

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

«\_\_\_\_\_» 2020г.

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект расширения Красноярской ТЭЦ-3 «Часть 2»

тема

Руководитель	ст. преподаватель	Д.И. Карабарин
	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	подпись, дата	А.Г. Федосеев
	подпись, дата	инициалы, фамилия
Тех. контроль	подпись, дата	Е.А.Бойко
	подпись, дата	инициалы, фамилия
Нормоконтролер	подпись, дата	П.В. Шишмарев
	подпись, дата	инициалы, фамилия

Красноярск 2020

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

Подпись

**Е.А. Бойко**  
ициалы, фамилия

« »                  2020г.

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

Студенту Федосееву Александру Геннадьевичу  
фамилия, имя, отчество  
Группы ФЭ16 – 02Б Направление (специальность) 13.03.01  
номер группы код  
Теплоэнергетика и теплотехника  
наименование  
Тема выпускной квалификационной работы Проект расширения  
Красноярской ТЭЦ-3 «Часть 2»  
Утверждена приказом по университету № 746/с от 27 января 2020 г  
Руководитель ВКР Д.И. Карабарин, ст. преподаватель, кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы  
Исходные данные для ВКР Объект расширения – Производственный филиал ПАО «Сибирская Генерирующая компания» Красноярская ТЭЦ-3; район размещения – г. Красноярск; 2 энергоблок; топливо – бородинский уголь 2БР; электрическая нагрузка – 185 МВт, тепловая нагрузка – 280 Гкал/ч;  
Перечень разделов ВКР Анализ вариантов расширения. Расчетная часть. Выбор и расчет вспомогательного оборудования. Система технического водоснабжения и ХВО. Охрана окружающей среды. Экономическая часть.  
Перечень графического материала  
Лист 1. Генеральный план Красноярской ТЭЦ-3  
Лист 2. Разрез главного корпуса  
Лист 3. Принципиальная тепловая схема  
Лист 4. Поперечный разрез КТУ  
Лист 5. КТУ: главный вид  
Лист 6. КТУ: вид сверху

Руководитель ВКР Д.И. Карабарин  
подпись инициалы и фамилия  
Задание принял к исполнению А.Г. Федосеев  
подпись инициалы и фамилия

« \_\_\_\_\_ » 2020 г.

## **РЕФЕРАТ**

Выпускная квалификационная работа на тему «Проект расширения Красноярской ТЭЦ-3 «Часть 2»» содержит 88 страниц текстового документа, 11 использованных источников и 6 листов графической части.

**КРАСНОЯРСКАЯ ТЭЦ-3, ВТОРОЙ ЭНЕРГОБЛОК, БЛОК ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ, ГЛУБОКАЯ УТИЛИЗАЦИЯ, КОНДЕНСАЦИОННЫЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОР, ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ.**

Объект расширения – производственный филиал ПАО «Сибирская Генерирующая компания Красноярская ТЭЦ-3».

Цель расширения:

– строительство нового энергоблока для покрытия перспективных тепловой и электрических нагрузок и надежного электро- и теплоснабжения.

Были произведены комплексный расчет и технико-экономическое обоснование проекта расширения Красноярской ТЭЦ-3 блоком повышенной эффективности с внедрением конденсационного теплоутилизатора для рекуперации низкопотенциального тепла уходящих газов.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о коммерческой привлекательности проекта расширения.

Работа представлена введением, 6 разделами и заключением, приведен список использованных источников.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Анализ вариантов расширения .....	6
1.1 Описание объекта расширения .....	6
1.2 Выбор основного оборудования.....	9
1.3 Расчет приведенных затрат .....	21
1.4 Обзор предполагаемых вариантов утилизации.....	21
2 Расчетная часть.....	25
2.1 Расчет тепловой схемы без утилизации.....	25
2.2 Расчет тепловой схемы с использованием ВВТО.....	43
2.3 Расчет тепловой схемы с использованием КТУ .....	49
2.4 Сравнение результатов расчетов .....	56
2.5 Расчет КТУ .....	57
3 Выбор и расчет вспомогательного оборудования .....	61
3.1 Выбор регенеративных подогревателей .....	61
3.2 Выбор деаэратора.....	61
3.3 Выбор сетевых подогревателей .....	61
3.4 Выбор питательных насосов .....	62
3.5 Выбор конденсатных насосов.....	63
3.6 Выбор циркуляционных насосов.....	64
3.7 Выбор сетевых насосов .....	65
3.8 Выбор багерного насоса .....	65
4 Общая часть .....	67
4.1 Система технического водоснабжения и ХВО .....	67
4.2 Компоновочные решения главного корпуса .....	69
4.3 Генеральный план станции .....	69
5 Охрана окружающей среды .....	71
5.1 Расчет массовых выбросов вредных веществ .....	71
5.2 Расчет расхода реагентов для сероочистки газов .....	73
5.3 Расчет снижения тепловых загрязнений.....	75
6 Экономическая часть .....	76
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	86



## **ВВЕДЕНИЕ**

Топливно-энергетический комплекс – одна из самых важных отраслей экономики. Ее главная задача – обеспечивать качественное и надежное снабжение потребителей тепловой и электрической энергией. Согласно Энергетической стратегии РФ для ускорения развития энергетической отрасли и всей экономики страны в целом необходимо внедрять инновационные энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии. Такой подход позволит повысить эффективность использования энергоресурсов как на стадии производства, так и на стадии потребления и сделать процесс генерации энергии экономичнее.

Топливно-энергетический комплекс г. Красноярска нуждается в расширении действующих мощностей для покрытия перспективной электрической и тепловой нагрузки, рост которой вызван стремительным развитием города. В качестве объекта расширения предлагается выбрать Красноярскую ТЭЦ -3, являющуюся самым современным генерирующим объектом в городе.

Данная работа посвящена разработке проекта блока повышенной эффективности 220-250 МВт для Красноярской ТЭЦ-3 с использованием технологий для рекуперации низкопотенциального тепла уходящих газов из котла. В качестве вариантов технологий по результатам литературного обзора были выбраны конденсационной теплоутилизатор (КТУ) для нагрева сетевой воды или основного конденсата, а также воздушно-водяной теплообменник (ВВТО).

## **1 Анализ вариантов расширения**

### **1.1 Описание объекта расширения**

Красноярская ТЭЦ-3 — тепловая электростанция в Красноярске. Является производственным филиалом Открытого акционерного общества «Енисейская территориальная генерирующая компания (ТГК-13)».

Станция включает в себя несколько структурных подразделений: главный корпус (котло-турбинный цех), топливно-транспортный цех, химический цех, электротехнический цех, пуско-отопительная и пиковая водогрейные котельные. Основное оборудование станции включает в себя энергетический котел марки ТПЕ-216 (ОАО «Красноярский котельщик», г. Таганрог) с паропроизводительностью 670 т/ч и теплофикационная турбина марки Т-204/220-130 (Ленинградский металлический завод) с номинальной электрической мощностью 204 МВт и тепловой мощностью 140 Гкал/ч. В пиковой водогрейной котельной установлены четыре водогрейных котла КВТК-100-150-6 производительностью по 100 Гкал/ч каждый (Барнаульский котельный завод), в пуско-отопительной котельной установлены три паровых котла ДЕ-25-14-225ГМ (Бийский котельный завод) производительностью по 25 т/ч. Пылеугольные котлы работают на буром угле Ирша-Бородинского разреза.

Основным топливом для газомазутных котлов является топочный мазут марки М-100 Номинальная электрическая мощность энергоблока — 204 МВт, тепловая — 189,5 Гкал/ч, номинальная тепловая мощность станции — 584 Гкал/ч. Бородинский разрез Канско-Ачинского угольного бассейна, на котором добывают угли марки Б2 открытым способом, расположен близ города Бородино в 164 км от станции (по прямой около 112 км к востоку). Разрез принадлежит СУЭК. Удельная теплота сгорания поставляемого на ТЭЦ угля в среднем 16 МДж/кг.

Красноярская ТЭЦ-3, единственная в городе ТЭЦ на левом берегу Енисея, отапливает промышленные предприятия и жилые дома Советского района Красноярска, жилмассивы «Северный», «Аэропорт», «Покровский», «Иннокентьевский» и др.

Характеристика существующего оборудования представлена в таблицах 1.1-1.5.

**Таблица 1.1 – Характеристики котлоагрегата ТПЕ-216**

Ст. №	1
Тип (марка) котла	Еп-670-13,8-545БТ
Завод-изготовитель	ОАО «Красный котельщик», г. Таганрог
Год ввода	2012

### Окончание таблицы 1.1

Парковый ресурс, час	200 000
Выработанный парковый ресурс, час	37 116
Год последнего капитального ремонта	2016
Производительность, т/ч	670
Температура острого пара, °C	545
Давление острого пара, кгс/см <sup>2</sup>	140

Таблица 1.2 – Пиковые водогрейные котлы (ПВК)\*

Ст. №	Тип (марка) котла	Завод-изготовитель	Дата пуска	Мощность тепловая, Гкал/ч	Наработка, час	Параметры воды, °C
1	КВ-ТК-100-150-6	БиКЗ	1991	100	110 234	70-150
2	КВ-ТК-100-150-6	БиКЗ	1992	100	118 098	70-150
3	КВ-ТК-100-150-6	БиКЗ	1993	100	110 937	70-150
4	КВ-ТК-100-150-6	БиКЗ	1996	100	92 699	70-150

\*общий статус всех пиковых водогрейных котлов – рабочий.

Таблица 1.3 – Котлы пуско-отопительной котельной (ПОК)

Ст. №	Тип (марка) котла	Завод-изготовитель	Год ввода	Расчетный срок службы	Производительность	Тем-ра острого пара, °C	Давление острого пара, кгс/см <sup>2</sup>
1	ДЕ-25-14-225ГМ	БиКЗ	1987	20	25	225	14
3	ДЕ-25-14-225ГМ	БиКЗ	1987	20	25	225	14
4	ДЕ-25-14-225ГМ	БиКЗ	1987	20	25	225	14
5	ДЕ-25-14-225ГМ	БиКЗ	1987	20	25	225	14

Котлоагрегаты ПОК выработали расчетный срок службы (20 лет). Котлы ст.№ 3 и 4 имеют по 3 продления срока службы, котел ст.№5 имеет 2 продления.

Таблица 1.4 – Характеристики паровой турбины

Ст. №	1
Тип (марка) турбины	Т-204/220-130
Завод-изготовитель	ЛМЗ
Год ввода	2012

#### Окончание таблицы 1.4

Установленная электрическая мощность, МВт	204
Тепловая мощность, Гкал/ч	140
Расход пара, т/ч	670
Начальное давление пара, кгс/см <sup>2</sup>	130
Парковый ресурс (ПР), норма, час	220 000
Выработанный парковый ресурс (ВПР), норма, час	37 116
Год последнего капитального ремонта	2016

Таблица 1.5 – Генераторы

Ст. №	Тип	Завод-изготовитель	Мощность, МВт	Дата пуска	Отработано, лет	Кол-во ремонтов обмотки статора, последний кап.ремонт
1	ТВФ-220-2У3	«Элсиб», г.Новосибирск	220	2018	2	0

Выдача мощности в энергосистему осуществляется от турбогенератора через блочный трансформатор 15,75/220 кВ с шин ЗРУЭ 220 кВ по трем ВЛ 220 кВ (ЦРП I цепь, ЦРП II цепь, Енисей). Питание собственных нужд осуществляется через трансформатор собственных нужд 15,75/6,3 кВ.

Связь с энергосистемой осуществляется:

- на напряжении 110 кВ по воздушным линиям электропередачи: С-243, С-244, С 245;
- на напряжении 220 кВ по воздушным линиям электропередачи: ЦРП I цепь, ЦРП II цепь. ЛЭП «Енисей» включена в работу.

В составе ТЭЦ-3 три теплофикационных установки:

- теплофикационная установка энергоблока в составе двух отопительных регулируемых отборов теплофикационной турбины и двух горизонтальных сетевых подогревателей (ПСГ-4000-0,35-2,5-1),
- водогрейные котлы ПВК (4 единицы),
- пиковый бойлер ПСВ 500-14-23 (1 единица).

Сетевая вода подается сетевыми насосами (СЭ 5000-160-У-4, 4 единицы) через теплофикационные установки потребителю, подпитка теплосети осуществляется деаэрированной водой (вакуумные деаэраторы ДВ-800, 4 единицы). Аккумуляторные баки -4 единицы, объем 4863м3 каждый.

Тепловая энергия отпускается горячей водой.

Тепловая сеть двухтрубная, выполнена надземной прокладкой. Подключение тепловых потребителей г. Красноярска осуществляется по трубопроводам диаметром 1220 мм. Схема горячего водоснабжения - комбинированная. Новые потребители подключаются по закрытой схеме. Отпуск тепла с сетевой водой осуществляется по температурному графику 150/70 °С со срезкой на 130 °С.

В 2018 году реализован инвестиционный проект по строительству второго теплового вывода (диаметр 800 мм) и паропровода до котельной «Инвест-Энерго».

Транспортировку и распределение тепловой энергии на отопление и горячее водоснабжение для потребителей г. Красноярск осуществляет АО «Красноярская теплотранспортная компания».

Структура тепловых нагрузок представлена на рисунке 1.1.

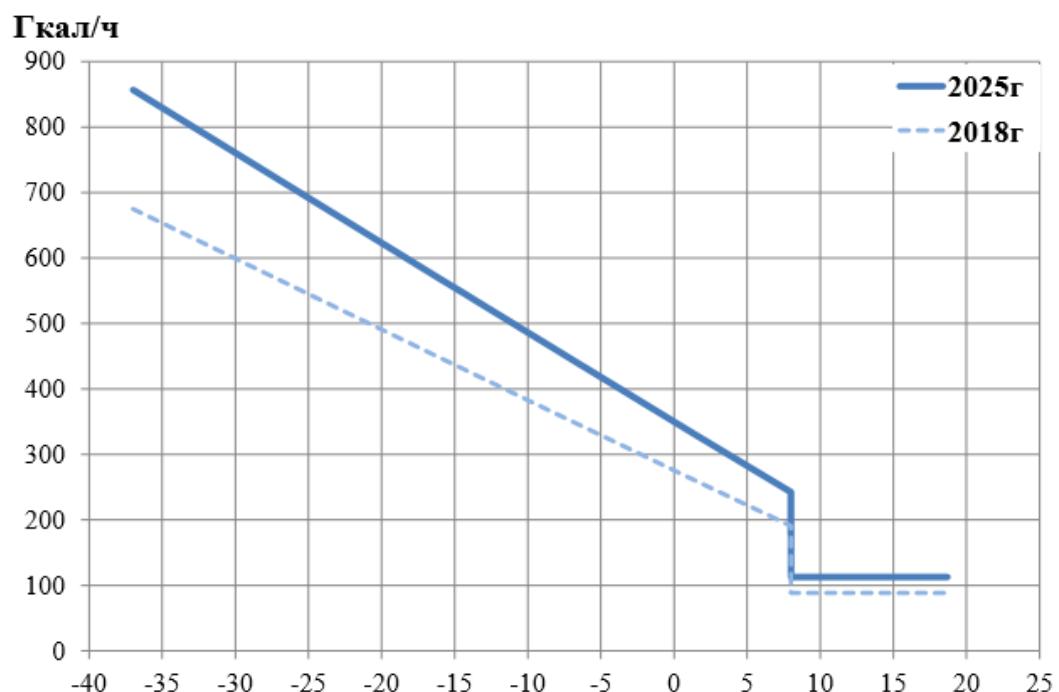


Рисунок 1.1 – Структура тепловых нагрузок ТЭЦ-3

Как видно из рисунка 1.1 перспективные тепловые нагрузки Красноярской ТЭЦ-3 на 2025г. не могут быть покрыты без расширения, поэтому строительство нового энергетического блока 220-250МВт является вынужденной мерой снабжения потребителей.

## 1.2 Выбор основного оборудования

С учетом программы ДПМ-2 выбор основного оборудования для нового пылеугольного блока сводится к следующим двум вариантам:

**Вариант №1:**

- Турбоагрегат типа Т-185/220-12,8 мощностью в теплофикационном цикле 185 МВт и тепловой нагрузкой 280 Гкал/час (ОА «УТЗ») и сопрягающийся с ним турбогенератор, мощностью 220 МВт (НПО «Элсиб»);
- Барабанный котлоагрегат производительностью 810 т/час и параметрами пара Р=13,5 МПа, Т=560 °С.

**Вариант №2:**

- Турбоагрегат типа Т-200/250-23,5 с промперегревом, мощностью в теплофикационном цикле 200 МВт и тепловой нагрузкой 284 Гкал/час (АО «УТЗ»), а также сопрягающийся с ним турбогенератор (НПО «Элсиб»);
- Прямоточный котлоагрегат производительностью 730 т/ч и параметрами пара Р=24 МПа Т=545 °С.

