предприятия в области энергетического развития, а также его важную роль в обеспечении энергетической безопасности и устойчивости региона.

Уральская горно-металлургическая компания (УГМК) уже несколько лет проявляет интерес к развитию собственной генерации. Крупные промышленные предприятия УГМК, входящие в ее структуру тому подтверждение. Создание своих собственных источников генерации может принести компании как

экономическую выгоду, так и надежное энергоснабжение для предприятий. УГМК гарантирует потребление до 50% вырабатываемой энергии на свои производственные нужды. В то же время, «Интер РАО ЕЭС» – являясь одним из ключевых игроков мирового энергетического рынка имеет возможность продавать свою электроэнергию на рынке, а партнерство с УГМК позволяет оптимизировать затраты на ее производство и продажу.

В целом, для Свердловской области введение новых мощностей решит проблему дефицита электроэнергии в регионе, а также поспособствует развитию экономики за счет привлечения инвестиций и созданию новых рабочих мест.

## **1.2 Обоснование места строительства**

Предполагаемое место строительства электростанции – Свердловская область, Шалинский район, пгт. Староуткинск.

Данное место строительства обусловлено несколькими факторами:

1. Потенциальное место строительства представляет собой относительно ровную местность, состоящую преимущественно из полей. (рисунок 1).

2. Наличие Староуткинского водохранилища – небольшой водоем, возведенный на одном из притоков реки Чусовой. Данное водохранилище необходимо реконструировать, поскольку данная акватория будет использоваться для технических нужд станции.

3. Расположение вблизи объектов УГМК может обеспечить более устойчивое и эффективное энергоснабжение их производственных мощностей. (рисунок 2).

По информации представленной Министерством природных ресурсов Свердловской области, строительство угольной электростанции планируется на территории, расположенной за пределами западной границы особо охраняемой природной территории областного значения «Природный парк «Река Чусовая» и, соответственно, при размещении данного объекта статус особо охраняемой природной территории и режим природопользования Парка не нарушится.

Известно, что внешняя инфраструктура станции будет строиться с нуля. Это обусловлено тем, что на данной территории, где будет расположена ТЭС, ранее не было промышленных объектов такого масштаба. Поэтому необходимо будет строить железные дороги, линии электропередач (ЛЭП). Федеральная сетевая компания (ФСК) уже заявила о планах построить ЛЭП с напряжением 500 кВ Южная – Тагил.



Рисунок 1 – Место строительства проектируемой станции

Большинство предприятий УГМК находятся именно в Свердловской области, поэтому поставка электроэнергии будет осуществляться прежде всего для них.

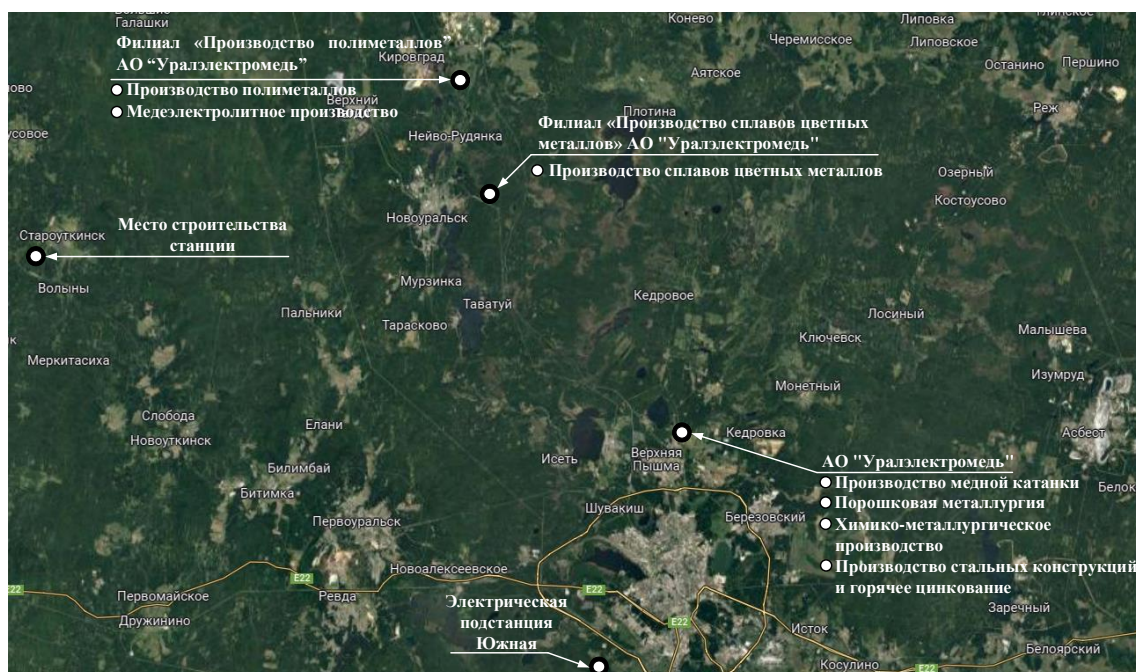


Рисунок 2 – География предприятий УГМК в Свердловской области



### 1.3 Логистика

В 2006 году УК «Кузбассразрезуголь» перешла под управление ООО «УГМК-Холдинг», которому были переданы функции единоличного исполнительного органа. В связи с этим для электростанции были выбраны энергетические угли, добываемые в Кузнецком бассейне и поставляемые с Талдинского угольного разреза, принадлежащего «УК Кузбассразрезуголь». Угольный разрез представлен на рисунке 3.

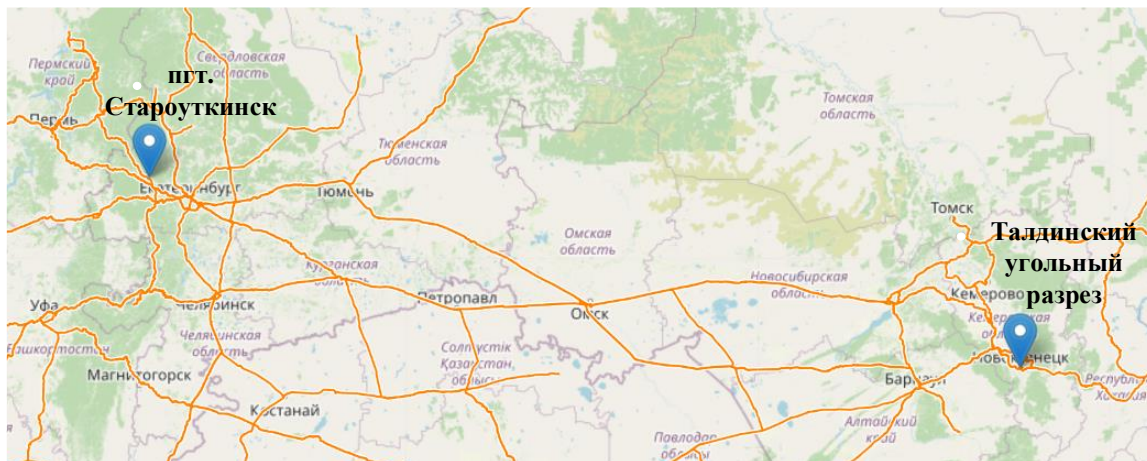


Рисунок 3 – Месторасположение Талдинского угольного разреза

Талдинский угольный разрез один из самых перспективных и динамично развивающихся разрезов Кемеровской области. Разрез расположен в пределах одноименного месторождения в центральной части Ерунаковского геолого-экономического района, находящегося на территории Новокузнецкого и Прокопьевского районов, в 50 км к северу от Новокузнецка. Глубина залегания угольных пластов составляет в среднем около 180-350 метров и добываются открытым способом. Энергетические угли разреза высококалорийные, марки «Д», «ДГ», «Г» и «ГЖ», пригодные для всех видов сжигания. Расстояние от г. Новокузнецка до пгт. Староуткинск по жд путям составит 2075 км.

Угли Талдинского разреза в качестве основного топлива обладают рядом преимущественных характеристик, которые позволяют использовать его в энергетических целях.

### 1.4 Техничко-экономический выбор и обоснование состава основного оборудования

При проектировании тепловой электрической станции необходимо выбрать наиболее экономически эффективный вариант основного оборудования. Для Демидовской ТЭС было рассмотрено два возможных варианта компоновки оборудования: два энергоблока с турбиной К-660-247, четыре энергоблока с турбиной К-330-240. В обоих вариантах предполагается использование каменного угля Талдинского разреза в качестве основного топлива.

В таблице 1 приведены необходимые данные для проведения расчетов.

Таблица 1 – Исходные данные для проведения технико-экономической оценки

Параметр	Значение	
	Вариант 1	Вариант 2
Электрическая нагрузка потребителей, МВт	1320	
Место проектирования ТЭС	пгт. Староуткинск, Шалинский район	
Состав оборудования	два блока К-660-247	четыре блока К-330-240
Среднегодовая длительность простоя оборудования во время проведения ремонтных работ, ч/год	549	489
<i>Коэффициенты и нормы:</i>		
Ориентировочный штатный коэффициент	0,87	0,91
Среднегодовой фонд заработной платы на одного работника, руб/год	603199	
Процент отчислений в социальные фонды от фонда оплаты труда (ФОТ) %	30	
Коэффициент, учитывающий рост стоимости капвложений в связи с инфляцией	1	
Средняя норма амортизации, %	6,7	
Ставка отчислений на ремонтные работы и обслуживание, %	5	
<i>Топливо:</i>	Каменный уголь марки ДГ	
Цена топлива, руб/т нат.т	2050	
Теплота сгорания натурального топлива, ккал/кг	5750	
Топливный эквивалент	0,82	
Цена за условное топливо, руб/т у.т.	2495,65	

На первом этапе делаем предположение о преобладающей конфигурации, которая включает два энергоблока К-660-247. Поэтому первоочередная задача заключается в выполнении расчета для данной конфигурации.

#### 1.4.1 Определение ежегодных затрат, связанных с эксплуатацией оборудования

Эксплуатационные расходы являются суммой отдельно взятых статей расхода, млн руб./год:

$$U_{\text{э}} = U_m + U_{\text{зн}} + U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

где  $U_m$  – затраты на закупку топлива;

$U_{зн}$  – средства, начисляемые работникам по тарифным ставкам (заработная плата, дополнительные поощрения, возможные премии);

$U_a$  – амортизация основных производственных средств;

$U_{мп}$  – затраты на ремонтное обслуживание при подрядном способе проведения ремонта;

$U_{пр}$  – прочие эксплуатационные расходы (неотъемлемая часть общих операционных затрат предприятия).

#### 1.4.2 Расчет затрат на топливо

Длительность эксплуатации основного оборудования, исключая периоды проведения капитальных и текущих ремонтов, час/год:

$$T_p = 8760 - n_{\text{бл}} \cdot T_{\text{рем}}, \quad (1.2)$$

где  $n_{\text{бл}}$  – количество блоков;

$T_{\text{рем}}$  – период, выделенный на ремонтные работы ч.

$$T_p = 8760 - 2 \cdot 549 = 7662$$

Количество электроэнергии, которое вырабатывается на ГРЭС за определенный период времени, МВт·ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}, \quad (1.3)$$

где  $N_{\text{уст}}$  – электрическая мощность ГРЭС, МВт;

$T_{\text{уст}}$  – число часов использования установленной мощности, ч;

$T_{\text{уст}} = T_p - T_a \cdot (300 - 500 \text{ часов})$  – принимается во внимание наличие аварийного резерва, который предназначен для обеспечения компенсации возможных нештатных ситуаций, таких как аварии или сбои.

$$W = 1320 \cdot (7662 - 400) = 9585840$$

Средняя нагрузка по станции, МВт:

$$P_{\text{мэс}} = \frac{W}{T_p}, \quad (1.4)$$

где  $T_p$  – фактическое число часов, когда электростанция находится в процессе генерации э/энергии, ч.

$$P_{\text{мэс}} = \frac{9585840}{7662} = 1251,08$$

Расчет средней нагрузки по всей станции позволяет определить среднюю нагрузку на каждый блок, МВт:

$$P_{\text{бл}} = \frac{P_{\text{тэс}}}{n_{\text{бл}}}, \quad (1.5)$$

где  $n_{\text{бл}}$  – количество блоков.

$$P_{\text{бл}} = \frac{1251,08}{2} = 625,544$$

Годовое потребление топлива для обеспечения непрерывной генерации электрической нагрузки блоками ТЭС, т у.т./год:

$$V_{\text{уст}} = (b_{\text{хх}} \cdot P_{\text{н}} + b_1 \cdot P_{\text{бл}} + (b_2 - b_1) \cdot (P_{\text{бл}} - P_{\text{эк}})) \cdot T_{\text{р}} \cdot n_{\text{бл}}, \quad (1.6)$$

где  $b_{\text{хх}}$  – удельный расход условного топлива в режиме холостого хода агрегата, т у.т./МВт ч;

$b_1$  и  $b_2$  – относительное увеличение расхода топлива при достижении экономической мощности и в условиях перегрузки, т у.т./МВт·ч;

$P_{\text{эк}}$  и  $P_{\text{н}}$  – экономическая и номинальная мощности, МВт.

$$V_{\text{уст}} = (0,0296 \cdot 660 + 0,282 \cdot 625,544 + (0,298 - 0,282) \cdot (625,544 - 660)) \cdot 7662 \cdot 2 = 2994128,54$$

Потери топлива в неуставившемся режиме, т у.т./год:

$$V_{\text{неуст}} = V_{\text{П6-10ч}} \cdot n_{\text{П6-10ч}} \cdot n_{\text{бл}} + V_{\text{Пх.с.}} \cdot n_{\text{Пх.с.}} \cdot n_{\text{бл}}, \quad (1.7)$$

где  $V_{\text{П6-10ч}}$ ,  $V_{\text{Пх.с.}}$  – потери топлива, связанные с процессом остановки энергетического оборудования от 6 до 10 часов, и с процессом пуска оборудования из холодного состояния, т у.т.;

$n_{\text{П6-10ч}}$ ,  $n_{\text{Пх.с.}}$  – число пусков и остановов соответственно на 6-10 часов и из холодного состояния.

$$V_{\text{неуст}} = 140 \cdot 10 \cdot 2 + 250 \cdot 2 \cdot 2 = 3800$$

Таким образом годовой расход топлива, т у.т./год:

$$V = V_{\text{уст}} + V_{\text{неуст}}, \quad (1.8)$$

$$V = 2994128,54 + 3800 = 2997928,54$$

### 1.4.3 Эксплуатационные расходы

Затраты на закупку топлива, млн руб./год:

$$U_m = Ц \cdot B \cdot 10^{-6}, \quad (1.9)$$

где  $Ц$  – цена за условное топливо, руб./т.у.т.

$$U_m = 2495,65 \cdot 2997928,54 \cdot 10^{-6} = 7481,787$$

Заработные платы по станции, млн руб./год:

$$U_{zn} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{zn} \cdot 10^{-6}, \quad (1.10)$$

где  $n_y$  – штатный коэффициент, чел./МВт;

$\Phi_{zn}$  – среднегодовая заработная плата, выделяемая на персонал.

$$U_{zn} = 1320 \cdot 0,87 \cdot 603199 \cdot 10^{-6} = 692,714$$

Величина амортизационных отчислений, млн руб./год определяется:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (1.11)$$

где  $H_a$  – норма амортизации;

$K$  – капвложения на реализацию проекта, млн руб./год:

$$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{\text{yd}}, \quad (1.12)$$

где  $K' = 45630$  и  $K_{\text{бл}} = 21820$  – капвложения, связанные с установкой одного блока головного и каждого последующего, млн руб.;

$d_i = 1,15$  – коэффициент, который учитывает особенности и условия района размещения проекта;

$k_{\text{yd}}$  – коэффициент удорожания в ценах текущего год (позволяет учесть инфляцию).

$$K = (45630 + 21820 \cdot (2 - 1)) \cdot 1,15 \cdot 1 = 77567,5$$

$$U_a = 77567,5 \cdot 0,0667 = 5171,167$$

Затраты на поддержание основных производственных средств в работоспособном состоянии, млн руб./год:

$$U_{mp} = K \cdot H_{mp} = 77567,5 \cdot 0,05 = 3878,375 \quad (1.13)$$

где  $H_{mp}$  – норма отчислений от капвложений в ГРЭС на ремонтное обслуживание.

Прочие затраты включают в себя:

– общецеховые и общестанционные расходы;



- расходы на оплату юридических, информационных, консультационных, аудиторских услуг;
- расходы на содержание военизированной, пожарной охраны;
- земельный налог;
- расходы на НИОКР (разработка и усовершенствование технологий);
- представительские расходы, связанные с коммерческой деятельностью компании;
- и др.

Прочие расходы составляют примерно 20-30% от общих затрат на амортизацию ОПС, ремонт, зарплату и страховые взносы. Расчет величины этих расходов проведен по следующей формуле, млн руб./год:

$$U_{np} = 0,2 \cdot (U_a + U_{mp} + U_{zn}) + COЦ, \quad (1.14)$$

где COЦ – отчисления на страховые взносы, млн руб./год:

$$COЦ = H_{cv} \cdot U_{zn} = 0,3 \cdot 692,714 = 207,814 \quad (1.15)$$

$$U_{np} = 0,2 \cdot (5171,167 + 3878,375 + 692,714) + 207,814 = 2156,265$$

где  $H_{cv}$  – ставка страховых взносов.

Таким образом произведем общий расчет по формуле (1.1) всех эксплуатационных затрат с учетом распределения по основным статьям расхода, млн руб./год:

$$U_{\Sigma} = 7481,787 + 692,714 + 5171,167 + 3878,375 + 2156,265 = 19380,307$$

Далее по аналогичной методике рассчитывается сопоставляемый вариант оборудования (энергоблок К-330-240). Результаты расчета обоих вариантов представлены в таблице 2 для более наглядного сравнения.

Таблица 2 – Техничко-экономические показатели

Параметр	Значение	
	Вариант 1	Вариант 2
Состав оборудования	два блока К-660-247	четыре блока К-330-240
Длительность работы основного оборудования, ч	7662	7624,177
Число часов использования установленной мощности, ч	7262	7224,177
Количество электроэнергии, которое вырабатывается на ГРЭС за определенный период времени, МВт·ч	9585840	9535913,75

## Окончание таблицы 2

Средняя нагрузка по станции, МВт	1251,08	1250,75
Средняя нагрузка по блокам, МВт	625,544	312,687
Годовой расход топлива на ТЭС, т.у.т./год	2994128,54	3045620,57
Потери топлива в неустановившемся режиме, т.у.т./год	3800	4600
Годовой расход топлива на ТЭС, т.у.т./год	2997928,54	3050220,57
Капитальные вложения в ТЭС, млн руб	77567,5	98900
Затраты на топливо, млн руб/год	7481,787	7612,290
Затраты на оплату труда (расходы по эксплуатационному персоналу), млн руб/год	692,714	724,563
Обязательные страховые выплаты, млн руб/год	207,814	217,369
Амортизационные отчисления, млн руб/год	5171,167	6593,333
Расходы средств на ремонт, млн руб/год	3878,375	4945
Прочие расходы, млн руб/год	2156,265	2669,948
Итого эксплуатационные расходы, млн руб/год	19380,307	22545,134

Оптимальный выбор основного оборудования выполняется исходя из минимальных капвложений и приведенных затрат основного оборудования. Из рассматриваемых вариантов – первый вариант является более приемлемым. Таким образом, Демидовская ТЭС будет спроектирована с двумя турбинами К-660-247.

### **1.5 Обоснование технического и технологического решения выбора состава основного оборудования**

В настоящее время наблюдается стремительное развитие угольной энергетики в соответствии с последними тенденциями в сфере технологий и охраны окружающей среды. Новые угольные электростанции, обладающие высокой производительностью и низким уровнем выбросов, представляют собой доступные и надежные энергетические мощности, способные удовлетворить растущий спрос на электричество. Представим некоторый ряд технологий, способствующих минимизации влияния угольной генерации на окружающую среду и повышению эффективности угольных ТЭС.

#### **1. Газификация угля «на месте» (подземная).**

Подземная газификация угля – это процесс физико-химический процесс преобразования угля в горючие газы с использованием свободного или связанного кислорода, который происходит непосредственно в недрах земли. В результате этого процесса уголь, находящийся в пласте под землей,

превращается в горючий газ. Этот газ обладает достаточной энергетической ценностью для использования в энергетических и технологических целях. В таблице 3 представлены преимущества и недостатки описанной выше технологии.

Таблица 3 – Преимущества и недостатки технологии подземной газификации угля

<b>Преимущества</b>	<b>Недостатки</b>
Экономическая привлекательность – себестоимость газа ПГУ заметно ниже себестоимости добычи природного газа	Техническая сложность
Минимизация негативного воздействия	Экологические риски – риски, связанные с управлениями отходов от процесса газификации
Повышение эффективности выработки электроэнергии	Надежность и безопасность

## 2. Сжигание топлива в циркулирующем кипящем слое (ЦКС).

Технология сжигания твердого топлива в циркулирующем кипящем слое (ЦКС) представляет собой важный механизм, применяемый в современной мировой теплоэнергетике для совершенствования экологических характеристик тепловых электростанций. Эта технология используется с конца 70-х годов прошлого века, и на данный момент уже доказала свою эффективность.

Этот метод основан на следующем принципе. Под слой топлива, через воздухораспределительную решетку дутье воздуха образовано таким образом, что недогоревшие частицы выносятся из топочного пространства, попадая в золоулавливающий циклон. Горячая зола, отделенная в циклоне от продуктов сгорания, частично возвращается в топку с кипящим слоем, а частично направляется во внешние охладители золы. Таким образом обеспечивается циркуляция частиц по замкнутому контуру.

Как показывает зарубежный опыт, в энергетике данная технология вполне может конкурировать с традиционным пылевидным сжиганием. В таблице 4 представлены преимущества и недостатки технологии сжигания топлива в ЦКС.

Таблица 4 – Преимущества и недостатки технологии сжигания топлива в ЦКС

<b>Преимущества</b>	<b>Недостатки</b>
Снижение расхода электрической энергии на собственные нужды циркуляции (около 25 кВт/МВт)	Наличие большой массы облицовки элементов, что приводит к длительному времени пуска и большому расходу благородных топлив при пуске
Использование различных топлив	Риск пережога решетки кипящего слоя
Хорошая маневренность при кратковременных остановках котла	Усложнение конструкции

#### Окончание таблицы 4

Снижение выбросов вредных веществ	Износ отдельных узлов конструкции
Снижение металлоемкости	

### 3. Совершенствование факельного сжигания топлива

Сжигание такого вида топлива, как уголь является основным источником загрязнителей атмосферы. Оксиды азота способны воздействовать в большей мере, по сравнению с другими выбросами. Технология ступенчатого сжигания топлива является одной из основных технологий, которая позволяет обеспечивать устойчивое сжигание пылевоздушной смеси в равномерном температурном поле, и как следствие сократить образование  $\text{NO}_x$ .

В основе ступенчатого сжигания лежит принцип, основанный на пространственном разделении двух ключевых процессов внутри топочной камеры, которые имеют существенное влияние на формирование оксидов азота. В топочную камеру подается топливо через горелки с оптимальным недостатком воздуха, в то время как оставшаяся необходимая часть воздуха для полного сгорания топлива направляется по специальным соплам через факел. Такое организационное решение обеспечивает оптимальные условия для сжигания топлива и аккуратный контроль за образованием оксидов азота, устанавливая новый стандарт в энергетической отрасли. В таблице 5 представлены преимущества и недостатки ступенчатого сжигания.

Таблица 5 – Преимущества и недостатки ступенчатого сжигания топлива

Преимущества	Недостатки
Снижение выбросов оксидов	Сложность конструкции и наличие дополнительных систем контроля
Экономичное и эффективное использование большинства сортов угля, включая низкокачественные	Надежность зажигания смеси зависит от влажности и зольности исходного топлива
Перевод топочного процесса на автоматизацию	

Учитывая богатый опыт в области факельного сжигания топлива, инженеры-теплотехники постоянно занимаются теоретическими исследованиями и практическим внедрением новых методов сжигания топлива.

Поэтому для обеспечения высокого КПД станции, а также низкого уровня вредных выбросов, принимается следующий вариант оборудования для станции: паровая турбина К-660-247 и паровой котел: НГ-2100/25.4-УМ16.

Паровая конденсационная турбина К-660-247 номинальной мощностью 660 МВт с начальным абсолютным давлением 24,7 МПа спроектирована производством ЛМЗ филиала ОАО «Силловые машины» (рисунок 4).

Четырехцилиндровая конденсационная паровая турбина оснащена промежуточным перегревом пара и системой регенеративного подогрева питательной воды.

Острый пар подводится во внутренний корпус ЦВД, который выполнен по петлевой схеме, затем пар проходит внешний корпус ЦВД. После пар отводится в котельный агрегат для промежуточного перегрева, из которого поступает в ЦСД, который конструктивно выполнен двухпоточным. ЦНД турбины выполнен двухкорпусным двухпоточным, имеет 4 выхлопа пара в конденсатор.

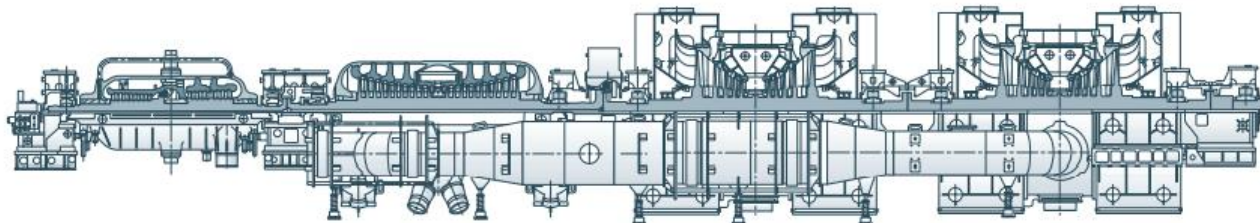


Рисунок 4 – Продольный разрез турбины

Паровой котел HG-2100/25.4-УМ16 паропроизводительностью 2100 т/ч, работающий в составе энергоблока мощностью 660 МВт сверхкритического давления пара, разработан Харбинским заводом по производству котлов для расширения Троицкой ГРЭС (энергоблок №10), расположенной на территории Российской Федерации. Продольный разрез котлоагрегата представлен на рисунке на рисунке 5.

Имеет однокорпусную П-образную компоновку с топочной камерой прямоугольного сечения с размерами 19×19 м, уравновешенной тягой, твердым шлакоудалением, полнометаллической подвесной конструкцией и обмуровкой. Котел представляет возможность работы на скользящем давлении, с однократным промежуточным перегревом пара, снабжен пусковой схемой с встроенным насосом рециркуляции.

На данном котле использован современный тангенциальный способ сжигания топливоздушнoй смеси (рисунок 6). Основные горелки разделены на две группы – нижние и верхние, располагаемых на определенном расстоянии друг от друга, для них применяются горизонтальные горелки с высокой и низкой концентрациями угольной пыли и с низким выходом  $NO_x$ . На расстоянии 6,20 м вверх от верхнего яруса пылеугольных сопел предусмотрены четыре яруса сопел воздуха отдельного дутья для дожигания (SOFA), предназначенных для добавления воздуха в конечном периоде горения топлива, в то же время для осуществления ступенчатого сжигания с целью снижения температуры в котле, для сокращения образования  $NO_x$ . Воздух отдельного дутья для дожигания (SOFA) вместе с основными горелками формируют систему горения с низкими выбросами  $NO_x$ .

Некоторые технические характеристики котла:

– хорошая маневренность (кратковременные операции по выводу в резерв и растопке котла).

Нижняя радиационная часть (НРЧ) и средняя радиационная часть (СРЧ) топки котла выполнены из спиральных труб, которые получают равномерный обогрев при различных нагрузках и эффективно компенсируют тепловые

отклонения по периферии топки, обеспечивая устойчивую гидродинамику; установлены 4 пусковых сепаратора, имеющие одинаковую толщину стенок и тепловые напряжения которых при изменении температуры, удовлетворяют требованиям работы на скользящем давлении, что повышает КПД энергоблока и способствует продлению срока службы турбины.

– система тангенциальных горелок обеспечивает устойчивое сжигание пылевоздушной смеси в равномерном температурном поле.

Тангенциальные горелки обеспечивают равномерное распределение тепловых потоков в горизонтальной плоскости топки. В связи с тем, что горелки установлены по всем четырем углам стен топки факел образуется в центре топки к центру с движением вертикально вверх а на выходе из горелок образуется пониженное давление что создает хорошие условия для перемешивания пылевоздушной смеси с обратным потоком подсасываемых высокотемпературных дымовых газов обеспечивая высокую степень диффузионности в топке, равномерное распределение тепловых потоков, снижение скорости потоков дымовых газов рядом с экранными панелями, устойчивость выгорания, высокую эффективность работы горелок и равномерную температуру продуктов сгорания на выходе из топки. Кроме того, тангенциальный подвод пылевоздушной снижает вероятность шлакования стен топки, так как вдоль них движутся уже частично остывшие газы.

– большой ресурс работы поверхностей нагрева пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя котла.

Для снижения высокотемпературной коррозии со стороны дымовых газов котла сверхкритического давления из-за повышения температуры пара на выходе пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя применяются высокосортные аустенитные стальные трубы.



Рисунок 5 – Продольный разрез котла HG-2100/25.4-УМ16

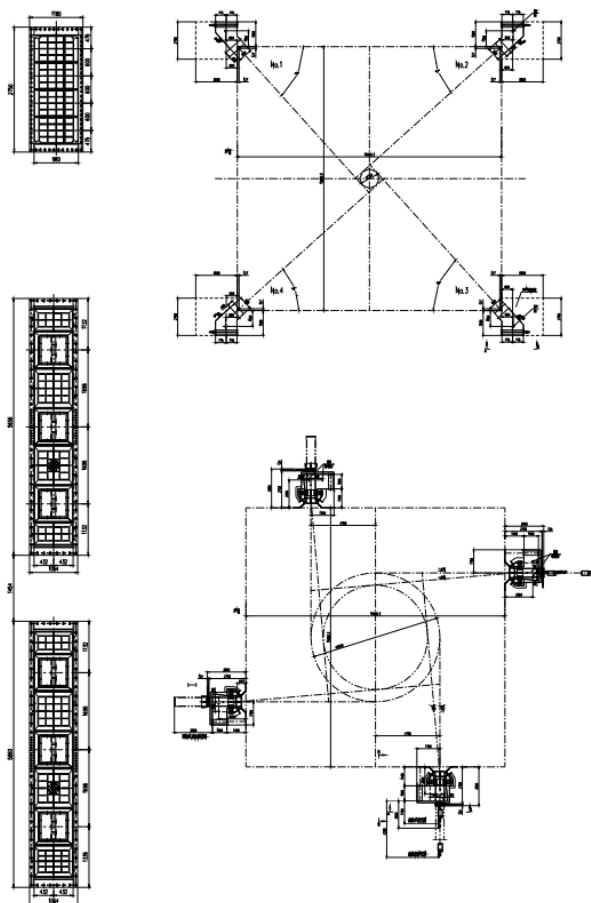


Рисунок 6 – Схема расположения горелок

## 1.6 Постановка задач

Для успешного проектирования тепловой электрической станции мы ставим перед собой следующие задачи:

1. Выполнение расчета тепловой схемы турбины К-660-247;
2. Оценка технико-экономических показателей работы станции;
3. Осуществление подбора вспомогательного оборудования в рамках тепловой схемы, котельного агрегата, топливно-транспортного цеха, электрического цеха;
4. Оценка влияния проектируемой станции на окружающую среду;
5. Оценка экономической привлекательности, проектируемой теплоэлектростанции;
6. Проектирование компоновки главного корпуса и генплана станции.

## 2 Расчетная часть

### 2.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчету

Турбина К-660-247 спроектирована с развитой системой регенерации и имеет восемь регенеративных отборов пара для подогрева питательной воды до 276,01 °С. Подогрев конденсата осуществляется в четырех ПНД, деаэраторе,



подогрев питательной воды – в трех ПВД. На рисунке 7 представлена тепловая схема турбоустановки К-660-247.

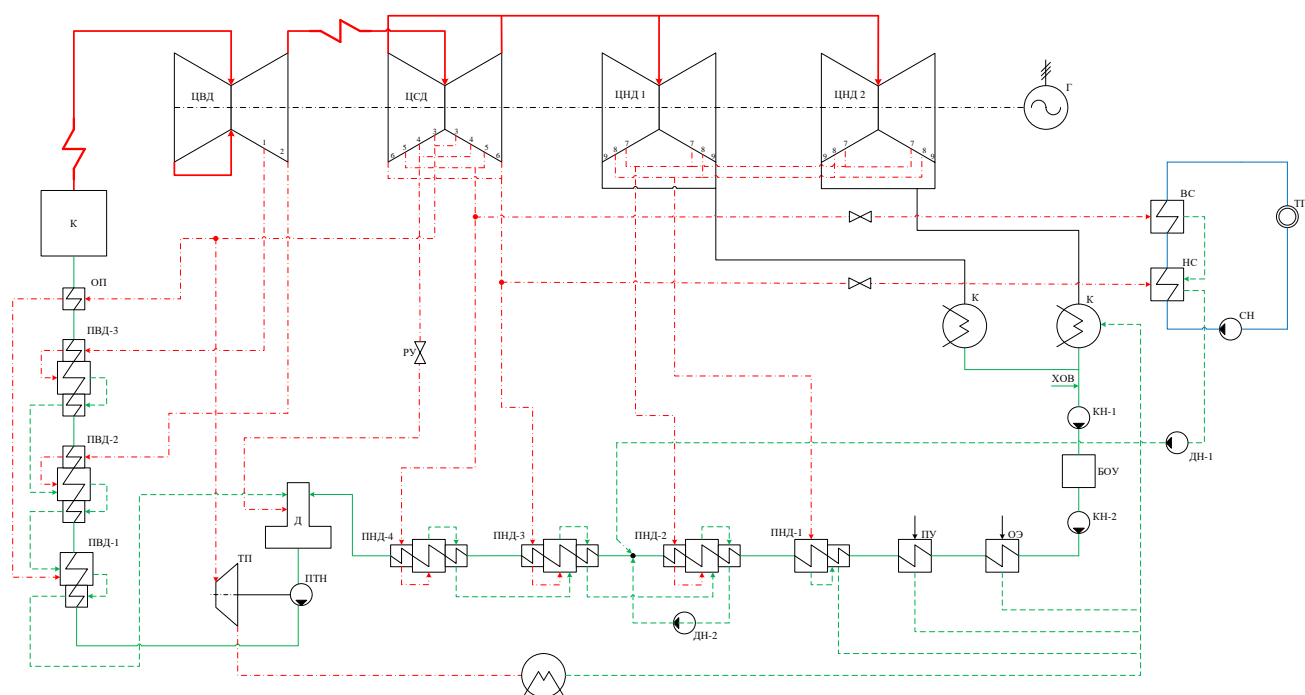


Рисунок 7 – Принципиальная тепловая схема паровой турбины К-660-247

ПНД поверхностного типа, выполненные в камерном исполнении. Они предназначены для нагрева рабочего тела, то есть основного конденсата.

ПВД выполнены спирально-коллекторного типа и спроектированы для обеспечения нагрева питательной воды до необходимой температуры.

Подогреватели сетевой воды выполняют функцию нагрева сетевой воды для горячего водоснабжения паром из отборов турбины. Подогрев воды осуществляется в двух подогревателях.

Исходные данные представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Данные тепловой схемы для расчета

Параметр	Обозначение	Значение
Электрическая нагрузка ГРЭС, МВт	$W_{э}$	660
Пиковая отопительная нагрузка, Гкал/ч	$Q_{от}^{max}$	100
Базовая отопительная нагрузка, Гкал/ч	$Q_{от}^{баз}$	100
Параметры свежего пара :		
давление, МПа	$P_0$	24,2
температура, °С	$t_0$	537
Параметры пара при входе в ЦСД после промперегрева:		
давление, МПа	$P_{mn}$	4,2
температура, °С	$t_{mn}$	565

## Окончание таблицы 6

Давление отработавшего пара, МПа	$P_k$	0,00316
Внутренний относительный коэффициент полезного действия:		
ЦВД	$\eta_{oi}^{ЦВД}$	0,88
ЦСД	$\eta_{oi}^{ЦСД}$	0,914
ЦНД	$\eta_{oi}^{ЦНД}$	0,896
Коэффициент полезного действия дросселирования:		
ЦВД	$\eta_{др}^{ЦВД}$	0,95
ЦСД	$\eta_{др}^{ЦСД}$	0,95
ЦНД	$\eta_{др}^{ЦНД}$	0,95
Электромеханический коэффициент полезного действия турбогенератора	$\eta_{эм}$	0,98
Потери давления пара в промежуточном пароперегревателе, %	$\Delta P_{mn}$	9,5
Величина паровых собственных нужд машинного отделения, %	$\alpha_{сн}^{мз}$	1,13
Величина паровых собственных нужд котельного отделения, %	$\alpha_{сн}^{кц}$	1,13
Внутристанционные потери (утечки) конденсата, %	$\alpha_{ум}$	1,1
Температура химически очищенной воды (ХОВ), °С	$t_{хов}$	30
Подогрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях, °С	$\Delta t_{эжс} + \Delta t_{сн}$	15
Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД, °С	$\mathcal{G}_{ПВД}$	2
Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД, °С	$\mathcal{G}_{ПНД}$	4
Температурный график сети для пос. Староуткинск, Свердловская область, °С	$t_{nc} / t_{oc}$	130/70

## 2.2 Построение процесса расширения пара

Процесс расширения пара в турбине К-660-247 изображается в h/s-диаграмме (рисунок 8). При построении учитывались потери давления пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины, а также в тракте промежуточного перегрева.

Энтальпия острого пара, кДж/кг:

$$h_0 = h(P_0, t_0) = 3306,524 \quad (2.1)$$

где  $P_0$  – давление острого пара, МПа (см. таблицу 6);  
 $t_0$  – температура острого пара, °С (см. таблицу 6).

Давление в точке  $A'_0$  определим с учетом дросселирования пара, МПа:

$$P'_{0} = P_0 \cdot \eta_{op}^{ИВД} = 24,2 \cdot 0,95 = 22,99 \quad (2.2)$$

Теоретический процесс расширения пара от начального давления  $P'_0$  до давления  $P_2$  представлен линией  $A'_0 - B_0$ . При действительном процессе расширения энтальпия пара в точке  $B'_0$  определяется, кДж/кг:

$$h_{B'_0} = h_{A'_0} - (h_{A'_0} - h_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{ИВД} = 3306,524 - (3306,524 - 2876,81) \cdot 0,88 = 2928,376 \quad (2.3)$$

где  $h_{B_0} = 2876,81$  – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения, кДж/кг;

$h_{A'_0} = 3306,524$  – энтальпия острого пара, кДж/кг.

Точка  $C'_0$  с учетом дросселирования, МПа:

$$P'_{m} = P_m \cdot \eta_{op}^{ИСД} \cdot (1 - \Delta P_m) = 4,46 \cdot 0,95 \cdot (1 - 0,095) = 3,99 \quad (2.4)$$

Теоретический процесс расширения пара от  $P'_m$  до  $P_6$  представлен линией  $C'_0 - D_0$ . При действительном процессе расширения энтальпия пара в точке  $D$ , кДж/кг:

$$h_D = h_{C'_0} - (h_{C'_0} - h_{D_0}) \cdot \eta_{oi}^{ИСД} = 3594,647 - (3594,647 - 2821,15) \cdot 0,914 = 2887,67 \quad (2.5)$$

где  $h_{C'_0} = 3594,647$  – энтальпия пара после промперегрева, кДж/кг;

$h_{D_0} = 2821,15$  – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения, кДж/кг.

Учтем дросселирование в точке  $D'$ , МПа:

$$P'_6 = P_6 \cdot \eta_{op}^{ИВД} = 0,28 \cdot 0,95 = 0,27 \quad (2.6)$$

Теоретический процесс расширения пара от  $P_6$  до  $P_k$  представлен линией  $D' - E_0$ . При действительном процессе расширения энтальпия пара в точке  $E$  определяется, кДж/кг:

$$h_E = h_{D'} - (h_{D'} - h_{E_0}) \cdot \eta_{oi}^{ИВД} = 2887,67 - (2887,67 - 2197,76) \cdot 0,896 = 2269,517 \quad (2.7)$$

где  $h_{D'}$  = 2887,67 кДж/кг – энтальпия пара после дросселирования;  
 $h_{E_0}$  = 2197,76 кДж/кг – теоретическая энтальпия пара в точке  $E_0$ .

Параметры пара по каждому отбору представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Параметры пара в отборах

Отбор	Давление $P_i$ , МПа	Энтальпия $h_i$ , кДж/кг	Реальный теплоперепад $H_i$ , кДж/кг
1	6,112	2992,814	313,71
2	4,467	2928,376	64,44
3	1,757	3334,777	259,87
4	1,187	3224,232	110,54
5	0,45	2987,602	236,63
6	0,28	2887,675	99,93
7	0,113	2734,893	152,78
8	0,019	2481,301	253,59
9	0,00316	2269,517	211,78

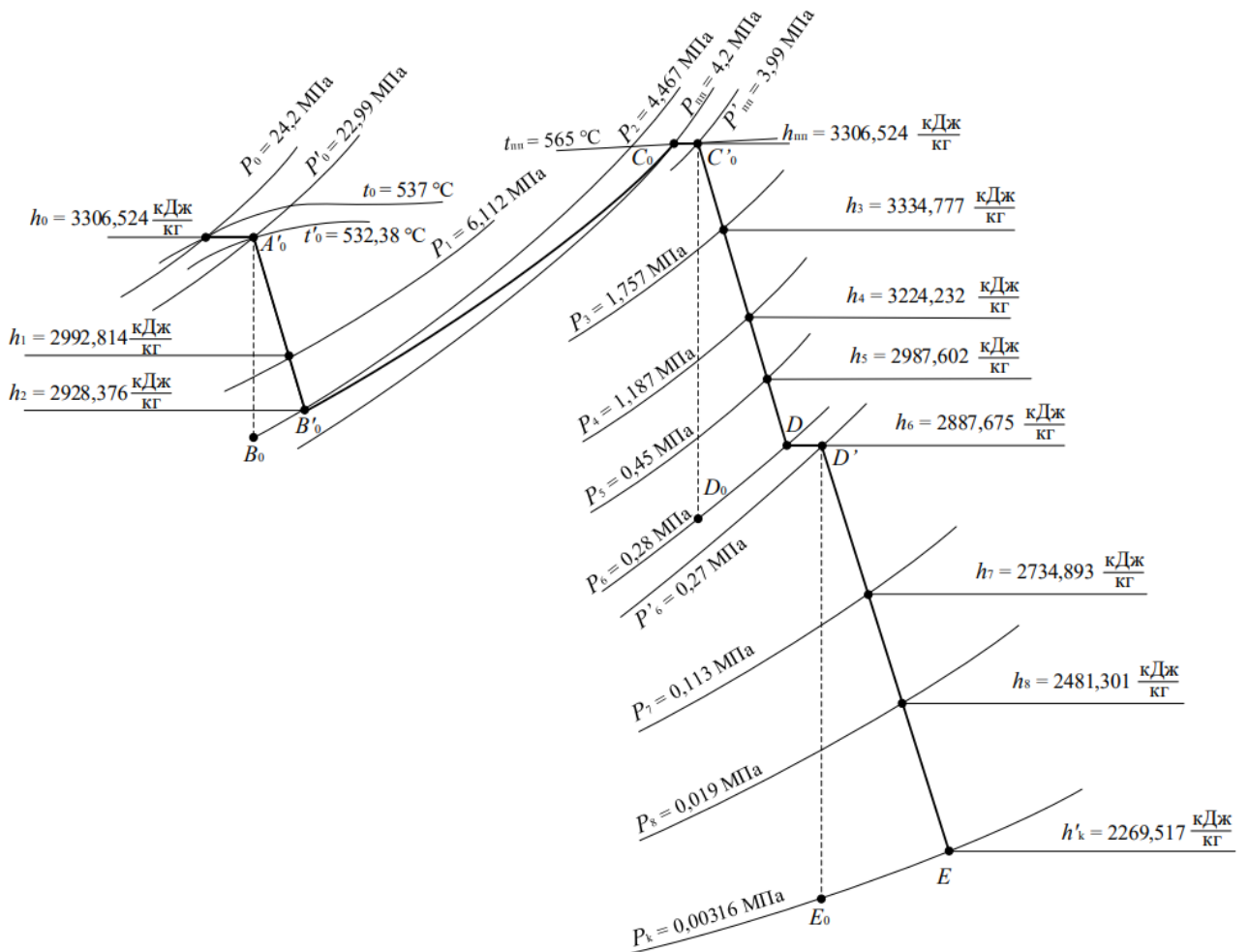
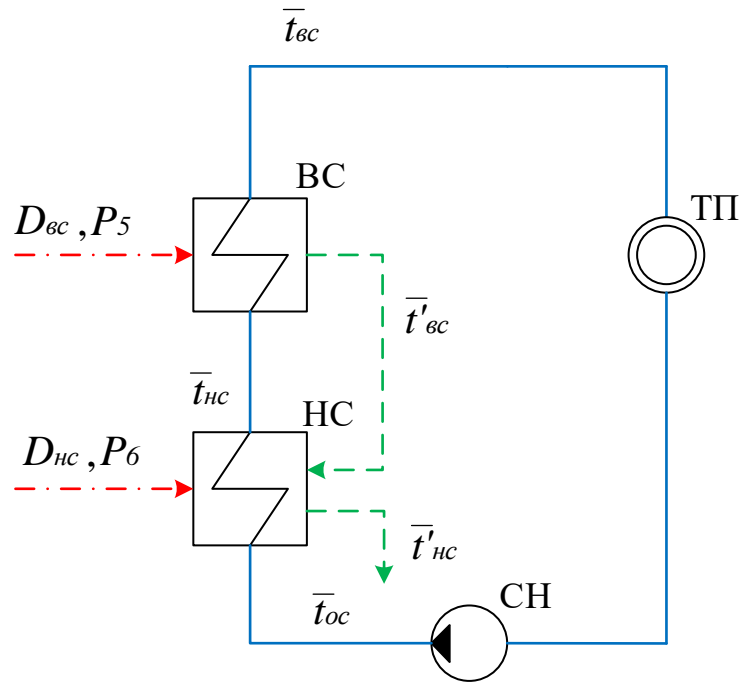


Рисунок 8 – Процесс расширения пара турбины К-660-247

## 2.3 Расчет принципиальной тепловой схемы

### 2.3.1 Расчет теплофикационной схемы по подогреву сетевой воды

Цель данного раздела заключается в определении расходов пара на подогреватели. Схема подключения сетевых подогревателей представлена на рисунке 9.



ТП – тепловой потребитель; СН – сетевой насос; НС – нижний сетевой подогреватель;  
ВС – верхний сетевой подогреватель

Рисунок 9 – Схема подключения сетевых подогревателей

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{с.в.} = \frac{Q_{отб}}{c_g \cdot \Delta t} = \frac{100 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 60} = 397,77 \quad (2.8)$$

где  $c_g = 4,186$  кДж/кг – теплоемкость воды;

$\Delta t = 130 - 70 = 60$  – разница температур подающей и обратной сетевой воды, °С.

Определим температуру сетевой воды после прохождения нижнего подогревателя в системе по следующей формуле, °С:

$$t_{нс} = t_{ос} + \frac{t_{вс} - t_{ос}}{2} = 70 + \frac{130 - 70}{2} = 100 \quad (2.9)$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель (из уравнения теплового баланса), кг/с:

$$D_{bc} = \frac{G_{cb}(\overline{t_{bc}} - \overline{t_{nc}})}{(\overline{h_5} - \overline{t'_{bc}}) \cdot \eta_m} = \frac{397,77 \cdot (546,88 - 419,77)}{(2987,602 - 563,49) \cdot 0,98} = 21,28 \quad (2.10)$$

где  $\overline{t_{bc}} = h(P_{cb}, t_{bc}) = 546,88$  кДж/кг – энтальпия воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя;

$\overline{t_{nc}} = h(P_{cb}, t_{nc}) = 419,77$  кДж/кг – энтальпия воды на выходе из нижнего сетевого подогревателя;

$P_{cb} = 1$  МПа – давление сетевой воды;

$\eta_m$  – КПД теплообменника.

При расчете расхода пара через нижний сетевой подогреватель необходимо учесть дренажный поток с верхнего сетевого подогревателя, кг/с:

$$D_{nc} = \frac{G_{cb}(\overline{t_{nc}} - \overline{t_{oc}}) - D_{bc}(\overline{t'_{bc}} - \overline{t'_{nc}})}{(\overline{h_6} - \overline{t'_{nc}}) \cdot \eta_m},$$

$$D_{nc} = \frac{397,77 \cdot (419,77 - 293,81) - 21,28 \cdot (563,49 - 435,99)}{2887,67 - 435,99} = 19,72 \quad (2.11)$$

где  $\overline{t_{oc}} = h(P_{cb}, t_{oc}) = 293,81$  кДж/кг – энтальпия воды на входе в нижний сетевой подогреватель;

$\overline{t'_{bc}} = t_S(P_{bc}) = 563,49$  кДж/кг – энтальпия конденсата греющего пара из верхнего сетевого подогревателя;

$\overline{t'_{nc}} = t_S(P_{nc}) = 435,99$  кДж/кг – энтальпия конденсата греющего пара из нижнего сетевого подогревателя.

### 2.3.2 Определение параметров по элементам

В данном разделе проводится упрощенный расчет параметров каждого подогревателя. Для наглядности, рассмотрим подробно пример с ПВД-3 и продемонстрируем его расчет.

С учетом потерь в тракте от турбины до подогревателя давление в ПВД-3 составляет, МПа:

$$P'_1 = P_1 \cdot 0,95 = 6,112 \cdot 0,95 = 5,806 \quad (2.12)$$

Температура конденсата греющего пара, °С:

$$t_{n1} = t_S(P'_1) = 273,45 \quad (2.13)$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$\overline{t_n} = h_S(P'_1) = 1202,752 \quad (2.14)$$

Температура питательной воды за ПВД-3 с учетом недогрева, °С:

$$t_{нс} = t_n - \theta_{ПВД} = 273,445 - 2 = 271,445 \quad (2.15)$$

Энтальпия питательной воды за ПВД-3, кДж/кг:

$$\bar{t}_{нс} = h(P_{нс}, t_{нс}) = 1188,621 \quad (2.16)$$

Использованный теплоперепад до отбора на ПВД-3, кДж/кг:

$$H_{li} = h_0 - h_1 = 3306,524 - 2992,81 = 313,71 \quad (2.17)$$

В таблице 8 приведены подробные результаты расчетов для каждого элемента.

Таблица 8 – Значения параметров по элементам тепловой схемы

Наименование величины	ПВД-3	ПВД-2	ПВД -1	Д-р	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1	К-р
Давление пара в отборе, МПа	6,112	4,467	1,757	1,187	0,45	0,28	0,113	0,019	0,0031
Энтальпия пара, кДж/кг	2992,81	2928,37	3334,77	3224,2	2987,6	2887,6	2734,8	2481,3	2269,5
Давление пара перед подогревателем, МПа	5,806	4,244	1,669	0,7	0,428	0,266	0,107	0,018	0,0031
Температура конденсата греющего пара, °С	273,45	253,89	203,42	164,95	146,03	129,47	101,6	57,86	24,948
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1202,75	1104,67	867,853	697,14	615,10	544,12	425,85	242,19	104,62
Температура воды за подогревателем, °С	271,455	251,888	201,423	164,95	142,02	125,47	97,601	53,858	24,948
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	1188,62	1097,72	873,209	697,14	598,45	527,76	409,85	226,52	104,62
Использованный теплоперепад, кДж/кг	313,71	64,44	259,87	110,54	236,63	99,93	152,78	253,59	211,78

### 2.3.3 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности для верхнего сетевого подогревателя:

$$y_{вс} = \frac{h_5 - h_k}{h_0 - h_k + q_{nn}}, \quad (2.18)$$

где  $h_5 = 2987,602$  – энтальпия пара в пятом отборе, кДж/кг;  
 $h_k = 2269,52$  – энтальпия пара перед конденсатором турбоустановки, кДж/кг;

$q_{mn} = h_{mn} - h_2 = 3594,647 - 2928,38 = 666,27$  – теплота, переданная пару в промперегреве, кДж/кг.

$$y_{sc} = \frac{2987,602 - 2269,52}{3306,524 - 2269,52 + 666,27} = 0,42$$

Коэффициент недоиспользования мощности для нижнего сетевого подогревателя:

$$y_{nc} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + q_{mn}}, \quad (2.19)$$

где  $h_6 = 2887,67$  – энтальпия пара в шестом отборе, кДж/кг.

$$y_{nc} = \frac{2887,67 - 2269,52}{3306,524 - 2269,52 + 666,27} = 0,36$$

Коэффициент недоиспользования мощности отбора на турбопривод:

$$y_{mnp} = \frac{h_3 - h_k}{h_0 - h_k + q_{mn}}, \quad (2.20)$$

где  $h_3 = 3334,77$  – энтальпия пара в третьем отборе, кДж/кг.

$$y_{mnp} = \frac{3334,77 - 2269,52}{3306,524 - 2269,52 + 666,27} = 0,625$$

Расход пара на турбопривод определяется по формуле, кг/с:

$$D_{mn} = \frac{G_{nv} \cdot v_{nv} \cdot (P_{nv} - P_0)}{H_{mnp} \cdot \eta_{mnp} \cdot \eta_n}, \quad (2.21)$$

где  $G_{nv} = 566,89$  – расход питательной воды, учитывая все потери по пароводяному тракту, кг/с;

$P_{nv} = 33,841$  – давление (питательной воды) нагнетания питательной воды, МПа;

$P_0 = 0,7$  – давление в деаэрационной установке, МПа;

$H_{mnp} = 1053,524$  – теплоперепад в турбоприводе;

$\eta_{mnp} = 0,99$  – КПД механизма турбопривода;

$\eta_n = 0,8$  – КПД насоса.



$$D_{mn} = \frac{566,89 \cdot 0,001 \cdot (33,841 - 0,7)}{1053,524 \cdot 0,99 \cdot 0,8} = 24,95$$

Значение расхода пара на турбину найдем из следующего выражения, кг/с:

$$D_m = k_{рег} \cdot \left( \frac{W_{\varepsilon}}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{вс} \cdot D_{вс} + y_{нс} \cdot D_{нс} + y_{мпр} \cdot D_{мпр} \right), \quad (2.22)$$

где  $H_i = 1703,28$  – теплоперепад всей турбины, кДж/кг;

$\eta_{эм} = 0,98$  – электромеханический КПД;

$k_{рег} = 1,288$  – уточненный коэффициент регенерации.

$$D_m = 1,288 \cdot \left( \frac{660 \cdot 10^6}{1703,28 \cdot 0,98} + 0,42 \cdot 21,28 + 0,36 \cdot 19,72 + 0,625 \cdot 24,95 \right) = 555,41$$

### 2.3.4 Баланс пара и конденсата

В данном разделе проводится расчет с целью определения расхода питательной воды. При этом необходимо учесть все потери, которые происходят на энергоблоке.

Расход пара на эжектор составляет 0,5% от общего расхода пара, подаваемого на турбину, кг/с:

$$D_{эж} = 0,005 \cdot D_m = 0,005 \cdot 555,41 = 2,78 \quad (2.23)$$

Расход пара на уплотнения составляет 1% от общего расхода пара:

$$D_{упл} = 0,01 \cdot D_m = 0,01 \cdot 555,41 = 5,55 \quad (2.24)$$

Расход пара на собственные нужды определяется по следующему выражению, кг/с:

$$D_{сн} = \frac{\alpha_{сн}^{МЗ} + \alpha_{сн}^{КЦ}}{100} \cdot D_m, \quad (2.25)$$

где  $\alpha_{сн}^{МЗ}$  – величина паровых собственных нужд машинного отделения;

$\alpha_{сн}^{КЦ}$  – величина паровых собственных нужд котельного отделения.

$$D_{сн} = \frac{1,13 + 1,13}{100} \cdot 555,41 = 12,55$$

Расход пара через утечки в турбоустановку, кг/с:

$$D_{ут} = \alpha_{ут} \cdot D_m, \quad (2.26)$$

где  $\alpha_{ym}$  – внутростанционные потери конденсата.

$$D_{ym} = 0,011 \cdot 555,41 = 6,11$$

Тогда расход перегретого пара на турбину составит:

$$D_{ne} = D_m + D_{эж} + D_{упл} + D_{ym} + D_{сн}, \quad (2.27)$$

$$D_{ne} = 555,41 + 2,78 + 5,55 + 6,11 + 12,55 = 582,402 \text{ кг/с}$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{пв} = D_{ne} = 582,402 \quad (2.28)$$

Расход химически очищенной воды, кг/с:

$$D_{хов} = D_{ym} + D_{сн}, \quad (2.29)$$

$$D_{хов} = 6,11 + 12,55 = 18,66$$

### 2.3.5 Расчет регенеративной схемы ПВД

После определения расхода пара и питательной воды можно приступить к расчету регенеративной схемы турбины. На рисунке 10 отображена схема включения группы ПВД. В таблице 9 представлены параметры тепловой схемы ПВД.