### **1.2.1 Описание состава основного оборудования блока по первому варианту**

#### **1.2.1.1 Описание турбоагрегата типа Т-185/220-130**

Т-185/220-130-предназначена для привода турбогенератора с частотой вращения ротора 50 с-1 (3000 об/мин) и отпуска теплоты для нужд отопления и горячего водоснабжения, и отпуска пара для производства из ограниченных производственных отборов пара. Основные технические характеристики представлены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Характеристики турбоустановки Т-185/220-130

Наименование параметра	Значение
Номинальная мощность (при нулевом производственном отборе), МВт	185
Мощность на максимальном конденсационном режиме, МВт	220
Номинальное давление свежего пара, МПа	12,8
Номинальная температура свежего пара, °С	555
Номинальный расход свежего пара (с отопительными отборами), т/ч	785
Максимальный расход свежего пара (с производственными отборами), т/ч	810
Максимальный расход свежего пара на конденсационном режиме, т/ч	783
Номинальная тепловая нагрузка отборов (при отсутствии производственных отборов), ГДж/ч (Гкал/ч)	1104 (280)

## Окончание таблицы 1.6

Максимальная тепловая нагрузка отборов, ГДж/ч (Гкал/ч)	1214 (290)
Максимальный расход охлаждающей воды, т/ч	27 000
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С	20
Температура питательной воды на номинальной режиме, °С	232

Турбина представляет собой одновальный трехцилиндровый агрегат. Цилиндр высокого давления (ЦВД) - двухкорпусный, с противоточной схемой движения пара. Во внутреннем корпусе расположены одновенечная регулирующая ступень и шесть ступеней давления; в наружном корпусе расположено шесть ступеней давления. Все диски ротора высокого давления откованы заодно с валом.

ЦСД имеет девять ступеней давления. ЦНД двухпоточный, имеет по три ступени правого и левого вращения. В каждом потоке - одна ступень регулирующая, другие ступени - давления.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Свежий пар подается к двум стопорным клапанам, откуда по четырем перепускным трубам (по двум трубам от каждого стопорного клапана) поступает к четырем регулирующим клапанам ЦВД турбины. Регулирующие клапаны расположены в паровых коробках, приваренных к цилиндуру. Из ЦВД пар направляется в ЦСД четырьмя трубами. В ЦСД организованы регулируемые отборы пара за 20-й и 22-й ступенями турбины. Из ЦСД пар по двум трубам поступает в ЦНД, где установлены две регулирующие диафрагмы с поворотными кольцами, регулирующие давление пара в отопительные отборы и пропуск пара в двухпоточный ЦНД. Из ЦНД пар поступает в конденсаторы поверхностного типа, присоединяемые к выхлопным патрубкам турбины путем приварки на монтаже.

Турбина имеет валоповоротное устройство с приводом от электродвигателя для вращения валопровода с частотой примерно 0,067с-1 (4 об/мин) при пусках и остановах турбины, а также во время ремонтных и наладочных работ.

Система маслоснабжения турбины обеспечивает маслом систему смазки подшипников при давлении после маслоохладителей на уровне оси турбины 0,069-0,078 МПа (0,7 - 0,8 кгс/см<sup>2</sup>) и систему регулирования при давлении 1,37 МПа (14 кгс/см<sup>2</sup>). Подача масла в систему маслоснабжения во время работы турбины производится центробежным главным (силовым) масляным насосом, размещенным в корпусе переднего подшипника. Вал насоса жестко соединен с валом турбины.

Масло от насоса подается в систему регулирования и одновременно к двум последовательно включенным инжекторам.

Снабжение маслом подшипников при останове агрегата обеспечивается резервным насосом, а при аварийном падении давления за главным масляным насосом - либо резервным, либо аварийным насосами, подающими масло в систему смазки до маслоохладителей. Для охлаждения масла предусмотрены 3 маслоохладителя.

Турбина снабжена электрогидравлической системой регулирования и защиты (ЭГСРиЗ). ЭГСРиЗ состоит из трёх основных частей: гидравлической части (ГЧСРиЗ), электрической части (ЭЧСРиЗ) и электрогидравлических преобразователей (ЭГП) системы регулирования и защиты, реализующих функции преобразования электрических сигналов ЭЧСРиЗ в гидравлические входные сигналы ГЧСРиЗ.

Конденсаторная группа состоит из двух конденсаторов, предназначенных для конденсации поступающего из турбины пара, создания разрежения в ее выхлопных патрубках, сохранения и первичной деаэрации основного конденсата, а также для подогрева подпиточной воды во встроенных пучках конденсаторов.

Конденсаторы в группе соединены по основным потокам охлаждающей воды, основному конденсату и паровоздушной смеси последовательно, а по потокам охлаждающей воды, проходящей через встроенные пучки - параллельно.

Конденсаторы рассчитаны на работу в системах оборотного и прямоточного водоснабжения на пресной охлаждающей воде.

Принципиальная тепловая схема представлена рисунке 1.2.

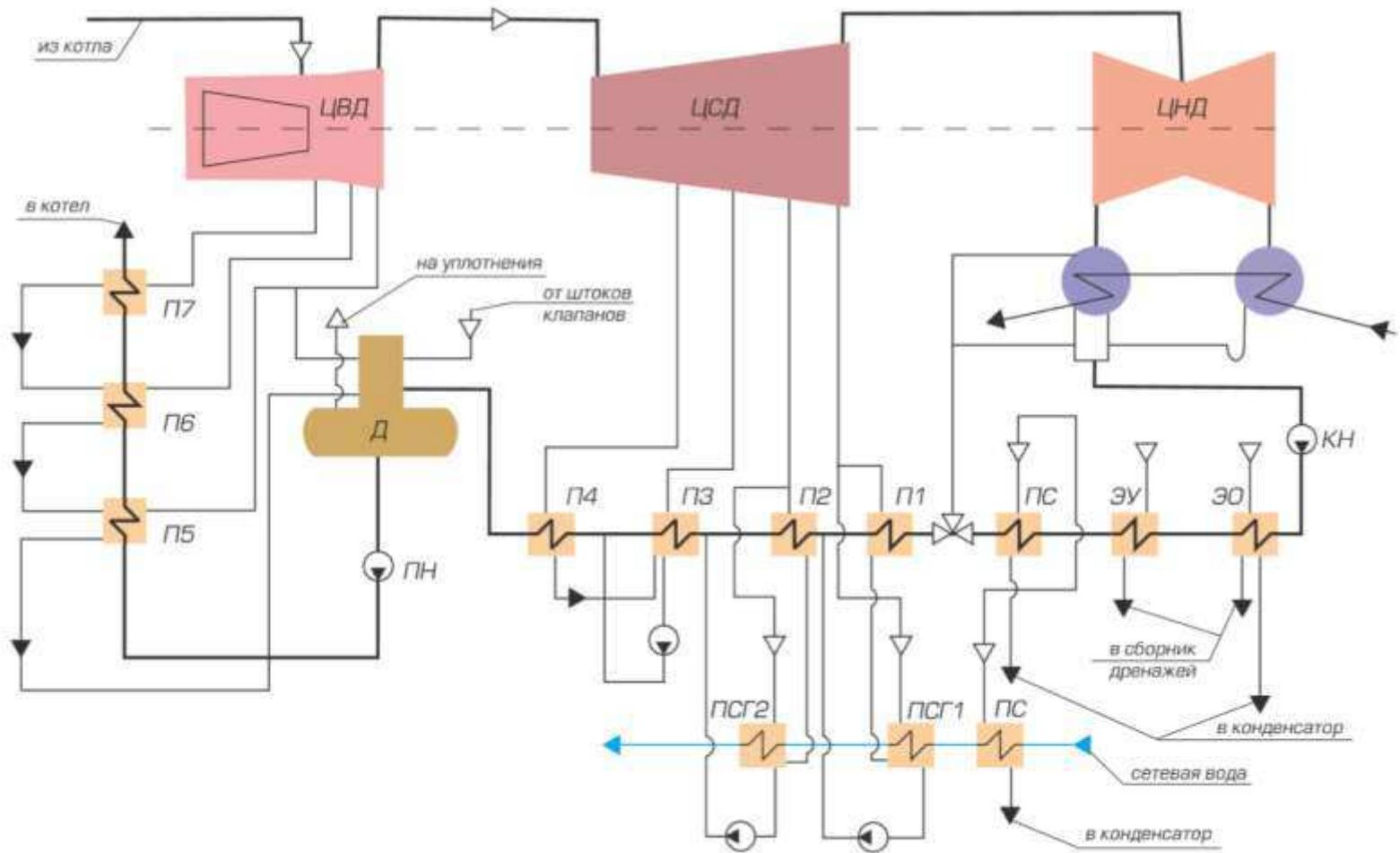


Рисунок 1.2 – Тепловая схема турбоустановки Т-185/220-130

### **1.2.1.2 Описание котлоагрегата типа Е-810-13,8-560**

Паровой котел Е-810-13,8-560БТ однобарабанный, вертикально-водотрубный с естественной циркуляцией, газоплотный с мембранными экранами, П-образной компоновки, работающий с уравновешенной тягой, предназначенный для получения пара высокого давления при сжигании твердого топлива.

Топка экранирована испарительными панелями В верхней части топки располагается ширмовый пароперегреватель. В горизонтальном газоходе последовательно по ходу газов расположены ступени пароперегревателя. В опускном газоходе три ступени экономайзера и трубчатый воздухоподогреватель.

Предусмотрена установка аппаратов водяной и паровой обдувки для периодической очистки топочных, полурадиационных и конвективных поверхностей нагрева от наружных отложений (поставка в виде опции, по предложению АО «ЗиО»).

Шлакоудаление твердое. Для непрерывного механизированного шлакоудаления предусмотрена установка шнекового шлакоудаления.

Размеры нового котла Е-810-13,8-560БТ выбраны с учетом условий надежной работы по условиям шлакования.

Диапазон автоматического регулирования нагрузки котла с поддерживанием номинальных параметров пара — 107,4=50% от номинальной паропроизводительности.

Топочная камера выполнена открытой, с поперечным сечением квадратной формы, представляет собой газоплотную конструкцию, выполненную из цельносварных мембранных панелей заводского изготовления. Высота топки определена из условий обеспечения выгорания топлива при бесшлаковочной работе топки и поверхностей нагрева, расположенных на выходе топки.

Продольный разрез котлоагрегата типа Е-810 представлен на рисунке 1.3.

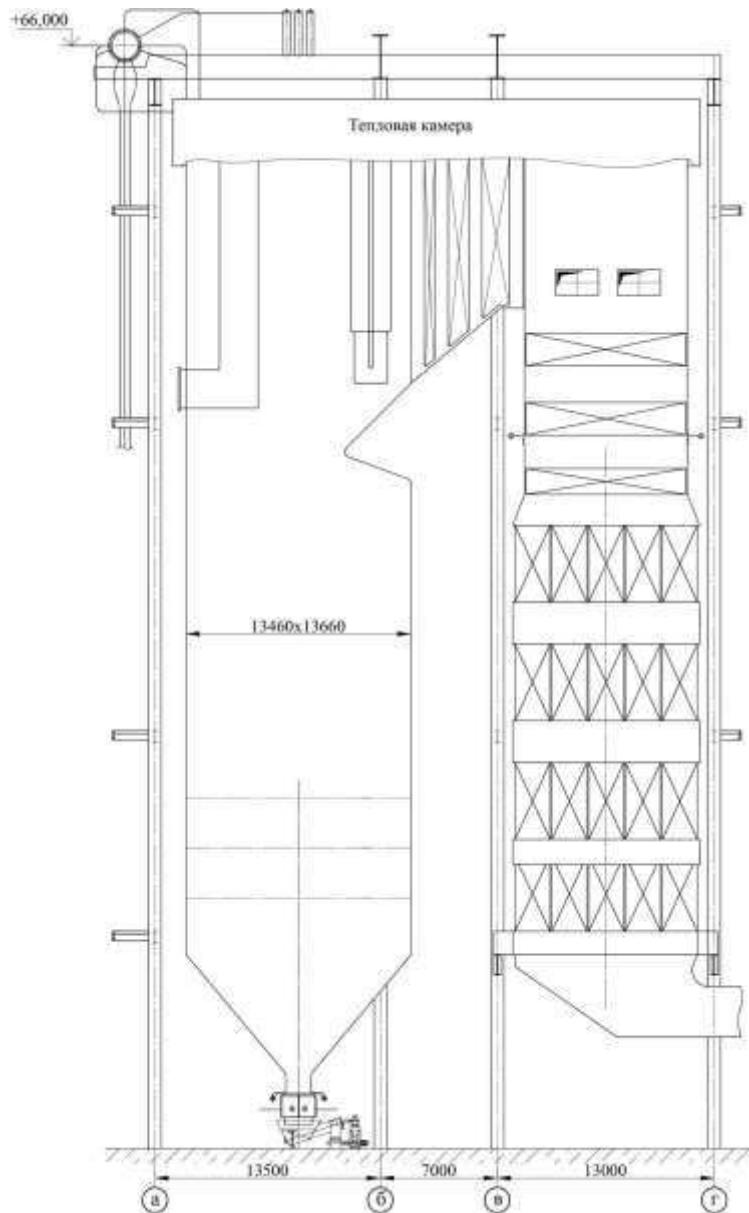


Рисунок 1.3 – Котлоагрегат Е-810-13,8-560. Общий вид.  
Продольный разрез

Экраны топочной камеры, включенные в испарительный контур, выполнены из труб 60мм, расположенных с шагом 80 мм, с вваркой между ними полосы шириной 20 мм. В нижней части топки фронтовой и задний экраны образуют скаты. Задний экран топки в верхней части имеет аэродинамический выступ и фестон. Боковые экран горизонтального газохода имеют плоскую конструкцию.

Панели топочных экранов подвешены к потолочному перекрытию каркаса котла помошью подвесок. При нагревании топочные экраны свободно расширяются вниз.

На экранах топки предусмотрены разводки труб с газоплотными амбразурами для установки пылеугольных горелок, сопел, обдувочных аппаратов, лазов, смотровых ремонтных лючков, приборов КИП.

Жесткость и прочность экранов топки обеспечивается установленными по периметру горизонтальными поясами жесткости.

Компоновка топочно-горелочных устройств представлена на рисунке 1.4.

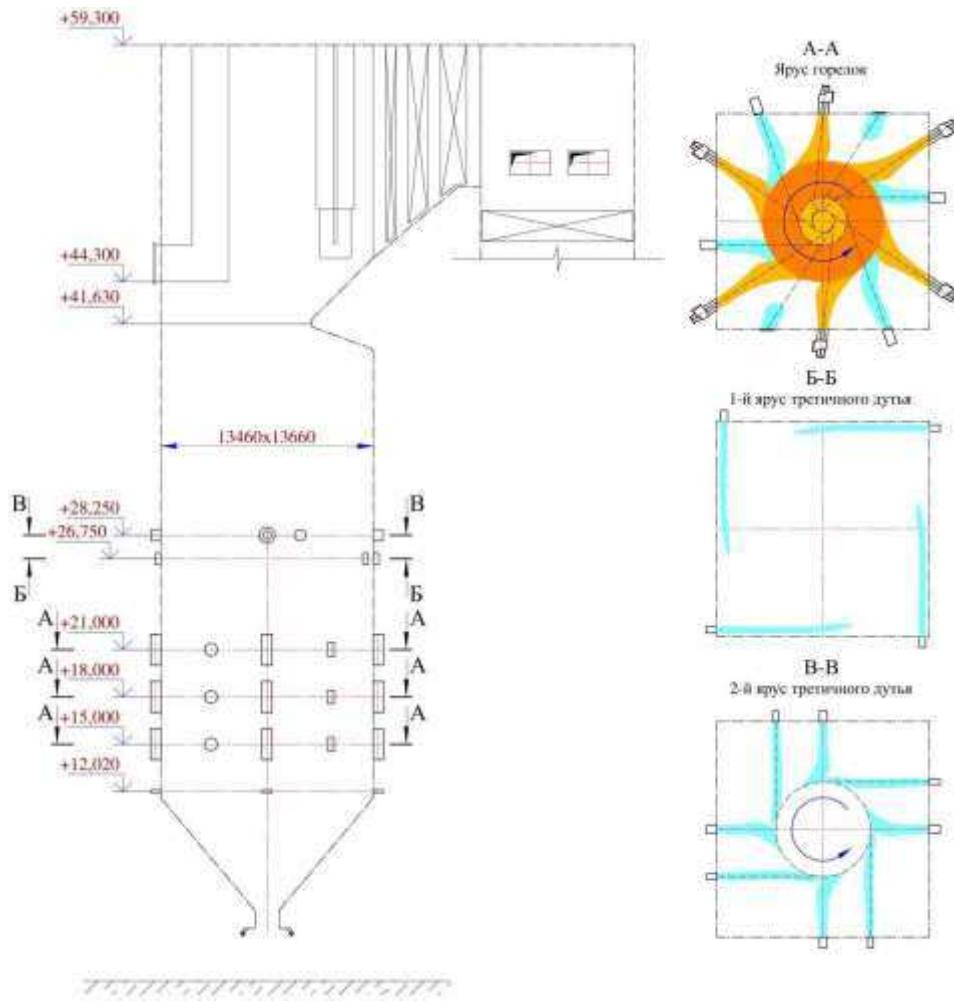


Рисунок 1.4 – Расположение топочно-горелочных устройств котла Е-810

### 1.2.2 Описание состава основного оборудования блока по второму варианту

#### 1.2.2.1 Описание турбоагрегата типа Т-200/250-23,5

В данном варианте используется турбоустановка на сверхкритические параметры пара. Паровая турбина трехцилиндровая турбина класса В.2. Класс В.2 - трехцилиндровые турбины с ЦВД, ЦСД и ЦНД. ЦВД выполняется двухкорпусным, ЦНД - двухпоточным. Данная конструкция позволяет

обеспечить все необходимые отборы пара, как для подогревателей системы регенерации, так для больших теплофикационных отборов.