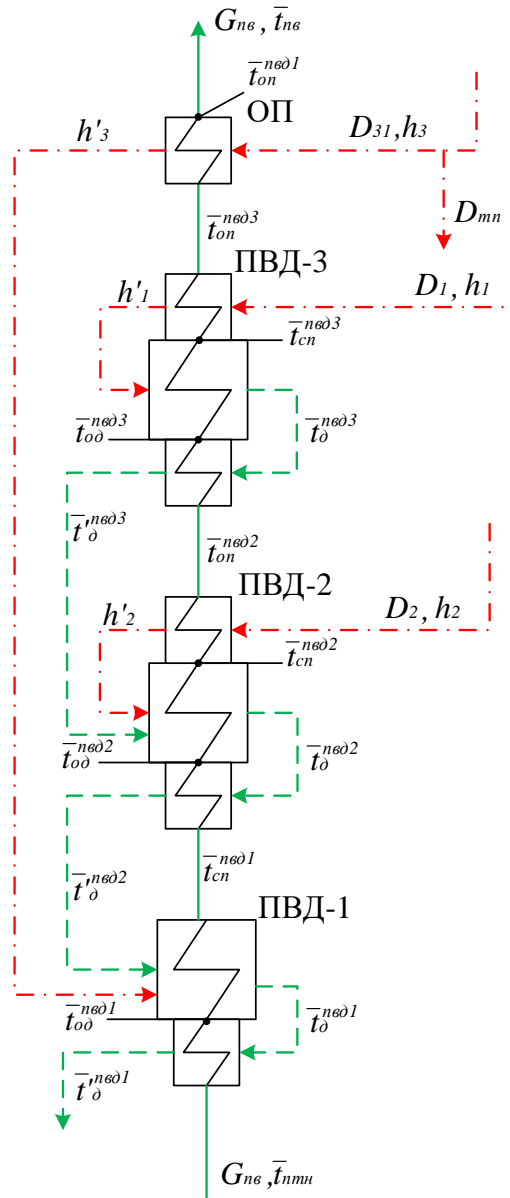


Рисунок 10 – Схема включения ПВД

Таблица 9 – Параметры тепловой схемы ПВД

Параметр	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе на ПВД-3, МПа	$P'_1$	из процесса расширения	5,8064
Энтальпия пара в отборе, кДж/кг	$h_1$	из процесса расширения	2992,814

Продолжение таблицы 9

Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-3, кДж/кг	$h'_1$	$h'_1 = h'(P'_1, t'_1),$ где $t'_1 = t_s(P'_1) + 12,5^\circ\text{C} = 285,95^\circ\text{C}$	2840,98
Энтальпия питательной воды на входе в ОП в ПВД-3, кДж/кг	$\bar{t}_{cn}^{n\delta 3}$	$\bar{t}_{cn}^{n\delta 3} = h(P_{пв}, t_{cn}^{n\delta 3}),$ где $t_{cn}^{n\delta 3} = t_s(P'_1) - \vartheta_{ПВД} = 271,455^\circ\text{C}$	1188,621
Энтальпия дренажа после СП ПВД-3, кДж/кг	$\bar{t}_\delta^{n\delta 3}$	$\bar{t}_\delta^{n\delta 3} = h'(t_s(P'_1))$	1202,752
Давление пара во втором отборе ПВД-2, МПа	$P'_2$	из процесса расширения	4,244
Энтальпия пара во втором отборе, кДж/кг	$h_2$	из процесса расширения	2928,376
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-2, кДж/кг	$h'_2$	$h'_2 = h'(P'_2, t'_2),$ где $t'_2 = t_s(P'_2) + 12,5^\circ\text{C} = 266,39^\circ\text{C}$	2846,972
Энтальпия питательной воды на входе в ОП в ПВД-2, кДж/кг	$\bar{t}_{cn}^{n\delta 2}$	$\bar{t}_{cn}^{n\delta 2} = h(P_{пв}, t_{cn}^{n\delta 2}),$ где $t_{cn}^{n\delta 2} = t_s(P'_2) - \vartheta_{ПВД} = 251,888^\circ\text{C}$	1188,621
Энтальпия дренажа после СП ПВД-2, кДж/кг	$\bar{t}_\delta^{n\delta 2}$	$\bar{t}_\delta^{n\delta 2} = h'(t_s(P'_2))$	1104,67
Давление пара в третьем отборе ПВД-1, МПа	$P'_3$	из процесса расширения	1,669
Энтальпия пара в третьем отборе, кДж/кг	$h_3$	из процесса расширения	3334,777
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-1, кДж/кг	$h'_3$	$h'_3 = h'(P'_3, t'_3),$ где $t'_3 = t_s(P'_3) + 90^\circ\text{C} = 293,42^\circ\text{C}$	3018,707
Энтальпия питательной воды на входе в ОД в ПВД-2, кДж/кг	$\bar{t}_{cn}^{n\delta 1}$	$\bar{t}_{cn}^{n\delta 1} = h(P_{пв}, t_{cn}^{n\delta 1}),$ где $t_{cn}^{n\delta 1} = t_s(P'_3) - \vartheta_{ПВД} = 201,423^\circ\text{C}$	873,209
Энтальпия дренажа после СП ПВД-1, кДж/кг	$\bar{t}_\delta^{n\delta 1}$	$\bar{t}_\delta^{n\delta 1} = h'(t_s(P'_3))$	867,853

Окончание таблицы 9

Энтальпия дренажа после ОД ПВД-1, кДж/кг	$\bar{t}_o^{нс\delta 1}$	$\bar{t}_o^{нс\delta 1} = h'(P'_3, \bar{t}_o^{нс\delta 1})$ , где $\bar{t}_o^{нс\delta 1} = t_{нмн} + 8^\circ\text{C} = 179,158^\circ\text{C}$	724,74
--	--------------------------	---	--------

Многие параметры, входящие в группу величин ПВД, неизвестны. Для того, чтобы найти эти неизвестные величины воспользуемся математическим моделированием теплоэнергетических процессов. Для этого воспользуемся программой Mathcad Prime с подключенной библиотекой WaterSteam.

Уравнения теплового баланса для группы ПВД:

Для ПВД-3:

$$D_1 \cdot (h_1 - h'_1) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{он}^{нс\delta 3} - \bar{t}_{сн}^{нс\delta 3})$$

$$D_1 \cdot (h'_1 - \bar{t}_o^{нс\delta 3}) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{сн}^{нс\delta 3} - \bar{t}_{од}^{нс\delta 3})$$

$$D_1 \cdot (\bar{t}_o^{нс\delta 3} - \bar{t}_o^{нс\delta 2}) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{од}^{нс\delta 3} - \bar{t}_{он}^{нс\delta 2})$$

$$\bar{t}_o^{нс\delta 3} = \bar{t}_{он}^{нс\delta 2} + 8^\circ\text{C} \cdot c_\epsilon$$

Для ПВД-2:

$$D_2 \cdot (h_2 - h'_2) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{он}^{нс\delta 2} - \bar{t}_{сн}^{нс\delta 2})$$

$$D_2 \cdot (h'_2 - \bar{t}_o^{нс\delta 2}) \cdot \eta_m + D_1 \cdot (\bar{t}_o^{нс\delta 3} - \bar{t}_o^{нс\delta 2}) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{сн}^{нс\delta 2} - \bar{t}_{од}^{нс\delta 2})$$

$$(D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_o^{нс\delta 2} - \bar{t}_o^{нс\delta 1}) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{од}^{нс\delta 2} - \bar{t}_{сн}^{нс\delta 1})$$

Для ПВД-1:

$$D_{31} \cdot (h_3 - h'_3) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{он}^{нс\delta 1} - \bar{t}_{он}^{нс\delta 3})$$

$$D_{31} \cdot (h'_3 - \bar{t}_o^{нс\delta 1}) \cdot \eta_m + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_o^{нс\delta 2} - \bar{t}_o^{нс\delta 1}) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{сн}^{нс\delta 1} - \bar{t}_{од}^{нс\delta 1})$$

$$(D_1 + D_2 + D_{31}) \cdot (\bar{t}_o^{нс\delta 1} - \bar{t}_o^{нс\delta 1}) \cdot \eta_m = G_{нс} \cdot (\bar{t}_{од}^{нс\delta 1} - \bar{t}_{нмн})$$

После вычисления всех систем уравнений, были получены неизвестные величины, которые представлены в таблице 10.

Таблица 10 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПВД, кг/с	$D_1$	28,66
	$D_2$	64,7884
	$D_{31}$	26,725

Окончание таблицы 10

Энтальпии питательной воды за ПВД, кДж/кг	$\bar{t}_{on}^{не\delta 1}$	1210,1566
	$\bar{t}_{on}^{не\delta 3}$	1195,9429
	$\bar{t}_{on}^{не\delta 2}$	1106,5951
Энтальпии питательной воды на выходе из зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_{од}^{не\delta 3}$	1109,6158
	$\bar{t}_{од}^{не\delta 2}$	906,033
	$\bar{t}_{од}^{не\delta 1}$	771,9813
Энтальпии дренажей после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_{\delta}^{не\delta 3}$	1140,1151

### 2.3.6 Расчет деаэратора

После определения расходов пара на группу ПВД, можно рассчитать тепловой и материальный баланс для деаэратора. На рисунке 11 изображена схема включения деаэратора.

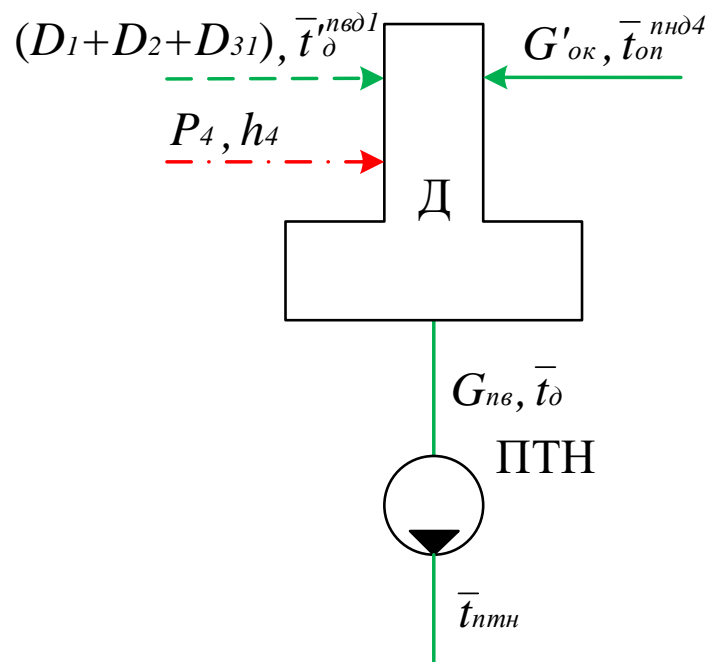


Рисунок 11 – Расчетная схема деаэратора

Параметры тепловой схемы деаэратора представлены в таблице 11.

Таблица 11 – Параметры тепловой схемы деаэратора

Параметр	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе, МПа	$P'_4$	из процесса расширения	0,7
Энтальпия пара в отборе, кДж/кг	$h_4$	из процесса расширения	3224,23

Окончание таблицы 11

Энтальпия питательной воды после деаэратора, кДж/кг	$\bar{t}_\partial$	$\bar{t}_\partial = h'(t_s(P_\partial))$	697,143
Энтальпии основного конденсата на входе в деаэратор, кДж/кг	$\bar{t}_{on}^{ннд4}$	из расчета схемы ПНД	604,67
Энтальпия дренажа с ПВД, кДж/кг	$\bar{t}_\partial^{нвд1}$	из расчета схемы ПВД	724,74

Составлены уравнения теплового и материального баланса для деаэраторной установки:

$$D_4 + G'_{ок} + (D_1 + D_2 + D_{31}) = G_{нв}$$

$$D_4 \cdot h_4 + G'_{ок} \cdot \bar{t}_{on}^{ннд4} + (D_1 + D_2 + D_{31}) \cdot \bar{t}_\partial^{нвд1} = G_{нв} \cdot \bar{t}_\partial$$

Энтальпия питательной воды после насоса, кДж/кг:

$$\bar{t}_{нтн} = \bar{t}_\partial + \Delta \bar{t}_{нтн}, \quad (2.30)$$

где  $\Delta \bar{t}_{нтн}$  – прирост энтальпии в питательном насосе, кДж/кг.

Прирост энтальпии в питательном насосе, кДж/кг:

$$\Delta \bar{t}_{нтн} = \frac{(P_{нв} - P_\partial) \cdot v_\partial}{\eta_n}, \quad (2.31)$$

где  $v_\partial = v(t_s(P_\partial)) = 0,001$  – объем воды на всасе насоса, м<sup>3</sup>/кг;  
 $\eta_n$  – КПД насоса.

$$\Delta \bar{t}_{нтн} = \frac{(33,84 \cdot 10^6 - 0,7 \cdot 10^6) \cdot 0,001}{0,8} = 45,899$$

$$\bar{t}_{нтн} = 697,143 + 45,889 = 743,042$$

Найденные величины представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Найденные значения искомых величин

Параметр	Обозначение	Значение
Расход пара в отбор, кг/с	$D_4$	15,05
Расход основного конденсата, кг/с	$G'_{ок}$	447,18

### 2.3.7 Расчет регенеративной схемы ПНД

Расчетная схема ПНД изображена на рисунке 12, а ее параметры представлены в таблице 13.

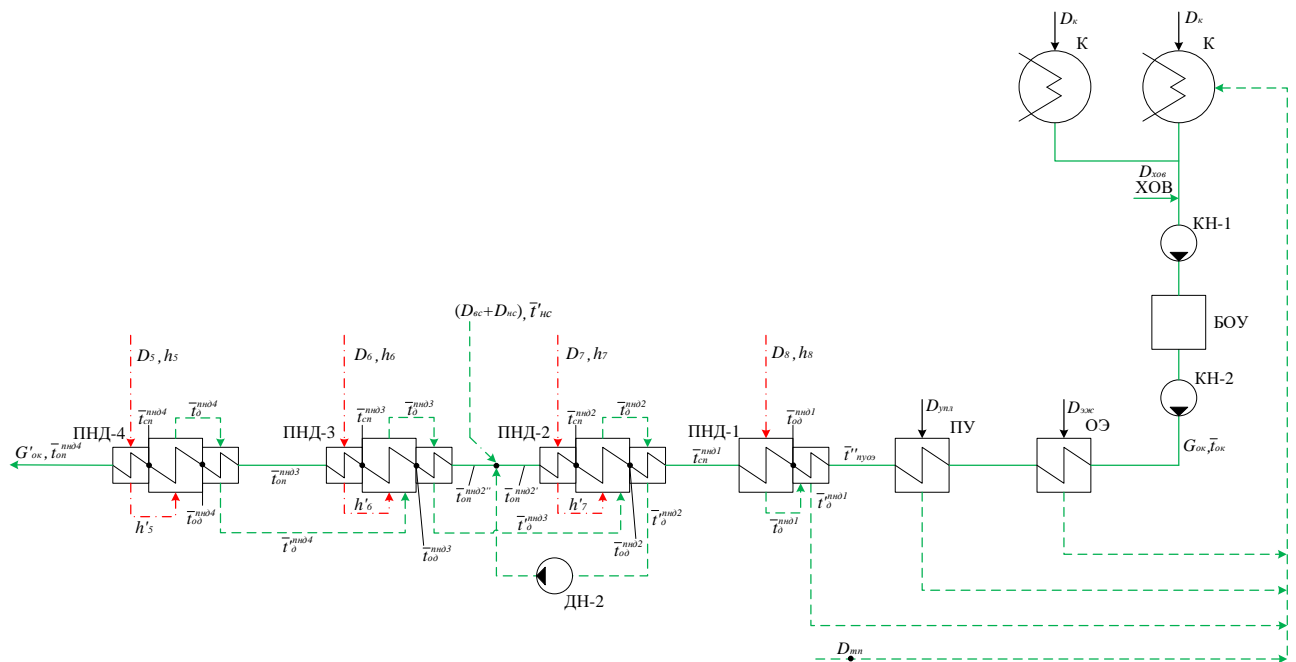


Рисунок 12 – Схема включения ПНД

Таблица 13 – Параметры элементов тепловой схемы ПНД

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе на ПНД-4, МПа	$P'_5$	из процесса расширения	0,428
Энтальпия пара в отборе на ПНД-4, кДж/кг	$h_5$	из процесса расширения	2987,602
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-4, кДж/кг	$h'_5$	$h'_5 = h'(P'_5, t'_5)$ , где $t'_5 = t_s(P'_5) + 12,5^\circ\text{C} = 158,53^\circ\text{C}$	2769,777
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-4, кДж/кг	$\bar{t}_{cn}^{пнд4}$	$\bar{t}_{cn}^{пнд4} = h(P_{ок}, t_{cn}^{пнд4})$ , где $t_{cn}^{пнд4} = t_s(P'_5) - \vartheta_{ПНД} = 142,025^\circ\text{C}$	598,456
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-4, кДж/кг	$\bar{t}_o^{пнд4}$	$\bar{t}_o^{пнд4} = t_s(P'_5)$	615,109



Продолжение таблицы 13

Давление пара в отборе на ПНД-3, МПа	$P'_6$	из процесса расширения	0,266
Энтальпия пара в отборе на ПНД-3, кДж/кг	$h_6$	из процесса расширения	2887,674
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-3, кДж/кг	$h'_6$	$h'_6 = h'(P'_6, t'_6),$ где $t'_6 = t_s(P'_6) + 12,5^\circ\text{C} = 141,97^\circ\text{C}$	2746,731
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-3, кДж/кг	$\bar{t}_{cn}^{ннд3}$	$\bar{t}_{cn}^{ннд3} = h(P_{ок}, t_{cn}^{ннд3}),$ где $t_{cn}^{ннд3} = t_s(P'_6) - \vartheta_{ПНД} = 125,47^\circ\text{C}$	527,761
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-3, кДж/кг	$\bar{t}_o^{ннд3}$	$\bar{t}_o^{ннд3} = t_s(P'_6)$	544,123
Давление пара в отборе на ПНД-2, МПа	$P'_7$	из процесса расширения	0,107
Энтальпия пара в отборе на ПНД-2, кДж/кг	$h_7$	из процесса расширения	2734,893
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-2, кДж/кг	$h'_7$	$h'_7 = h'(P'_7, t'_7),$ где $t'_7 = t_s(P'_7) + 12,5^\circ\text{C} = 114,1^\circ\text{C}$	2703,844
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-2, кДж/кг	$\bar{t}_{cn}^{ннд2}$	$\bar{t}_{cn}^{ннд2} = h(P_{ок}, t_{cn}^{ннд2}),$ где $t_{cn}^{ннд2} = t_s(P'_7) - \vartheta_{ПНД} = 97,601^\circ\text{C}$	409,855
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-2, кДж/кг	$\bar{t}_o^{ннд2}$	$\bar{t}_o^{ннд2} = t_s(P'_7)$	425,855
Давление пара в отборе на ПНД-1, МПа	$P'_8$	из процесса расширения	0,018
Энтальпия пара в отборе на ПНД-1, кДж/кг	$h_8$	из процесса расширения	2481,301

Окончание таблицы 13

Энтальпия основного конденсата после зоны СП ПНД-1, кДж/кг	$\bar{t}_{cn}^{ннд1}$	$\bar{t}_{cn}^{ннд1} = h(P_{ок}, t_{cn}^{ннд1}),$ где $t_{cn}^{ннд1} = t_s(P'_8) - \vartheta_{ПНД} = 53,858^\circ C$	226,52
Энтальпия дренажа после ПНД-1, кДж/кг	$\bar{t}_o^{ннд1}$	$\bar{t}_o^{ннд1} = t_s(P'_8)$	242,194
Энтальпия основного конденсата после сальникового и эжекторного подогревателя, кДж/кг	$\bar{t}''_{нуоз}$	$\bar{t}''_{нуоз} = h(P_{ок}, t''_{нуоз}),$ где $t''_{нуоз} = t_{ок} + 15^\circ C = 39,95$	168,43

Аналогичным образом находим все искомые величины  
Уравнение теплового баланса для группы ПНД:

Для ПНД-4:

$$D_5 \cdot (h_5 - h'_5) \cdot \eta_m = G'_{ок} \cdot (\bar{t}_{он}^{ннд4} - \bar{t}_{cn}^{ннд4})$$

$$D_5 \cdot (h'_5 - \bar{t}_o^{ннд4}) \cdot \eta_m = G'_{ок} \cdot (\bar{t}_{cn}^{ннд4} - \bar{t}_o^{ннд4})$$

$$D_5 \cdot (\bar{t}_o^{ннд4} - \bar{t}_o^{ннд4}) \cdot \eta_m = G'_{ок} \cdot (\bar{t}_o^{ннд4} - \bar{t}_{он}^{ннд3})$$

$$\bar{t}_o^{ннд4} = \bar{t}_{он}^{ннд3} + 8^\circ C \cdot c_e$$

Для ПНД-3:

$$D_6 \cdot (h_6 - h'_6) \cdot \eta_m = G'_{ок} \cdot (\bar{t}_{он}^{ннд3} - \bar{t}_{cn}^{ннд3})$$

$$D_6 \cdot (h'_6 - \bar{t}_o^{ннд3}) \cdot \eta_m + D_5 \cdot (\bar{t}_o^{ннд4} - \bar{t}_o^{ннд3}) \cdot \eta_m = G'_{ок} \cdot (\bar{t}_{cn}^{ннд3} - \bar{t}_o^{ннд3})$$

$$(D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_o^{ннд3} - \bar{t}_o^{ннд3}) \cdot \eta_m = G'_{ок} \cdot (\bar{t}_o^{ннд3} - \bar{t}_{он}^{ннд2''})$$

$$\bar{t}_o^{ннд3} = \bar{t}_{он}^{ннд2''} + 8^\circ C \cdot c_e$$

Для точки смешения:

$$G_{ок} + D_5 + D_6 + D_7 + D_{вс} + D_{нс} = G'_{ок}$$

$$G_{ок} \cdot \bar{t}_{он}^{ннд2'} + (D_5 + D_6 + D_7) \cdot \bar{t}_o^{ннд2} \cdot \eta_m + (D_{вс} + D_{нс}) \cdot \bar{t}'_{нс} = G'_{ок} \cdot \bar{t}_{он}^{ннд2''}$$

Для ПНД-2:

$$D_7 \cdot (h_7 - h'_7) \cdot \eta_m = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{он}^{ннд2'} - \bar{t}_{сн}^{ннд2})$$

$$D_7 \cdot (h'_7 - \bar{t}_0^{ннд2}) \cdot \eta_m + (D_5 + D_6) \cdot (\bar{t}_0^{ннд3} - \bar{t}_0^{ннд2}) \cdot \eta_m = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{сн}^{ннд2} - \bar{t}_{од}^{ннд2})$$

$$(D_7 + D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_0^{ннд2} - \bar{t}_0^{ннд2}) \cdot \eta_m = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{од}^{ннд2} - \bar{t}_{сн}^{ннд1})$$

Для ПНД-1:

$$D_8 \cdot (h'_8 - \bar{t}_0^{ннд1}) \cdot \eta_m = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{сн}^{ннд1} - \bar{t}_{од}^{ннд1})$$

$$D_8 \cdot (\bar{t}_0^{ннд1} - \bar{t}_0^{ннд1}) \cdot \eta_m = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{од}^{ннд1} - \bar{t}''_{нуоз})$$

Для конденсатора:

$$D_{к} + D_{эж} + D_{упл} + D_{mn} + D_8 + D_{хов} = G_{ок}$$

$$D_{к} = D_m - (D_1 + D_2 + D_{31} + D_{mn} + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_8 + D_{вс} + D_{нс})$$

Найденные величины представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Найденные значения искомых величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расход пара на ПНД, кг/с	$D_5$	13,01
	$D_6$	25,73
	$D_7$	23,65
	$D_8$	8,94
Расход основного конденсата, кг/с	$G_{ок}$	343,77
	$G'_{ок}$	447,18
Энтальпии основного конденсата, кДж/кг	$\bar{t}_{он}^{ннд4}$	604,67
	$\bar{t}_{од}^{ннд4}$	537,02
	$\bar{t}_{он}^{ннд3}$	535,71
	$\bar{t}_{од}^{ннд3}$	402,82
	$\bar{t}_{он}^{ннд2''}$	392,81
	$\bar{t}_{он}^{ннд2'}$	411,95
	$\bar{t}_{од}^{ннд2}$	256,2
	$\bar{t}_{од}^{ннд1}$	169,48

Окончание таблицы 14

Энтальпия дренажей после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_0^{нд4}$	569,23
	$\bar{t}_0^{нд3}$	426,33
	$\bar{t}_0^{нд2}$	259,03
	$\bar{t}_0^{нд1}$	200,77

Для удобства подсчета погрешности сведем все результаты в таблицу 15.

Таблица 15 – Результаты расчетов

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы греющего пара, кг/с	$D_1$	28,66
	$D_2$	64,79
	$D_{31}$	26,73
	$D_{мп}$	24,95
	$D_4$	15,05
	$D_5$	13,01
	$D_{вс}$	21,28
	$D_6$	25,73
	$D_{нс}$	19,72
	$D_7$	23,65
	$D_8$	8,94
Полезно использованные теплоперепады, кДж/кг	$H_1$	313,71
	$H_2$	64,44
	$H_3$	259,87
	$H_4$	110,54
	$H_5$	236,63
	$H_6$	99,93
	$H_7$	152,78
	$H_8$	253,59
	$H_9$	211,78

Проверим правильность решения систем уравнений в турбине:

$$D_k = G_{ок} - D_{эж} - D_{упл} - D_{мп} - D_8 - D_{хов} = 343,77 - 2,78 - 5,55 - 24,95 - 8,94 - 18,66 = 282,9 \text{ кг/с} \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned}
D'_\kappa &= D_m - (D_1 + D_2 + D_{31} + D_{mn} + D_4 + D_{6c} + D_5 + D_6 + D_{nc} + D_7 + D_8) = \\
&= 555,41 - (28,66 + 64,79 + 26,73 + 24,95 + 15,05 + 21,28 + 13,01 + 25,73 + 19,72 \\
&+ 23,65 + 8,94) = 282,9 \text{ кг/с}
\end{aligned} \tag{2.33}$$

Так как  $D_\kappa = D'_\kappa$  можно судить о правильности расчета.

Проверка по мощности:

$$\begin{aligned}
W_p &= \left( \sum_{i=1}^n D_i^{om\delta} \cdot H_i^{om\delta} \right) \cdot \eta_{эм} = (D_m \cdot H_1 + (D_m - D_1) \cdot H_2 + (D_m - D_1 - D_2) \cdot H_3 + \\
&+ (D_m - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{mn}) \cdot H_4 + (D_m - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{mn} - D_4 - D_{6c}) \cdot H_5 + \\
&+ (D_m - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{mn} - D_4 - D_{6c} - D_5) \cdot H_6 + (D_m - D_1 - D_2 - D_3 - D_{mn} - D_4 - \\
&- D_{6c} - D_5 - D_6 - D_{nc}) \cdot H_7 + (D_m - D_1 - D_2 - D_3 - D_{mn} - D_4 - D_{6c} - D_5 - D_6 - \\
&- D_{nc} - D_7) \cdot H_8 + (D_m - D_1 - D_2 - D_3 - D_{mn} - D_4 - D_{6c} - D_5 - D_6 - D_{nc} - D_7 - \\
&- D_8) \cdot H_9 = (555,41 \cdot 313,71 + (555,41 - 28,66) \cdot 64,44 + (555,41 - 28,66 - \\
&- 64,79) \cdot 259,87 + (555,41 - 28,66 - 64,79 - 26,73 - 24,95) \cdot 110,54 + (555,41 - \\
&- 28,66 - 64,79 - 26,73 - 24,95 - 15,05 - 21,28) \cdot 236,63 + (555,41 - 28,66 - \\
&- 64,79 - 26,73 - 24,95 - 15,05 - 21,28 - 13,01) \cdot 99,93 + (555,41 - 28,66 - \\
&- 64,79 - 26,73 - 24,95 - 15,05 - 21,28 - 13,01 - 25,73 - 19,72) \cdot 152,78 + \\
&+ (555,41 - 28,66 - 64,79 - 26,73 - 24,95 - 15,05 - 21,28 - 13,01 - 25,73 - \\
&- 19,72 - 23,65) \cdot 253,59 + (555,41 - 28,66 - 64,79 - 26,73 - 24,95 - 15,05 - \\
&- 21,28 - 13,01 - 25,73 - 19,72 - 23,65 - 8,94) \cdot 211,78) \cdot 0,98 = 659,99 \text{ МВт}
\end{aligned} \tag{2.34}$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \frac{|W_9 - W_p|}{W_9} \cdot 100\% = \frac{|660 - 659,99|}{660} \cdot 100\% = 0,001\% < 2\% \tag{2.35}$$

где  $W_9$  – установленная мощность турбины, МВт.

## 2.4 Расчет технико-экономических показателей ТЭС

Для оценки совокупности характеристик материально-производственной базы предприятия необходимо произвести расчет технико-экономических показателей. При расчете примем метод пропорционального распределения ОРГРЭС.