Турбина предназначена для привода турбогенератора с частотой вращения 50 с-1 (3000 об/мин) и отпуска пара на производство. Турбина должна работать совместно с регенеративной установкой.

Парораспределение в турбине - сопловое. Свежий пар от котла подводится к двум блокам клапанов ВД (отдельной ниткой к каждому), стоящим по бокам ЦВД вне пределов фундамента. От блоков клапанов поступает в сопловые коробки ЦВД, пройдя проточную часть которого, направляется на промежуточный перегрев пара. После промежуточного перегрева пар поступает к блокам клапанов ЦСД. Пройдя ЦСД, пар направляется в двухпоточный ЦНД, а затем в конденсаторы поверхностного типа, присоединяемые к выхлопным патрубкам турбины путем приварки на монтаже.

В турбине организовано два отбора на теплофикацию на ПСГ-1 и ПСГ- 2 для подогрева сетевой воды. Давление в данных отборах регулируется диафрагмами с поворотными кольцами, ограничивающими пропуск пара в конденсаторы. Также в турбине организованы необходимые отборы на регенеративные подогреватели. На данном этапе принята бездеаэраторная схема турбоустановки со смешивающим подогревателем низкого давления.

С турбиной комплектуется конденсаторная группа КГ2-14000-1, состоящая из двух конденсаторов суммарной поверхностью теплообмена 14000м<sup>2</sup> и расходом охлаждающей воды до 28000 м /ч. При предполагаемой эксплуатации большую часть года на теплофикационных режимах с значительной тепловой нагрузкой комплектуемая конденсаторная группа и отсек ЦНД турбины могут быть пересмотрены в сторону уменьшения с незначительным изменением представленных характеристик конденсационного режима работы. Также с турбиной комплектуется два сетевых подогревателя ПСГ-4900 поверхностью теплообмена 4900 м каждый и с расходом до 8000 м /ч, обеспечивающие необходимую тепловую нагрузку.

Типовые сетевые подогреватели, производства АО «УТЗ» не предусматривает работу при давлении сетевой воды 22 кгс/см<sup>2</sup>. На стадии разработки проектной документации потребуется проведение работы с заводами-изготовителями на предмет возможности изготовления сетевых подогревателей повышенного давления. В качестве альтернативы данного варианта выступает организация двухподъемной схемы с установкой двух групп сетевых насосов. Данный вариант менее удобен в эксплуатации и более затратен, поэтому в капитальных затратах будет учтен именно он в качестве негативного сценария.

На рисунке 1.5 представлена тепловая схема турбоустановки Т-200/250-23,5

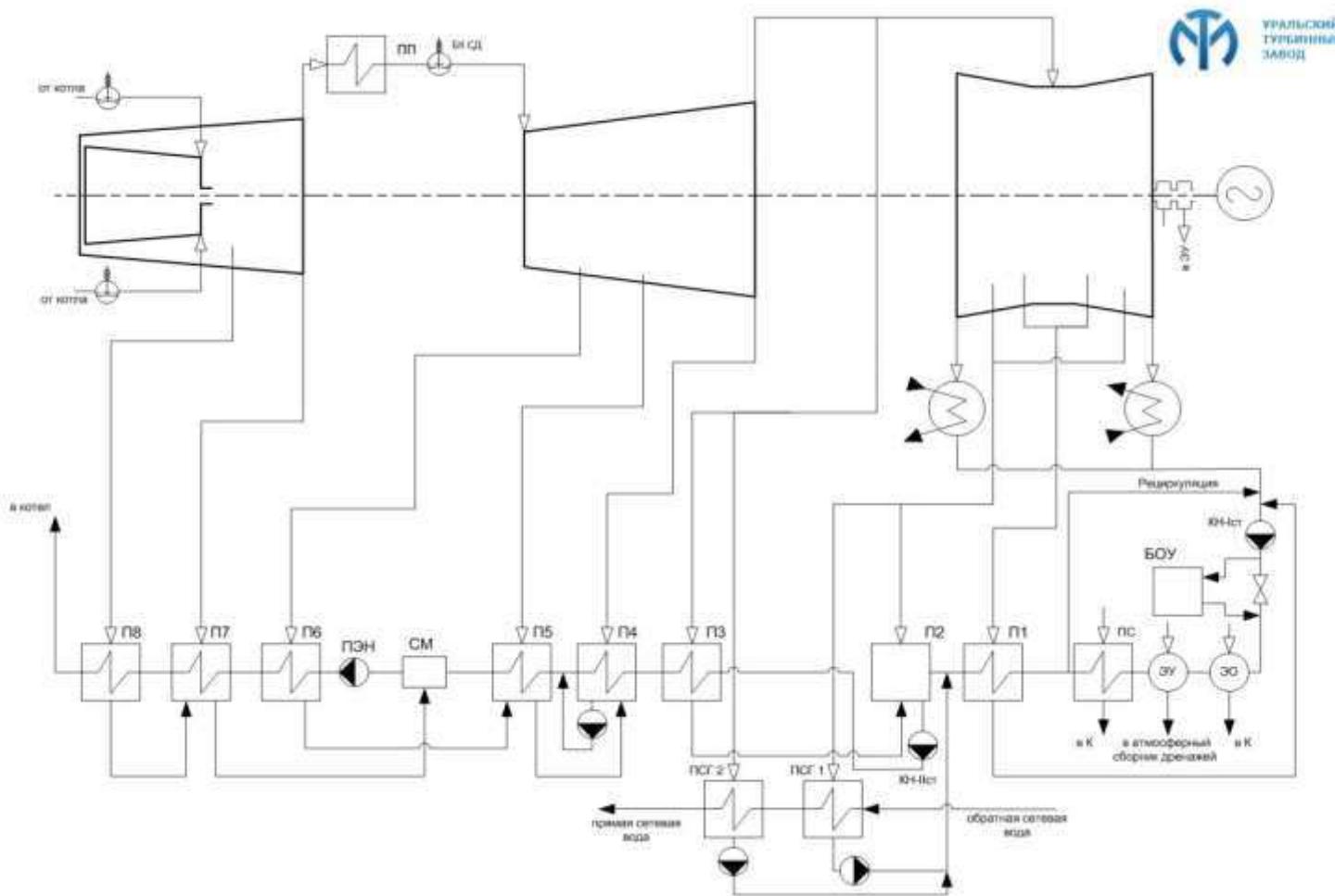


Рисунок 1.5 - Тепловая схема турбоустановки Т- 200/250-23,5

### **1.2.2.2 Описание котла Пп-728-24-545БТ**

Паровой котел Пп-728-24-545БТ, прямоточный, П-образной компоновки, паропроизводительностью 728 т/ч, с абсолютным давлением пара 24 МПа, температурой пара 545°C и температурой промежуточного перегрева пара 545°C, для сжигания бурых углей с твердым шлакоудалением и предназначен для работы в составе энергоблока с турбиной мощностью 200 МВт.

Поскольку данный котел имеет более высокие параметры пара по сравнению с котлом энергоблока ст. №1 подпитка цикла энергоблока ст. №2 должна быть доочищена до необходимых требований котельного завода. Кроме того, в тракт основного конденсата устанавливается блочная обессоливающая установка (БОУ).

Основные параметры котла представлены в таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Основные параметры котла

Параметр, ед. измерения	Значение	
Нагрузка котла, %	100	50
Расход пара высокого давления, т/ч	728	364
Давление пара высокого давления за котлом, МПа	24	24
Температура пара высокого давления, °C	545	545
Температура питательной воды, °C	273	226
Расход пара низкого давления, т/ч	608	304
Температура пара низкого давления		
-на входе, °C	303	295
-на выходе, °C	545	545
Давление пара низкого давления		
-на входе, МПа	2,73	1,52
-на выходе, МПа	2,45	1,45

Основным топливом для проектирования котла является бурый уголь Березовского и Ирша-бородинского месторождения.

Отличительной особенностью конструкции котла является применение ступенчатого сжигания твердого топлива и его предварительная газовая сушка.

Топочная камера выполнена с твердым шлакоудалением и имеет прямоугольную форму с размерами в плане по осям труб (ширина x глубина) 13520x12480 мм.

Стены топочной камеры экранированы газоплотными панелями, выполненными из труб диаметром 32х6 мм, между которыми вварены полосы. Шаг между трубами - 48мм. Материал труб - 12Х1МФ.

Холодная воронка топки образована изгибом фронтового и заднего экранов, наклоненных под углом 55° к горизонтальной плоскости. В нижней части холодной воронки трубами фронтового и заднего экрана сформировано устье для выхода шлака из топки.

НРЧ выполняется в виде спиральной навивки труб (навивка Рамзина). Стыковка НРЧ и ВРЧ организована на отметке +40.000 (уточняется при рабочем проектировании) в виде специального разъема и переходного коллектора. Данная конструкция исключает перепускные трубы. Коллектор выполнен из трубы диаметром 219х36 мм, материал - 12Х1МФ.

ВРЧ выполняется в виде вертикальных труб с подъемным движением из труб диаметром 32х6 мм, между которыми вварены полосы. Шаг между трубами - 48мм. Материал труб - 12Х1МФ.

Котел оборудован восемнадцатью прямоточными горелками, объединенными в шесть вертикальных блоков (по три горелки в каждом) и образующими три яруса по высоте топки. На фронтовой и задней стенах топочной камеры установлено по два блока горелок, а на боковых стенах - по одному блоку горелок. Установка горелок осуществлена таким образом, что в центре топки образуется тангенциальный вихрь.

Кроме основных горелок, в каждом блоке имеется восстановительное устройство, расположенное на отметке +29.620.

На отметках +32.350 и +36.350 расположены сопла промежуточного и верхнего дутья.

Водяной экономайзер мембранныго типа расположен в опускном газоходе и состоит из первой и второй ступеней по ходу среды.

Трубчатый воздухоподогреватель (ТВП) расположен вне опускного газохода ниже водяного экономайзера у боковых стен котла двумя колоннами по четыре ступени в каждой.

Дымовые газы движутся внутри труб ТВП, а воздух проходит в межтрубном пространстве в поперечном (к газам) направлении.

Для удаления шлака из топочной камеры котла предусмотрена установка непрерывного механизированного шлакоудаления. Она состоит из гидрозатвора, шлаковых бункеров, шнековых транспортеров и шлаковых дробилок с электроприводами.

В нагнетательных трактах каждого вентилятора перед ТВП устанавливаются калориферы для предварительного подогрева воздуха, подаваемого в воздухоподогреватели котла для защиты труб ТВП от низкотемпературной коррозии.

### **1.3 Расчет приведенных затрат**

Выбор варианта компоновки основного оборудования определяется по приведенным затратам. Вариант с наименьшими предельными затратами выбирается в качестве основного при реализации проекта. На основе методики [5] при помощи программного средства MS Excel был осуществлен расчет приведенных затрат, результаты которого представлены в таблице 1.8.

Таблица 1.8 – Расчет приведенных затрат

Наименование затрат	Вариант 1	Вариант 2
Капитальные затраты, млн. руб.	22070,00	23935,60
Суммарные затраты на топливо, млн руб./год	1638,82	1546,09
Затраты на заработную плату, млн руб./год	116,60	126,05
Затраты на амортизацию ОФ, млн руб./год	1472,07	1596,50
Затраты на ремонт оборудования млн руб./год	294,41	319,30
Прочие затраты, млн руб./год	412,06	446,69
Суммарные условно-постоянные затраты, млн руб./год	2295,14	2488,54
Приведенные затраты, млн руб.	6582,36	6906,90

Исходя из анализа данных, представленных в таблице 8, можно сделать вывод, что приведенные затраты по 1 варианту меньше, соответственно выбор основного оборудования осуществляется в пользу турбоагрегата Т-185/200-130 и котлоагрегата Е-810-13,8-560.

### **1.4 Обзор предполагаемых вариантов утилизации**

На современных тепловых электрических станциях, сжигающих твердое топливо, температура уходящих газов намеренно поддерживается на уровне 120 – 180 °С в целях избежания выпадения влаги на стенках хвостовых поверхностей нагрева, газоходов и дымовой трубы, и исключения возникновения низкотемпературной коррозии. Это приводит к увеличению тепловых потерь котлоагрегата и снижению его экономичности. Одним из перспективных способов повышения КПД работы котлоагрегата и эффективности

использования топлива является рекуперация низкопотенциального тепла уходящих газов.

Тепло, уносимое уходящими газами, включает в себя как физическое тепло дымовых газов, так и скрытую теплоту конденсации содержащихся в них водяных паров. Существуют технологии, которые позволяют восстанавливать тепло уходящих газов при их охлаждении выше точки росы, тем самым не используя скрытую теплоту конденсации водяных паров. Также есть решения, позволяющие осуществлять глубокую утилизацию с охлаждением газов ниже точки росы. Такие варианты технологий при сжигании на станции серосодержащих видов топлива нуждаются в принятии дополнительных мер по борьбе с сернокислой коррозией.

В данной работе в качестве технологии, позволяющей полезно использовать физического тепло охлаждения уходящих газов выше точки росы рассматривается ВВТО – воздухо-водяной теплообменник. Данное решение предполагает собой увеличение площади поверхности воздухоподогревателя с целью повышения тепловосприятия с последующей отдачей дополнительной тепловой мощности нагреваемой среде – основному конденсату в отдельно установленном теплообменнике (ВВТО). Основной конденсат подается по байпасной линии в обход подогревателей низкого давления, это позволяет снизить расход паров на регенеративные отборы турбины и уменьшить в целом расход пара через проточную часть. Эффективность использования технологии определяется температурой охлаждения дымовых газов и количеством нагреваемого конденсата. Схема внедрения ВВТО показана на рисунке 1.6.

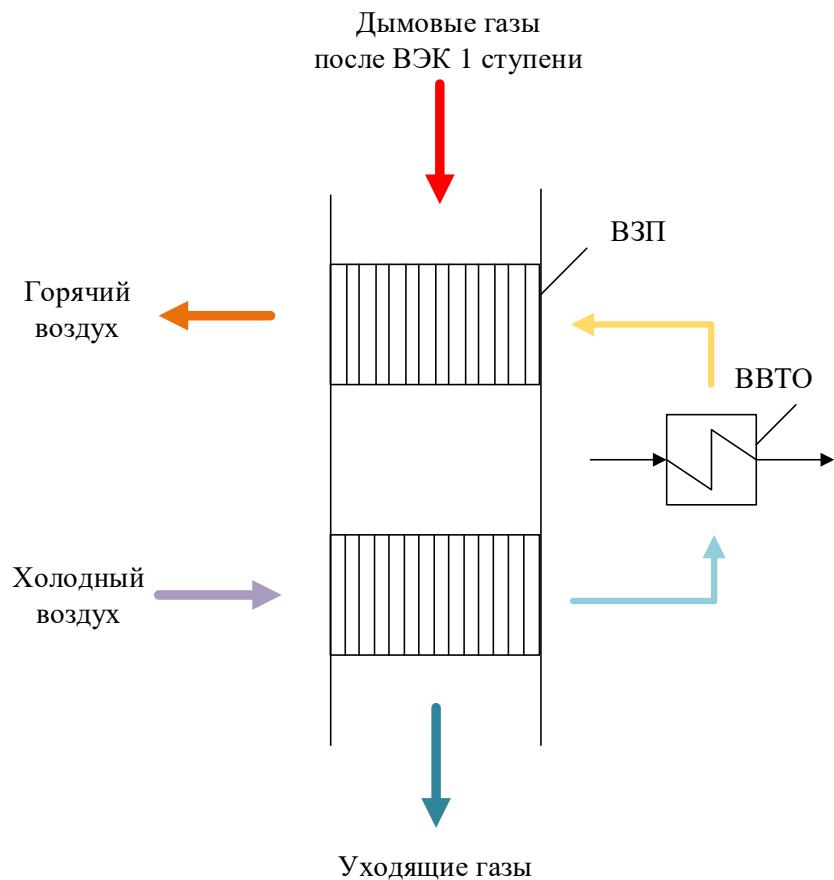


Рисунок 1.6 – Схема с использованием ВВТО

Другой вариант, рассматриваемый в данной работе в качестве узла утилизации, предполагает использование не только физического тепла дымовых газов, но и тепла конденсации. Это газо-водяной теплообменник, который еще так же известен как конденсационный теплоутилизатор (КТУ) или конденсационный утилизатор газов (КУГ). Конденсат водяных паров и паров серной кислоты, выделяющийся при охлаждении газов ниже точки росы собирается в специальном конденсатосборнике и в дальнейшем нейтрализуется. Вода после нейтрализации может быть использована для подпитки теплосети. Так же возможен вариант предочистки газов от оксидов серы. Существенными достоинствами КТУ являются локализация низкотемпературной коррозии в одном месте газового тракта и большое количество восстанавливаемой мощности. Схема и примерная модель установки КТУ представлены на рисунках 1.7 и 1.8 соответственно.

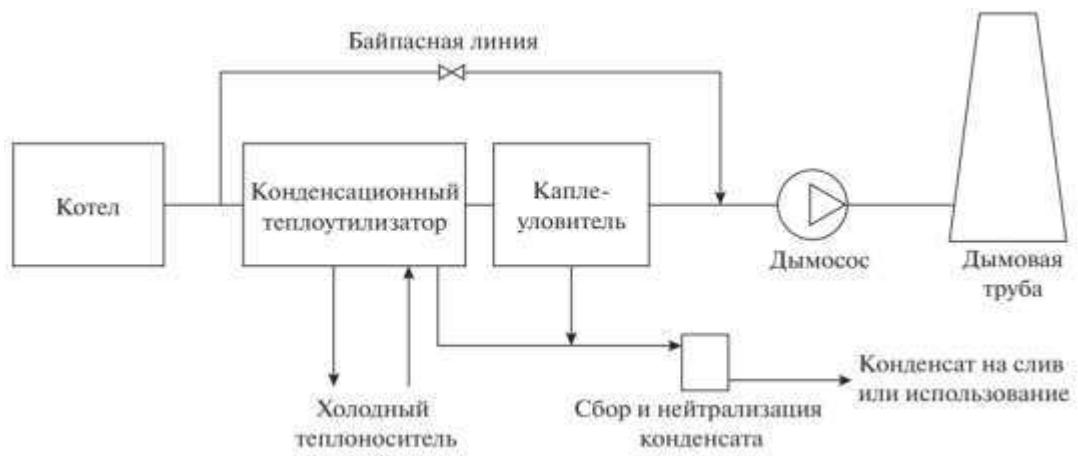


Рисунок 1.7 – Схема использования КТУ, установленного за котлом

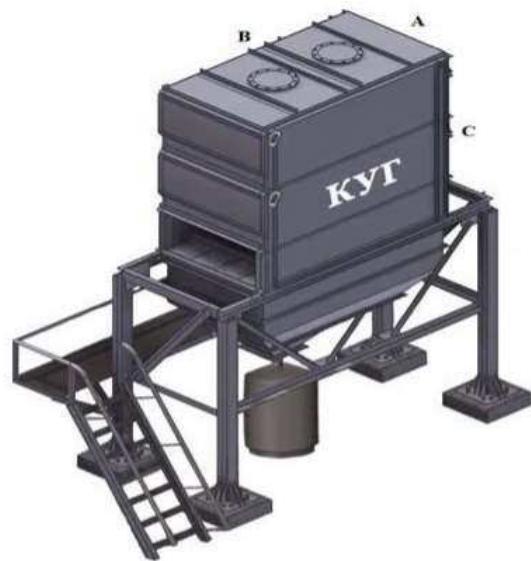


Рисунок 1.8 – Примерная модель установки КУГ (КТУ)

## 2 Расчетная часть

### 2.1 Расчет тепловой схемы без утилизации

#### 2.1.1 Расчет сетевой установки

Расчётная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.1.

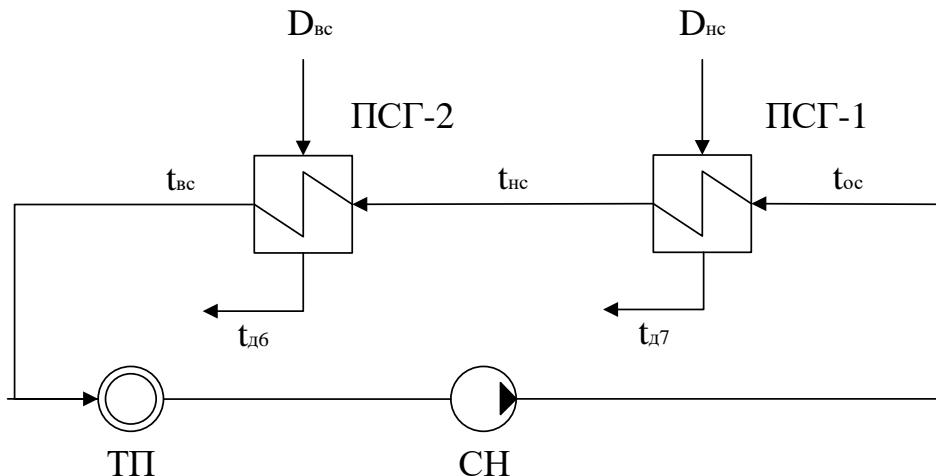


Рисунок 2.1 – Схема подогрева сетевой воды

Полный расход сетевой воды, нагреваемой в сетевых подогревателях турбины при выключенном ВВТО, кг/с

$$G_{cb} = \frac{Q_{отб} \cdot 1000}{c_b \cdot \Delta t}, \quad (2.1)$$

где  $Q_{отб}$  – максимальная отопительная нагрузка отборов, равная 280 Гкал/ч или 325,64 МВт;

$\Delta t$  – разность температур прямой ( $110^{\circ}\text{C}$ ) и обратной сетевой воды ( $70^{\circ}\text{C}$ );

$c_b$  – теплоемкость воды, равная  $4,186 \text{ кДж/(кг* }^{\circ}\text{C)}$ .

$$G_{cb} = \frac{325,64 \cdot 1000}{4,186 \cdot (110 - 70)} = 1944,816$$

Определим температуру за верхним сетевым подогревателем по формуле

$$t_{Bc} = t_{oc} + \frac{Q_{отб}}{(G_{cb} - G'_{cb}) \cdot c_b}, \quad (2.2)$$

где  $t_{oc}$  – температура обратной сетевой воды, равная  $70^{\circ}\text{C}$ ;

$Q_{отб}$  – то же, что и в формуле (2.1);

$G_{cb}$  и  $c_b$  – то же, что и в формуле (2.1).

$$t_{\text{BC}} = 70 + \frac{325,64 \cdot 1000}{1944,816 \cdot 4,186} = 110$$

Температуру нагрева сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе определим из условия равномерного нагрева воды в подогревателях, °C

$$t_{\text{HC}} = t_{\text{OC}} + \frac{t_{\text{BC}} - t_{\text{OC}}}{2}, \quad (2.3)$$

где  $t_{\text{OC}}$  и  $t_{\text{BC}}$  – то же, что и в формуле (2.2).

$$t_{\text{HC}} = 70 + \frac{110 - 70}{2} = 90$$

Температура насыщения верхнего сетевого подогревателя, °C:

$$t'_{\text{BC}} = t_{\text{BC}} + \vartheta, \quad (2.4)$$

где  $t_{\text{BC}}$  – то же, что и в формуле (2.10);

$\vartheta$  – величина недогрева, для сетевых подогревателей составляет 5 °C.

$$t'_{\text{BC}} = 110 + 5 = 115$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{BC}} = p_s(t_{\text{BC}}) = 0,169$$

С учётом потерь давления в трубопроводах (КПД = 0,95) определим давление в верхнем отопительном отборе, МПа

$$p_{\text{BC}} = \frac{P'_{\text{BC}}}{0,95}, \quad (2.5)$$

где  $P'_{\text{BC}}$  – давление в корпусе BC, МПа.

$$p_{\text{BC}} = \frac{0,169}{0,95} = 0,178$$

Температура насыщения нижнего сетевого подогревателя, °C:

$$t'_{\text{HC}} = t_{\text{HC}} + \vartheta, \quad (2.6)$$

где  $t_{\text{HC}}$  – то же, что и в формуле (2.3);

$\vartheta$  – величина недогрева, для сетевых подогревателей составляет 5 °C.

$$t'_{\text{BC}} = 90 + 5 = 95$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{HC}} = p_s(t_{\text{HC}}) = 0,085$$

С учётом потерь давления в трубопроводах (КПД = 0,95) определим давление в верхнем отопительном отборе, МПа

$$p_{\text{BC}} = \frac{P'_{\text{BC}}}{0,95}, \quad (2.7)$$

где  $P'_{\text{BC}}$  - давление в корпусе ВС, МПа.

$$p_{\text{BC}} = \frac{0,085}{0,95} = 0,089$$

### 2.1.2 Построение процесса расширения

Все данные об энталпии пара и дренажа в отборах представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Энталпии пара и дренажа в отборах

Номер отбора	Температура насыщения, °C	Энталпия пара, кДж/кг		Энталпия дренажа с учетом потери давления, кДж/кг
		Теоретическая	Действительная	
1	241,236	3096,112	3156,623	1029,524
2	217,794	3054,480	3070,312	933,459
3	198,026	2970,547	2986,011	843,505
4	158,111	2783,271	2807,194	667,367
5	131,785	2671,384	2687,409	554,012
6	95,000	2597,177	2607,824	409,059
7	115,000	2495,783	2509,004	307,311

Процесс расширения представлен на рисунке 2.2.

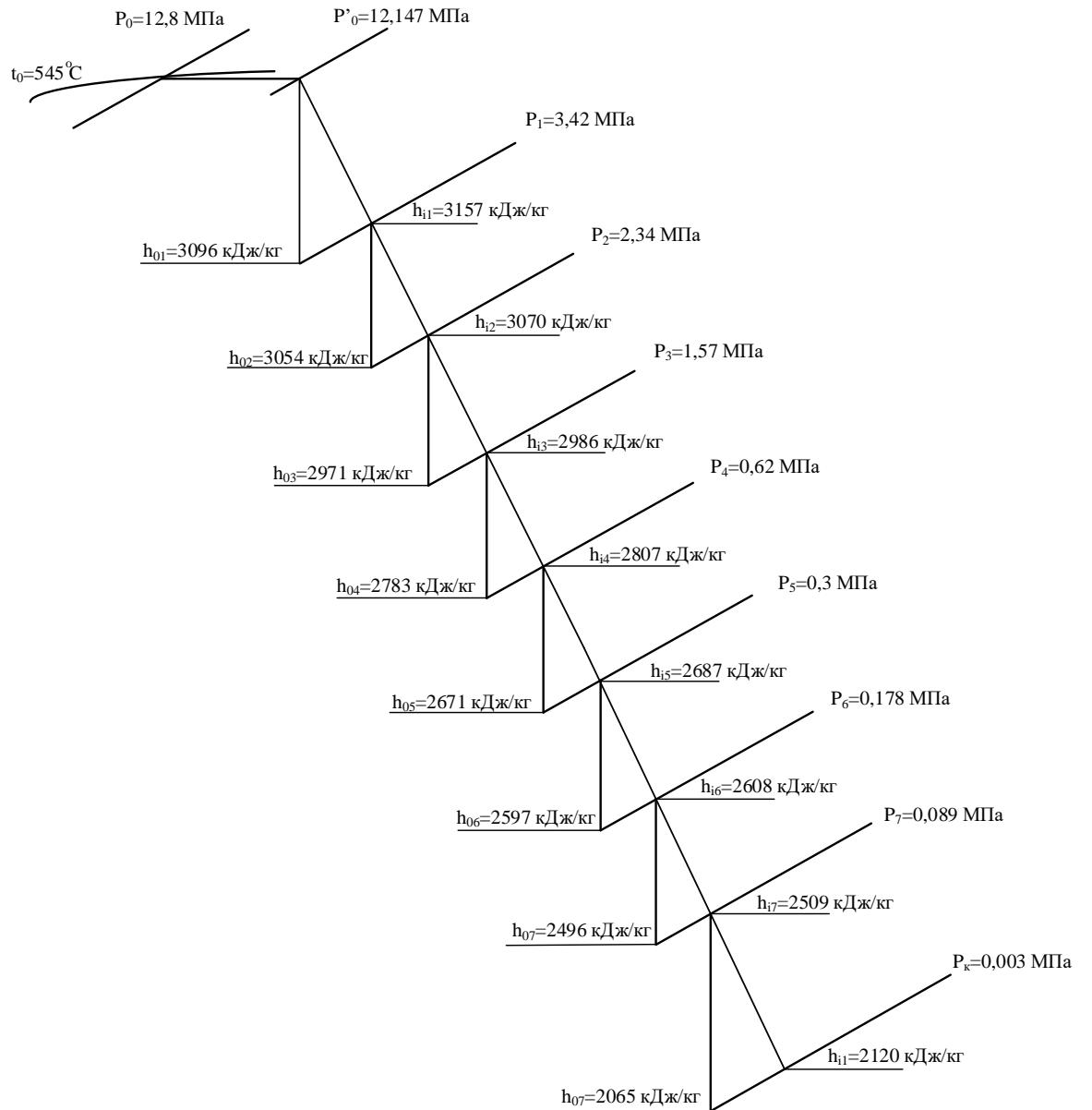


Рисунок 2.2 – Процесс расширения пара в турбине

Энталпия пара при начальных параметрах (температуре 555 °C и давлении 12,8 Мпа)  $h_0$  равна 3486,507 кДж/кг. Энталпия пара, подаваемого в конденсатор равна 2120,17 кДж/кг.

### 2.1.3 Определение расходов пара на сетевые подогреватели

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

$$D_{\text{BC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot \Delta t_{\text{BC}} \cdot c_{\text{B}}}{(h_{6i} - \bar{t}_{d6}) \cdot 0,98}, \quad (2.8)$$

где  $G_{\text{CB}}$  и  $c_{\text{B}}$  – то же, что и в формуле (2.1);

$\Delta t_{\text{BC}}$  – разность температур сетевой воды на входе и выходе из верхнего сетевого подогревателя, °C;

$h_{6i}$  – энталпия греющего пара в верхнем отопительном отборе, кДж/кг;  
 $\overline{t_{d6}}$  – энталпия дренажа греющего пара в ВС, кДж/кг.

$$D_{\text{BC}} = \frac{1944,816 \cdot (110 - 90) \cdot 4,186}{(2607,824 - 409,059) \cdot 0,98} = 78,432$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, МВт:

$$Q_{\text{BC}} = G_{\text{cb}} \cdot \Delta t_{\text{BC}} \cdot c_B \cdot 0,001, \quad (2.9)$$

где  $G_{\text{cb}}$  и  $c_B$  – то же, что и в формуле (2.1);

$\Delta t_{\text{BC}}$  – то же, что и в формуле (2.18).

$$Q_{\text{BC}} = 1944,816 \cdot (110 - 90) \cdot 4,186 \cdot 0,001 = 162,82$$

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

$$D_{\text{HC}} = \frac{G_{\text{cb}} \cdot \Delta t_{\text{HC}} \cdot c_B}{(h_{7i} - \overline{t_{d7}}) \cdot 0,98}, \quad (2.10)$$

где  $G_{\text{cb}}$  и  $c_B$  – то же, что и в формуле (2.1);

$\Delta t_{\text{BC}}$  – разность температур сетевой воды на входе и выходе из нижнего сетевого подогревателя, °C;

$h_{7i}$  – энталпия греющего пара в нижнем отопительном отборе, кДж/кг;  
 $\overline{t_{d7}}$  – энталпия дренажа греющего пара в НС, кДж/кг.

$$D_{\text{HC}} = \frac{1944,816 \cdot (90 - 70) \cdot 4,186}{(2509,004 - 307,311) \cdot 0,98} = 78,924$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, МВт:

$$Q_{\text{HC}} = G_{\text{cb}} \cdot \Delta t_{\text{HC}} \cdot c_B \cdot 0,001, \quad (2.11)$$

где  $G_{\text{cb}}$  и  $c_B$  – то же, что и в формуле (2.1);

$\Delta t_{\text{HC}}$  – то же, что и в формуле (2.10).

$$Q_{\text{HC}} = 1944,816 \cdot (90 - 70) \cdot 4,186 \cdot 0,001 = 162,82$$

## 2.1.4 Определение предварительного расхода пара

Коэффициент недовыработки мощности отопительных отборов определяется по формуле

для верхнего теплофикационного отбора:

$$y_{ec} = \frac{h_{6i} - h_{ki}}{h_0 - h_{ki}}, \quad (2.12)$$

где  $h_{6i}$  – энталпия пара из таблицы 2.1;

$h_0$  – энталпия острого пара, равная 3486,507 кДж/кг;

$h_{ki}$  – энталпия пара, поступающего в конденсатор, равна 2120,874 кДж/кг.

$$y_{ec} = \frac{2607,824 - 2120,874}{3486,507 - 2120,874} = 0,357$$

для нижнего теплофикационного отбора:

$$y_{hc} = \frac{h_{7i} - h_{ki}}{h_0 - h_{ki}}, \quad (2.13)$$

где  $h_{7i}$  – энталпия пара из таблицы 2.1;

$h_0$  и  $h_{ki}$  – то же, что и в формуле (2.12).

$$y_{hc} = \frac{2509,004 - 2120,17}{3486,507 - 2120,17} = 0,285$$

Действительный теплоперепад турбины рассчитывается по следующему выражению, кДж/кг

$$H_i = h_0 - h_{ki}, \quad (2.14)$$

где  $h_0$  и  $h_{ki}$  – то же, что и в формуле (2.12).

$$H_i = 3486,507 - 2120,17 = 1368,635$$

Принимая коэффициент регенерации  $K_p = 1,167$ , получаем расход пара на турбину, кг/с:

$$D_0 = K_p \cdot \left( \frac{W_9}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{ec} \cdot D_{ec} + y_{hc} \cdot D_{hc} \right), \quad (2.15)$$

где  $H_i$  – то же, что и в формуле (2.14);

$W_9$  – электрическая мощность турбины, равная 185 МВт;

$y_{ec}$  – то же, что и в формуле (2.12);

$y_{hc}$  – то же, что и в формуле (2.13);

$D_{ec}$  и  $D_{hc}$  – расходы пара на теплофикационные отборы, рассчитываемые по формулам (2.9) и (2.10) соответственно.