Определим расход теплоты турбоагрегатом, кВт:

$$\begin{aligned}
Q_{my} &= D_m \cdot (h_0 - \bar{t}_{on}^{неод}) + D_{mn} \cdot (h_{nn} - h_2) = 555,41 \cdot (3306,524 - 1210,16) + \\
&+ 461,96 \cdot (3594,647 - 2928,38) = 1528720,493
\end{aligned} \tag{2.36}$$

Расход тепла на подогреватели, кВт:

$$Q_{\text{вс}} = D_{\text{вс}} \cdot (h_5 - \bar{t}_{\text{вс}}) = 21,28 \cdot (2987,602 - 563,49) = 51591,65 \quad (2.37)$$

$$Q_{\text{нс}} = D_{\text{нс}} \cdot (h_6 - \bar{t}_{\text{нс}}) + D_{\text{вс}} \cdot (\bar{t}_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{нс}}) = 19,72 \cdot (2887,67 - 435,99) + 21,28 \cdot (563,49 - 435,99) = 45645,17 \quad (2.38)$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{м}} = Q_{\text{вс}} + Q_{\text{нс}} = 51591,65 + 45645,17 = 97236,82 \quad (2.39)$$

Количество теплоты, затрачиваемой на электрическую энергию, кВт:

$$Q_{\text{м}}^{\text{э}} = Q_{\text{м}} - Q_{\text{м}}^{\text{м}} = 1528720,493 - 97236,82 = 1431483,67 \quad (2.40)$$

Тепловая нагрузка котла с промперегревом составит, кВт:

$$Q_{\text{не}} = D_{\text{не}} \cdot (h_{\text{не}} - \bar{t}_{\text{он}}^{\text{неод}}) + D_{\text{нн}} \cdot q_{\text{нн}}, \quad (2.41)$$

где  $D_{\text{нн}} = 461,96$  – расход пара на промперегрев, кг/с;

$q_{\text{нн}} = h_{\text{нн}} - h_2 = 3594,647 - 2928,38 = 666,27$  – количество теплоты, передаваемое пару в промперегреве, кДж/кг.

$$Q_{\text{не}} = 582,402 \cdot (3306,524 - 1210,16) + 461,96 \cdot 666,27 = 1528720,49$$

При расходе условного топлива на данную нагрузку, кг/с:

$$B = \frac{Q_{\text{не}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{нз}}} = \frac{1528720,49}{29330 \cdot 0,93} = 56,23 \quad (2.42)$$

где  $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 29330$  – низшая теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Расход тепла на покрытие собственных нужды турбоустановки, кВт:

$$Q_{\text{м}}^{\text{с.н.}} = Q_{\text{м}} \cdot 0,05 = 1528720,493 \cdot 0,05 = 76436,02 \quad (2.43)$$

Чтобы определить потребление тепла для выработки электроэнергии за счет отборов пара, необходимо рассчитать коэффициенты ценности тепла для нижнего и верхнего сетевых подогревателей, которые находятся по формуле:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{h_5 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{нн}}} \cdot \left( 1 + k \cdot \frac{h_0 + q_{\text{нн}} - h_5}{h_0 + q_{\text{нн}} - h_k} \right) = \frac{2987,602 - 2269,52}{3306,524 - 2269,52 + 666,27} \cdot \left( 1 + 0,42 \cdot \frac{3306,524 + 666,27 - 2987,602}{3306,524 + 666,27 - 2269,52} \right) = 0,45 \quad (2.44)$$

$$\xi_{nc} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + q_{mn}} \cdot \left( 1 + k \cdot \frac{h_0 + q_{mn} - h_6}{h_0 + q_{mn} - h_k} \right) = \frac{2887,67 - 2269,52}{3306,524 - 2269,52 + 666,27} \cdot \left( 1 + 0,42 \cdot \frac{3306,524 + 666,27 - 2887,67}{3306,524 + 666,27 - 2269,52} \right) = 0,4 \quad (2.45)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии, МВт:

$$\Delta Q_{отб}^3 = Q_{вс} \cdot (1 - \xi_{вс}) + Q_{nc} \cdot (1 - \xi_{nc}) = 51,591 \cdot (1 - 0,45) + 45,645 \cdot (1 - 0,4) = 49,204 \quad (2.46)$$

Путем определения всех тепловых мощностей, связанных с недовыработкой тепла, мы можем вычислить коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электрической энергии:

$$K_3 = \frac{Q_{my}^3 + Q_{my}^{c.н.} + \Delta Q_{отб}^3}{Q_{my}^3 + Q_{my}^{c.н.} + \Delta Q_{отб}^3 + Q_{my}^m}, \quad (2.47)$$

$$K_3 = \frac{1431,48 + 76,44 + 49,204}{1431,48 + 76,44 + 49,204 + 97,236} = 0,94$$

Отпущенная электрическая мощность, МВт:

$$W_{omn} = W_3 \cdot (1 - e_{сн}) = 660 \cdot (1 - 0,07) = 613,8 \quad (2.48)$$

Мощность, затрачиваемая на покрытие собственных нужд:

$$W_{э.с.н.} = 0,05 \cdot W_3 = 0,05 \cdot 660 = 33 \quad (2.49)$$

Расход топлива, относимый на общую выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{omn}}{W_3 - W_{э.с.н.}} = 56,23 \cdot 0,94 \cdot \frac{613,8}{660 - 33} = 51,81 \quad (2.50)$$

Расход топлива, относимый на выработку теплоты, кг/с:

$$B_m = B - B_3 = 56,23 - 51,81 = 4,42 \quad (2.51)$$

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

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{omn}} = \frac{51,81}{613,8} = 0,31 \quad (2.52)$$

В свою очередь удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии, кг у.т./ ГДж:

$$b_m = \frac{B_m}{Q_{my}^m} = \frac{4,42}{97,236} = 45,44 \quad (2.53)$$

КПД брутто по выработке электроэнергии:

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{э}} = \frac{W_{\text{э}}}{B_{\text{э}} \cdot Q_{\text{н}}^p} = \frac{660}{51,81 \cdot 29330} = 0,43 \quad (2.54)$$

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии, кг кВт·ч:

$$b_{\text{э}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{бл}}^{\text{э}}} = \frac{0,123}{0,43} = 0,3 \quad (2.55)$$

Удельный расход теплоты нетто на КЭС, кДж/кВт·ч:

$$q_{\text{э}} = \frac{3600}{\eta_{\text{бл}}^{\text{э}}} = \frac{3,6}{0,43} = 8,37 \quad (2.56)$$

Удельный расход пара на выработку электроэнергии, кг/кВт·ч:

$$d = \frac{1}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} = \frac{1}{1703,28 \cdot 0,98} = 2,16 \quad (2.57)$$

## 2.5 Укрупненный расчет котельного агрегата

В укрупненном расчете котельного агрегата основная цель заключается в определении двух важных параметров: коэффициента полезного действия (КПД) и расчетного расхода топлива.

Топливом для проектируемой ГРЭС с прямоточными котлами является каменный уголь Талдинского месторождения марки ДГ. В таблице 16 представлены основные теплотехнические характеристики для указанного топлива. В таблице 17 приведены основные параметры, необходимые для расчета котлоагрегата.

Таблица 16 – Теплотехнические характеристики топлива

Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих веществ, $V_2$ , %	Теплота сгорания, $Q_{\text{н}}^p$ кДж/кг	Коэффициент размоловоспособности, $K_{\text{ло}}$
$W_p$	$A_p$	$S_p$	$C_p$	$H_p$	$N_p$	$O_p$			
8,6	14,62	0,46	62,19	4,22	1,84	8,06	37,1	24074,1	1,15

Таблица 17 – Исходные данные для расчета котла

Наименование показателя	Значение
Расход перегретого пара, т/ч	2100
Расход пара промежуточного пароперегревателя, т/ч	1780,11



Окончание таблицы 17

Давление перегретого пара, МПа	25,40
Давление пара промежуточного пароперегревателя, МПа	4,48
Температура питательной воды, °С	284,6
Температура холодного воздуха, °С	30
Температура перегретого пара, °С	571
Температура пара промежуточного пароперегревателя, °С	570
Температура уходящих газов, °С	124

### 2.5.1 Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла

Для обеспечения максимально полного сгорания угольных частиц в пространстве топке подбирают необходимый коэффициент избытка воздуха.

При камерном сжигании и наличии газоплотной топочной камеры выбираем из [7] коэффициент избытка воздуха равным  $\alpha_m = 1,2$ .

Коэффициент избытка воздуха, поступающий в горелки:

$$\alpha_{гор} = \alpha_m - \Delta\alpha_m, \quad (2.58)$$

где  $\Delta\alpha_m$  – присос холодного воздуха в топочной камере.

$$\alpha_{гор} = 1,2 - 0,06 = 1,14$$

Коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания:

$$\alpha_{yx} = \alpha_m + \Delta\alpha_m + 4 \cdot \Delta\alpha_{nn} + \Delta\alpha_{вэ} + \Delta\alpha_{вн}, \quad (2.59)$$

где  $\Delta\alpha_{nn}$  – присосы холодного воздуха в пароперегревателях, выбираем из [7];

$\Delta\alpha_{вэ}$  – присосы холодного воздуха в водяном экономайзере, выбираем из [7];

$\Delta\alpha_{вн}$  – присосы холодного воздуха в воздухоподогревателе, выбираем из [7].

$$\alpha_{yx} = 1,2 + 4 \cdot 0,03 + 0,02 + 0,015 = 1,355$$

Значения присосов холодного воздуха приведены в таблице 18, а также показаны на рисунке 13.

Таблица 18 – Присосы холодного воздуха в топке и газоходах котла

Коэффициент избытка воздуха	Значение
$\alpha_m$	1,2
$\alpha_{nn}$	1,32
$\alpha_{вэ}$	1,34



где  $C^p$ ,  $S^p$ ,  $H^p$ ,  $O^p$  – содержание углерода, серы, водорода и кислорода на рабочую массу топлива соответственно, % (см. таблицу 16).

$$V_g^0 = 0,889 \cdot (62,19 + 0,375 \cdot 0,46) + 0,265 \cdot 4,22 - 0,0333 \cdot 8,06 = 6,39$$

Теоретический объем азота, м<sup>3</sup>/кг, определяется суммой азота, содержащегося в теоретически необходимом для горения количестве воздуха, и азотом топлива:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_g^0 + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100}, \quad (2.61)$$

где  $N^p$  – количество азота, %.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 6,39 + 0,8 \cdot \frac{1,84}{100} = 5,07$$

Теоретический объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{C^p + 0,375S^p}{100}, \quad (2.62)$$

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{62,19 + 0,375 \cdot 0,46}{100} = 1,16$$

Теоретический объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_g^0, \quad (2.63)$$

где  $W^p$  – влажность топлива, %.

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 4,22 + 0,0124 \cdot 8,6 + 0,0161 \cdot 6,39 = 0,6783$$

Зная объемы всех продуктов сгорания, можно определить суммарный объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг, который определяется по следующему выражению:

$$V_z^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (2.64)$$

$$V_z^0 = 1,16 + 5,07 + 0,6783 = 6,91$$

Объем газов, полученный за местом отбора газов на рециркуляцию, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{z.отб}'' = V_z^0 + (\alpha_{z.отб} - 1) \cdot V_g^0, \quad (2.65)$$

где  $\alpha_{z.отб}$  – коэффициент избытка воздуха за поверхностью, после которой производится отбор газов на рециркуляцию.

$$\alpha_{z.отб} = \alpha_m + 4 \cdot \Delta\alpha_{mn} + \Delta\alpha_{e9} = 1,34 \quad (2.66)$$

$$V_{z.омб}'' = 6,91 + (1,34 - 1) \cdot 6,39 = 9,08$$

Объем газов рециркуляции, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{рц} = r_{рц} \cdot V_{z.омб}'' = 0,3 \cdot 9,08 = 2,72 \quad (2.67)$$

где  $r_{рц}$  – доля газов, отбираемых на рециркуляцию.

Объем газов в газоходах котла с учетом рециркуляции, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{z.рц} = V_z + V_{рц}, \quad (2.68)$$

где  $V_z$  – полный объем газов без рециркуляции, м<sup>3</sup>/кг.

$$V_z = V_z^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_g^0, \quad (2.69)$$

$$V_z = 6,91 + 1,016 \cdot (1,355 - 1) \cdot 6,39 = 9,21$$

$$V_{z.рц} = 9,21 + 2,72 = 11,94$$

Температура газов в месте их отбора на рециркуляцию, °С, будет равняться:

$$g'_{en} = g_{yx} + m \cdot (t_{ze} - t_{xe}), \quad (2.70)$$

где  $m$  – отношение водяных эквивалентов воздушного и газового потоков в воздухоподогревателе.

$$m = \frac{\beta_g \cdot m_0}{1 + (\alpha_{en} - 1) \cdot m_0}, \quad (2.71)$$

где  $\beta_g$  – средний избыток воздуха в ступени воздухоподогревателя;

$m_0 = 0,83$  – теоретическое отношение водяных эквивалентов;

$\alpha_{en}$  – средний коэффициент избытка воздуха в газовом тракте в области отбора газов.

Средний избыток воздуха в ступени воздухоподогревателя:

$$\beta_g = \alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{nl} + 0,5 \cdot \Delta\alpha_{en} + r_g, \quad (2.72)$$

где  $r_g$  – доля рециркуляции горячего воздуха на вход в воздухоподогреватель.

$$\beta_g = 1,2 - 0,06 - 0,04 + 0,5 \cdot 0,02 + 0,1 = 1,21$$

Средний коэффициент избытка воздуха в газовом тракте в области отбора газов:

$$\alpha_{en} = \alpha_{yx} - 0,5 \cdot \Delta\alpha_{en} = 1,355 - 0,5 \cdot 0,02 = 1,3475 \quad (2.73)$$

$$m = \frac{1,21 \cdot 0,83}{1 + (1,3475 - 1) \cdot 0,83} = 0,78$$

Тогда температура газов в месте отбора, °С будет равняться:

$$g'_{en} = 124 + 0,78 \cdot (322 - 30) = 351,14$$

Энтальпия газов в месте отбора, кДж/кг:

$$H'_{en} = 4578,987$$

### 2.5.3 Экономичность работы парового котла

Коэффициент полезного действия котла брутто в процентах можно определить, установив сумму тепловых потерь при его работе:

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (2.74)$$

где  $q_2$  – потеря с теплотой уходящих из котла продуктов сгорания, %;

$q_3$  – потеря с химическим недожогом топлива (газовые горючие компоненты), %;

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом топлива (твердые недогоревшие частицы), %, принимаем по [7];

$q_5$  – потеря с рассеянием теплоты через внешние ограждения (тепловую изоляцию), %, выбираем из [7];

$q_6$  – потеря с физической теплотой удаляемого из топки шлака%.

Превышение энтальпии уходящих газов над энтальпией поступающего в котел атмосферного воздуха представляет потерю  $q_2$ , которая называется потерей теплоты с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{xв}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (2.75)$$

где  $H_{yx}$  – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов;

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

$\alpha_{yx}$  – коэффициент избытка воздуха перед воздухоподогревателем;

$Q_p^p$  – располагаемая теплота сжигаемого топлива, принимается равной  $Q_n^p$  кДж/кг.

$$q_2 = \frac{(1562,511 - 1,355 \cdot 248,16) \cdot (100 - 1)}{24074,1} = 5,04$$

На пылеугольных котлах потеря с химическим недожогом отсутствует  $q_3 = 0$ .

Для мощных паровых котлов потеря с рассеянием теплоты через внешние ограждения также отсутствует  $q_5 = 0,2$ .

Потеря теплоты, характеризующая потерей тепла при удалении шлака %, учитывается только в том случае, когда выполняется условие:

$$A^p > 2,5 \cdot Q_n^p \quad (2.76)$$

$$15,9 > 2,5 \cdot 24,074 = 60,19$$

Т.к. условие не выполняется, потерю  $q_6$  можно не учитывать.

$$\eta_k = 100 - (5,04 + 0 + 1 + 0,2 + 0) = 93,75$$

Полный расход топлива, кг/с:

$$B_k = \frac{D_{ne} \cdot (h_0 - \bar{t}_{on}^{ns\delta 1}) + D_{nn} \cdot (h_{nn} - h_2)}{Q_n^p \cdot \eta_{nc}^{bp}}, \quad (2.77)$$

где  $D_{ne}$ ,  $D_{nn}$  – расходы перегретого пара и пара на промежуточный пароперегреватель, кг/с;

$h_0$ ,  $\bar{t}_{on}^{ns\delta 1}$  – энтальпия перегретого пара и питательной воды, кДж/кг;

$h_{nn}$ ,  $h_2$  – энтальпия пара после промежуточного пароперегревателя парогенератора и на входе в него, кДж/кг;

$\eta_{nc}^{bp}$  – коэффициент полезного действия брутто.

$$B_k = \frac{583,33 \cdot (3401,56 - 1210,157) + 461,961 \cdot (3594,647 - 2928,38)}{24074,1 \cdot 0,9375} = 70,27$$

Расчетный расход топлива, кг/с, при ненулевых значениях механического недожога:

$$B_p = B_k \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) = 70,27 \cdot (1 - 0,01 \cdot 1) = 69,57 \quad (2.78)$$

#### 2.5.4 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

Для оценки возможности работы котла на Талдинском угле взамен проектного угля из Котинской шахты, необходимо провести расчет теплообмена в топке. Для этого требуется определить температуру газов на выходе из топки и тепловое напряжение, которые определяют надежность работы топочной камеры.

Как уже упоминалось выше, за прототип выбран паровой котел НГ-2100/25.4-УМ16. Его геометрические размеры сняты с чертежей и показаны на рисунке 14.

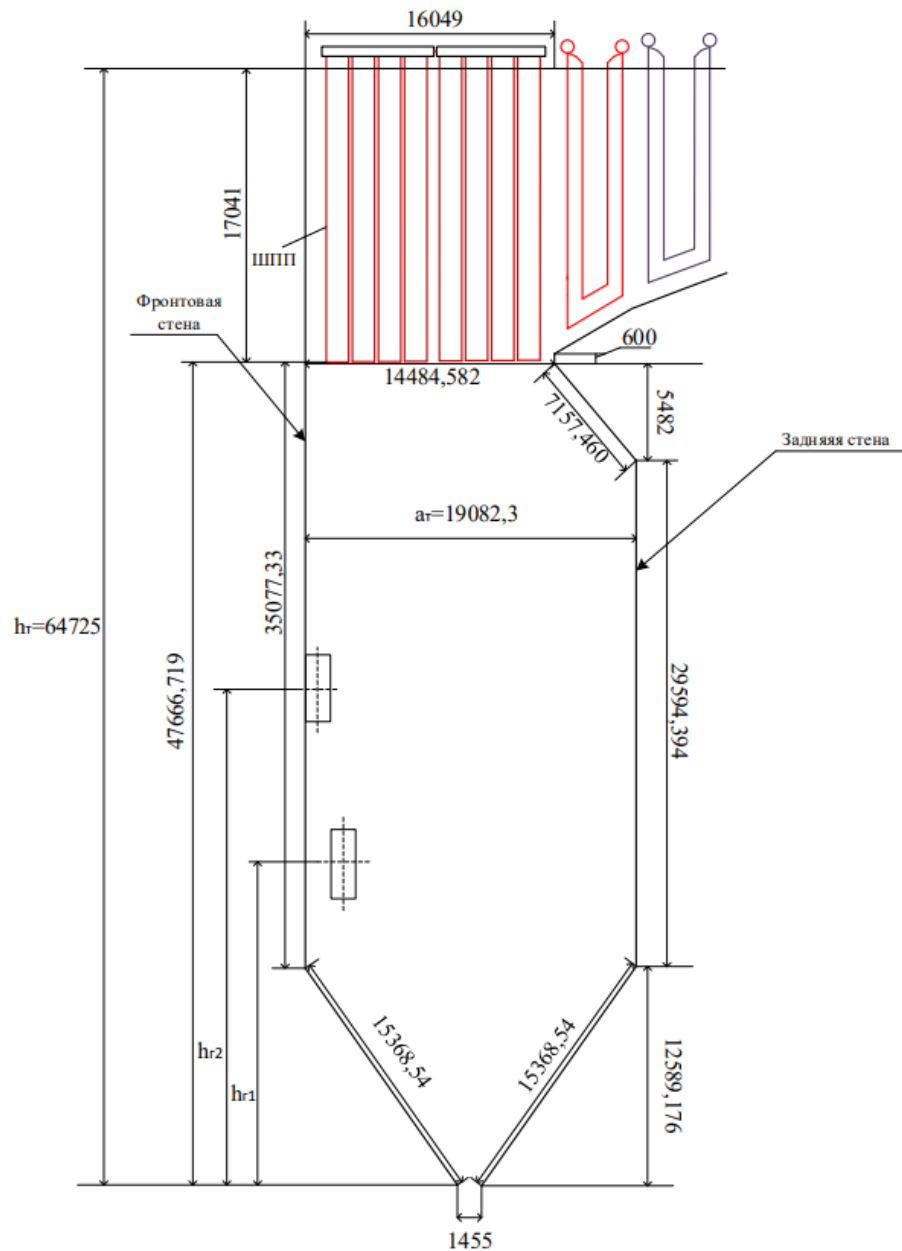


Рисунок 14 – Геометрические размеры топки

Площадь стен топочной камеры,  $m^2$ , определяется по следующей формуле:

$$F_{ст} = F_{ф}^{стены} + 2 \cdot F_{б}^{стены} + F_{з}^{стены} + F_{вых.ок} + F_{пот}, \quad (2.79)$$

где  $F_{ф}^{стены} = 1287,793$  – площадь стены, занятая фронтным экраном,  $m^2$ ;

$F_{б}^{стены} = 1067,071$  – площадь стены, занятая боковым экраном,  $m^2$ ;

$F_{з}^{стены} = 1247,253$  – площадь стены, занятая задним экраном,  $m^2$ ;

$F_{\text{вых.ок}} = 289,63$  – площадь выходного окна, через которое отводятся продукты сгорания из топки, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{пот}} = 306,25$  – площадь стены, занятая экранами потолка топки, м<sup>2</sup>.

Полная поверхность стен топки, м<sup>2</sup>, будет равняться:

$$F_{\text{ст}} = 1287,793 + 2 \cdot 1067,071 + 1247,253 + 289,63 + 306,25 = 5265,071$$

Объем топочной камеры, м<sup>3</sup>, можно найти по следующему выражению:

$$V_m = F_{\text{б}}^{\text{стены}} \cdot b_m, \quad (2.80)$$

где  $b_m$  – ширина топочной камеры (ширина котла), м.

$$V_m = 1067,071 \cdot 19,082 = 20362,161 \quad (2.81)$$

Определив объем топочной камеры, найдем теплонапряжение топочного объема, кВт/м<sup>3</sup>, будет равна:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_n^p}{V_m} = \frac{69,57 \cdot 24074,1}{20362,161} = 82,25 \quad (2.82)$$

Толщина излучающего слоя, м равняется:

$$s_m = \frac{3,6 \cdot V_m}{F_{\text{ст}}} = \frac{3,6 \cdot 20362,161}{5265,071} = 13,92 \quad (2.83)$$

### 2.5.5 Расчет теплообмена в топке

Задаёмся температурой газов на выходе из топки, °С:

$$t_m'' = 1114,655$$

Количество тепла, передаваемое рабочей среде от сгорания топлива, кДж/кг:

$$Q_m = Q_n^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_6 + H_2^{rc} \cdot r, \quad (2.84)$$

где  $Q_n^p$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$H_2^{rc}$  – энтальпия газов на участке рециркуляции, кДж/кг;

$r$  – доля газов, отбираемых на рециркуляцию.

Тепло, вносимое в топку в виде горячего и холодного воздуха (присосанным), кДж/кг, будет найдено по выражению:

$$Q_6 = \beta_{\text{зв}} \cdot H_{\text{зв}}^0 + (\Delta a_m + \Delta a_{\text{пл}}) \cdot H_{\text{хв}}^0, \quad (2.85)$$



где  $\Delta a_m$  – присос холодного воздуха в топочной камере;

$\Delta a_{nl}$  – присос холодного воздуха в пылесистеме;

$H_{zg}^0$  – энтальпия горячего воздуха, кДж/кг, найденная по температуре горячего воздуха  $t_{zg} = 322$  °С;

$H_{xg}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, найденная по температуре холодного воздуха  $t_{xg} = 30$  °С;

$\beta_{zg}$  – относительный избыток воздуха:

$$\beta_{zg} = \alpha_{гор} - \Delta\alpha_{nl} = 1,1 \quad (2.86)$$

$$Q_e = 1,1 \cdot 2755,97 + (0,06 + 0,04) \cdot 248,16 = 3056,383$$

$$Q_m = 24074,1 \cdot \frac{100 - 0 - 1}{100 - 1} + 3056,383 + 4578,987 \cdot 0,3 = 28504,179$$

Значению  $Q_m = H_a^{pu}$  соответствует теоретическая адиабатная температура продуктов сгорания в топке, учитывая рециркуляцию газов.

Значение тепловыделения в топке с учетом рециркуляции газов, кДж/кг, будет найдено по выражению:

$$H_a = \frac{H_a^{pu}}{1 + r_{pu}} = 21926,292 \quad (2.87)$$

При помощи обратной интерполяции по заданной энтальпии, мы определяем адиабатную температуру газов в топке, °С:

$$g_a = 1625,48$$

Излучательная способность факела определяется значением критерия поглощательной способности, который называется критерием Бугера. Данный критерий характеризует радиационные свойства продуктов сгорания топлива и может быть найдено по выражению:

$$Bu = k \cdot p \cdot s_m, \quad (2.88)$$

где  $k$  – коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа);;

$p = 0,1$  – давление в топке котла, МПа;

$s_m$  – эффективная толщина излучающего слоя топки, м.

Коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа), при сжигании твердых топлив находится по выражению:

$$k = k_2 \cdot r_n + k_{3л} \cdot \mu_{3л} + k_k, \quad (2.89)$$

где  $k_2$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания,  $1/(м \cdot МПа)$ ;

$r_n$  – объемная доля трехатомных газов;

$k_{3л}$  – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы,  $1/(м \cdot МПа)$ ;

$\mu_{3л}$  – концентрация золовых частиц в топке котла;

$k_k$  – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимаем  $k_k = 0,5$ ,  $1/(м \cdot МПа)$ .

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

$$k_2 = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot s_m}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000} \right), \quad (2.90)$$

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

$s_m$  – эффективная толщина излучающего слоя топки, м;

$T_T'' = \vartheta_m'' + 273,15 = 1387,81$  – температура газов на выходе из топки, К.

$$k_2 = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{\sqrt{0,23 \cdot 13,92}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1387,81}{1000} \right) = 2,02$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы,  $1/(м \cdot МПа)$  определяется по формуле:

$$k_{3л} = \frac{43 \cdot \rho_2}{(T_T'' \cdot d_{3л})^{0,67}}, \quad (2.91)$$

где  $\rho_2 = 1300$  – плотность дымовых газов при атмосферном давлении;

$T_T''$  – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$d_{3л}$  – эффективный диаметр золовых частиц, для среднеходных мельниц;

$d_{3л} = 16$  мкм.

$$k_{3л} = \frac{43 \cdot 1300}{(1387,81 \cdot 16)^{0,67}} = 68,44$$

Коэффициент поглощения,  $1/(м \cdot МПа)$  топочной средой равняется:

$$k = 2,02 \cdot 0,23 + 68,44 \cdot 0,01277 + 0,5 = 1,83$$

Критерий Бугера по формуле (2.88):

$$Bu = 1,83 \cdot 0,1 \cdot 13,92 = 2,55$$

По найденному значению  $Bu$ , мы можем определить эффективное значение критерия Бугера:

$$\tilde{Bu} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right), \quad (2.92)$$

$$\tilde{Bu} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4 \cdot 2,55^2 + 2,55 + 2}{1,4 \cdot 2,55^2 - 2,55 + 2} \right) = 0,75$$

Влияние положения пылеугольного факела на температуру верхней части камерной топки учитывается с помощью эмпирического параметра  $M$ . Так, для высокорекреационного топлива формула параметра  $M$  выглядит следующим образом:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot X_m, \quad (2.93)$$

где  $X_m$  – параметр, определяющий относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке.

$$X_m = \frac{h_2}{h_m} + \Delta X, \quad (2.94)$$

где  $h_2$  – высота размещения горелок, м;

$h_m$  – высота топочной камеры, м;

$\Delta X$  – поправка, принимается равной 0,05 при  $D > 110$  кг/с.

$$X_m = \frac{11,13}{64,73} + 0,05 = 0,22$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,22 = 0,48$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана находится по выражению:

$$\psi = \zeta \cdot x, \quad (2.95)$$

где  $x$  – угловой коэффициент;

$\zeta = 0,5$  – условный коэффициент загрязнения экранной поверхности.

$$\psi = 0,5 \cdot 0,97 = 0,49$$

Далее определяется температура газов на выходе из топки, °С:

$$g_m'' = \frac{g_a}{1 + M \cdot Bu^{\sim 0,3} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{cm} \cdot g_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (2.96)$$

где  $\varphi$  – коэффициент тепловой эффективности;

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

$(Vc)_{cp}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кг·°C):

$$(Vc)_{cp} = \frac{Q_m - H_m''}{g_a - g_m''}, \quad (2.97)$$

где  $Q_m$  – тепла, передаваемое рабочей среде от сгорания топлива, кДж/кг;

$H_m''$  – энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг на выходе из топки, которая определяется по принятой ранее температуре  $g_m''$  и избытку воздуха на выходе из топки  $\alpha_m$ ;

$g_a$  – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °C;

$g_m''$  – температура газов на выходе из топки, °C.

Энтальпия продуктов сгорания, с учетом рециркуляции газов в топочную камеру, кДж/кг:

$$H_m'' = 18728,674$$

$$(Vc)_{cp} = \frac{28504,179 - 18728,674}{1625,48 - 1114,655} = 19,14$$

Тогда температура на выходе из топки будет равна:

$$g_m'' = \frac{1625,48}{1 + 0,48 \cdot 0,75^{0,3} \cdot \left( \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,49 \cdot 5265,071 \cdot 1625,48^3}{0,998 \cdot 69,57 \cdot 19,14} \right)^{0,6}} = 1114,655$$

По данной температуре необходимо найти энтальпию газов на выходе из топки, кДж/кг:

$$H_m'' = 18728,674$$

Разница между принятой температурой газов на выходе из топки и рассчитанной температурой не должна превышать 1°C. Поэтому должно быть выполнено неравенство:

$$\left| \left( g_m'' \right)_3 - \left( g_m'' \right)_P \right| < 1^\circ\text{C} \quad (2.98)$$
$$|1114,655 - 1114,655| = 0^\circ\text{C} < 1^\circ\text{C}$$

Следовательно, можно сделать вывод, что температура на выходе из топки была выбрана верно.

Удельное количества теплоты, (на 1 кг сожженного топлива), кДж/кг, воспринятой топочными экранами за счет лучистого теплообмена, составляет:

$$Q_{л} = \varphi \cdot (Q_m - H_m''), \quad (2.99)$$

$$Q_{л} = 0,998 \cdot (28504,179 - 18728,674) = 9755,95$$

Воспринятый экранной поверхностью тепловой поток, кВт/м<sup>2</sup> равен:

$$q_{л} = \frac{B_p \cdot Q_{л}}{F_{см} \cdot \chi}, \quad (2.100)$$

где  $\chi = 0,98$  – коэффициент экранирования стен топки.

$$q_{л} = \frac{69,57 \cdot 9755,95}{5265,071 \cdot 0,98} = 131,54$$

Такой же расчет был произведен на уголь Котинского месторождения, который является проектным для котла. Результаты расчета представлены в таблице 19.