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

$$D_0 = 1,167 \cdot \left( \frac{185 \cdot 1000}{1368,635 \cdot 0,98} + 0,357 \cdot 78,422 + 0,285 \cdot 78,924 \right) = 220,11$$

## 2.1.5 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принял 0,5 % от расхода пара на турбину, кг/с

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_0 \quad (2.16)$$

где  $D_0$  – то же, что и в формуле (2.15).

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot 220,11 = 1,101$$

Доля расхода пара на уплотнения турбины составляет 1%, определим расход пара на уплотнения, кг/с

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_0, \quad (2.17)$$

где  $D_0$  – то же, что и в формуле (2.15).

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot 220,11 = 2,201$$

Утечки пара и конденсата составляют 1,1 %, кг/с

$$D_{\text{ут}} = 1,1\% \cdot D_0, \quad (2.18)$$

где  $D_0$  – то же, что и в формуле (2.15).

$$D_{\text{ут}} = 1,1\% \cdot 220,11 = 2,421$$

Расход пара на собственные нужды (с учетом доли расхода на собственные нужды мазутного хозяйства (1,2%) и котельного отделения (1,2%)) составит, кг/с

$$D_{\text{сн}} = (1,2\% + 1,2\%) \cdot D_0 \quad (2.19)$$

где  $D_0$  – то же, что и в формуле (2.15).

$$D_{\text{сн}} = (1,2\% + 1,2\%) \cdot 220,11 = 5,283$$

Тогда с учетом расходов, рассчитанных по формулам (2.24) – (2.27), расход перегретого пара составит, кг/с:

$$D_{\text{пe}} = D_0 + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} \quad (2.20)$$

где  $D_0$  – то же, что и в формуле (2.15).

$$D_{ne} = 220,11 + 1,101 + 2,201 + 2,421 + 5,283 = 231,115$$

Расход продувочной воды составляет 1,5 % от расхода перегретого пара и определяется по формуле, кг/с:

$$G_{np} = 1,5\% \cdot D_{ne}, \quad (2.21)$$

где  $D_{ne}$  – то же, что и в формуле (2.15).

$$G_{np} = 1,5\% \cdot 231,115 = 3,467$$

Тогда с учётом формул (2.20) и (2.21), расход питательной воды составит

$$G_{nb} = D_{ne} + G_{np} = 231,115 + 3,386 = 234,582 \quad (2.22)$$

## 2.1.6 Расчет расширителей непрерывной продувки

Расчётная схема расширителей непрерывной продувки представлена на рисунке 2.3.

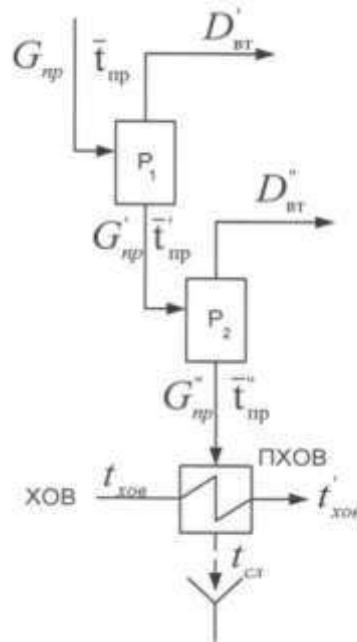


Рисунок 2.3 – Расчётная схема расширителей непрерывной продувки

Определим расход вторичного пара из первой ступени расширителя, кг/с

$$D'_{bt} = \frac{G_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}'_{np})}{r_1}, \quad (2.23)$$

где  $G_{np}$  – то же, что и в формуле (2.29);

$\bar{t}_{\text{пр}}$  – энталпия продувочной воды, определяемая как энталпия насыщенной воды по давлению в барабане и равная 1584,076 кДж/кг;

$\bar{t}'_{\text{пр}}$  – энталпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя, определяемая как энталпия насыщенной воды по давлению 0,7 МПа и равная 697,143 кДж/кг;

$r_1$  – теплота парообразования при давлении 0,7 МПа, равная 2065,606 кДж/кг.

$$D'_{\text{вт}} = \frac{3,3467 \cdot (1584,076 - 697,143)}{2065,606} = 1,489$$

Расчет продувочной воды из первой ступени расширителя, кг/с

$$G'_{np} = G_{np} - D'_{\text{вт}}, \quad (2.24)$$

где  $G_{np}$  – то же, что и в формуле (2.21);

$D'_{\text{вт}}$  – то же, что и в формуле (2.23).

$$G'_{np} = 3,467 - 1,489 = 1,978$$

Определим расход вторичного пара из второй ступени расширителя, кг/с

$$D''_{\text{вт}} = \frac{G'_{\text{пр}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пр}} - \bar{t}''_{\text{пр}})}{r_2}, \quad (2.25)$$

где  $G'_{\text{пр}}$  – то же, что и в формуле (2.23);

$\bar{t}'_{\text{пр}}$  – то же, что и в формуле (2.24);

$\bar{t}''_{\text{пр}}$  – энталпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя, определяемая как энталпия насыщенной воды по давлению 0,092 МПа и равная 403,916 кДж/кг;

$r_2$  – теплота парообразования при давлении 0,089 МПа, равная 2263,601 кДж/кг.

$$D''_{\text{вт}} = \frac{1,932 \cdot (697,143 - 403,916)}{2263,601} = 0,256$$

Расчёт продувочной воды из второй ступени расширителя, кг/с

$$G''_{np} = G'_{np} - D''_{\text{вт}}, \quad (2.26)$$

где  $G'_{np}$  – то же, что и в формуле (2.24);

$D''_{\text{вт}}$  – то же, что и в формуле (2.25).

$$G''_{np} = 1,978 - 0,256 = 1,722$$

Количество химически очищенной воды, подаваемой в деаэратор определяется по формуле, кг/с

$$G_{xob} = G''_{np} + D_{yt} + D_{ch}, \quad (2.27)$$

где  $G''_{np}$  – то же, что и в формуле (2.26);

$D_{yt}$  – то же, что и в формуле (2.18);

$D_{ch}$  – то же, что и в формуле (2.19);

$$G_{xob} = 1,722 + 2,421 + 5,283 = 9,426$$

Из уравнения подогревателя ПХОВ найдем температуру химически очищенной воды на выходе из подогревателя, °C

$$t'_{xob} = t_{xob} + \frac{G''_{np} \cdot (t''_{np} - t_{cl})}{G_{xob}}, \quad (2.28)$$

где  $t_{xob}$  – температура химически очищенной воды на входе в ПХОВ, равная 30 °C;

$G''_{np}$  – то же, что и в формуле (2.26);

$t''_{np}$  – температура продувочной воды на выходе из второй ступени расширителя, равная  $t_s(\bar{t''}_{np}) = 96,4$  °C;

$t_{cl}$  – температура продувочной воды, сливаемая в тех. Канализацию после ПХОВ, равная 60 °C.

$$t'_{xob} = 30 + \frac{1,722 \cdot (96,4 - 60)}{9,426} = 36,65$$

### 2.1.7 Расчет подогревателей высокого давления

Расчетная схема ПВД представлена на рисунке 2.4.

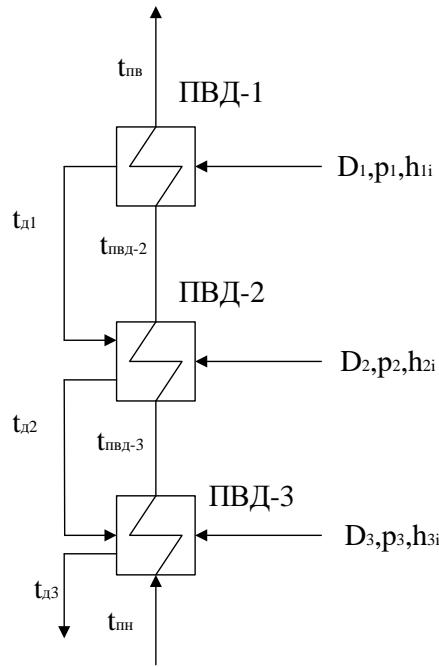


Рисунок 2.4 – Схема включения подогревателей высокого давления.

Уравнение теплового баланса для ПВД-1:

$$D_1 \cdot (h_{1i} - \bar{t}_{d1}) \cdot 0,98 = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пвд2}}), \quad (2.29)$$

где  $h_{1i}$  и  $\bar{t}_{d1}$  – параметры из таблицы 2.1 для отбора №1;

$G_{\text{пв}}$  – расход питательной воды, определяемый по формуле (2.16);

$\bar{t}_{\text{пв}}$  – энталпия питательной воды перед котлом;

$\bar{t}_{\text{пвд2}}$  – энталпия питательной воды на выходе из ПВД-2.

Из формулы (2.29) выразим и посчитаем  $D_1$ , кг/с

$$D_1 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пвд2}})}{(h_{1i} - \bar{t}_{d1}) \cdot 0,98} = \frac{234,582 \cdot (1002,25 - 924,165)}{(3156,623 - 1029,524) \cdot 0,98} = 8,787$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2:

$$D_2 \cdot (h_{2i} - \bar{t}_{d2}) \cdot 0,98 + D_1 \cdot (\bar{t}_{d1} - \bar{t}_{d2}) \cdot 0,98 = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвд2}} - \bar{t}_{\text{пвд3}}), \quad (2.30)$$

где  $D_1$  – расход пара из первого нерегулируемого отбора, кг/с;

$h_{2i}$ ,  $\bar{t}_{d2}$  и  $\bar{t}_{d1}$  – параметры из таблицы 3 для отбора №1 и 2;

$G_{\text{пв}}$  – расход питательной воды, определяемый по формуле (2.22);

$\bar{t}_{\text{пвд2}}$  – энталпия питательной воды на выходе из ПВД-2;

$\bar{t}_{\text{пвд3}}$  – энталпия питательной воды на выходе из ПВД-3.

Из формулы (2.31) выразим и посчитаем  $D_2$ , кг/с

$$D_2 = \frac{G_{\text{пп}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвд}2} - \bar{t}_{\text{пвд}3}) - D_1 \cdot (\bar{t}_{d1} - \bar{t}_{d2}) \cdot 0,98}{(h_{2i} - \bar{t}_{d2}) \cdot 0,98}$$

$$D_2 = \frac{234,582 \cdot (924,165 - 836,343) - 8,787 \cdot (1081,78 - 970,196)}{(3102,219 - 970,196) \cdot 0,98} = 9,443$$

Определим энталпию питательной воды после питательного насоса, кДж/кг

$$\bar{t}_{\text{пп}} = \bar{t}_{\text{dea}} + \frac{\Delta P_{\text{пп}} \cdot 1000 \cdot V}{\eta_{\text{н}}}, \quad (2.31)$$

где  $\bar{t}_{\text{dea}}$  – энталпия воды на выходе из деаэратора;

$\Delta P_{\text{пп}}$  – перепад давлений питательного насоса (разница между давлением в деаэраторе = 0,7 Мпа и давлением питательной воды = 15,36 МПа);

$V$  – удельный объем воды, равный 0,001392 м<sup>3</sup>/кг;

$\eta_{\text{н}}$  – КПД насоса, равный 77%.

$$\bar{t}_{\text{пп}} = 697,143 + \frac{(15,36-0,7) \cdot 1000 \cdot 0,001392}{0,77} = 723,638$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-3:

$$D_3 \cdot (h_{3i} - \bar{t}_{d3}) \cdot 0,98 + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{d2} - \bar{t}_{d3}) \cdot 0,98 = G_{\text{пп}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвд}3} - \bar{t}_{\text{пп}}), \quad (2.32)$$

где  $D_1$  и  $D_2$  – расходы пара из первого и второго нерегулируемых отборов, соответственно, кг/с;

$h_{3i}$ ,  $\bar{t}_{d3}$ ,  $\bar{t}_{d2}$  и  $\bar{t}_{d1}$  – параметры из таблицы 2.1;

$G_{\text{пп}}$  – расход питательной воды, определяемый по формуле (2.16);

$\bar{t}_{\text{пвд}3}$  – энталпия питательной воды на выходе из ПВД-3;

$\bar{t}_{\text{пп}}$  – то же, что и в формуле (2.31).

Из формулы (2.38) выразим и посчитаем  $D_3$ , кг/с

$$D_3 = \frac{G_{\text{пп}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвд}3} - \bar{t}_{\text{пп}}) - (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{d2} - \bar{t}_{d3}) \cdot 0,98}{(h_{3i} - \bar{t}_{d3}) \cdot 0,98}$$

$$D_3 = \frac{234,582 \cdot (836,343 - 723,638) - (8,787 + 9,443) \cdot (933,459 - 843,505) \cdot 0,98}{(2986,011 - 843,505) \cdot 0,98} = 11,827$$

## 2.1.8 Расчет деаэратора

Схема потоков воды и пара представлена на рисунке 2.5.

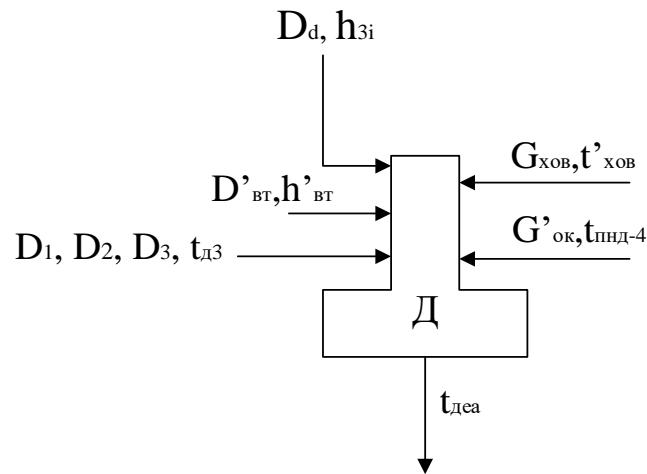


Рисунок 2.5 – Схема включения деаэратора

Запишем систему уравнений теплового и материального балансов для деаэратора

$$\begin{cases} (D_1 + D_2 + D_3) * \bar{t}_{d3} + D'_{вт} * h'_{вт} + G_{хов} * \bar{t}'_{хов} + G'_{ок} * \bar{t}_{пнд4} + D_d * h_{3i} = G_{пв} * \bar{t}_{деа} \\ D_1 + D_2 + D_3 + D'_{вт} + G_{хов} + G'_{ок} + D_d = G_{пв} \end{cases} \quad (2.33)$$

где  $D_1, D_2, D_3$  – расходы пара из первого, второго и третьего нерегулируемых отборов, определяемых по формулам (2.29), (2.30) и (2.32), соответственно, кг/с;

$h_{3i}, \bar{t}_{d3}, \bar{t}_{d2}$  и  $\bar{t}_{d1}$  – параметры из таблицы 2.1;

$G_{пв}$  – расход питательной воды, определяемый по формуле (2.30);

$\bar{t}_{пнд4}$  – энтальпия питательной воды на выходе из ПНД-4;

$\bar{t}_{деа}$  – энтальпия воды на выходе из деаэратора;

$D'_{вт}$  – то же, что и в формуле (2.31);

$h'_{вт}$  – энтальпия насыщенного пара при давлении 0,7 МПа на выходе из первой ступени расширителя;

$D_d$  – расход греющего пара из отборов, подаваемого на деаэрацию;

$G'_{ок}$  – расход основного конденсата, поступающего в деаэратор, кг/с.

$G'_{ок}$  и  $D_d$  являются неизвестными величинами, при помощи программного обеспечения Mathcad Prime были получены следующие результаты решения системы уравнений:

$$D_d = 2,845 \text{ кг/с}$$

$$G'_{ок} = 190,791 \text{ кг/с}$$

## 2.1.9 Расчет подогревателей низкого давления

Схема ПНД представлена на рисунке 2.6.

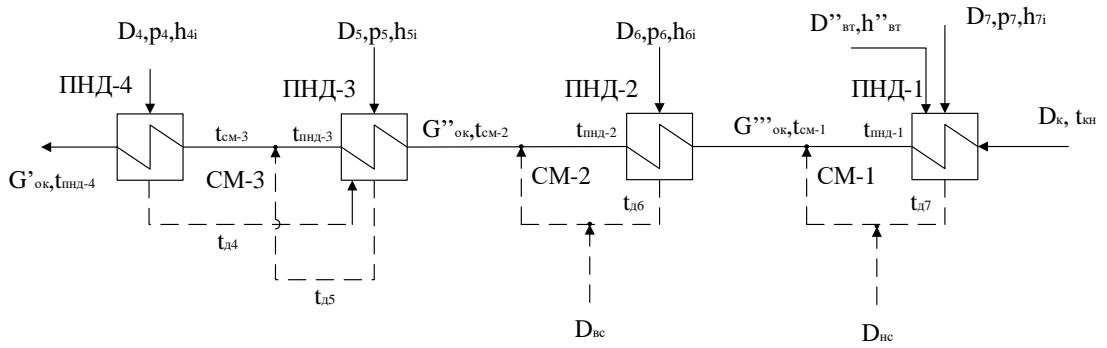


Рисунок 2.6 – Схема подогревателей низкого давления

Для успешного расчёта подогревателей низкого давления и точек смешения необходимо объединить все уравнения материального и теплового баланса в единую систему линейных алгебраических уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} D_4 * (h_{4i} - \bar{t}_{d4}) * 0,98 = G'_{ок} * (\bar{t}_{пнд4} - \bar{t}_{см3}) \\ G'_{ок} = G''_{ок} + D_5 + D_4 \\ G'_{ок} * \bar{t}_{см3} = G''_{ок} * \bar{t}_{пнд3} + (D_5 + D_4) * \bar{t}_{d5} \\ D_5 * (h_{5i} - \bar{t}_{d5}) * 0,98 + D_4 * (\bar{t}_{d4} - \bar{t}_{d5}) * 0,98 = G''_{ок} * (\bar{t}_{пнд3} - \bar{t}_{см2}) \\ G''_{ок} = G'''_{ок} + D_6 + D_{вс} \\ G''_{ок} * \bar{t}_{см2} = G'''_{ок} * \bar{t}_{пнд2} + (D_6 + D_{вс}) * \bar{t}_{d6} \\ D_6 * (h_{6i} - \bar{t}_{d6}) * 0,98 = G'''_{ок} * (\bar{t}_{пнд2} - \bar{t}_{см1}) \\ G'''_{ок} = D_k + D_7 + D_{нс} + D''_{вт} \\ G'''_{ок} * \bar{t}_{см1} = D_k * \bar{t}_{пнд1} + (D_7 + D_{нс} + D''_{вт}) * \bar{t}_{d7} \\ D_7 * (h_{7i} - \bar{t}_{d7}) * 0,98 + D''_{вт} * (h''_{вт} - \bar{t}_{d7}) * 0,98 = D_k * (\bar{t}_{кн} - \bar{t}_{пнд1}) \end{array} \right. \quad (2.34)$$

где  $D_4, D_5, D_6, D_7$  – расходы пара из нерегулируемых отборов, кг/с;  $h_{4i}, \bar{t}_{d4}, h_{5i}, \bar{t}_{d5}, h_{6i}, \bar{t}_{d6}, h_{7i}, \bar{t}_{d7}$  – параметры из таблицы 2.1;  $G_{пв}$  – расход питательной воды, определяемый по формуле (2.22);  $\bar{t}_{пнд4}$  – энталпия питательной воды на выходе из ПНД-4;  $\bar{t}_{пнд3}$  – энталпия питательной воды на выходе из ПНД-3;  $\bar{t}_{пнд2}$  – энталпия питательной воды на выходе из ПНД-2;  $\bar{t}_{пнд1}$  – энталпия питательной воды на выходе из ПНД-1;  $\bar{t}_{см1}$  – энталпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-1, кДж/кг;

$\bar{t}_{см2}$  – энталпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-2, кДж/кг;

$\bar{t}_{см3}$  – энталпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-3, кДж/кг;

$D''_{вт}$  – то же, что и в формуле (2.18);

$h''_{вт}$  – энталпия насыщенного пара при давлении 0,092 МПа на выходе из второй ступени расширителья;

$G'_{ок}$  – расход основного конденсата, поступающего в деаэратор, кг/с;

$G''_{ок}$  – расход основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-2, кг/с;

$G'''_{ок}$  – расход основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-1, кг/с.

При помощи программного обеспечения Mathcad Prime 3.1 были получены следующие результаты решения системы уравнений, представленные в таблице 2.2

Таблица 2.2 – Результаты расчета подогревателей низкого давления

Параметр, обозначение, ед. измерения	Значение
Расход греющего пара на ПНД-4, $D_4$ , кг/с	10,132
Расход греющего пара на ПНД-3, $D_5$ , кг/с	4,817
Расход греющего пара на ПНД-2, $D_6$ , кг/с	3,465
Расход греющего пара на ПНД-1, $D_7$ , кг/с	1,136
Расход основного конденсата на входе в ПНД-1, $D_k$ , кг/с	12,307
Расход основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-1, $G'''_{ок}$ , кг/с	94,067
Энтальпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-1, $\bar{t}_{cm1}$ , кДж/кг	389,852
Расход основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-2, $G''_{ок}$ , кг/с	175,909
Энтальпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-2, $\bar{t}_{cm2}$ , кДж/кг	474,136
Энтальпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-3, $\bar{t}_{cm3}$ , кДж/кг	539,244

Проверка по мощности:

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% \leq 2\%, \quad (2.35)$$

где  $W$  – заданная электрическая мощность, равная 185 МВт;

$W_p$  – расчётная электрическая мощность, определяемая по выражению

$$W_p = \left( \sum_{i=1}^n D_i^{отб} \cdot H_i^{отб} \right) \cdot \eta_{эм}, \quad (2.36)$$

где –  $D_i^{отб}$  – расход пара через  $i$ -ый отсек турбины, кг/с;

$H_i^{отб}$  – теплоперед в  $i$ -ом отсеке турбины, кДж/кг;

$\eta_{эм}$  – электромеханический КПД турбины, равный 98%.

$$W_p = 185,595 \text{ МВт}$$

В таком случае погрешность расчёта составляет

$$\delta = \left| \frac{185 - 185,421}{185} \right| \cdot 100\% = 0,227\%$$

Погрешность удовлетворяет условию (2.35).

### 2.1.10 Расчет технико-экономических показателей

Тепловая нагрузка котла, МВт

$$Q_{ka} = D_0 \cdot (h_0 - \bar{t}_{pv}) + G_{pr} \cdot (\bar{t}_{pr} - \bar{t}_{pv}) \quad (2.37)$$

где  $D_0$  – расход пара на турбину, кг/с;

$h_0$  – энталпия острого пара, кДж/кг;

$G_{pr}$  – расход продувочной воды, кг/с;

$\bar{t}_{pr}$  – энталпия продувочной воды, кДж/кг.

$\bar{t}_{pv}$  – энталпия питательной воды на входе в котел, кДж/кг.

$$Q_{ka} = 220,11 \cdot (3486,507 - 1002,25) + 3,467 \cdot (1584,076 - 1002,25) = 548,826$$

Расход условного топлива, кг/с

$$B_{ycl} = \frac{Q_{ka}}{Q_h^p * \eta_{ka}}, \quad (2.38)$$

где  $Q_h^p$  - низшая теплота сгорания условного топлива, равная 29300 кДж/кг;

$Q_{ka}$  – то же, что и в формуле (2.37);

$\eta_{ka}$  – КПД котлоагрегата, равный 0,92.

$$B_{ycl} = \frac{548,826 \cdot 1000}{29300 * 0,92} = 20,294$$

Расход натурального топлива, кг/с

$$B_{natyp} = \frac{Q_{ka}}{Q_{h\_натур}^p * \eta_{ka}}, \quad (2.39)$$

где  $Q_{h\_натур}^p$  - низшая теплота сгорания натурального топлива, равная 16241,68 кДж/кг;

$Q_{ka}$  – то же, что и в формуле (2.37);

$\eta_{\text{ка}}$  – КПД котлоагрегата, равный 0,92.

$$B_{\text{натур}} = \frac{548,826 \cdot 1000}{16241,68 \cdot 0,92} = 36,603$$

Определим коэффициенты ценности тепла для отопительных отборов по формуле

$$\xi_{\text{отб}} = \frac{h_{\text{отб}} - h_{\text{ки}}}{h_o - h_{\text{ки}}} \cdot \left( 1 + K * \frac{h_o - h_{\text{отб}}}{h_o - h_{\text{ки}}} \right), \quad (2.40)$$

где  $h_{\text{отб}}$  – энталпия пара в теплофикационном отборе из таблицы 2.1, кДж/кг;  
 $h_o$  – энталпия острого пара, равная 3486,507 кДж/кг;  
 $h_{\text{ки}}$  – энталпия пара, поступающего в конденсатор, равная 2120,17 кДж/кг;  
 $K$  – коэффициент, принимаемый при давлении острого пара 130 кгс/см<sup>2</sup> равным 0,4.

Для верхнего отопительного отбора

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{2607,824 - 2120,17}{3486,507 - 2120,17} \cdot \left( 1 + 0,4 \cdot \frac{3486,507 - 2607,824}{3486,507 - 2120,17} \right) = 0,517$$

Для нижнего отопительного отбора

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{2509,004 - 2120,874}{3486,507 - 2120,874} \cdot \left( 1 + 0,4 \cdot \frac{3486,507 - 2509,004}{3486,507 - 2120,874} \right) = 0,453$$

Определим расход тепла на турбину, МВт

$$Q_{\text{ты}} = D_0 \cdot (h_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) \quad (2.41)$$

где  $D_0$  – расход пара на турбину, кг/с;  
 $h_0$  – энталпия острого пара, кДж/кг;  
 $\bar{t}_{\text{пв}}$  – энталпия питательной воды на входе в котел, кДж/кг.

$$Q_{\text{ты}} = 220,11 \cdot (3486,507 - 1002,25) = 546,809$$

Определим увеличение расхода тепла за счёт теплофикационных отборов, МВт

$$\Delta Q_{\text{отб}} = Q_{\text{вс}} \cdot (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} \cdot (1 - \xi_{\text{нс}}), \quad (2.42)$$

где  $Q_{\text{вс}}$  и  $Q_{\text{нс}}$  – тепловые нагрузки сетевых подогревателей, определяемых по формулам (2.9) и (2.10) соответственно, МВт;

$\xi_{\text{вс}}$  и  $\xi_{\text{нс}}$  – то же, что и в формуле (2.40) для верхнего и нижнего отопительного отбора соответственно.

$$\Delta Q_{\text{отб}} = 162,82 \cdot (1 - 0,518) + 162,82 \cdot (1 - 0,383) = 194,404$$

Расход тепла на производства электроэнергии, МВт

$$Q_{\text{ты}}^{\circ} = Q_{\text{ты}} - Q_{\text{от}}, \quad (2.43)$$

где  $Q_{\text{ты}}$  – то же, что и в формуле (2.41);

$Q_{\text{от}}$  – заданная отопительная нагрузка отборов турбины, равна 280 Гкал/ч или 325,64 Мвт.

$$Q_{\text{ты}}^{\circ} = 546,809 - 325,64 = 221,169$$

Расход тепла собственные нужды, МВт

$$Q_{\text{ты}}^{\text{сн}} = 1\% \cdot Q_{\text{ты}}, \quad (2.44)$$

где  $Q_{\text{ты}}$  – то же, что и в формуле (2.41).

$$Q_{\text{ты}}^{\text{сн}} = 1\% \cdot 546,809 = 5,468$$

С учётом величин, определяемых по формулам (2.42) – (2.44) определим коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии

$$K_3 = \frac{Q_{\text{ты}}^{\circ} + \Delta Q_{\text{отб}} + Q_{\text{ты}}^{\text{сн}}}{Q_{\text{ты}}^{\circ} + \Delta Q_{\text{отб}} + Q_{\text{ты}}^{\text{сн}} + Q_{\text{от}}} = \frac{221,169 + 194,404 + 5,468}{221,169 + 194,404 + 5,468 + 325,64} = 0,564 \quad (2.45)$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/с

$$B_3 = B_{\text{ycl}} \cdot K_3 \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W - W_3^{\text{сн}}}, \quad (2.46)$$

где  $B_{\text{ycl}}$  – то же, что и в формуле (2.38);

$K_3$  – то же, что и в формуле (2.45);

$W$  – заданная электрическая нагрузка турбины, 185 МВт;

$W_3^{\text{сн}}$  – расход электроэнергии на собственные нужды, равный 4% от электрической нагрузки турбины, МВт;

$W_{\text{отп}}$  – полезный отпуск электроэнергии, равный 90% от  $W$ , МВт.

$$B_3 = 20,294 \cdot 0,536 \cdot \frac{166,5}{185 - 7,4} = 10,728$$

Расход условного топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_t = B_{ycl} - B_3, \quad (2.47)$$

где  $B_{ycl}$  и  $B_3$  – то же, что и в формуле (2.46);

$$B_t = 20,294 - 10,728 = 9,566$$

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

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{отп}} \cdot 3600, \quad (2.48)$$

где  $B_3$  и  $W_{отп}$  – то же, что и в формуле (2.46).

$$b_3 = \frac{10,728}{166,5 \cdot 1000} \cdot 3600 = 0,232$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/ГДж:

$$b_t = \frac{B_t}{Q_{от} \cdot 0,98} \cdot 1000, \quad (2.49)$$

где  $B_t$  – то же, что и в формуле (2.47);

$Q_{от}$  – то же, что и в формуле (2.45).

$$b_t = \frac{9,566}{325,64 \cdot 0,98} \cdot 1000 = 29,975$$

## 2.2 Расчет тепловой схемы с использованием ВВТО

### 2.2.1 Расчет утилизируемого тепла

На котле типа Е-810-13,8-560БТ установлен трубчатый воздухоподогреватель (ТВП), четырехходовой, выполненный в виде вертикальных трубных секций (кубов). Температура горячего воздуха – 279 °С. Температура воздуха на входе в ТВП – 50 °С. Температура уходящих газов – 145 °С.

Для внедрения ВВТО предполагается модернизация воздухоподогревателя – увеличение его площади и расхода подогреваемого воздуха с сохранением температурного режима. Новая температура уходящих газов составит 110 °С.