Таблица 19 – Сравнительный расчет на разный уголь

Наименование величины	Обозначение	Бассейн, месторождение	
		Талдинское	Котинское
Марка, класс		ДГ	ДГ
Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг	$Q_n^p$	24074,1	23317,35
Содержание кислорода, %	$O_p$	8,6	7,966
Содержание азота, %	$N_p$	1,84	1,897
Содержание водорода, %	$H_p$	4,22	4,552
Содержание углерода, %	$C_p$	62,19	61,448
Содержание серы, %	$S_p$	0,46	0,29
Зольность, %	$A_p$	14,62	15,538
Влажность, %	$W_p$	8,6	8,6
Температура начала деформации золы, °С	$t_1$	1280	1130
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_m$	1,2	1,2
Потеря тепла с уходящими газами, %	$q_2$	5,04	5,251

## Окончание таблицы 19

Потеря тепла с механическим недожогом, %	$q_4$	1	0,8
Потеря с рассеянием теплоты через внешние ограждения (тепловую изоляцию), %	$q_5$	0,2	0,2
Коэффициент полезного действия котла, %	$\eta_k$	93,75	93,75
Расчетный расход топлива на котел, кг/с:	$B_p$	69,57	69,948
Доля газов, отбираемых на рециркуляцию	$r_{pc}$	0,3	0,3
Теплонапряжение топочного объема, кВт/м <sup>3</sup>	$q_v$	82,25	80,038
Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг	$Q_m$	28504,179	27765,103
Адиабатная температура газов в топке, °С	$\vartheta_a$	1625,48	1579,273
Критерий Бугера	$Bi$	2,55	2,648
Степень черноты газов в топочной камере	$a_T$	0,922	0,929
Коэффициент тепловой эффективности топочного экрана	$\psi$	0,485	0,485
Температура газов на выходе из топки, °С	$\vartheta_T''$	1114,655	1101,425
Энтальпия газов на выходе из топки, кДж/кг	$H_m''$	18728,674	18588,982
Общее количество тепла, переданное излучением от газов к поверхности топки, кДж/кг	$Q_l$	9755,95	9157,768
Воспринятый экранной поверхностью тепловой поток, кВт/ м <sup>2</sup>	$q_l$	131,54	121,663

Результаты сравнительного расчета показали, что характеристики Талдинского угля удовлетворяют требованиям, заложенным проектом. Эксплуатация котла на данном топливе осуществима и не требуют дополнительных затрат на реконструкцию котлоагрегата.

## 2.6 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха

### 2.6.1 Выбор питательных насосов

Расход питательной воды с запасом в 5 % составит, кг/с:

$$G_{nn} = 1,05 \cdot G_{ne} = 1,05 \cdot 582,402 = 611,522 \quad (2.101)$$

Объемный расход воды, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{nn} = \frac{G_{nn}}{\rho_{пит.воды}} = \frac{611,522 \cdot 3600}{914,12} = 2408,305 \quad (2.102)$$

где  $\rho_{пит.воды}$  – средняя плотность воды на входе и на выходе из насоса, м<sup>3</sup>/кг.

$$\rho_{пит.воды} = \frac{\rho_{вв} + \rho_{вн}}{2} = \frac{902,556 + 925,685}{2} = 914,12 \quad (2.103)$$

где  $\rho_{вв} = \frac{1}{v(t_s(P_d))} = 902,556$  – плотность воды на линии всасывания, м<sup>3</sup>/кг;

$\rho_{вн} = \rho(P_{не}, t_{не}) = 925,685$  – плотность воды на линии нагнетания, м<sup>3</sup>/кг.

Суммарное гидравлическое сопротивление тракта составит, МПа:

$$p_c = \Delta p_k + \Delta p_{рнк} + \Delta p_{нед} + \Delta p_{тр}, \quad (2.104)$$

где  $\Delta p_k = 4,5$  – сопротивление котла, МПа;

$\Delta p_{рнк} = 0,15$  – сопротивление регулирующего клапана питания котла, МПа;

$\Delta p_{нед} = 1$  – суммарное гидравлическое сопротивление ПВД, МПа;

$\Delta p_{тр} = 0,25$  – сопротивление трубопроводов, подводящих питательную воду от деаэратора к насосам, МПа.

$$p_c = 4,5 + 0,15 + 1 + 0,25 = 5,9$$

Давление нагнетания питательного насоса, МПа:

$$p_n = p_{не} + \Delta p_{нк} + \Delta p_c + H_k \cdot g \cdot \rho_v, \quad (2.105)$$

где  $\Delta p_{нк} = 0,1 \cdot p_{не} = 2,54$  – запас по давлению на случай срабатывания предохранительных клапанов, МПа.

$$p_n = 25,4 + 2,54 + 5,9 + 71 \cdot 9,8 \cdot 914,12 = 34,48$$

Давление на линии всасывания, МПа:

$$\Delta p = p_n - p_v = 34,48 - 5 = 29,48 \quad (2.106)$$

Потребляемая мощность насосом, МВт:

$$N_{пэн} = \frac{Q_{nn} \cdot (P_n - P_d)}{\eta_n}, \quad (2.107)$$

где  $P_0 = 0,7$  – давление в деаэрационной установке, МПа;  
 $\eta_n = 0,8$  – КПД насоса.

$$N_{\text{пэн}} = \frac{2408,305 \cdot (34,48 - 0,7)}{0,8} = 24,653$$

Из-за высокой мощности блока необходимо установить два насоса с турбоприводом, каждый из которых обеспечивает 50% подачи.

В данном случае выбирается насос с турбоприводом ПН-1500-350-4М. Для привода питательного насоса используется конденсационная паровая турбина типа ОК-18ПУ-500, которая соединена с насосом с помощью зубчатой муфты.

Основные характеристики насоса:

- производительность: 1500 м<sup>3</sup>/ч;
- число оборотов: 4665 об/мин;
- КПД: 85 %.

### 2.6.2 Выбор конденсатных насосов

Общая подача конденсатных насосов может быть рассчитана по формуле, кг/с:

$$G_{\text{кн}} = G_{\text{ок}} = 343,77 \quad (2.108)$$

В случае блоков с прямоточными котлами применяется двухподъемная схема для установки конденсатных насосов. Это обусловлено необходимостью пропуска конденсата турбин через обессоливающую установку (БОУ), которая способна работать только при давлении, не превышающем 0,8 МПа. При двухподъемной схеме конденсатные насосы разделены на две ступени: насосы первой ступени размещаются после конденсатора и создают достаточное давление для преодоления гидравлического сопротивления БОУ, трубопроводов и обеспечения необходимого подпора перед конденсатными насосами второй ступени. Конденсатные насосы второй ступени обеспечивают необходимое давление для подачи конденсата через подогреватель низкого давления в деаэрактор.

Давление нагнетания насосов первой ступени КН-1 рассчитывается по формуле, МПа:

$$p_{\text{н1}} = \Delta p_{\text{боу}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{под}}, \quad (2.109)$$

где  $\Delta p_{\text{боу}}$  – гидравлическое сопротивление БОУ, МПа;

$\Delta p_{\text{тр}}$  – гидравлическое сопротивление трубопроводов, МПа;

$\Delta p_{\text{под}}$  – необходимый подпор на входе в КН-2.

$$p_{\text{н1}} = 0,6 + 0,1 + 0,15 = 0,85$$



Производительность насосов первого подъема КН-1 находится по формуле, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{кн1} = \frac{G_{кн}}{\rho_{1кн}} = \frac{343,77 \cdot 3600}{997,02} = 1241,282 \quad (2.110)$$

где  $\rho_{1кн} = \frac{1}{\rho(t_s(P_k))} = 997,02$  – плотность воды перед конденсатными насосами первого подъема, кг/м<sup>3</sup>.

Мощность, потребляемая насосами КН-1, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{кн1} = \frac{(P_n - P_v) \cdot V_{1кн}}{\eta_{эн}}, \quad (2.111)$$

где  $v_{cp} = 0,001$  – средний удельный объем основного конденсата, м<sup>3</sup>/кг;  
 $\eta_{эн} = 0,8$  – КПД насоса.

$$N_{кн1} = \frac{(0,85 - 0,00316) \cdot 1241,282}{0,8} = 384,2$$

Общее гидравлическое сопротивление тракта от ПНД до деаэратора составит, МПа:

$$p_c = \Delta p_{оэ} + \Delta p_{рпк} + \Delta p_{пнд} + \Delta p_{тр}, \quad (2.112)$$

где  $\Delta p_{пнд}$  – гидравлическое сопротивление ПНД, МПа;  
 $\Delta p_{оэ}$  – гидравлическое сопротивление охладителя эжекторов, МПа;  
 $\Delta p_{рпк}$  – гидравлическое сопротивление регулятора питания уровня конденсата, МПа.

$$p_c = 0,06 + 0,04 + 4 \cdot 0,085 + 0,15 = 0,59$$

Давление нагнетания насосов второй ступени КН-2 можно оценить по формуле, МПа:

$$p_{н2} = P_0 + H_0 \cdot g \cdot \rho_{2кн} + \Delta p_c, \quad (2.113)$$

где  $H_0$  – высота подъема конденсата от уровня его в конденсатосборнике до уровня в баке-аккумуляторе деаэратора, м;

$\rho_{2кн}$  – плотность воды перед насосами второй ступени, кг/м<sup>3</sup>.

$$p_{н2} = 0,7 + 25 \cdot 9,8 \cdot 894,43 + 0,59 = 1,51$$

Производительность насоса КН-2 рассчитывается по формуле, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{кн2} = \frac{G_{кн}}{\rho_{2кн}} = \frac{343,77 \cdot 3600}{894,43} = 1383,656 \quad (2.114)$$

где  $\rho_{2кн}$  – плотность воды перед конденсатными насосами второго подъема, кг/м<sup>3</sup>.

Мощность, потребляемая насосами КН-2, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{кн2} = \frac{Q_{2кн} \cdot (P_n - P_v)}{\eta_{эн}} = \frac{1383,656 \cdot (1,51 - 0,85)}{0,8} = 316,74 \quad (2.115)$$

Устанавливаются 2 насоса по 100% производительности, один из которых резервный. Исходя из полученных значений производительности, давления нагнетания и потребляемой мощности, ступени выбирается насос первого подъема КсВ-1600-90 с имеющимися характеристиками:

- производительность: 1600 м<sup>3</sup>/ч;
- напор: 90 м вод. ст.;
- частота вращения: 1000 об/мин.

Для второго подъема выбираем насос КсВ-1500-140 с имеющимися характеристиками:

- производительность: 1500 м<sup>3</sup>/ч;
- напор: 140 м вод. ст.;
- частота вращения: 1500 об/мин.

### 2.6.3 Выбор циркуляционных насосов

Расход циркуляционной воды на конденсатор 660КП-355500-2 составляет 64000 м<sup>3</sup>/ч.

Расчетный расход охлаждающей воды, подаваемой в конденсаторы, рассчитывается по формуле, т/ч:

$$D_{ов}^p = 1,15 \cdot D_{ов} = 1,15 \cdot 64000 = 73600 \quad (2.116)$$

Производительность насоса рассчитывается по формуле, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_n = D_{ов}^p = 73600 \quad (2.117)$$

Напор насоса составляет, кПа:

$$\Delta p = p_n - p_v, \quad (2.118)$$

где  $p_n$  – давление на стороне нагнетания, кПа;

$p_г$  – давление на стороне всасывания, кПа.

$$\Delta p = 250 - 70 = 180$$

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_n = \frac{Q_{ов} \cdot (P_n - P_г)}{\eta_n} = \frac{73600 \cdot (250 - 70)}{0,8} = 4600 \quad (2.119)$$

Для проектируемой блочной теплоэлектростанции была выбрана блочная схема водоснабжения. В этой схеме установлены два циркуляционных насоса, каждый из которых работает по своей собственной системе. Каждый насос обеспечивает 50% производительности без резерва.

Выбираются насосы ОП2-185 с имеющимися характеристиками:

- производительность: 31860 – 54900 м<sup>3</sup>/ч;
- полный напор: 9 – 16 м вод. ст.;
- частота вращения: 250 об/мин;
- КПД – 80%.

#### 2.6.4 Выбор сетевых насосов

При выборе сетевых насосов учитываются их производительность и напор, которые играют важную роль в обеспечении оптимальной работы системы. В данном случае, для обеспечения эффективного функционирования, на каждую турбину устанавливаются по два сетевых насоса. Каждый из этих насосов способен обеспечить 50% от общей необходимой производительности. Помимо основных насосов, имеется также один насос в резерве, который хранится на складе.

Производительность одного сетевого насоса, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{сн} = \frac{G_{св}}{\rho_{с.в.} \cdot 2}, \quad (2.120)$$

где  $G_{св}$  – расход сетевой воды, кг/с;

$\rho_{с.в.} = \frac{1}{v(t_s(P_{св}))} = 887,127$  – плотность воды на входе в сетевой насос ступени, м<sup>3</sup>/кг.

$$Q_{сн} = \frac{397,77 \cdot 3600}{887,13 \cdot 2} = 807,089$$

Давление нагнетания составит, МПа:

$$P_n = \Delta P_{сн1} + \Delta P_{сн2} + P_г, \quad (2.121)$$

где  $\Delta P_{cn1} = 0,035$  – сопротивление первого сетевого подогревателя, МПа;  
 $\Delta P_{cn2} = 0,035$  – сопротивление второго сетевого подогревателя, МПа;  
 $P_e$  – давление всасывания, МПа.

$$P_n = 0,035 + 0,035 + 0,3 = 0,37$$

Мощность, потребляемая сетевым насосом, исходя из значений производительности, напора насоса и КПД насоса рассчитывается, кВт.

$$N_{cn} = \frac{Q_{cn} \cdot (P_{cv} - P_{ec})}{\eta_n} = \frac{807,089 \cdot (1000 - 35)}{0,81} = 267,09 \quad (2.122)$$

где  $P_{cv} = 1$  – выходное давление воды в сетевом насосе, МПа;  
 $P_{ec} = 0,035$  – входное давление воды в сетевом насосе, МПа.

Выбирается сетевой насос СЭ-900-100 с характеристиками:

- производительность: 900 м<sup>3</sup>/ч;
- напор: 0,98 МПа;
- частота вращения: 1500 об./мин;
- потребляемая мощность: 315 кВт;
- КПД: 81 %.

### 2.6.5 Выбор регенеративных подогревателей

По результатам расчетов материально-теплового баланса, необходимо определиться с составом подогревателей. Для этого следует определить суммарную эскизную площадь и тепловую нагрузку, характерную для каждого подогревателя.

Произведем выбор ПНД-1 путем расчета эскизной площади теплообменника.

Коэффициенты теплопередачи для расчета зон ПНД, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

- $k_{on}^{нд} = 90$ ;
- $k_{cn}^{нд} = 2650$ ;
- $k_{од}^{нд} = 600$ .

Для зоны ОД:

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{нд1}^{од} = D_8 \cdot (\bar{t}_d^{нд1} - \bar{t}_d^{нд1}) \cdot \eta_m, \quad (2.123)$$

$$Q_{нд1}^{од} = 8,94 \cdot (242,19 - 200,77) \cdot 0,98 = 362,79$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{cp}^{od} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{2,3 \lg \left( \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m} \right)}, \quad (2.124)$$

где  $\Delta t_{\bar{o}} = t_{\bar{o}}^{n\bar{n}o\bar{d}1} - t_{o\bar{d}}^{n\bar{n}o\bar{d}1} = 57,86 - 40,22 = 17,64^\circ\text{C}$  – большая разность температур;  
 $\Delta t_m = t_{\bar{o}}^{n\bar{n}o\bar{d}1} - t_{\text{нуоэ}} = 47,95 - 39,95 = 8^\circ\text{C}$  – меньшая разность температур.

$$\Delta t_{cp}^{od} = \frac{17,64 - 8}{2,3 \lg \left( \frac{17,64}{8} \right)} = 12,21$$

Эскизная площадь ПНД-1, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{эск}}^{od} = \frac{Q_{n\bar{n}o\bar{d}1}^{od}}{k_{o\bar{d}}^{n\bar{n}o\bar{d}} \cdot \Delta t_{cp}^{od}} = \frac{362,79}{600 \cdot 12,21} = 49,54 \quad (2.125)$$

где  $k_{o\bar{d}}^{n\bar{n}o\bar{d}} = 600 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  – коэффициент теплопередачи для охладителя дренажа.

Для зоны СП:

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{n\bar{n}o\bar{d}1}^{cn} = D_8 \cdot (h_8 - \bar{t}_{\bar{o}}^{n\bar{n}o\bar{d}1}) \cdot \eta_m, \quad (2.126)$$

$$Q_{n\bar{n}o\bar{d}1}^{cn} = 8,94 \cdot (2481,3 - 242,19) \cdot 0,98 = 19608,072$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{cp}^{cn} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{2,3 \lg \left( \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m} \right)}, \quad (2.127)$$

где  $\Delta t_{\bar{o}} = t_{\bar{o}}^{n\bar{n}o\bar{d}1} - t_{o\bar{d}}^{n\bar{n}o\bar{d}1} = 57,86 - 40,22 = 17,64^\circ\text{C}$  – большая разность температур;  
 $\Delta t_m = t_8 - t_{cn}^{n\bar{n}o\bar{d}1} = 57,86 - 53,86 = 3,99^\circ\text{C}$  – меньшая разность температур.

$$\Delta t_{cp}^{cn} = \frac{17,64 - 3,99}{2,3 \lg \left( \frac{17,64}{3,99} \right)} = 9,2$$

Эскизная площадь ПНД-1, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{эск}}^{cn} = \frac{Q_{n\bar{n}o\bar{d}1}^{cn}}{k_{cn}^{n\bar{n}o\bar{d}} \cdot \Delta t_{cp}^{cn}} = \frac{19608,072}{2650 \cdot 9,2} = 804,44 \quad (2.128)$$

где  $k_{cn}^{n\delta} = 2650 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  – коэффициент теплопередачи для зоны собственного подогревателя.

Суммарная эскизная площадь ПНД-1, м<sup>2</sup>:

$$F_{эск}^{сумм} = F_{эск}^{cn} + F_{эск}^{od} = 804,44 + 49,54 = 853,98 \quad (2.129)$$

Выбираем ПН-1100-25-6-I с характеристиками:

- полная площадь поверхности теплообмена: 1310 м<sup>2</sup>;
- давление пара в корпусе: 0,6 МПа;
- давление питательной воды в трубной системе: 2,5 МПа;
- температура греющего пара: 350 °С.

Расчет остальных подогревателей ПНД и сетевых подогревателей был выполнен по аналогии с ПНД-1. Полученные расчеты представим в таблице 20.

Таблица 20 – Результаты расчета подогревателей ПНД и сетевых подогревателей

Подогреватель	Марка подогревателя	Эскизная площадь, м <sup>2</sup>			
		общая	зона ОП	зона СП	зона ОД
ПНД-1	ПН-1100-25-6-I	853,98	-	804,44	49,54
ПНД-2	ПН-1900-32-7-II	1934,617	345,418	743,495	845,7
ПНД-3	ПН-2300-25-7-II	2256,51	961,96	876,725	417,83
ПНД-4	ПН-1800-42-8- III	1269,613	596,966	594,573	78,07
ВС	ПСВ-315-14-23	233,92	-	233,92	-
НС	ПСВ-315-3-23	230,04	-	230,04	-

Произведем расчет для группы подогревателей ПВД с уточнением коэффициентов теплопередачи для зон ОП и ОД. Выполним расчет на примере ПВД-1.

Коэффициент теплопередачи для расчета зоны СП теплообменника принимаем, Вт / (м<sup>2</sup> · К):

$$- k_{cn}^{n\delta} = 2650$$

Для зоны СП:

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{n\delta 1}^{cn} = G_{нв} \cdot (\bar{t}_{cn}^{n\delta 1} - \bar{t}_{od}^{n\delta 1}) = 582,402 \cdot (873,21 - 771,98) = 58955,188 \quad (2.130)$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{cp}^{cn} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{2,3 \lg \left( \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}} \right)}, \quad (2.131)$$

где  $\Delta t_{\delta} = t'_3 - t_{cn}^{нс\delta 1} = 293,42 - 201,42 = 92$  – большая разность температур, °С;  
 $\Delta t_m = t_{\delta}^{нс\delta 1} - t_{\delta\delta}^{нс\delta 1} = 203,42 - 177,94 = 25,48$  – меньшая разность температур, °С.

$$\Delta t_{cp}^{cn} = \frac{92 - 25,48}{2,3 \lg \left( \frac{92}{25,48} \right)} = 51,87$$

Эскизная площадь ПВД-1 зоны СП, м<sup>2</sup>:

$$F_{эск}^{cn} = \frac{Q_{нс\delta 1}^{cn}}{k_{cn}^{нс\delta} \cdot \Delta t_{cp}^{cn}} = \frac{58955,188}{2650 \cdot 51,87} = 428,899 \quad (2.132)$$

Определим количество трубок СП при заданной скорости течения воды в трубках:

$$N = \frac{4 \cdot G_{нс} \cdot \nu}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot \omega_{\delta}}, \quad (2.133)$$

где  $G_{нс} = 582,402$  – расход питательной воды, кг/с;

$\nu = \nu(P_{нс}, t_{cp}^{нс\delta 1}) = 0,001114$  – удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг;

$t_{\delta}^{cp} = \frac{t_{cn}^{нс\delta 1} + t_{\delta\delta}^{нс\delta 1}}{2} = 189,68$  – средняя температура воды в трубной системе, °С;

$\omega_{\delta} = 1,5$  – заданная скорость течения воды, м/с.

$d_{вн} = d_n - 2 \cdot \delta_{cm} = 22$  – внутренний диаметр труб, мм,

где  $\delta_{cm} = 5$  – толщина стенки труб, мм.

$$N = \frac{4 \cdot 582,402 \cdot 0,001114}{3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 1,5} = 1152$$

Уточняем скорость течения воды в трубках, м/с:

$$\omega_{\delta} = \frac{4 \cdot 582,4 \cdot 0,001114}{3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 1,5 \cdot 1152} = 1,48 \quad (2.134)$$

Длина спирали в этом случае, м:

$$l = \frac{F_{эск}^{cn}}{\pi \cdot d_n \cdot N}, \quad (2.135)$$

где  $d_n$  – наружный диаметр труб, м.

$$l = \frac{428,89}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 1152} = 3,7$$

Расчет ОП:

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{n\delta 1}^{on} = G_{ne} \cdot (\bar{t}_{on}^{n\delta 1} - \bar{t}_{on}^{n\delta 3}), \quad (2.136)$$

$$Q_{n\delta 1}^{on} = 582,402 \cdot (1210,16 - 1195,94) = 8278,036$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{cp}^{on} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{2,3 \lg \left( \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}} \right)}, \quad (2.137)$$

где  $\Delta t_m = t'_3 - t_{on}^{n\delta 3} = 293,42 - 273,01 = 20,41$  – меньшая разность температур, °С;  
 $\Delta t_{\delta} = t_3 - t_{on}^{n\delta 1} = 437,3 - 276,01 = 161,29$  – большая разность температур, °С.

$$\Delta t_{cp}^{on} = \frac{161,29 - 20,41}{2,3 \lg \left( \frac{161,29}{20,41} \right)} = 68,23$$

Из расчета имеем следующие параметры:

- расход воды через пароохладитель:  $G_{ne} = 582,4$  кг/с;
- температура питательной воды на входе:  $t_{on}^{n\delta 3} = 273,01$  °С;
- температура питательной воды на выходе:  $t_{on}^{n\delta 1} = 276,01$  °С;
- температура пара на входе:  $t_3 = 437,3$  °С;
- температура пара на выходе:  $t'_3 = 293,42$  °С;
- расход пара:  $D_{31} = 26,73$  кг/с.

Средняя температура пара в межтрубном пространстве, °С:

$$t_n^{cp} = \frac{t_3 + t'_3}{2} = \frac{437,3 + 293,42}{2} = 365,36 \quad (2.138)$$

Физические параметры пара рассчитаны при следующих параметрах:

$$t_n^{cp} = 365,36 \text{ °С};$$

$$P'_3 = 1,67 \text{ МПа.}$$

- удельный объем пара:  $\nu = 0,0644$  м<sup>3</sup>/кг;



- критерий Прандтля:  $Pr = 1,0029$ ;
- вязкость пара:  $\mu = 2,29 \cdot 10^{-5}$  Па·с;
- теплопроводность пара:  $\lambda = 56,45 \cdot 10^{-3}$  Вт/м·К.

Площадь живого сечения для прохода пара находится по выражению, м<sup>2</sup>:

$$f = l \cdot s \cdot \beta, \quad (2.139)$$

где  $\beta = 0,98$  – коэффициент, учитывающий размеры трубы;  
 $s = 0,004$  – расстояние между трубами, м;  
 $l = 3,7$  – длина спирали, м.

$$f = 3,7 \cdot 0,004 \cdot 0,98 = 0,015$$

Эквивалентный диаметр, м:

$$d_3 = \frac{4 \cdot f}{2 \cdot l} = \frac{4 \cdot 0,015}{2 \cdot 3,7} = 0,00784 \quad (2.140)$$

Скорость пара в межтрубном пространстве охладителя можно определить, используя следующее выражение, м/с:

$$\omega_n = \frac{D_{31} \cdot \nu}{2 \cdot f} = \frac{26,73 \cdot 0,0644}{2 \cdot 0,015} = 59,28 \quad (2.141)$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_n \cdot d_3}{\mu \cdot \nu} = \frac{59,28 \cdot 0,00784}{2,29 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0644} = 3,16 \cdot 10^5 \quad (2.142)$$

При условии, что  $Re > 10000$  и  $Pr > 0,7$  для определения коэффициента теплоотдачи в каналах с размещенными в них трубками при продольном обтекании используем формулу, Вт/м<sup>2</sup>·К.

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_3} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (2.143)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{56,45 \cdot 10^{-3}}{0,00784} \cdot (3,16 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,0029^{0,4} = 4156,93$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воде  
Средняя температура воды в ОП, °С:

$$t_6^{cp} = \frac{t_{on}^{ned1} + t_{on}^{ned3}}{2} = \frac{276,01 + 273,01}{2} = 274,51 \quad (2.144)$$

Физические параметры воды приняты при следующих параметрах:

$$t_6^{cp} = 274,51 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$P_{ng} = 33,84 \text{ МПа.}$$

- удельный объем воды:  $\nu = 0,00126 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;
- плотность воды:  $\rho = 795,58 \text{ кг/ м}^3$ ;
- критерий Прандтля:  $Pr = 0,796$ ;
- вязкость воды:  $\mu = 1,04 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;
- теплопроводность воды:  $\lambda = 0,6187 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ .

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{d_{вн} \cdot \omega_6}{\mu \cdot \nu} = \frac{0,022 \cdot 1,48}{1,04 \cdot 10^{-4} \cdot 0,00126} = 2,5 \cdot 10^5 \quad (2.145)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воде,  $\text{Вт/ м}^2\cdot\text{К}$ :

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (2.146)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,6187}{0,022} \cdot (2,5 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,796^{0,4} = 12282,78$$

Коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт/ м}^2\cdot\text{К}$ :

$$k_{on}^{ned1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}}}, \quad (2.147)$$

где  $\lambda_{cm} = 18,512$  – теплопроводность стенки трубы (для стали марки 1X18H9T),  $\text{Вт/ м}\cdot\text{К}$ .

$$k_{on}^{ned1} = \frac{1}{\frac{1}{4156,93} + \frac{0,005}{18,512} \cdot \frac{0,032}{0,022} + \frac{1}{12282,78} \cdot \frac{0,032}{0,022}} = 1330,053$$

Эскизная площадь ПВД-1 зоны ОП,  $\text{м}^2$ :

$$F_{эск}^{on} = \frac{Q_{ned1}^{on}}{k_{on}^{ned1} \cdot \Delta t_{cp}^{on}} = \frac{8278,036}{1330,053 \cdot 68,23} = 91,216 \quad (2.148)$$

Аналогично рассчитана и зона ОД подогревателя. Таким образом сведем в таблицу 21 расчет всех подогревателей ПВД.

Таблица 21 – Результаты расчета подогревателей ПВД

Подогреватель	Марка подогревателя	Эскизная площадь, $\text{м}^2$			
		общая	зона ОП	зона СП	зона ОД

ПВД-1	ПВ-1200-380-43-1	1113,579	91,216	428,899	593,465
Окончание таблицы 21					
ПВД-2	ПВ-2300-380-44	2232,685	168,934	1564,347	499,404
ПВД-3	ПВ-1250-380-21-1	1247,067	118,967	1042,817	85,283

### 2.6.6 Выбор деаэратора

Тип деаэратора выбирается в зависимости от давления среды в нем и расходу деаэрируемой воды. Расход воды принимается равным расходу питательной воды, т/ч:

$$G_{дв} = G_{не} = 2096,648 \quad (2.149)$$

Давление в деаэраторе известно заранее и составляет  $P_0 = 0,7$  МПа.

Таким образом, выбирается деаэратор типа ДСП-2600.

## 2.7 Выбор оборудования топливно-транспортного цеха

### 2.7.1 Приемные устройства

Суммарный расход топлива на станцию:

$$B_{сумм} = n \cdot B_{рас} = 2 \cdot 70,27 = 140,54 \text{ кг/с} = 505,95 \text{ т/ч} \quad (2.150)$$

где  $n = 2$  – число блоков.

Для разгрузки вагонов с углем в приемные бункера используется два вагоноопрокидывателя бокового типа. Один из них является основным, а другой резервным.

Ряд характеристик вагоноопрокидывателя:

- число опрокидываний в час: 20/25;
- теоретическая производительность: 1860/1500 т/ч;
- габариты: 25,6x10,4x12,5 м;
- мощность электродвигателей: 100x2 кВт;
- вес опрокидывателя с электрооборудованием: 197 т.