Определим тепловосприятие ВЗП до модернизации, кДж/кг

$$Q_{взп}^{исх} = \left( \beta''_{взп1} + \frac{\Delta\alpha_{взп}}{2} \right) \cdot (H''_{взп1} - H^0_{хв}) \quad (2.50)$$

где  $\beta''_{\text{взп1}}$  – отношение количества воздуха к теоретически необходимому;  
 $\Delta\alpha_{\text{взп}}$  – присос холодного воздуха в топочной камере,  $\Delta\alpha_{\text{взп}} = 0,03$ ;  
 $H''_{\text{взп1}}$  – энталпия горячего воздуха, кДж/кг;  
 $H_{\text{хв}}^0$  – энталпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$Q_{\text{взп}}^{\text{исх}} = \left(1,035 + \frac{0,03}{2}\right) \cdot (1547,719 - 272,6052) = 1338,869$$

Энталпия газов на входе в воздухоподогреватель кДж/кг:

$$H'_{\text{взп}} = H''_{\text{взп}} + \frac{Q_{\text{взп}}^{\text{исх}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{взп}} \cdot H_{\text{прс}}^0 \quad (2.51)$$

где  $H''_{\text{взп1}}$  – энталпия газов на выходе из ВЗП,  $H''_{\text{взп1}} = 1257,407$ , кДж/кг;  
 $Q_{\text{взп}}^{\text{исх}}$  – тепловосприятие ВЗП, кДж/кг;  
 $\Delta\alpha_{\text{взп}}$  – присос воздуха в воздухоподогревателе;  
 $H_{\text{прс}}^0 = 907,3646$  – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг.

$$H'_{\text{взп}} = 1257,407 + \frac{1338,869}{0,998} - 0,03 \cdot 907,3646 = 2572,117$$

Зная энталпию газов на входе в ВЗП и новую энталпию уходящих газов при 110 °С определим тепловосприятие модернизированного ВЗП по формуле, кДж/кг

$$Q_{\text{взп}}^{\text{нов}} = (H'_{\text{взп}} - H'_{\text{yx}} + \Delta\alpha_{\text{взп}} \cdot H_{\text{прс}}^0) \cdot \varphi, \quad (2.52)$$

где  $H'_{\text{взп}}$ ,  $\Delta\alpha_{\text{взп}}$ ,  $H_{\text{прс}}^0$  и  $\varphi$  – то же, что и в формуле (2.51);

$H'_{\text{yx}} = 948,9669$  – энталпия уходящих газов при температуре 110 °С, кДж/кг.

$$Q_{\text{взп}}^{\text{нов}} = (2572,117 - 948,9669 + 0,03 \cdot 907,3646) \cdot 0,998 = 1646,606$$

Дополнительное тепловосприятие, возникшее при модернизации ВЗП, составит, кДж/кг

$$\Delta Q_{\text{взп}} = Q_{\text{взп}}^{\text{нов}} - Q_{\text{взп}}^{\text{исх}}, \quad (2.53)$$

где  $Q_{\text{взп}}^{\text{нов}}$  – то же, что и в формуле (2.52);  
 $Q_{\text{взп}}^{\text{исх}}$  – то же, что и в формуле (2.50).

$$\Delta Q_{\text{взп}} = 1646,606 - 1338,869 = 307,736$$

Расчетный расход топлива, кг/с, определяется по формуле

$$B_p = 0,01 \cdot B \cdot (100 - q_4), \quad (2.54)$$

где  $B = 35,151$  – расход натурального топлива, кг/с;  
 $q_4 = 1$  – потери с механическим недожогом, %.

$$B_p = 0,01 \cdot 35,151 \cdot (100 - 1) = 34,799$$

Полезно утилизируемая мощность, МВт, определяется по формуле

$$\Delta Q_{\text{ут}} = B_p \cdot \Delta Q_{\text{взп}}, \quad (2.55)$$

где  $\Delta Q_{\text{взп}}$  – то же, что и в формуле (2.53).

$$\Delta Q_{\text{ут}} = 34,799 \cdot 307,736 = 10,709$$

## 2.2.2 Расчет сетевой установки

Расчётная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.7.

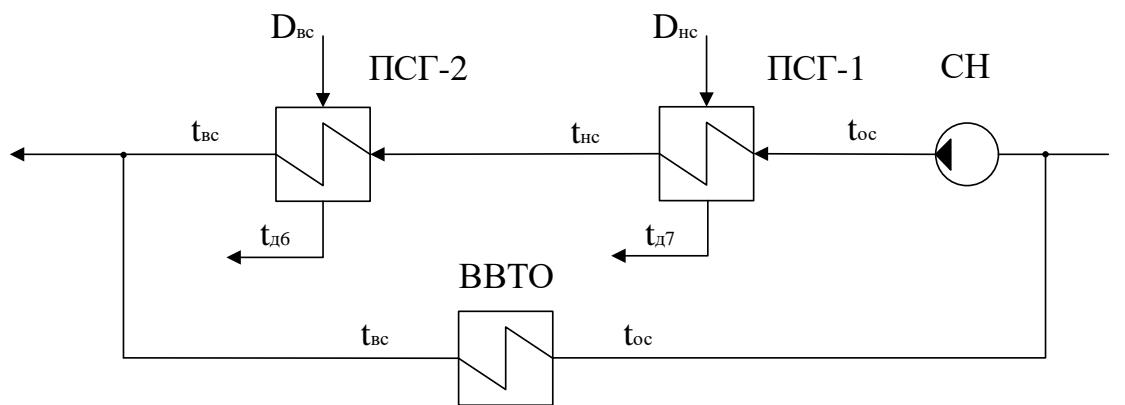


Рисунок 2.7 – Схема подогрева сетевой воды

Полный расход сетевой воды, нагреваемой в сетевых подогревателях турбины при выключенном БВТО, кг/с

$$G_{cb} = \frac{Q_{отб} \cdot 1000}{c_b \cdot \Delta t}, \quad (2.56)$$

где  $Q_{отб}$  – максимальная отопительная нагрузка отборов, равная 280 Гкал/ч или 325,64 МВт;

$\Delta t$  – разность температур прямой ( $110^{\circ}\text{C}$ ) и обратной сетевой воды ( $70^{\circ}\text{C}$ );

$c_b$  – теплоемкость воды, равная  $4,186 \text{ кДж/(кг* }^{\circ}\text{C)}$ .

$$G_{cb} = \frac{325,64 \cdot 1000}{4,186 \cdot (110 - 70)} = 1944,816$$

Определим расход сетевой воды, нагреваемый в ВВТО, кг/с

$$G'_{cb} = \frac{\Delta Q_{ут} \cdot 1000}{c_b \cdot \Delta t}, \quad (2.57)$$

где  $\Delta Q_{ут}$  – то же, что и в формуле (2.55);

$c_b$  и  $\Delta t$  – то же, что и в формуле (2.56).

$$G'_{cb} = \frac{10,709 \cdot 1000}{4,186 \cdot (110 - 70)} = 63,958$$

Пересчитаем тепловую нагрузку отборов турбины при включенном ВВТО, МВт

$$Q'_{отб} = Q_{отб} - \Delta Q_{ут}, \quad (2.58)$$

где  $Q_{отб}$  – то же, что и в формуле (2.56);

$\Delta Q_{ут}$  – то же, что и в формуле (2.55).

$$Q'_{отб} = 325,64 - 10,799 = 314,931$$

Определим температуру за верхним сетевым подогревателем по формуле

$$t_{bc} = t_{oc} + \frac{Q'_{отб}}{(G_{cb} - G'_{cb}) \cdot c_b}, \quad (2.59)$$

где  $t_{oc}$  – температура обратной сетевой воды, равная  $70^{\circ}\text{C}$ ;

$Q'_{отб}$  – то же, что и в формуле (2.57);

$G_{cb}$  и  $c_b$  – то же, что и в формуле (2.56);

$G'_{cb}$  – то же, что и в формуле (2.57).

$$t_{bc} = 70 + \frac{314,931 \cdot 1000}{(1944,816 - 63,958) \cdot 4,186} = 110$$

Температуру нагрева сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе определим из условия равномерного нагрева воды в подогревателях, °C

$$t_{\text{HC}} = t_{\text{OC}} + \frac{t_{\text{BC}} - t_{\text{OC}}}{2}, \quad (2.60)$$

где  $t_{\text{OC}}$  и  $t_{\text{BC}}$  – то же, что и в формуле (2.59).

$$t_{\text{HC}} = 70 + \frac{110 - 70}{2} = 90$$

Температура насыщения верхнего сетевого подогревателя, °C:

$$t'_{\text{BC}} = t_{\text{BC}} + \vartheta, \quad (2.61)$$

где  $t_{\text{BC}}$  – то же, что и в формуле (2.59);

$\vartheta$  – величина недогрева, для сетевых подогревателей составляет 5 °C.

$$t'_{\text{BC}} = 110 + 5 = 115$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{BC}} = p_s(t_{\text{BC}}) = 0,169$$

С учётом потерь давления в трубопроводах ( $\text{КПД} = 0,95$ ) определим давление в верхнем отопительном отборе, МПа

$$p_{\text{BC}} = \frac{P'_{\text{BC}}}{0,95}, \quad (2.62)$$

где  $P'_{\text{BC}}$  – давление в корпусе BC, МПа.

$$p_{\text{BC}} = \frac{0,169}{0,95} = 0,178$$

Температура насыщения нижнего сетевого подогревателя, °C:

$$t'_{\text{HC}} = t_{\text{HC}} + \vartheta, \quad (2.63)$$

где  $t_{\text{HC}}$  – то же, что и в формуле (2.60);

$\vartheta$  – величина недогрева, для сетевых подогревателей составляет 5 °C.

$$t'_{\text{BC}} = 90 + 5 = 95$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{HC}} = p_s(t_{\text{HC}}) = 0,085$$

С учётом потерь давления в трубопроводах ( $\text{КПД} = 0,95$ ) определим давление в верхнем отопительном отборе, МПа

$$p_{\text{BC}} = \frac{P'_{\text{BC}}}{0,95}, \quad (2.64)$$

где  $P'_{\text{BC}}$  - давление в корпусе ВС, МПа.

$$p_{\text{BC}} = \frac{0,085}{0,95} = 0,089$$

### 2.2.3 Расчет расширителей непрерывной продувки, регенеративной схемы и ТЭП

Дальнейшие расчеты расходов пара и тепла на сетевые подогреватели, предварительного расхода свежего пара на турбину, расчеты регенеративной схемы и технико-экономических показателей осуществляются аналогично формулам (2.8 – 2.49). Результаты расчетов, полученные при помощи программного средства MathCad Prime 3.1 представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Результаты расчета тепловой схемы при внедрении ВВТО

Параметр, ед. измерения	Значение
Расход пара из верхнего отопительного отбора, кг/с	75,843
Расход пара из нижнего отопительного отбора, кг/с	76,329
Расход свежего пара, кг/с	214,995
Расход питательной воды, кг/с	229,131
Расход продувочной воды, кг/с	3,386
Расход ХОВ, кг/с	9,28
Расход пара не регенеративные подогреватели, кг/с	
на ПВД-1	8,583
на ПВД-2	9,223
на ПВД-3	11,552
на ПНД-4	2,966

Окончание таблицы 2.3

на ПНД-3	5,298
на ПНД-2	3,417
на ПНД-1	2,357
Расход пара в конденсатор, кг/с	22,211
Полный расход условного топлива, кг/с	19,489
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч)	0,212
Удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии, кг/ГДж	30,391

## 2.3 Расчет тепловой схемы с использованием КТУ

### 2.3.1 Расчет утилизируемого тепла

Как показано на рисунке 1.7 КТУ расположен за золоуловителем. Температура уходящих газов за золоуловителем ниже принятого значения за ВЗП из-за присосов холодного воздуха. Необходимо определить значение температуры дымовых газов после золоуловителя, для этого сначала посчитаем количество присасываемого воздуха по формуле, м<sup>3</sup>/кг

$$V_{\text{прис}} = (\Delta\alpha_{\text{зы}} + \Delta\alpha_{\text{гх}}) \cdot V_{\text{в}}^0, \quad (2.65)$$

где  $\Delta\alpha_{\text{зы}} = 0,1$  – присос воздуха в ЗУ;

$V_{\text{в}}^0 = 4,166$  – теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;

$\Delta\alpha_{\text{гх}} = 0,02$  – присос воздуха в газоходах (при длине газоходов на участке от котла до дымососа 20 м).

$$V_{\text{прис}} = (0,1 + 0,02) \cdot 4,166 = 0,499$$

Температура газов после золоуловителя с учетом присосов холодного воздуха определяется по формуле, °С

$$\vartheta_{yx}^{\text{зы}} = \frac{V_{yx} \cdot \vartheta_{yx} + V_{\text{прис}} \cdot \vartheta_{\text{прис}}}{V_{yx} + V_{\text{прис}}}, \quad (2.66)$$

где  $V_{yx} = 6,3411$  – объем уходящих газов за ВЗП, м<sup>3</sup>/кг;

$\vartheta_{yx} = 145$  – температура уходящих газов за ВЗП, °С;

$V_{\text{прис}}$  – то же, что и в формуле (2.58);

$\vartheta_{\text{прис}} = 30$  – температура холодного присасываемого воздуха, °С.

$$\vartheta_{yx}^{3y} = \frac{6,3411 \cdot 145 + 0,499 \cdot 30}{6,3411 + 0,499} = 137,911 \approx 138$$

Процесс охлаждения дымовых газов в КТУ ниже точки росы протекает в три стадии: охлаждение влажных дымовых газов, конденсация водяных паров вместе с парами серной кислоты и охлаждение сухих дымовых газов. Температура точки росы составляет 100 °C.

Энталпия уходящих газов перед КТУ при температуре 138 °C определяется по формуле, кДж/кг

$$H_{138}^{yx} = H_{145}^{yx} + (\Delta\alpha_{3y} + \Delta\alpha_{rx}) \cdot H_{xv}, \quad (2.67)$$

где  $H_{145}^{yx} = 1257,407$  – энталпия уходящих газов при за ВЗП, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{3y}$  и  $\Delta\alpha_{rx}$  – то же, что и в формуле (2.65);

$H_{xv} = 161,7302$  – энталпия холодного воздуха, кДж/кг;

$$H_{138}^{yx} = 1257,407 + (0,1 + 0,02) \cdot 161,7302 = 1273,58$$

Теплоемкость смеси газов определяется по формуле, кДж/(кг· °C)

$$c_r = \sum_{i=1}^n c_i \cdot r_i, \quad (2.68)$$

где  $c_i$  – теплоемкость i-го компонента смеси, кДж/(кг· °C);

$r_i$  – доля компонента в смеси.

Для влажных дымовых газов при температуре 100 °C

$$c_{100}^{v,g} = c_{100}^{N_2} \cdot r_{N_2(v,g)} + c_{100}^{RO_2} \cdot r_{RO_2(v,g)} + c_{100}^{H_2O} \cdot r_{H_2O} = 1,2955 \cdot 0,703 + 1,601 \cdot 0,117 + c_{100}^{H_2O} \cdot 0,125 = 1,285$$

Для сухих дымовых газов при температуре 100 °C

$$c_{100}^{c,g} = c_{100}^{N_2} \cdot r_{N_2(c,g)} + c_{100}^{RO_2} \cdot r_{RO_2(c,g)} = 1,2955 \cdot 0,803 + 1,601 \cdot 0,134 = 1,255$$

Для сухих дымовых газов при температуре 80 °C

$$c_{80}^{c,g} = c_{80}^{N_2} \cdot r_{N_2(c,g)} + c_{80}^{RO_2} \cdot r_{RO_2(c,g)} = 1,2952 \cdot 0,803 + 1,5809 \cdot 0,134 = 1,252$$

Определим энталпию уходящих газов при температуре 100 °C по формуле, кДж/кг

$$H_{100}^{yx} = c_{100}^{v,g} \cdot \vartheta_{100} \cdot (V_{yx} + V_{\text{прис}}), \quad (2.69)$$

где  $c_{100}^{v,g} = 1,285$  – энталпия влажных дымовых газов при 100 °C, кДж/(кг· °C);  
 $\vartheta_{100} = 100$  – температура точки росы, °C;  
 $V_{yx}$  и  $V_{\text{прис}}$  – то же, что и в формуле (2.65).

$$H_{100}^{yx} = 1,285 \cdot 100 \cdot (6,3411 + 0,499) = 868,113$$

Тепловая мощность, выделяемая при охлаждении влажных дымовых газов до точки росы, определяется по формуле, МВт

$$\Delta Q_{\text{охл}}^{v,g} = B \cdot (H_{138}^{yx} - H_{100}^{yx}), \quad (2.70)$$

где  $B = 33,326$  – расход сжигаемого топлива, кг/с;  
 $H_{138}^{yx}$  – то же, что и в формуле (2.67);  
 $H_{100}^{yx}$  – то же, что и в формуле (2.69).

$$\Delta Q_{\text{охл}}^{v,g} = 33,326 \cdot (1273,58 - 868,113) = 13,513$$

Определим тепловую мощность, выделяемую при охлаждении сухих газов до 80 °C, МВт

$$\Delta Q_{\text{охл}}^{c,g} = B \cdot V'_{yx} \cdot (c_{100}^{c,g} \cdot \vartheta_{100} - c_{80}^{c,g} \cdot \vartheta_{80}), \quad (2.71)$$

где  $B$  – то же, что и в формуле (2.70);  
 $V'_{yx} = V_{yx} + V_{\text{прис}}$  – то же, что и в формуле (2.66);  
 $c_{100}^{c,g}$  и  $c_{80}^{c,g}$  – то же, что и в формуле (2.68);  
 $\vartheta_{100}$  – то же, что и в формуле (2.69);  
 $\vartheta_{80} = 80$  – температура уходящих газов на выходе из КТУ, °C.

$$\Delta Q_{\text{охл}}^{c,g} = 33,326 \cdot (6,341 + 0,499) \cdot (1,255 \cdot 100 - 1,252 \cdot 80) = 4,99$$

Определим мощность конденсации водяных паров, МВт

$$\Delta Q_{\text{конд}} = \rho_{H_2O} \cdot V_{H_2O} \cdot r \cdot B, \quad (2.72)$$

где  $\rho_{H_2O}$  – плотность водяных паров, кг/м³;

$V_{H_2O}$  – объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг;

$r$  – скрытая теплота конденсации, кДж/кг;

$B$  – то же, что и в формуле (2.70).

$$\Delta Q_{\text{конд}} = 0,598 \cdot 0,845 \cdot 2675,531 \cdot 33,326 = 45,051$$

Суммарная тепловая мощность, утилизируемая в КТУ, МВт

$$\Delta Q_{\text{ут\_кту}} = \Delta Q_{\text{охл}}^{\text{в.г}} + \Delta Q_{\text{конд}} + \Delta Q_{\text{охл}}^{\text{с.г}}, \quad (2.73)$$

где  $\Delta Q_{\text{охл}}^{\text{в.г}}$  – то же, что и в формуле (2.70);

$\Delta Q_{\text{конд}}$  – то же, что и в формуле (2.72);

$\Delta Q_{\text{охл}}^{\text{с.г}}$  – то же, что и в формуле (2.71).

$$\Delta Q_{\text{ут\_кту}} = 13,513 + 45,051 + 4,99 = 63,554$$

### 2.3.2 Расчет сетевой установки

Расчётная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.8.