### 2.7.2 Ленточные конвейеры

Для транспортировки твердого топлива из приемного устройства используются две параллельные линии (нитки) ленточных конвейеров. Одна из линий функционирует в качестве основной, обеспечивая непрерывную поставку топлива, а другая линия является резервной, готовой к использованию в случае необходимости. Такая конфигурация системы подачи твердого топлива с использованием рабочей и резервной линий ленточных конвейеров является надежным решением для обеспечения непрерывности работы и минимизации возможных простоев. В случае возникновения проблем или необходимости

проведения обслуживания на рабочей линии, резервная линия может быть активирована в кратчайшие сроки, обеспечивая бесперебойную подачу топлива. Это позволяет сохранить стабильность работы процесса и предотвратить потери производительности. Такая система резервирования подчеркивает важность надежности и непрерывности работы в процессах, где требуется постоянная подача твердого топлива.

Расчетная часовая производительность каждой линии, т/ч:

$$V_{расч} = \frac{V_{сут}}{T}, \quad (2.151)$$

где  $T$  – число часов работы топливоподачи в течение суток при его непрерывной работе, ч;

$V_{сут}$  – суточный расход топлива на ТЭС, т/день:

$$V_{сут} = V_{сутм} \cdot 24 = 505,95 \cdot 24 = 12142,897 \quad (2.152)$$

$$V_{расч} = \frac{12142,897}{21} = 578,23$$

Производительность ленточного конвейера зависит от нескольких факторов, включая выбранный тип ленты, ее ширину, скорость передвижения и угол наклона.

Выбирается желобчатая лента и ее производительность найдем по выражению, т/ч:

$$V_l = B^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_\alpha, \quad (2.153)$$

где  $B$  – ширина ленты, принимаем равной 1 м;

$c$  – скорость ленты, м/с;

$\gamma$  – насыпной вес топлива, т/м<sup>3</sup>;

$k_\alpha$  – коэффициент, позволяющий учесть угол естественного откоса топлива на ленте.

$$V_l = 1^2 \cdot 2,3 \cdot 0,85 \cdot 320 = 625,6$$

Для обеспечения непрерывной и эффективной работы тепловой электростанции важно, чтобы производительность ленточного конвейера превышала суточный расход топлива на станции. Это обеспечивает непрерывную подачу топлива к котлам и позволяет ТЭС работать в оптимальном режиме.

Данное условие соблюдается.

Мощность на валу приводного барабана ленточного конвейера без сбрасывающего устройства, кВт:

$$W_{\text{б}} = \frac{k_1 \cdot l \cdot c + 2 \cdot B_n \cdot l + 37 \cdot B_n \cdot H}{1,36} \cdot k_l, \quad (2.154)$$

где  $k_1 = 515$  – коэффициент, зависящий от ширины ленты;

$l = 40$  – длина конвейера между центрами приводного и концевых барабанов, м;

$H = 20$  – высота подъема по вертикали между центрами приводного и концевых барабанов, м;

$k_l = 1,05$  – коэффициент, учитывающий влияние длины конвейера.

$$W_{\text{б}} = \frac{515 \cdot 40 \cdot 2,3 + 2 \cdot 625,6 \cdot 40 + 37 \cdot 625,6 \cdot 20}{1,36 \cdot 1000} \cdot 1,12 = 432,64$$

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, может быть определена по следующей формуле, кВт:

$$W_{\text{эн}} = \frac{k_3 \cdot W_{\text{б}}}{\eta_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{р}}}, \quad (2.155)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса;

$\eta_{\text{эд}}$  – КПД электродвигателя;

$\eta_{\text{р}}$  – КПД редуктора.

$$W_{\text{эн}} = \frac{1,25 \cdot 432,64}{0,95 \cdot 0,96} = 592,98$$

### 2.7.3 Выбор дробилок

Для эффективной обработки топлива открытых разработок, содержащего крупные куски размером 200-400 мм и более, на проектируемом блоке ТЭС применяется метод двухступенчатого дробления. Этот метод обеспечивает эффективную переработку такого типа топлива, позволяя раздробить крупные куски на более мелкие фракции, которые легко поддаются дальнейшей обработке и сгоранию.

При выборе дробилок первой ступени для котельного агрегата, мы руководствуемся расчетным расходом топлива. В данном случае, оптимальным выбором являются 3 дискозубые дробилки ДДЗ-4М, которые обладают следующим набором характеристик:

- производительность: 200-240 т/ч;
- размеры ротора: длина – 1200 мм, диаметр – 900 мм;
- частота вращения ротора: 36 об/мин;
- мощность электродвигателя: 36 кВт;
- масса: 12,5 т.

Для достижения более тонкого дробления топлива второй ступени на проектируемом блоке ТЭС, мы выбираем однороторные дробилки ДМН-21×18,5. Эти дробилки обладают соответствующими характеристиками, позволяющими осуществлять эффективное дробление топлива, обеспечивая необходимую степень измельчения:

- производительность: 500-600 т/ч;
- размеры ротора: длина – 1850 мм, диаметр – 2100 мм;
- частота вращения ротора: 490 об/мин;
- мощность электродвигателя: 900 кВт;
- масса: 76,4 т.

Емкость бункера сырого угля составляет, м<sup>3</sup>:

$$V_6 = \frac{B_k \cdot \tau}{\gamma \cdot k_3} = \frac{252,98 \cdot 8}{0,85 \cdot 0,8} = 2976,2 \quad (2.156)$$

где  $\tau = 8$  – число часов работы котельного агрегата на каменном угле, запасенном в бункерах из условия группы взрывоопасности угля, теплотехнических характеристик;

$k_3$  – коэффициент заполнения;

$\gamma$  – насыпной вес угля, т/м<sup>3</sup>.

Для транспортировки угля из бункера используется ленточный питатель, который обладает следующими характеристиками: ширина ленты 800 мм, длина 2 м. При высоте слоя угля 0,2 м, питатель обеспечивает производительность 270 м<sup>3</sup>/ч и мощность 4,5 кВт. Эти параметры определяют способность питателя подавать определенный объем угля за заданный промежуток времени.

#### 2.7.4 Топливные склады

Емкость складов угля принимается равной 30-суточному расходу топлива, потому что дальность поставки более 100 км.

Стоит упомянуть, что на данной станции проектируется штабель прямоугольной формы, обслуживаемый краном перегружателем.

Площадь, занимаемая штабелями может быть найдена по формуле, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{24 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot n}{h \cdot \gamma \cdot \varphi} = \frac{24 \cdot 505,95 \cdot 30}{15 \cdot 0,89 \cdot 0,85} = 33613,556 \quad (2.157)$$

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

$h$  – высота штабеля, м;

$\varphi$  – коэффициент, который учитывает угол естественного откоса угля в штабеле, зависит от свойств угля.

## 2.8 Выбор оборудования пылеприготовления

Процесс подготовки топлива для камерного сжигания включает несколько операций: предварительное грубое дробление до кусков 150-200 мм, удаление металлических предметов, отделение древесной щепы, грохочение и тонкое дробление до размеров кусков 15-25 мм, далее дробленное топливо подсушивают и превращают в пылевидное состояние в мельницах.

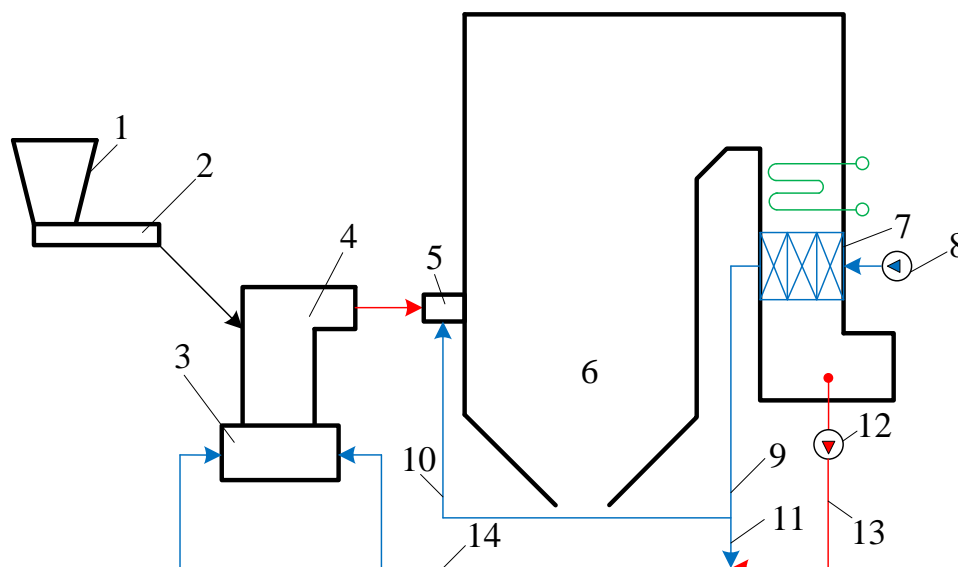
### 2.8.1 Выбор типа мельницы

Для размола рассматриваемого топлива подходят среднеходные валковые мельницы, так как  $W_p < 16\%$  и  $A_p < 30\%$ .

### 2.8.2 Выбор схемы пылеприготовления

Применяется замкнутая схема пылеприготовления с прямым вдуванием, так как были выбраны мельницы типа МВС. В качестве сушильного агента в системе пылеприготовления используются смесь горячего воздуха с дымовыми газами, так как такая сушка топлива рекомендуется при  $W_p < 25\%$  и  $V_z \geq 25\%$ .

Выбранная схема пылеприготовления изображена на рисунке 15.



1 – бункер сырого угля; 2 – питатель сырого угля; 3 – мельница; 4 – сепаратор пыли; 5 – горелки; 6 – топочная камера; 7 – воздухоподогреватель; 8 – дутьевой вентилятор; 9 – горячий воздух; 10 – вторичный воздух; 11 – первичный воздух; 12 – дымосос рециркуляции газов; 13 – уходящие дымовые газы; 14 – газозвдушная смесь.

Рисунок 15 – Замкнутая схема пылеприготовления с прямым вдуванием с газозвдушной сушкой

### 2.8.3 Выбор числа и производительности мельниц

Расчетная производительность одной мельницы определяется на основе известного расхода топлива на котел и принятого числа мельниц с учетом коэффициента запаса, т/ч:

$$B_p = \frac{k_3 \cdot B_{рас}}{n_{мел}}, \quad (2.158)$$

где  $B_{рас}$  – расчетный расход топлива на работу котлоагрегата, т/ч;

$n_{мел} = 8$  – число мельниц, шт.;

$k_3$  – коэффициент запаса.

$$B_p = \frac{1,1 \cdot 252,98}{8} = 34,78$$

Исходя из полученной величины, принимается ориентировочно мельница типа МВС-240 производительностью 50 т/ч.

Так как в характеристиках мельниц указываются показатели при работе их на эталонном топливе, необходимо выполнить пересчет производительности мельницы на проектном топливе, который можно выполнить по формуле, т/ч:

$$B = \frac{k_{ло} \cdot B_x}{k_{ло}^x}, \quad (2.159)$$

где  $B_x$  – производительность мельницы на эталонном топливе, т/ч;

$k_{ло}^x$  – коэффициент размолоспособности эталонного топлива;

$k_{ло}$  – коэффициент размолоспособности проектного топлива.

$$B = \frac{1,15 \cdot 50}{1,5} = 38,33$$

Результаты пересчета производительности на эталонное топливо показали, что выбранная мельница является подходящим вариантом для размола проектного топлива.

Ряд характеристик выбранной мельницы:

- производительность: 50 т/ч;
- число оборотов в минуту: 41 об/мин.

## 2.9 Выбор тягодутьевых машин

### 2.9.1 Выбор дутьевых вентиляторов

Дутьевой вентилятор забирает холодный воздух из верхней части котельного цеха и подает его в ВЗП. Выбор дутьевого вентилятора осуществляется по его производительности и напору.

Производительность дутьевого вентилятора, м<sup>3</sup>/с:



$$V_{\text{дв}} = B_p \cdot V_{\text{дв}}^o \cdot (\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{\text{нл}} + \Delta\alpha_{\text{ен}}) \cdot \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273}, \quad (2.160)$$

где  $\alpha_m$  – коэффициент избытка воздуха в топке, принимаем равным 1,2;  
 $\Delta\alpha_m$  – присос холодного воздуха в топке, принимается равным 0,06;  
 $\Delta\alpha_{\text{нл}}$  – присос холодного воздуха в системе пылеприготовления, принимается равным 0,04;  
 $\Delta\alpha_{\text{ен}}$  – относительная утечка воздуха в ВЗП, принимается равным 0,02;  
 $t_{\text{хв}}$  – температура холодного воздуха, °С.

$$V_{\text{дв}} = 69,57 \cdot 6,39 \cdot (1,2 - 0,06 - 0,04 + 0,02) \cdot \frac{30 + 273}{273} = 550,52$$

Производительность дутьевого вентилятора с учетом коэффициента запаса  $\beta_1 = 1,1$ :

$$V_{\text{дв}}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{\text{дв}}}{z} = \frac{1,1 \cdot 550,52}{2} = 302,787 \text{ м}^3 / \text{с} = 1090032,005 \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (2.161)$$

Напор, развиваемый дутьевым вентилятором, ориентировочно принимаем  $H_{\text{дв}} = 4$  кПа.

Расчетное значение напора принимаем с учетом коэффициента запаса, кПа:

$$H_{\text{дв}}^p = H_{\text{дв}} \cdot 1,15 = 4,6 \quad (2.162)$$

Выбранный дутьевой вентилятор ВДОД-41-500-1 имеет следующие характеристики:

- производительность – 1520 тыс. м<sup>3</sup>/ч;
- КПД – 82,5 %;
- полное давление – 5620 Па.

Расчетный КПД вентилятора примерно принимается равным 90% от максимального:

$$\eta^p = 0,9 \cdot \eta_{\text{max}} = 0,9 \cdot 0,825 = 0,743 \quad (2.163)$$

Мощность на валу дутьевого вентилятора находим по формуле, кВт:

$$N_e = 1,05 \cdot \frac{V_{\text{дв}}^p \cdot H_{\text{дв}}^p}{\eta^p} = 1,05 \cdot \frac{302,787 \cdot 4,6}{0,743} = 1969,643 \quad (2.164)$$

## 2.9.2 Выбор дымососов

Дымосос, так же, как и дутьевой вентилятор, выбирается по производительности и напору.

Производительность дымососа определяется объемными расходами газов, уходящих из котла и воздуха, присасываемого в тракт после котла в золоуловителях и газоходах.

Длина участка от котла до золоуловителя может быть рассчитана по формуле, м:

$$l_{к-з\text{у}} = \frac{D_{не}}{(1,28 + 0,0083 \cdot D_{не})} = \frac{583,33}{(1,28 + 0,0083 \cdot 583,33)} = 95,29 \quad (2.165)$$

где  $D_{не}$  – паропроизводительность котла, кг/с.

Длина участка от золоуловителя до дымовой трубы рассчитывается по формуле, м:

$$l_{з\text{у}-д\text{т}} = \frac{D_{не}}{(1 + 0,007 \cdot D_{не})} = \frac{583,33}{(1 + 0,007 \cdot 583,33)} = 114,75 \quad (2.166)$$

Длина участка газохода от воздухоподогревателя до дымососа рассчитывается по формуле:

$$l_{к-д\text{м}} = l_{к-з\text{у}} + 0,35 \cdot l_{з\text{у}-д\text{т}} = 95,29 + 0,35 \cdot 114,75 = 135,45 \quad (2.167)$$

Присосы воздуха за пределами котлоагрегата на участке между воздухоподогревателем и дымососом могут быть рассчитаны по формуле:

$$\Delta\alpha_{\text{zx}} = 0,01 \cdot \frac{l_{к-д\text{м}}}{10} = 0,01 \cdot \frac{135,45}{10} = 0,14 \quad (2.168)$$

Объем присосов за пределами котлоагрегата составит, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\text{прис}} = \Delta\alpha_{\text{zx}} \cdot V_{\text{e}}^0 = 0,14 \cdot 6,39 = 0,87 \quad (2.169)$$

Объемная производительность дымососов рассчитывается по формуле, м<sup>3</sup>/ч:

$$V_{\text{дс}} = B_p \cdot (V_{\text{yxz}} + V_{\text{прис}}) \cdot \frac{t_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (2.170)$$

где  $t_{\text{д}}$  – температура газов перед дымососом, °С.

$$t_{\partial} = \frac{V_{yxz} \cdot t_{yx} + V_{прис} \cdot t_{xв}}{V_{yxz} + V_{прис}} = \frac{8,44 \cdot 122 + 0,87 \cdot 30}{8,44 + 0,87} = 112,97 \quad (2.171)$$

где  $t_{yx}$  – температура уходящих газов, °С;

$t_{xв}$  – температура холодного присасываемого воздуха, °С.

$$V_{\partial c} = 69,57 \cdot (8,44 + 0,87) \cdot \frac{112,97 + 273}{273} = 915,346 \text{ м}^3/\text{с} = 3295244,657 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчетная производительность одного дымососа принимается с коэффициентом запаса, м<sup>3</sup>/ч:

$$V_{\partial c}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{\partial c}}{z} = \frac{1,1 \cdot 3295244,657}{2} = 1812384,562 \quad (2.172)$$

Напор дымососа должен быть достаточным для преодоления общего сопротивления трения и местных сопротивлений всех газоходов от котла до дымососа, а также сопротивления от дымососа до трубы и самой трубы. Значение напора принимается ориентировочно равным  $H = 4$  кПа.

Расчетный напор дымососа принимается с коэффициентом запаса, кПа:

$$H_{\partial c}^p = H_{\partial c} \cdot 1,15 = 4,6 \quad (2.173)$$

По значениям производительности и напора выбирается дымосос осевого типа марки ДОД-43-500-4.

Характеристики дымососа:

- производительность 1810 тыс. м<sup>3</sup>/ч;
- полное давление 6168 Па;
- КПД 82,5.

Расчетный КПД дымососа находится по формуле:

$$\eta^p = 0,9 \cdot \eta_{max} = 0,9 \cdot 0,825 = 0,743 \quad (2.174)$$

Мощность на валу дымососа (эффективная мощность) рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_e = \frac{V_{\partial c}^p \cdot H_{\partial c}^p}{\eta^p} = \frac{1812384,562 \cdot 4,6}{0,743} = 3274,904 \quad (2.175)$$

### 3 Охрана окружающей среды

#### 3.1 Расчет золоулавливающей установки и системы золоудаления

##### 3.1.1 Золоулавливающая установка

Количество летучей золы на входе в электрофильтр, определяются по формуле, кг/с:

$$M_{\text{зол}}^{\text{ex}} = 0,01 \cdot B_{\text{к}} \cdot \alpha_{\text{ун}} \cdot A^{\text{p}} + 0,01 \cdot B_{\text{к}} \cdot q_4 \cdot \frac{Q_{\text{н}}^{\text{p}}}{32700}, \quad (3.1)$$

где  $\alpha_{\text{ун}}$  – доля золы уносимая газами;

$A^{\text{p}}$  – зольность топлива, %;

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом топлива (твердые недогоревшие частицы), %.

$$M_{\text{зол}}^{\text{ex}} = 0,01 \cdot 70,27 \cdot 0,95 \cdot 14,62 + 0,01 \cdot 70,27 \cdot 1 \cdot \frac{24074,1}{32700} = 10,28$$

Количество летучей золы после прохождения электрофильтра, кг/с:

$$M_{\text{зол}}^{\text{вых}} = M_{\text{зол}}^{\text{ex}} \cdot (1 - \eta_{\text{зф}}) \cdot n, \quad (3.2)$$

где  $\eta_{\text{зф}}$  – КПД электрофильтра;

$n$  – количество котлов.

Для расчета электрофильтра представим исходные данные в таблице 22

Таблица 22 – Данные для расчета электрофильтра

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Объемный расход газов, поступающий на очистку в электрофильтр, м <sup>3</sup> /ч	$V_0$	1647622,33
Плотность газов, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_0$	1,31
Температура газов, °С	$t_2$	128
Температура холодного воздуха, °С	$t_{\text{хв}}$	30
Барометрическое давление, кПа	$B$	101,3
Разрежение в системе, кПа	$P_2$	2
Рабочее напряжение электрофильтра (напряжение на электродах), кВ	$U_p$	110
Радиус коронирующего электрода, м	$R_1$	0,0015
Расстояние между коронирующими электродами в ряду, м	$d_{\text{к}}$	0,24

Расстояние между плоскостями осадительных и коронирующих электродов, м	$H$	0,23
--	-----	------

Плотность газов при рабочих условиях, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_2 = \frac{273 \cdot (B \pm P_2)}{(273 + t_2) \cdot B} = \frac{273 \cdot (101,3 - 2)}{(273 + 128) \cdot 101,3} = 0,874 \quad (3.3)$$

Расход газов при рабочих условиях, м<sup>3</sup>/ч:

$$V_2 = \frac{V_0 \cdot \rho_0}{\rho_2} = \frac{1647622,33 \cdot 1,31}{0,874} = 2468877,784 = 685,799 \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.4)$$

Скорость газов в электрофилт্রে принимаем 1 м/с и находим площадь поперечного сечения электрофилт্রে, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{V_2}{W_2} = \frac{685,799}{1} = 685,799 \quad (3.5)$$

где  $W_2$  – скорость газов, м/с.

Вследствие высокой дисперсности и объемов выбираем электрофилт্রে ЭГВМ2-70-18-6-8. Данный филт্রে является модификацией с увеличенной до 18 м высотой электродов стандартного электрофилт্রে ЭГВ2-70-12-6-8, характеристики которого приведены в таблице 23.

Представим технические характеристики выбранного электрофилт্রে в таблице 23.

Таблица 23 – Технические характеристики электрофилт্রে

Типоразмер ЭФ	Активное сечение ЭФ, м <sup>2</sup>	Площадь осаждения, м <sup>2</sup>	Длина коронир. элементов, м	Длина активной зоны, м	Габариты ЭФ LxVxH, м
ЭГВ2-70-12-6-8	363,8	52460	173120	30,72	48,6x35,7x19,9

Уточним скорость газов в ЭФ при увеличенной площади активного сечения в 1,5 раза, т.к. ЭФ модернизированный, м/с:

$$W_2 = \frac{V_2}{S} = \frac{685,799}{545,7} = 1,25 \quad (3.6)$$

где  $S$  – увеличенная площадь активного сечения, м<sup>2</sup>.

*Расчет электрических параметров*

Относительная плотность газов при рабочих условиях, кг/м<sup>3</sup>:

$$\beta_{\text{отн}} = \frac{(273 + t_{\text{xe}}) \cdot (B \pm P_z)}{(273 + t_z) \cdot B} = \frac{(273 + 30) \cdot (101,3 - 2)}{(273 + 128) \cdot 101,3} = 0,741 \quad (3.7)$$

Критическая напряженность электрического поля, В/м:

$$E_0 = 3,04 \cdot \left( \beta_{\text{отн}} + 0,0311 \cdot \sqrt{\frac{\beta_{\text{отн}}}{R_1}} \right) \cdot 10^6, \quad (3.8)$$

где  $R_1$  – радиус коронирующего электрода, м.

$$E_0 = 3,04 \cdot \left( 0,741 + 0,0311 \cdot \sqrt{\frac{0,741}{0,0015}} \right) \cdot 10^6 = 4,353 \cdot 10^6$$

Критическое напряжение короны, В:

$$U_0 = E_0 \cdot R_1 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 2 \cdot H}{2 \cdot d_k} - \ln \frac{\pi \cdot 2 \cdot R_1}{d_k} \right), \quad (3.9)$$

где  $H$  – расстояние между плоскостями осадительных и коронирующих электродов, м;

$d_k$  – расстояние между коронирующими электродами в ряду, м.

$$U_0 = 4,353 \cdot 10^6 \cdot 0,0015 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,24} - \ln \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 0,0015}{0,24} \right) = 40792,644$$

Линейная плотность тока короны А/м:

$$i_0 = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot k \cdot k_1}{9 \cdot 10^9 \cdot d_k^2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 2 \cdot H}{2 \cdot d_k} - \ln \frac{\pi \cdot 2 \cdot R_1}{d_k} \right)} \cdot U_p \cdot (U_p - U_0), \quad (3.10)$$

где  $k = 1,35 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/(В·с) – коэффициент подвижности ионов;

$U_p$  – напряжение на электродах, В;

$k_1$  – коэффициент компоновки электродов между пластинами:

$$k_1 = 0,12 \cdot \left( \frac{d_k}{2 \cdot H} \right)^2 = 0,12 \cdot \left( \frac{0,24}{2 \cdot 0,23} \right)^2 = 0,033 \quad (3.11)$$

$$i_0 = \frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 1,35 \cdot 10^{-4} \cdot 0,033}{9 \cdot 10^9 \cdot 0,24^2 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,24} - \ln \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 0,0015}{0,24} \right)} \cdot 110000 \cdot$$

$$\cdot(110000 - 40792,644) = 4,092 \cdot 10^{-4}$$

Напряженность электрического поля, В/м:

$$E = \sqrt{\frac{i_0 \cdot 2 \cdot H}{\pi \cdot \varepsilon_0 \cdot d_k \cdot k}}, \quad (3.12)$$

где  $\varepsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12}$  Ф/м – диэлектрическая постоянная.

$$E = \sqrt{\frac{4,092 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 0,23}{3,14 \cdot 8,854 \cdot 10^{-12} \cdot 0,24 \cdot 1,35 \cdot 10^{-4}}} = 4,57 \cdot 10^5$$

Определим динамическую вязкость входящих в состав дымовых газов при рабочих условиях, Па·с:

$$\mu = \mu_0 \cdot \left( \frac{273 + C}{273 + t_2 + C} \right) \cdot \sqrt{\left( \frac{273 + t_2}{271} \right)^3}, \quad (3.13)$$

где  $C$  – константа;

$\mu_0$  – коэффициент динамической вязкости газа при нормальных условиях.

Сведем в таблицу 24 рассчитанные значения динамической вязкости по каждому из компонентов газа.

Таблица 24 – Полученные расчетные значения

Вид газа	Константа, С	Коэф-т динамической вязкости газа, $\mu_0 \cdot 10^{-6}$	Динамическая вязкость, $\mu \cdot 10^{-5}$ Па·с
$O_2$	131	20,3	2,744
$H_2O$	673	10	1,568
$N_2$	114	17	2,274
$CO_2$	254	13,7	1,962

Вязкость газа определяется как сумма вязкостей:

$$\frac{M}{\mu} = \sum \frac{M_i}{\mu_i} = \left( \frac{a_{CO_2} \cdot M_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{a_{H_2O} \cdot M_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} + \frac{a_{O_2} \cdot M_{O_2}}{\mu_{O_2}} + \frac{a_{N_2} \cdot M_{N_2}}{\mu_{N_2}} \right), \quad (3.14)$$

где  $M_i$  – молекулярная масса газов, кг/кмоль.

$a$  – содержание компонента в долях единицы.

$$\frac{M}{\mu} = \left( \frac{0,1684 \cdot 44}{1,962 \cdot 10^{-5}} + \frac{0,981 \cdot 18}{1,568 \cdot 10^{-5}} + \frac{0,0003 \cdot 32}{2,744 \cdot 10^{-5}} + \frac{0,7332 \cdot 28}{2,274 \cdot 10^{-5}} \right) = 2,407 \cdot 10^6$$

Так как относительная молекулярная масса газов  $M$ , кг/кмоль:

$$M = a_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + a_{H_2O} \cdot M_{H_2O} + a_{O_2} \cdot M_{O_2} + a_{N_2} \cdot M_{N_2}, \quad (3.15)$$

$$M = 0,1684 \cdot 44 + 0,981 \cdot 18 + 0,0003 \cdot 32 + 0,7332 \cdot 28 = 45,607$$

Следовательно, вязкость газов, нс/м<sup>2</sup>:

$$\mu = \frac{45,607}{2,407 \cdot 10^6} = 1,895 \cdot 10^{-5} \quad (3.16)$$

Найдем удельную поверхность осаждения электрофильтра, м<sup>2</sup>/(м<sup>3</sup>·с)

$$f = \frac{F_{oc}}{S \cdot W_2} = \frac{78690}{545,7 \cdot 1,25} = 114,742 \quad (3.17)$$

где  $F_{oc}$  – площадь осадительных электродов, увеличенная в 1,5 раза.

Скорость дрейфа частиц, м/с, диаметром от 2 до 50 мкм находится по следующему выражению:

$$\omega = 6 \cdot 10^{-12} \cdot E^2 \cdot \frac{r_{cp}}{\mu}, \quad (3.18)$$

где  $r_{cp}$  – средний радиус частиц, мкм.

А для частиц диаметром от 0,1 до 2 мкм, скорость дрейфа находится по формуле:

$$\omega_m = \omega \cdot \left( 1 + A \cdot \frac{\lambda}{r_{cp}} \right), \quad (3.19)$$

где  $A = 0,815-1,63$ ;  
 $\lambda = 10^{-7}$  для газов.

Установлено на практике, что действительные скорости дрейфа частиц в электрическом поле ЭФ примерно в 2 раза меньше теоретически рассчитанных, поэтому при подсчете степени очистки нужно учесть этот факт. Таким образом формула степени очистки газов по фракциям будет выглядеть следующим образом:

$$\eta = \left( 1 - e^{\left( \frac{-a \cdot \omega_t}{2} \right)} \right), \quad (3.20)$$

где  $a$  – коэффициент, характеризующий геометрические размеры аппарата и скорость газов в нем.

$$a = \frac{L \cdot \Pi}{S \cdot W_2} = 56,368 \quad (3.21)$$



где  $L$  – длина осадительного электрода, м;  
 $\frac{\Pi}{S} = 7,7$  – для пластинчатых электродов.

Для удобства все найденные параметры для каждой фракции сведены в таблицу 25.

Таблица 25 – Полученные значения

Средний радиус частиц $r_{cp}$ , мкм	Содержание в газе, % (по массе)	Скорость дрейфа частиц $\omega$ , м/с	Степень очистки газов $\eta$
1,25	3	$8,928 \cdot 10^{-2}$	0,957
2,25	7	0,149	0,995
3,75	16,5	0,248	0,9998
4,25	20	0,281	1
13,75	9	0,909	1
65	44,5	4,299	1

Общая степень очистки в свою очередь находится по формуле:

$$\eta = \sum \frac{\eta_i \cdot \Phi_i}{100}, \quad (3.22)$$

$$\eta = \frac{0,957 \cdot 3}{100} + \frac{0,995 \cdot 7}{100} + \frac{0,9998 \cdot 16,5}{100} + \frac{1 \cdot 20}{100} + \frac{1 \cdot 9}{100} + \frac{1 \cdot 44,5}{100} = 0,9983$$

Выбирается два электрофильтра на блок типа ЭГВМ2-70-18-6-8 с высотой электродов 18 м, площадью сечения  $545 \text{ м}^2$  и производительностью  $1965000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Зная КПД электрофильтра, можем найти количество летучей золы в дымовую трубу, кг/с, (см. формулу 3.2).

$$M_{зол}^{вых} = 10,28 \cdot (1 - 0,9983) \cdot 2 = 0,03495$$

### 3.1.2 Золоудаление

На твёрдотопливных ТЭС для хранения удаляемых из котлов и золоуловителей золошлаковых материалов устраиваются золоотвалы. Ёмкость первой очереди золоотвала рассчитывается на 5 лет, полная ёмкость — на 25 лет.

Существуют различные технологии золошлакоудаления, в частности, «сухие» и «мокрые» системы. На данном проектируемом объекте принимается та, при которой смесь золы, шлака и воды с помощью багерных насосов перекачивается по трубопроводам-пульпопроводам на золоотвал — так называемая «мокрая» система золошлакоудаления.

Суммарное количество шлака и золы, удаляемых с ТЭС, определяется по формуле, кг/с:

$$M_{шл.з} = 0,01 \cdot B_{сумм} \cdot \left( A^p + q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700} \cdot (1 - \alpha_{ун} \cdot (1 - \eta_{зв})) \right), \quad (3.23)$$

где  $B_{сумм}$  – часовой расход угля, кг/с.

$$M_{шл.з} = 0,01 \cdot 140,54 \cdot \left( 14,62 + 1 \cdot \frac{24074,1}{32700} \cdot (1 - 0,95 \cdot (1 - 0,9983)) \right) = 21,553$$

Необходимое количество воды на золошлакоудаление, кг/с:

$$M_e = 12 \cdot M_{шл.з} = 12 \cdot 21,553 = 258,63 \quad (3.24)$$

Определив количество шлака и золы, уносимой с ТЭС, а также необходимое количество воды, можем найти расход пульпы, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q = \frac{M_{шл.з}}{\gamma_{шл.з}} + \frac{M_e}{\gamma_e} = \frac{21,553}{0,5} + \frac{258,63}{1} = 1086,261 \quad (3.25)$$

где  $\gamma_e$  – удельный вес (плотность) воды, т/м<sup>3</sup>;

$\gamma_{шл.з}$  – удельный вес (плотность) золы и шлака, т/м<sup>3</sup>.

Диаметр шлакозолопровода определяется по формуле, м:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1086,261}{3,14 \cdot 1,75}} = 0,469 \quad (3.26)$$

где  $V = 1,75$  – скорость пульпы, м/с.

На станции устанавливаются три багерных насоса на 100% для обеспечения непрерывной работы. Один из них функционирует в качестве основного насоса, второй служит как резервный на случай возможной поломки основного насоса, а третий насос находится в ремонте.

Выбран багерный насос 12 Гр-8Г, который имеет характеристики:

- производительность: 1000-2000 м<sup>3</sup>/ч;
- давление на выходе из насоса: 0,57-0,48 МПа;
- диаметр рабочего колеса: 840 мм;
- мощность электродвигателя: 500 кВт;
- частота вращения ротора: 730 об/мин.

## 3.2 Расчет выбросов вредных веществ ТЭС

### 3.2.1 Расчет содержания оксидов серы в дымовых газах

Формирование экологически чистой угольной энергетики определяется новой концепцией конденсационных пылеугольных энергоблоков. Эти энергоблоки обладают повышенной эффективностью благодаря улучшенному

технологическому процессу. В этой связи выбросы загрязняющих веществ сокращаются до минимально допустимых значений благодаря применению систем очистки дымовых газов. На данном проектируемом объекте будут установлены установки серо- и азотоочистки.

Суммарное количество оксидов серы, которые попадают в атмосферу с продуктами сгорания топлива, можно найти по формуле, г/с:

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot S^p \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}) \cdot (1 - \eta^c_{SO_2} \cdot \frac{n_0}{n_k}), \quad (3.27)$$

где  $\eta'_{SO_2}$  – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в газоходах котла, принимаем по таблице 3.2 [12];

$\eta''_{SO_2}$  – доля оксидов серы, подвергаяемая улавливаю в электрофилтре ( $\eta''_{SO_2} = 0$ , т.к. сухое золоулавливание), рисунок 3.1 [12];

$\eta^c_{SO_2}$  – доля оксидов серы, которые подвергаются обработке и удалению в установках сероочистки;

$n_0$  – длительность работы сероочистной установки, ч/год;

$n_k$  – длительность работы котла, ч/год.

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 140,54 \cdot 0,46 \cdot (1 - 0,1) \cdot (1 - 0) \cdot (1 - 0,5 \cdot \frac{6000}{7500}) = 699,21$$

### 3.2.2 Расчет содержания оксидов азота в дымовых газах

Удельные выбросы оксидов азота складываются из двух основных составляющих: топливных и воздушных выбросов:

$$K_{NO_2} = K_{NO_2}^m + K_{NO_2}^e, \quad (3.28)$$

Топливные оксиды азота, г/МДж:

$$K_{NO_2}^m = 0,12 \cdot \xi_{NO_x} \cdot \beta_{\alpha_2} \cdot \beta_{\alpha_1} \cdot \beta_R \cdot \beta_g \cdot \beta_{cm}, \quad (3.29)$$

где  $\xi_{NO_x}$  – безразмерный коэффициент, который учитывает характеристики топлива;

$\beta_{\alpha_2}$  – влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке;

$\beta_{\alpha_1}$  – влияние доли первичного воздуха, подаваемого в горелку;

$\beta_R$  – влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух;

$\beta_g$  – влияние максимальной температуры в зоне образования топливных оксидов азота;

$\beta_{cm}$  – влияние смесеобразования в корне факела прямоточных горелок.

$$\xi_{NO_x} = FR^{0,6} + (1 + N^d), \quad (3.30)$$

где  $FR$  – топливный коэффициент;  
 $N^d$  – содержание азота в сухой массе топлива, %.

$$N^d = N^p \cdot \frac{100}{100 - W^p} = 1,84 \cdot \frac{100}{100 - 8,6} = 2,02 \quad (3.31)$$

$$FR = \frac{C^{св}}{V^p}, \quad (3.32)$$

где  $C^{св}$  – связанный углерод, %;  
 $V^p$  – выход летучих веществ на рабочую массу, %.

$$V^p = V^z \cdot \frac{100 - A^p + W^p}{100} = 37,1 \cdot \frac{100 - 14,62 + 8,6}{100} = 28,48 \quad (3.33)$$

$$C^{св} = 100 - W^p - A^p - V^z = 100 - 8,6 - 14,62 - 37,1 = 48,29 \quad (3.34)$$

$$FR = \frac{48,29}{28,48} = 1,7$$

$$\xi_{NO_x} = 1,7^{0,6} + (1 + 2,02) = 4,39$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке:

$$\beta_{\alpha_s} = (0,53 \cdot \alpha_{zop} + 0,12)^2 = (0,53 \cdot 1,14 + 0,12)^2 = 0,52 \quad (3.35)$$

Влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух:

$$\beta_R = 1 - 0,016\sqrt{r} = 1 - 0,016\sqrt{30} = 0,91 \quad (3.36)$$

где  $r$  – степень рециркуляции газов, %.

Влияние максимальной температуры в зоне образования топливных оксидов:

$$\beta_g = 0,11 \cdot \sqrt[3]{T_{3AG}'' - 1100}, \quad (3.37)$$

где  $T_{3AG}''$  – температура на выходе из зоны активного горения, К.

$$T_{3AG}'' = \mathcal{G}_a \cdot 0,8 + 273 = 1898,63 \cdot 0,8 + 273 = 1518,904 \quad (3.38)$$

где  $\mathcal{G}_a$  – максимально возможная (теоретическая) температура сгорания, °С.

$$\beta_g = 0,11 \cdot \sqrt[3]{1518,904 - 1100} = 0,82$$

Влияние смесеобразования в корне факела прямооточных горелок:

$$\beta_{см} = 0,98 \cdot \frac{W_2}{W_1} - 0,47, \quad (3.39)$$

где  $W_2$ ,  $W_1$  – скорости вторичного и первичного воздуха в горелке, соответственно.

$$\beta_{см} = 0,98 \cdot \frac{47}{29} - 0,47 = 1,118$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямооточной горелке:

$$\beta_{\alpha_i} = 1,73 \cdot \alpha_1 + 0,48, \quad (3.40)$$

где  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – доля первичного и вторичного воздуха в горелке, соответственно.

$$\alpha_1 = 1 - \alpha_2 = 1 - 0,2 = 0,8 \quad (3.41)$$

$$\beta_{\alpha_i} = 1,73 \cdot 0,2 + 0,48 = 0,826$$

Рассчитав все необходимые коэффициенты, определяем топливные оксиды азота, г/МДж, по формуле:

$$K_{NO_2}^m = 0,12 \cdot 4,39 \cdot 0,52 \cdot 0,826 \cdot 0,91 \cdot 0,82 \cdot 1,118 = 0,19$$

Воздушные оксиды азота не учитываем, так как  $T_{3AG}''$  меньше 1800 К.

$$K_{NO_2}^e = 0 \quad (3.42)$$

Удельные выбросы оксидов азота, г/МДж:

$$K_{NO_2} = 0,241 + 0 = 0,241$$

Массовый выброс оксидов азота, г/с:

$$M_{NO_2} = K_{NO_2} \cdot B_{сумм} \cdot Q_H^p \cdot \eta_c = 0,19 \cdot 140,54 \cdot 24,074 \cdot 0,9 = 648,21 \quad (3.43)$$

где  $\eta_c$  – КПД установки сероочистки.

### 3.2.3 Расчет содержания бензапирена

Концентрация бензапирена, мкг/м<sup>3</sup> в сухих дымовых газах котла за золоуловителем рассчитывается по формуле:

$$C_{bn} = \frac{A \cdot Q_H^p}{e^{1,5 \cdot a_m}} \cdot \left( \frac{D_\phi}{D_H} \right)^{1,1} \cdot (1 - \eta_{zy} \cdot z), \quad (3.44)$$

где  $A = 0,521$  – коэффициент, отражающий конструкцию нижней части топки при твердом шлакоудалении, п.5.3 [11];

$z$  – коэффициент, учитывающий снижение эффективности улавливания бензапирена электрофильтром.

$$C_{\text{бн}} = \frac{0,521 \cdot 24074,1}{e^{1,5 \cdot 1,2}} \cdot \left( \frac{2100}{2039} \right)^{1,1} \cdot (1 - 0,9983 \cdot 0,7) = 0,65$$

Суммарное количество бензапирена, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами, можно найти по формуле, мкг/с:

$$M_{\text{бн}} = C_{\text{бн}} \cdot V_{\text{дс}} = 0,65 \cdot 915,35 = 590,4263 \quad (3.45)$$

### 3.2.4 Расчет суммарных выбросов вредных веществ

Суммарные выбросы вредных веществ составляют, г/с:

$$M = M_{\text{зола}}^{\text{вых}} + M_{\text{SO}_2} + M_{\text{бн}} + 5,88 \cdot M_{\text{NO}_2} = 34,95 + 699,21 + 5,9043 \cdot 10^{-4} + 5,88 \cdot 648,21 = 4545,66 \quad (3.46)$$

### 3.3 Расчет дымовой трубы

При проектировании дымовой трубы принимается во внимание требование соблюдения предельно допустимых концентраций вредных примесей  $C_{\text{нд}} = 0,5$  мг/м<sup>3</sup> в приземном слое атмосферы.

Минимально допустимая высота дымовых труб, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{C_{\text{нд}}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{n}{V \cdot \Delta T}}, \quad (3.47)$$

где  $A$  – коэффициент, учитывающий температурную стратификацию атмосферы и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в воздухе, для Урала  $A = 160$ ;

$M$  – выбросы вредных веществ, г/с;

$F$  – безразмерный коэффициент, учитывающий характер загрязнений,  $F = 2$ ;

$m$  – безразмерный коэффициент, позволяющий оценить степень влияния скорости выхода газов на их распространение в окружающей среде;

$n$  – число труб одинаковой высоты;

$V$  – расход дымовых газов через трубу, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta T = t_{\text{д}} - t_{\text{г}} = 112,97 - 30 = 82,97$  °С – разность температур газов, выходящих из трубы, и воздуха (для наиболее благоприятных условий для рассеивания газов).

Расход дымовых газов через трубу, м<sup>3</sup>/с

$$V = V_{oc} \cdot n = 915,35 \cdot 2 = 1830,691 \quad (3.48)$$

где  $V_{oc}$  – производительность дымососов, определяющая объем проходящих через них дымовых газов, м<sup>3</sup>/с;  
 $n$  – количество котлов, шт.

С учетом выбросов золы, необходимая минимальная высота дымовой составляет, м:

$$H = \sqrt{\frac{160 \cdot 4545,66 \cdot 2 \cdot 0,8}{0,5}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1830,691 \cdot 82,97}} = 208,86$$

Итак, в результате выбирается дымовая труба стандартной высотой 250 метров.

Диаметр устья дымовой трубы можно найти по формуле:

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{V}{\omega_0}} = 0,0188 \sqrt{\frac{6590489,31}{45}} = 7,1947 \quad (3.49)$$

где  $V$  – расход дымовых газов, м<sup>3</sup>/ч;  
 $\omega_0$  – скорость газов на выходе из дымовой трубы, м/с.

Подбирается стандартный диаметр устья дымовой трубы 7,2 метра.

Эффективная высота выброса дымовых газов, м:

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{V_e \cdot \varphi} = 1,9 \cdot \frac{7,2 \cdot 45}{4,5 \cdot 1,7} = 80,47 \quad (3.50)$$

где  $V_e = 4,5$  – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, м/с;  
 $\varphi = 1,7$  – коэффициент, который учитывает возрастание скорости ветра с высотой трубы.

В свою очередь высота подъема факела дымовых газов находится по выражению, м:

$$H_{эф} = H + \Delta H = 250 + 80,47 = 330,47 \quad (3.51)$$

### 3.4 Расчет рассеивания вредных примесей в атмосферу

Для снижения концентрации выбросов на заданной высоте дымовой трубы проводится расчет рассеивания вредных примесей. Это позволяет обеспечить эксплуатацию тепловых электростанций в условиях, когда большую часть времени в году концентрации вредных примесей, находящихся на уровне дыхания людей, будут находиться ниже предельно допустимых норм.

Для начала определим величину максимальной приземной концентрации вредных веществ для выброса из одиночного источника, мг/м<sup>3</sup>:

$$c_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}}, \quad (3.52)$$

где  $A$  – то же, что и в формуле (3.47);

$M$  – суммарный выброс вредных веществ, г/с;

$F$  – то же, что и в формуле (3.47);

$m, n$  – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выброса из устья трубы;

$V$  – то же, что и в формуле (3.47);

$\Delta T = 112,97 - 23,3 = 89,67$  – разность температур между газовой смесью и окружающим воздухом, учитывая среднемесячные значения температуры в самый холодный месяц в качестве расчетной температуры окружающей среды;

$H$  – высота дымовой трубы, м.

Величина коэффициента  $m$  определяется по формуле:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}}, \quad (3.53)$$

где  $f$  – безразмерный коэффициент, который зависит от характеристик дымовой трубы и уходящих газов:

$$f = 1000 \cdot \frac{\omega_0^2 \cdot d_0}{H^2 \cdot \Delta T} = 1000 \cdot \frac{45^2 \cdot 7,2}{250^2 \cdot 89,67} = 2,6 \quad (3.54)$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{2,6} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{2,6}} = 0,77$$

Величина коэффициента  $n$  зависит от величины  $v_m$ , которая определяется по формуле:

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V \cdot \Delta T}{H}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{1830,691 \cdot 89,67}{250}} = 5,65 \quad (3.55)$$

Так как  $v_m > 2$ , то  $n$  принимается равным 1.

Величина максимальной приземной концентрации вредных веществ составляет, мг/м<sup>3</sup>:

$$c_m = \frac{160 \cdot 4545,66 \cdot 2 \cdot 0,77 \cdot 1}{250^2 \cdot \sqrt[3]{1830,691 \cdot 89,67}} = 0,3382$$



Так как величина максимальной приземной концентрации не превышает  $C_{нд} = 0,5 \text{ мг/м}^3$ , то можно судить о правильном выборе высоты дымовой трубы.

Скорость ветра на уровне флюгера (обычно 10 м от уровня земли) определяется по формуле:

$$u_m = v_m \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{f}) = 5,65 \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{2,6}) = 6,74 \quad (3.56)$$

Расстояние, на котором достигается максимальная концентрация вредных веществ, м

$$x_m = \frac{5 - F}{4} \cdot d \cdot H, \quad (3.57)$$

где  $F$  – то же, что и в формуле (3.47);

$H$  – высота дымовой трубы, м;

$d$  – безразмерная величина, определяемая по формуле:

$$d = 7 \cdot \sqrt{v_m} \cdot (1 + 0,28 \cdot \sqrt[3]{f}) = 7 \cdot \sqrt{5,65} \cdot (1 + 0,28 \cdot \sqrt[3]{2,6}) = 23,05 \quad (3.58)$$

$$x_m = \frac{5 - 2}{4} \cdot 23,05 \cdot 250 = 4321,05$$

При опасной скорости ветра приземная концентрация по оси факела на различных расстояниях  $x$  от источника выброса определяется по формуле:

$$c_x = S_i \cdot c_m, \quad (3.59)$$

где  $S_i$  – безразмерный коэффициент, определяемый по формулам:

$$\text{при } \bar{x} \leq 1 \quad S_i = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2;$$

$$\text{при } 1 < \bar{x} \leq 8 \quad S_i = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^2 + 1};$$

$$\text{при } 8 < \bar{x} \leq 100 \text{ и } F > 1,5 \quad S_i = \frac{1}{0,1 \cdot \bar{x}^2 + 2,456 \cdot \bar{x} - 17,8}.$$

где  $\bar{x} = \frac{x}{x_m}$  – безразмерный коэффициент,

где  $x$  – расстояние от источника выброса, м;

$x_m$  – максимальная концентрация вредных веществ.

Выполним расчет приземных концентраций вредных веществ по оси факела на различных расстояниях  $x$  от источника выброса. Результаты расчета приведены в таблице 26.

Таблица 26 – Расчет приземных концентраций по оси факела

Расстояние $x$ от источника выброса, м	$\bar{x} = \frac{x}{x_m}$	$S_i$	Приземная концентрация по оси факела, $c_x$ , мг/м <sup>3</sup>
500	0,116	0,068	0,0232
1000	0,231	0,231	0,078
1500	0,347	0,432	0,1461
2000	0,463	0,63	0,213
2500	0,579	0,795	0,2689
5000	1,157	0,962	0,3255
10000	2,314	0,666	0,2253
20000	4,629	0,299	0,101
40000	9,257	0,074	0,025

По полученным значениям приземных концентраций в зависимости от расстояния строится график и находится расстояние, на котором концентрация наибольшая.

График зависимости приземной концентрации по оси факела изображен на рисунке 16.

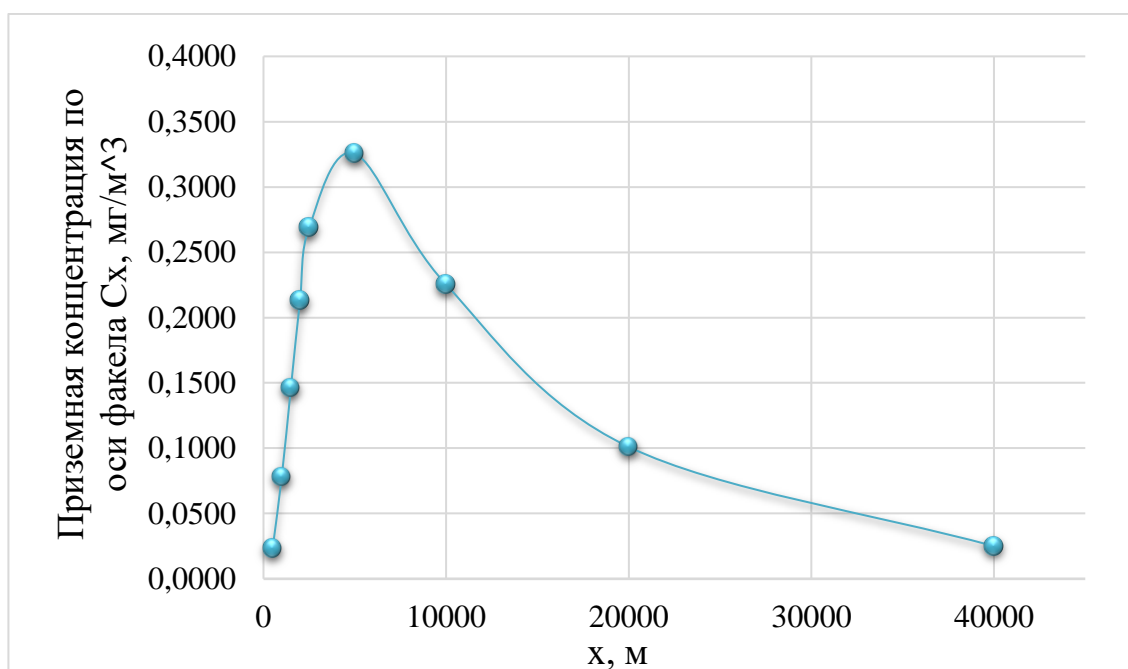


Рисунок 16 – График зависимости приземной концентрации по оси факела

Значения приземной концентрации в атмосфере на расстоянии  $y$ , м, по перпендикуляру к оси факела выброса определяют по формуле:

$$c_y = S_i \cdot c_m, \quad (3.60)$$

где  $S_i$  – безразмерный коэффициент, определяемый по формулам:

$$S_i = \frac{1}{(1 + 5 \cdot t_y + 12,8 \cdot t_y^2 + 17 \cdot t_y^3 + 45,1 \cdot t_y^4)^2}, \quad (3.61)$$

где  $t_y = \frac{5 \cdot y^2}{x^2}$  – безразмерный коэффициент,

где  $y$  – расстояние по перпендикуляру к оси факела выброса, м;

$x$  – расстояние от источника выброса, при котором приземная концентрация максимальная, м.

Расчет выполним для  $x=5000$  с максимальной концентрацией  $0,3255$  мг/м<sup>3</sup>. Результаты расчета приведены в таблице 27.

Таблица 27 – Расчет приземных концентраций по перпендикуляру к оси факела.

Расстояние $y$ по перпендикуляру к оси факела выброса, м	$t_y = \frac{5 \cdot y^2}{x^2}$	$S_i$	Приземная концентрация вредных веществ перпендикулярно оси выброса, $c_y$ , мг/м <sup>3</sup>
100	0,002	0,9802	0,31902
200	0,008	0,9231	0,3004
300	0,018	0,8352	0,2718
400	0,032	0,7259	0,2362
500	0,128	0,2777	0,0903
600	0,288	0,0562	0,0182
700	0,512	0,0066	0,0021
800	0,8	0,0006	0,00019
1000	1,152	0,0001	0,0000195

На основе полученных данных о концентрациях вредных веществ на различных расстояниях от факела, строится график зависимости концентрации от расстояния в перпендикулярной плоскости оси факела.

График зависимости приземной концентрации по перпендикуляру к оси факела изображен на рисунке 17.

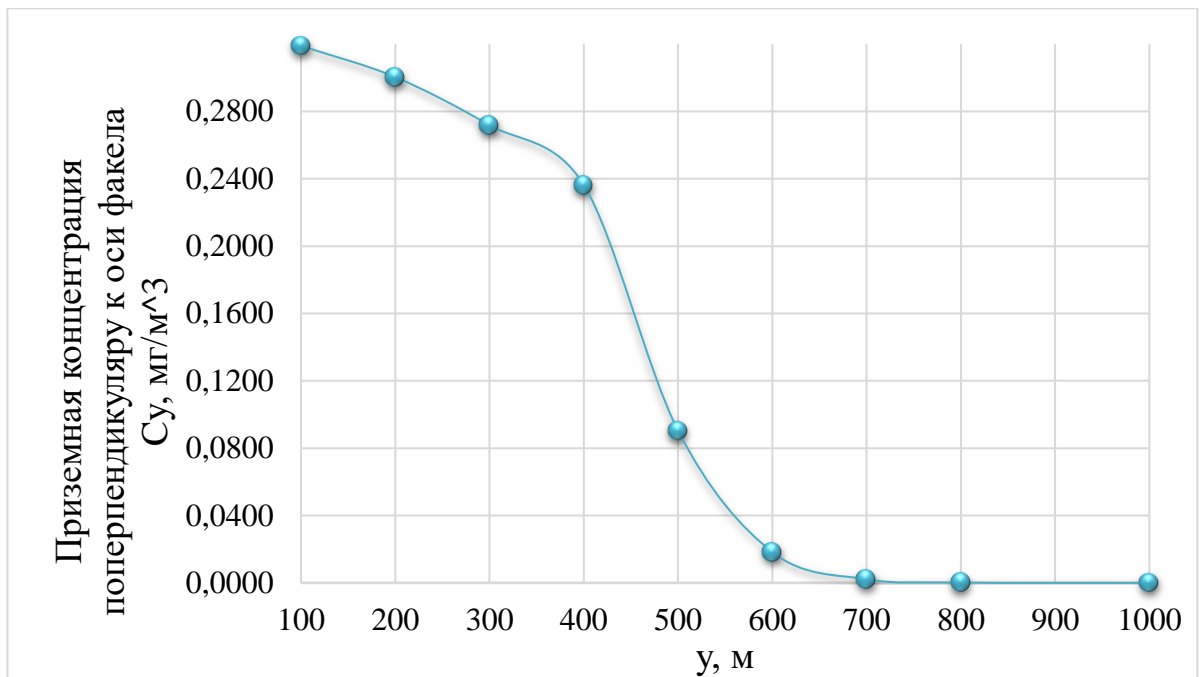


Рисунок 17 – График зависимости приземной концентрации по перпендикуляру к оси факела

## 4 Общая часть

### 4.1 Выбор схемы технического водоснабжения

ТЭС занимают важное место среди крупных потребителей воды в промышленности. Вода необходима для процесса конденсации пара, охлаждения масла турбин, систем охлаждения генераторов, электродвигателей. Кроме того, вода используется для компенсации потерь пара и конденсата на самой электростанции и в тепловых сетях. Также вода применяется для гидравлического удаления шлака и золы.

Определение расхода воды на тепловых электростанциях (ТЭС) требует учета нескольких факторов, включая тип проектируемой станции, используемое топливо, а также характеристики оборудования. При выборе оптимальной схемы водоснабжения для ТЭС эти параметры имеют важное значение.

На современных электростанциях отказываются от использования прямоточной схемы водоснабжения и пруда-охладителя в связи с их негативным экологическим воздействием. В прямоточной схеме вода берется из реки, и после использования возвращается обратно в водоем с повышенной температурой, что приводит к тепловому загрязнению. Вместо этого, современные ТЭС предпочитают использовать оборотную схему водоснабжения, где вода из внешних источников используется только для компенсации потерь в цикле и охлаждения, а охлаждение осуществляется через градирню. Такой подход существенно снижает негативное влияние на окружающую среду.

Выбор оборотной схемы водоснабжения обусловлен стремлением к экологической устойчивости и снижению негативного воздействия на окружающую среду. Оборотные системы позволяют более эффективно

использовать воду и минимизировать потребление, что соответствует современным требованиям экологической ответственности.

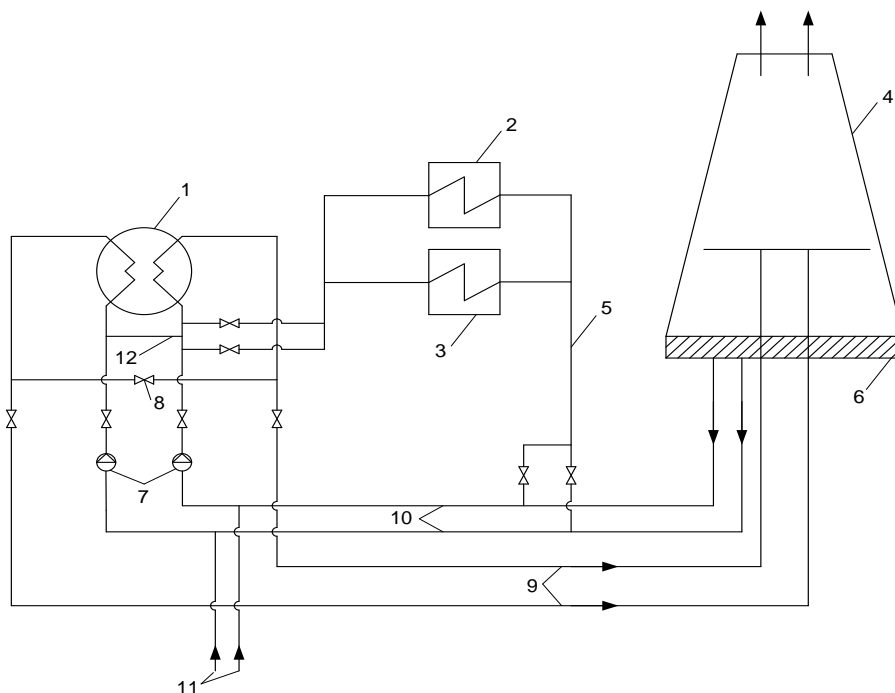
При проектировании ТЭС выбирается схема оборотного водоснабжения с использованием градирен башенного типа (рисунок 18). Подбор типоразмера и количества градирен определяется рядом факторов, учитывая необходимую производительность (расход охлаждающей воды) и площадь, которую требуется орошать.

Необходимая площадь орошения на станцию может быть рассчитана по формуле, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{\lambda \cdot G_{ov} \cdot n}{\rho_g \cdot v_g} = \frac{0,5 \cdot 19802,711 \cdot 2}{1,165 \cdot 0,8} = 21247,544 \quad (4.1)$$

где  $\lambda$  – относительный расход воздуха;  
 $n$  – число блоков;  
 $\rho_g$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  
 $v_g$  – скорость воздуха, м/с.

Так на один блок выбирается две градирни площадью орошения 5300 м<sup>2</sup>.



1 – конденсатор турбины; 2 – охладители генератора; 3 – маслоохладители турбины; 4 – градирня; 5 – трубопровод сбросной воды от газо-, маслоохладителей, направленный к подводящим водоводам; 6 – водосборный бассейн градирни; 7 – циркуляционные насосы; 8 – переключки между сливными трубопроводами конденсатора; 9 – сливные напорные трубопроводы к градирням; 10 – подводящие водоводы к циркуляционным насосам; 11 – трубопроводы подпитки циркуляционной системы; 12 – переключки между напорными водоводами.

Рисунок 18 – Схема оборотного водоснабжения с градирней

## 4.2 Электрическая часть проектируемой ТЭС

На данной станции спроектирована схема выдачи мощности с двумя рабочими и одной обходной системами шин. Исполнение такой схемы является надежным и гибким. Каждое присоединение подключается к рабочим системам шин через развилку, состоящую из двух шинных разъединителей. Это обеспечивает возможность работы как на одной, так и на другой системе шин в зависимости от требований и условий. Количество выходящих линий составляет 3. Также в системе предусмотрен резервный трансформатор собственных нужд. Напряжение линий составляет 500 кВ.

В таблице 28 представлены характеристики выбранного турбогенератора.

Таблица 28 – Характеристики турбогенератора

Тип турбогенератора	Мощность		Напряжение, кВ	Частота вращения, об/мин	Коэффициент мощности, $\cos \varphi$	КПД
	Активная, МВт	Полная, МВА				
ТВФ-660-2	660	776	20	3000	0,85	99,02

В соответствии с необходимой полной мощностью был выбран следующий трансформатор: ТНЦ-1000000/500. Описание трансформатора представлено в таблице 29, а его технические характеристики в таблице 30.

Таблица 29 – Описание трансформатора

Обозначение	Описание
Т	Трехфазный трансформатор
Н	Регулирование напряжения под нагрузкой
Ц	Принудительная циркуляция масла и воды в системе охлаждения.
1000000	Номинальная мощность трансформатора (кВА).
500	Класс высшего напряжения кВ.
525	Класс номинального напряжения обмотки ВН (кВ)

Таблица 30 – Характеристики трансформатора

Номинальное напряжение, кВ		Потери, кВт		Напряжение короткого замыкания, %	Ток холостого хода, %
ВН	НН	Холостого хода	Короткого замыкания		
525	24	570	1800	14,5	0,4

На рисунке 19 представлена схема выдачи мощности. Данная схема зависит от состава оборудования: количества, типа и мощности генераторов; силовых трансформаторов; распределения нагрузки между распределительными устройствами разного напряжения.

На рисунке 20 представлена схема собственных нужд, которая спроектирована с учетом требований к высокой надежности функционирования основного оборудования.





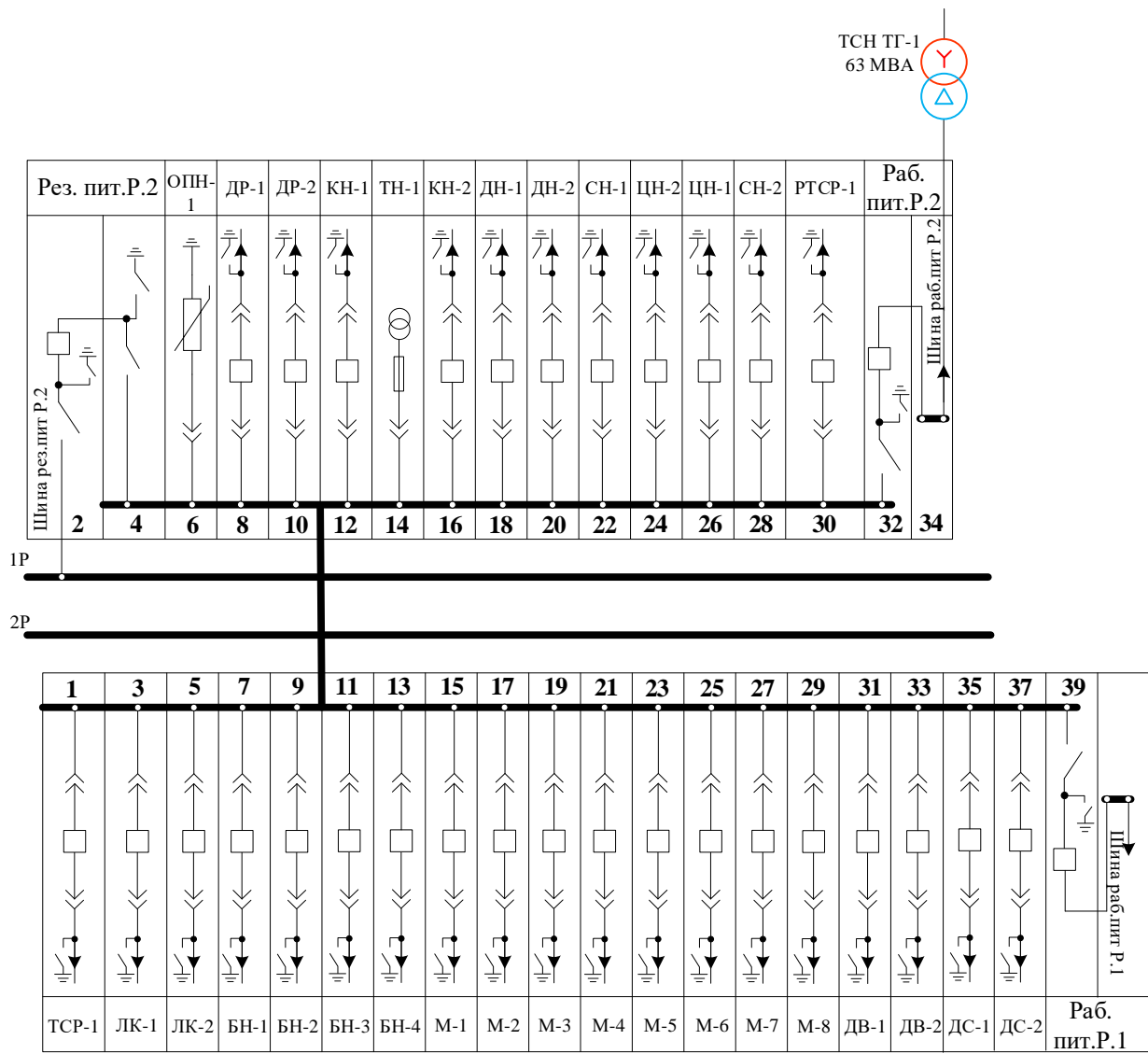


Рисунок 20 – Схема собственных нужд

### 4.3 Генеральный план ГРЭС

Генеральный план (генплан) – план размещения основных и вспомогательных сооружений на тепловой электростанции (ТЭС). Он определяет логическую и геометрическую организацию станции, включая расположение зданий, сооружений, коммуникаций и инфраструктуры.

Перечень объектов, включаемых в генеральный план, регламентируется нормами технологического проектирования ТЭС и тепловых сетей. Эти нормы устанавливают требования к минимальному набору сооружений, которые должны быть предусмотрены на станции, и определяют их функциональное назначение, характеристики и взаимосвязи.

В пределах ограды промышленной площадки размещаются основные здания и сооружения, которые включают в себя:

1. Главный корпус: внутри главного корпуса размещаются котельное и турбинное отделение, помещения для деаэраторов и бункеров, щиты управления, а также оборудование для пылеприготовления. Этот корпус является центральным зданием на станции. Также стоит отметить, что на проектируемой станции главный корпус содержит отдельные помещения для очистных устройств таких как: серо- и азотоочистки.

2. Объекты электротехнических устройств: площадка установки трансформаторов, здание релейных щитов, ОРУ (может быть размещено как в пределах промышленной площадки электростанции, так и за ее пределами, имея собственное ограждение);

3. Объекты технического водоснабжения: градирни, насосные станции, закрытые сбросные каналы и напорные водоводы от насосной в главный корпус. Градирни играют роль охлаждающих систем, а насосные отвечают за подачу воды в систему;

4. Объекты топливного и маслохозяйства:

– дробильный корпус, галереи конвейеров топливоподачи в главный корпус, разгрузочное устройство;

– растопочное мазутное хозяйство;

– маслохозяйство: маслоаппаратная, склад масла;

5. Объекты системы подготовки воды: здания водоподготовительных установок (химводоочисток) с баковым хозяйством, склад и насосная химических реагентов (химреагентов);

6. Административный корпус, бытовой корпус, инженерный корпус, здание центрального материального склада, здание мастерских, склад горюче-смазочных материалов, здание пожарных депо.

7. Пуско-отопительная котельная;

8. Очистные сооружения;

9. Дымовая труба.

При планировании размещения объектов на генплане ТЭС учитываются тип и мощность станции, используемое топливо, количество энергоблоков и их

размещение, блокировка систем, система циркуляционного водоснабжения и природно-климатические условия.

Таким образом, генплан ТЭС разрабатывается индивидуально с учетом всех вышеперечисленных факторов, чтобы обеспечить оптимальное размещение и функционирование всех сооружений и систем на территории электростанции.

Генплан проектируемой ГРЭС выполнен в виде 3D-модели и представлен на листе 3 графической части.

#### **4.4 Компоновка главного корпуса**

Компоновка главного корпуса – это взаимное расположение помещений и установленного в них оборудования.

Тенденция в проектировании главных корпусов ТЭС заключается в стремлении к сокращению числа отделений или максимальной блокировке их функций. При этом важно учитывать специфические условия и опыт, накопленный в проектировании и эксплуатации электростанций.

Основная цель этой тенденции заключается в упрощении и оптимизации структуры главных корпусов ТЭС. Меньшее количество отделений или их блокировка способствуют более эффективному использованию пространства, улучшению доступа к оборудованию и снижению затрат на строительство и эксплуатацию.

На проектируемой ТЭС компоновка турбинного отделения располагается поперечно. Объединяя свободное пространство в машинном зале, предусматриваем ремонтно-монтажные площадки. На отметке обслуживания турбоагрегатов располагается помещение БЦУ. Бункерное отделение выполняется внутренним, совмещенное с деаэрационным, при этом деаэраторы и бункеры угля расположены на одной отметке. В котельном отделении на отметке пола расположено углеразмольное оборудование.

В машинном, котельном цехе, а также в отделении с сооружениями для очистки дымовых газов устанавливается по два мостовых крана.

Разрез и план главного корпуса разработаны в виде 3D-модели и представлены на листах графической части 2 и 4 соответственно.

### **5 Экономическая часть**

#### **5.1 Расчет себестоимости единицы электроэнергии**

Экономическая привлекательность проекта может быть оценена по соотношению капитальных и эксплуатационных затрат, а также по показателям экономической эффективности. Инвесторы используют эти показатели, чтобы оценить рентабельность проекта и сравнить его с другими возможными инвестиционными вариантами. Экономические показатели помогают принять решение о целесообразности вложений, а также определить степень риска и потенциальную прибыль от проекта.

Количество электроэнергии, отпущенной с шин электростанции в течение года, МВт·ч:

$$W_{omn} = W \cdot (1 - a_{сн}) = 9585840 \cdot (1 - 0,045) = 9154477,2 \quad (5.1)$$

где  $a_{сн}$  – коэффициент использования энергии на покрытие собственных нужд;  
 $W$  – выработка электроэнергии на ГРЭС, МВт·ч (см. раздел 1.4).

С/стоимость отпущенной электрической энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{omn}^э = \frac{U_э \cdot 1000}{W_{omn}} = \frac{19380,307 \cdot 1000}{9154477,2} = 2,117 \quad (5.2)$$

где  $U_э$  – эксплуатационные расходы, млн руб/год.

С/стоимость выработанной э/энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{выр}^э = \frac{U_э \cdot 1000}{W} = \frac{19380,307 \cdot 1000}{9585840} = 2,022 \quad (5.3)$$

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

$$B_{выр} = \frac{B}{W} = \frac{2997928,54}{9585840} = 0,3127 \quad (5.4)$$

где  $B$  – годовой расход условного топлива, т.у.т./год (см. раздел 1.4.2).

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

$$B_{omn} = \frac{B}{W_{omn}} = \frac{2997928,54}{9154477,2} = 0,327 \quad (5.5)$$

Тариф на отпущенный кВт·ч с учетом желаемой рентабельности в 40%, руб./кВт·ч:

$$T_э = (1 + 0,4) \cdot U_{omn}^э = (1 + 0,4) \cdot 2,117 = 2,963 \quad (5.6)$$

Выручка от реализации электрической энергии ГРЭС, млн руб:

$$ВРП = 1000 \cdot T_э \cdot W_{omn} = 1000 \cdot 2,96 \cdot 9154477,2 = 27132,43 \quad (5.7)$$

С/стоимость реализованной продукции:

$$C_{полн} = \frac{W_{omn} \cdot U_{omn}^э}{1000} = \frac{9154477,2 \cdot 2,117}{1000} = 19380,3 \quad (5.8)$$

## 5.2 Расчет денежных потоков

Для наглядности и ясного представления, приведем пример расчета на первый год.

Денежный поток от инвестиционной деятельности, млн руб:

$$K_{вл} = -K = -77567,5 \quad (5.9)$$

Стоимость фондов на начало года, млн руб:

$$\Phi_{нз1} = \Phi_{кз0} = 77567,5 \quad (5.10)$$

Стоимость фондов на конец года, млн руб:

$$\Phi_{кз1} = \Phi_{нз1} - U_a = 77567,5 - 5171,167 = 72396,33 \quad (5.11)$$

где  $U_a$  – амортизационные отчисления, млн руб (см. раздел 1.4.3).

Среднегодовая стоимость основных производственных фондов, млн руб:

$$\Phi_{ср.г} = \frac{\Phi_{нз1} + \Phi_{кз1}}{2} = \frac{77567,5 + 72396,33}{2} = 74981,917 \quad (5.12)$$

Налог на имущество, млн руб:

$$H_{им} = \Phi_{ср.г} \cdot 0,022 = 74981,917 \cdot 0,022 = 1649,6 \quad (5.13)$$

Доход от основной деятельности, млн руб:

$$D_{осн} = ВРП - C_{полн} = 27132,43 - 19380,3 = 7752,13 \quad (5.14)$$

Налогооблагаемая прибыль, млн руб:

$$НОП = D_{осн} - H_{им} = 7752,13 - 1649,6 = 6102,53 \quad (5.15)$$

Величина налога на прибыль при ставке 20%, млн руб:

$$H_{пр} = 0,2 \cdot НОП = 0,2 \cdot 6102,53 = 1220,5 \quad (5.16)$$

Величина чистой прибыли, млн руб:

$$ЧП_t = НОП - H_{пр} = 6102,53 - 1220,5 = 4882,03 \quad (5.17)$$

Чистый денежный поток, млн руб:

$$ЧДП_t = ЧП_t + U_a = 4882,03 + 5171,167 = 10053,197 \quad (5.18)$$

где  $U_a$  – амортизационные отчисления, млн руб (см. раздел 1.4.3).

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн руб:

$$\text{ЧДПНИ}_t = \text{ЧДПНИ}_{t-1} + \text{ЧДП}_t = -77567,5 + 10053,197 = -67514,303 \quad (5.19)$$

В нулевой год  $\text{ЧДПНИ}_t$  равняется капитальным затратам со знаком минус.

Чистый дисконтированный поток, млн руб:

$$\text{ДДП}_t = \frac{\text{ЧДП}_t}{(1+r)^t} = \frac{10053,197}{(1+0,1)^1} = 9139,27, \quad (5.20)$$

где  $r$  – ставка дисконта составляет 10%.

Чистый дисконтированный поток нарастающим итогом, млн руб:

$$\text{ДДПНИ}_t = \text{ДДПНИ}_{t-1} + \text{ДДП}_t = -77567,5 + 9139,27 = -68428,242 \quad (5.21)$$

Был построен финансовый профиль проекта (рисунок 21), который позволяет оценить его финансовую жизнеспособность, риски и потенциальные возможности, разработать финансовые стратегии и планы для достижения финансовых целей проекта.

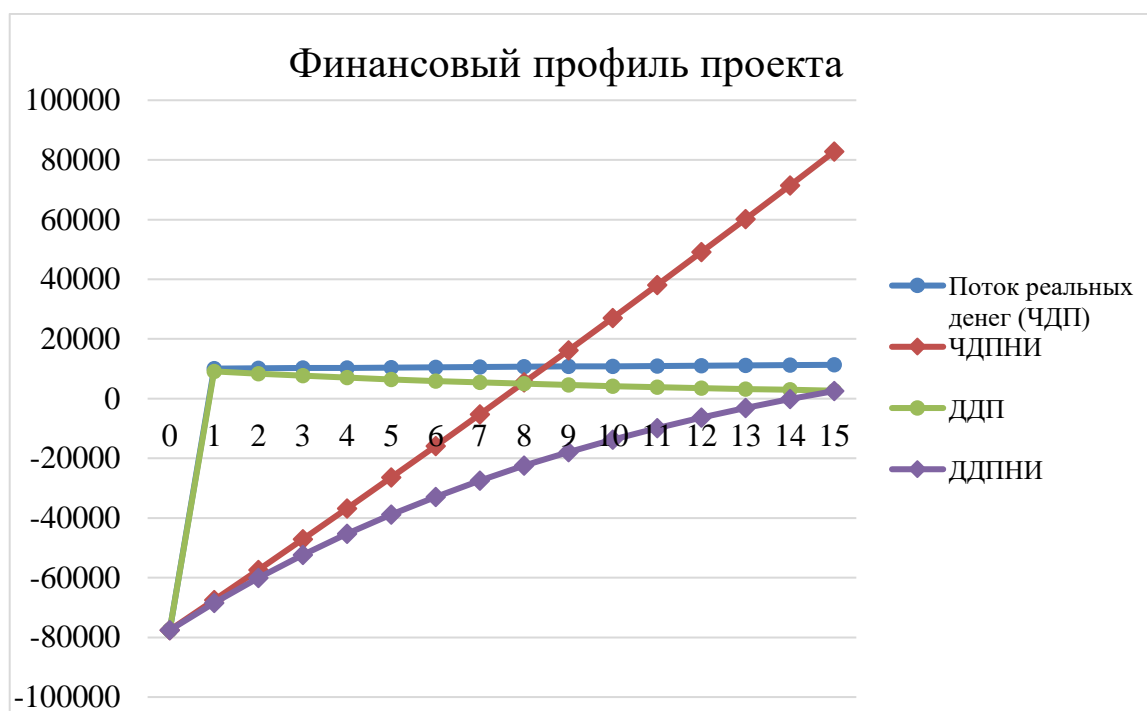


Рисунок 21 – Финансовый профиль проекта

Расчет показателей экономической эффективности, с учетом жизненного цикла в 15 лет сводится в таблицу 31.

Чистый дисконтированный доход:

$$NPV = \sum \frac{P_k}{(1+r)^k} - \sum \frac{IC_k}{(1+r)^n} = 2252,146 \quad (5.22)$$

Дисконтированный индекс доходности:

$$DPI = \frac{NPV}{\left| \sum \frac{IC_0}{(1+r)^n} \right|} = 1,033 \quad (5.23)$$

Срок окупаемости, лет:

$$PP = 7,49$$

Дисконтированный срок окупаемости, лет:

$$DPP = 14,06$$

Внутренняя норма доходности, %:

$$IRR = r_1 + \frac{f(r_1)}{f(r_1) - f(r_2)} \cdot (r_2 - r_1) = 11 \quad (5.24)$$

Исходя из полученных результатов, можно сделать выводы о проекте:

- NPV>0, проект считается эффективным;
- IRR>8-10%, проект безопасен;
- DPI>1, проект доходный.

Таблица 31 – Расчет показателей экономической эффективности строительства

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток по инвестиц. деят-ти кап. вложен (К), млн руб	-77567															
Стоимость фондов на начало года		77567	72396	67225	62054	56882	51711	46540	41369	36198	31027	25855	20684	15513	10342	5171
Стоимость фондов на конец года		72396	67225	62054	56882	51711	46540	41369	36198	31027	25855	20684	15513	10342	5171	0
Среднегодовая стоимость фондов		74981	69810	64639	59468	54297	49126	43954	38783	33612	28441	23270	18099	12927	7756	2585,5
Налог на имущество		1649	1535	1422	1308	1194	1080	967	853	739	625	511	398	284	170	56
Доход от основной деятельности, млн руб		7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752	7752
Налогооблагаемая прибыль		6102	6216	6330	6443	6557	6671	6785	6898	7012	7126	7240	7353	7467	7581	7695
Налог на прибыль, млн руб		1220	1243	1266	1288	1311	1334	1357	1379	1402	1425	1448	1470	1493	1516	1539
Чистая прибыль, млн руб		4882	4973	5064	5155	5246	5337	5428	5519	5610	5701	5792	5883	5974	6065	6156
Амортизационные отчисления, млн руб		5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171	5171
ЧДП		10053	10144	10235	10326	10417	10508	10599	10690	10781	10872	10963	11054	11145	11236	11327
ЧДПНИ	-77567	-67514	-57370	-47134	-36808	-26391	-15883	-5283	5406	16187	27059	38023	49077	60022	71459	82786
ДДП		9139	8383	7689	7052	6468	5931	5439	4987	4572	4191	3842	3522	3228	2958	2711
ДДПНИ	-77567	-68428	-60044	-52354	-45301	-38833	-32901	-27462	-22475	-17903	-13711	-9869	-6346	-3118	-159	2552



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе разработан проект ГРЭС 1320 МВт, с двумя блоками по 660 МВт. Основное оборудование включает в себя: паровые турбины К-660-247 вместе с генератором ТВФ-660-2, котлоагрегаты НГ-2100/25.4-УМ16.

Для турбины был выполнен расчет принципиальной тепловой схемы. Были определены параметры пара и построен процесс расширения. Также проведен расчет всех элементов ПТС, найдены параметры воды и пара. Температура питательной воды составила 276,01 °С.

Учитывая, что турбина является не серийной, был произведен расчет эскизных площадей для всех подогревателей. В рамках тепловой схемы рассчитаны и подобраны насосы.

На основе расчета технико-экономических показателей работы станции были найдены удельные расходы условного топлива на выработку электрической и тепловой энергии, которые составили 0,31 кг у.т./кВт·ч и 45,44 кг у.т./ГДж соответственно.

Паровой котел НГ-2100/25.4-УМ16 П-образный, на сверхкритические параметры пара, работающий с переменным давлением, со спиральными трубами, однократным промперегревом, тангенциальными горелками, уравновешенной тягой, твердым шлакоудалением, полнометаллической подвесной конструкцией и обмуровкой, работающий на угле. Данный котел был спроектирован на уголь с шахты «Котинская», поэтому был выполнен пересчет на уголь Талдинского месторождения. Из укрупненного расчета котельного агрегата мы определили температуру газов на выходе из топки, которая составила 1114,655 °С. Полученная температура не превышает температуру начала деформации золы. Таким образом, гарантируется отсутствие шлакования поверхностей нагрева. Также произведен расчет на проектное топливо для сравнения. Его результаты показали, что характеристики Талдинского угля удовлетворяют требованиям, заложенным проектом.

Был произведен расчет занимаемой площади угольного склада для работы станции с необходимым запасом по времени. Также было выбрано вспомогательное оборудование котельного цеха, включая два дутьевых вентилятора марки ВДОД-41-500-1, два дымососа ДОД-43-500-4 и восемь валковых мельниц МВС-240 с производительностью 50 т/ч каждая на котел. В системе пылеприготовления выбрана замкнутая система с прямым вдуванием. В процессе пылеприготовления используется смесь горячего воздуха и дымовых газов в качестве сушильного агента. Произведен расчет электрофильтра ЭГВМ2-70-18-6-8 и определена степень его очистки, которая составила 99,83%.

Для соблюдения нормативных требований к выбросам вредных веществ в атмосферу дополнительно к использованию электрофильтров, принято решение внедрить установки серо- и азотоочистки. На основе расчетов выбросов вредных веществ были выбраны конструктивные параметры дымовой трубы: высота 250 м и диаметр устья 7,2 м. Также был произведен расчет рассеивания вредных

веществ в атмосфере, который показал, что наибольшая концентрация приходится на расстояние 5000 м по оси факела.

Для обеспечения технического водоснабжения была выбрана обратная схема. Для необходимого расхода охлаждающей воды были установлены две градирни на один блок площадью орошения 5300 м<sup>2</sup> каждая.

На основании рассчитанных критериев оценки эффективности проекта, можно сделать следующий вывод: окупаемость проекта в по чистому денежному потоку происходит на 7-й год его существования, что свидетельствует о положительной финансовой перспективе проекта.

Однако, при учете нормы дисконта, окупаемость проекта затягивается и наступает только на 14-й год. Это указывает на важность учета временной стоимости денег и фактора дисконтирования при оценке финансовой эффективности проекта.

Несмотря на относительно длительный период окупаемости при учете нормы дисконта, проект все равно остается финансово привлекательным и потенциально прибыльным. Важно принять во внимание другие факторы, такие как потенциальный рост рынка, конкурентные преимущества проекта и его влияние на долгосрочную стратегию и развитие компании.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. 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.
2. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции : учебник для вузов / под. ред. В. Я. Гиршфельда. – изд. 3-е, перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 327 с.
3. Михайленко, С. А. Тепловые электрические станции : учеб. пособие / С. А. Михайленко, А. П. Цыганок. –2-е изд., перераб. и доп.– Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. –300 с.
4. Каталог продукции группы компаний «Силовые машины» : – Российская Федерация, Санкт-Петербург : «Силовые машины», 2020. – 380 с.
5. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.
6. Термодинамические свойства воды и водяного пара : официальный сайт. – Красноярск, 2011 – . – URL : <http://www.energyed.ru> / (дата обращения 05.06.2023).
7. 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.
8. Астраханцева, И. А. Экономика и организация энергетического производства. Определение сметной стоимости ремонта и реконструкции энергооборудования : учебно-методическое пособие / И. А. Астраханцева, Л. В. Голованова, М. В. Зубова ; Сибирский федеральный университет, Политехнический институт. – Красноярск : СФУ, 2014. – 128 с.
9. Рожкова, Л. Д. Электрооборудование станций и подстанций : учебник / Л. Д. Рожкова, В. С. Козулин ; Издательство “Энергоатомиздат”. – Москва : 1987. – 648 с.
10. Электронный номенклатурный каталог НПО «РУССОЛ» : официальный сайт. – Барнаул, 2016 – . – URL: [http://russol.org/tdm\\_main.php](http://russol.org/tdm_main.php) (дата обращения 20.05.2023).
11. Об утверждении методов расчетов рассеивания выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферном воздухе : приказ Министерства природных ресурсов и экологии Российской Федерации от 6 июня 2017 г. № 273 // Собрание законодательства РФ. – 2013. – 6 июня – Ст.2999.
12. Росляков, П. В. Расчет вредных выбросов ТЭС в атмосферу : учебное. пособие / П. В. Росляков, Л. Е. Егорова, И. Л. Илонкин ; Московский энергетический институт. – Москва : МЭИ, 2002. – 84 с. – ISBN 5-7046-0796-9.



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 »

02 20 23 г.

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

Красноярск 2023



Студенту Мезенцевой Владе Сергеевне  
фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ19-01Б Направление (специальность) 13.03.01  
номер кол

Теплоэнергетика и теплотехника  
полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект Демидовской ТЭС  
1320 МВт

Утверждена приказом по университету № 2972/с от 20.02.2023 г.

Руководитель ВКР П.В. Шишмарев, доцент, к.т.н., кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Электрическая мощность – 1320 МВт,  
тепловая нагрузка – 86 Гкал/ч; район размещения – Шалинский район,  
Свердловской области; топливо – каменный уголь ДГ Талдинского  
месторождения

Перечень разделов Введение, технико-экономическое обоснование  
строительства ТЭС, расчетная часть, охрана окружающей среды, общая  
часть, экономическая часть

Перечень графического материала

Лист 1. Принципиальная тепловая схема турбины К-660-247

Лист 2. Разрез главного корпуса

Лист 3. Генеральный план

Лист 4. План главного корпуса

Руководитель ВКР

  
подпись

П.В. Шишмарев  
инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

 В.С. Мезенцева  
подпись, инициалы и фамилия студента

« 05 » июня 20 23 г.