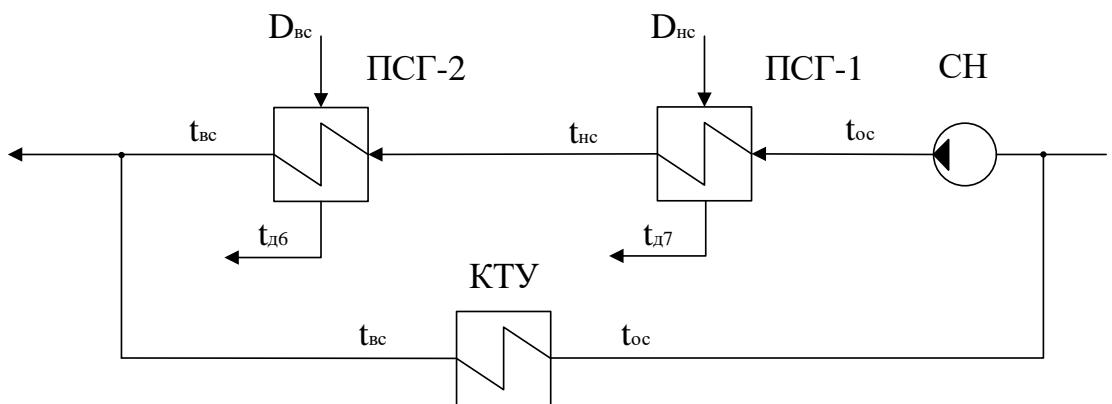


Рисунок 2.8 – Схема подогрева сетевой воды

Полный расход сетевой воды, нагреваемой в сетевых подогревателях турбины при выключенном ВВТО, кг/с

$$G_{cb} = \frac{Q_{отб} \cdot 1000}{c_b \cdot \Delta t}, \quad (2.74)$$

где  $Q_{отб}$  – максимальная отопительная нагрузка отборов, равная 280 Гкал/ч или 325,64 МВт;

$\Delta t$  – разность температур прямой (110 °C) и обратной сетевой воды (70 °C);

$c_B$  – теплоемкость воды, равная 4,186 кДж/(кг\* °C).

$$G_{cb} = \frac{325,64 \cdot 1000}{4,186 \cdot (110 - 70)} = 1944,816$$

Определим расход сетевой воды, нагреваемый в ВВТО, кг/с

$$G'_{cb} = \frac{\Delta Q_{yt\_ktu} \cdot 1000}{c_B \cdot \Delta t}, \quad (2.75)$$

где  $\Delta Q_{yt\_ktu}$  – то же, что и в формуле (2.73);  
 $c_B$  и  $\Delta t$  – то же, что и в формуле (2.74).

$$G'_{cb} = \frac{63,554 \cdot 1000}{4,186 \cdot (110 - 70)} = 379,561$$

Пересчитаем тепловую нагрузку отборов турбины при включенном ВВТО, МВт

$$Q'_{otb} = Q_{otb} - \Delta Q_{yt\_ktu}, \quad (2.76)$$

где  $Q_{otb}$  – то же, что и в формуле (2.74);  
 $\Delta Q_{yt\_ktu}$  – то же, что и в формуле (2.73).

$$Q'_{otb} = 325,64 - 63,554 = 262,086$$

Определим температуру за верхним сетевым подогревателем по формуле

$$t_{bc} = t_{oc} + \frac{Q'_{otb}}{(G_{cb} - G'_{cb}) \cdot c_B}, \quad (2.77)$$

где  $t_{oc}$  – температура обратной сетевой воды, равная 70 °C;  
 $Q'_{otb}$  – то же, что и в формуле (2.76);  
 $G_{cb}$  и  $c_B$  – то же, что и в формуле (2.74);  
 $G'_{cb}$  – то же, что и в формуле (2.75).

$$t_{bc} = 70 + \frac{262,086 \cdot 1000}{(1944,816 - 379,561) \cdot 4,186} = 110$$

Температуру нагрева сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе определим из условия равномерного нагрева воды в подогревателях, °C

$$t_{hc} = t_{oc} + \frac{t_{bc} - t_{oc}}{2}, \quad (2.78)$$

где  $t_{oc}$  и  $t_{bc}$  – то же, что и в формуле (2.77).

$$t_{\text{nc}} = 70 + \frac{110 - 70}{2} = 90$$

Температура насыщения верхнего сетевого подогревателя, °C:

$$t'_{\text{bc}} = t_{\text{bc}} + \vartheta, \quad (2.79)$$

где  $t_{\text{bc}}$  – то же, что и в формуле (2.77);

$\vartheta$  – величина недогрева, для сетевых подогревателей составляет 5 °C.

$$t'_{\text{bc}} = 110 + 5 = 115$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{bc}} = p_s(t_{\text{bc}}) = 0,169$$

С учётом потерь давления в трубопроводах (КПД = 0,95) определим давление в верхнем отопительном отборе, МПа

$$p_{\text{bc}} = \frac{P'_{\text{bc}}}{0,95}, \quad (2.80)$$

где  $P'_{\text{bc}}$  – давление в корпусе ВС, МПа.

$$p_{\text{bc}} = \frac{0,169}{0,95} = 0,178$$

Температура насыщения нижнего сетевого подогревателя, °C:

$$t'_{\text{nc}} = t_{\text{nc}} + \vartheta, \quad (2.81)$$

где  $t_{\text{nc}}$  – то же, что и в формуле (2.78);

$\vartheta$  – величина недогрева, для сетевых подогревателей составляет 5 °C.

$$t'_{\text{bc}} = 90 + 5 = 95$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{nc}} = p_s(t_{\text{nc}}) = 0,085$$

С учётом потерь давления в трубопроводах (КПД = 0,95) определим давление в верхнем отопительном отборе, МПа

$$p_{\text{bc}} = \frac{P'_{\text{bc}}}{0,95}, \quad (2.82)$$

где  $P'_{\text{BC}}$  - давление в корпусе ВС, МПа.

$$p_{\text{BC}} = \frac{0,085}{0,95} = 0,089$$

### 2.3.3 Расчет расширителей непрерывной продувки, регенеративной схемы и ТЭП

Дальнейшие расчеты расходов пара и тепла на сетевые подогреватели, предварительного расхода свежего пара на турбину, расчеты регенеративной схемы и технико-экономических показателей осуществляются аналогично формулам (2.8 – 2.49). Результаты расчетов, полученные при помощи программного средства MathCad Prime 3.1 представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Результаты расчета тепловой схемы при внедрении КТУ

Параметр, ед. измерения	Значение
Расход пара из верхнего отопительного отбора, кг/с	63,117
Расход пара из нижнего отопительного отбора, кг/с	63,521
Расход свежего пара, кг/с	209,156
Расход питательной воды, кг/с	222,908
Расход продувочной воды, кг/с	3,294
Расход ХОВ, кг/с	8,957
Расход пара не регенеративные подогреватели, кг/с	
на ПВД-1	8,350
на ПВД-2	8,973
на ПВД-3	11,238
на ПНД-4	9,642
на ПНД-3	4,665
на ПНД-2	3,551
на ПНД-1	3,524

#### Окончание таблицы 2.4

Расход пара в конденсатор, кг/с	33,003
Полный расход условного топлива, кг/с	18,472
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч)	0,195
Удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии, кг/ГДж	29,557

#### 2.4 Сравнение результатов расчетов

Для сравнения результатов расчета, представленных в разделах 2.1 – 2.3, все данные были сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Сравнение результатов расчета

Параметры, ед. измерения	Варианты		
	Без утилизации	С использованием ВВТО	С использованием КТУ
Расход сетевой воды, нагреваемой в сетевых подогревателях, кг/с	1944,816	1880,858	1565,255
Расход сетевой воды, нагреваемой в узле утилизации, кг/с	0	63,958	379,561
Расход пара из верхнего отопительного отбора, кг/с	78,432	75,843	63,117
Расход пара из нижнего отопительного отбора, кг/с	78,924	76,329	63,521
Расход свежего пара, кг/с	220,110	214,995	209,156
Полный расход условного топлива, кг/с	20,294	19,489	18,472
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч)	0,232	0,212	0,195
Удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии, кг/ГДж	29,975	30,397	29,577

Как видно из данных таблицы 2.5 внедрение узла утилизации для частичного нагрева сетевой воды позволяет снизить расход свежего пара на

турбину при тех же значениях электрической и тепловой нагрузок, что приводит к экономии расхода сжигаемого топлива. Наибольшая экономия расхода топлива наблюдается у варианта с использованием КТУ. Также для варианта с КТУ характерен больший энергетический эффект – охлаждение дымовых газов ниже точки росы и использование скрытой теплоты конденсации водяных паров позволяет извлечь и полезно использовать большее количество теплоты, в отличие от варианта с использованием ВВТО. Поэтому в качестве оптимального варианта для узла утилизации был выбран конденсационный теплоутилизатор.

## 2.5 Расчет КТУ

В качестве прототипа проектируемого теплообменника был взят конденсационный теплоутилизатор дымовых газов поверхностного типа, трубчатый, [7], схематичное изображение которого, представлено на рисунке 2.9.

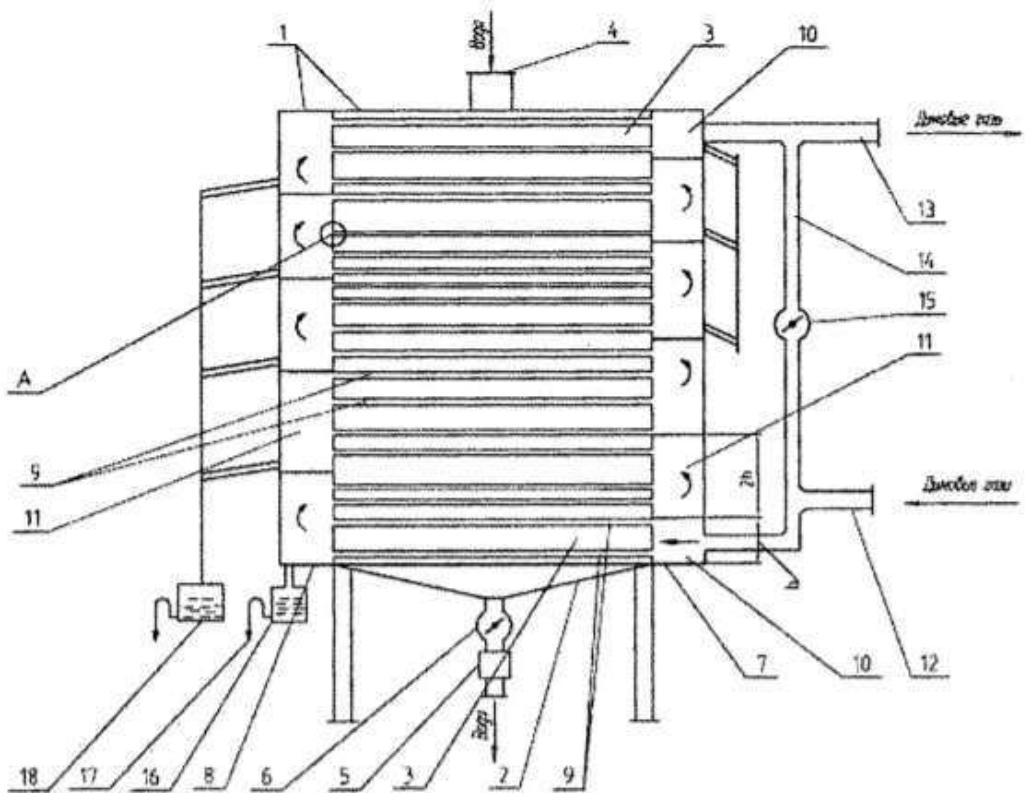


Рисунок 2.9 – Схема КТУ

Дымовые газы движутся внутри трубного пучка 9, заполняющих объем резервуара 3, где в межтрубном пространстве движется нагреваемая среда, подаваемая по четырем параллельным потокам через патрубок 4 и удаляемая через патрубок 6. Корпус теплоутилизатора 1, помимо резервуара 3, включает два рукава 7 и 8, разделенных по высоте на секции (одинарные 10 и двойные 11) для организации многоходового движения газов. Конденсат, выделяющийся из

дымовых газов, собирается и удаляется по трубкам в баки сбора конденсата 17 и 18.

Определим среднелогарифмический температурный напор, °C

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}\right)}, \quad (2.83)$$

где  $\Delta t_6$  – большая разность температур, определяемая по формуле

$$\Delta t_6 = \theta'_{yx} - t_{bc}, \quad (2.84)$$

где  $\theta'_{yx} = 138$  – температура ух. газов на входе в КТУ, °C;

$t_{bc} = 110$  – температура сетевой воды за верхним сетевым подогревателем, °C.

$$\Delta t_6 = 138 - 110 = 28$$

$\Delta t_m$  – малая разность температур, определяемая по формуле

$$\Delta t_m = \theta''_{yx} - t_{obc}, \quad (2.85)$$

где  $\theta''_{yx} = 80$  – температура ух. газов на выходе из КТУ, °C;

$t_{obc} = 70$  – температура сетевой воды за нижним сетевым подогревателем, °C.

$$\Delta t_6 = 80 - 70 = 10$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{28-10}{\ln\left(\frac{28}{10}\right)} = 17,482$$

Осуществим расчет коэффициента теплопередачи по формуле, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot k_p}}}, \quad (2.86)$$

где  $\alpha_1 = 80$  – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_2 = 1000$  – коэффициент теплоотдачи стенки трубы к воде, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$k_p = 9$  – коэффициент оребрения труб;

$\delta_{ct} = 0,003$  – толщина стенки, м;

$\lambda_{ct} = 16$  – теплопроводность легированной стали, Вт/(м·К).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{80} + \frac{0,003}{16} + \frac{1}{1000 \cdot 9}} = 78,133$$

Рассчитаем площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>

$$F = \frac{\Delta Q_{\text{ут}} \cdot 10^6}{k \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (2.87)$$

где  $\Delta Q_{\text{ут}} = 63,554$  – утилизируемое в КТУ тепло, МВт;

$\Delta t_{\text{cp}}$  – то же, что и в формуле (2.83);

$k$  – то же, что и в формуле (2.86).

$$F = \frac{63,554 \cdot 10^6}{78,133 \cdot 17,482} = 46527,525$$

Определим общее количество труб по формуле, шт

$$z_{\text{тр}} = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l_{\text{тр}}}, \quad (2.88)$$

где  $F$  – то же, что и в формуле (2.87);

$d_{\text{н}} = 0,05$  – наружный диаметр труб, м;

$l_{\text{тр}} = 9$  – длина трубы, м.

$$z_{\text{тр}} = \frac{46527,525}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 9} \approx 32912$$

Количество труб по высоте, определяется по формуле, шт

$$z_{\text{тр}}^{\text{выс}} = \frac{H}{\sigma}, \quad (2.89)$$

где  $H = 12$  – высота корпуса теплоутилизатора, м;

$\sigma = 0,1$  – шаг между трубами, м.

$$z_{\text{тр}}^{\text{выс}} = \frac{12}{0,1} = 120$$

Количество труб по длине, определяется по формуле, шт

$$z_{\text{тр}}^{\text{дл}} = \frac{z_{\text{тр}}}{z_{\text{тр}}^{\text{выс}}}, \quad (2.90)$$

где  $z_{\text{тр}}$  – то же, что и в формуле (2.88);

$z_{\text{тр}}^{\text{выс}}$  – то же, что и в формуле (2.89).

$$z_{\text{тр}}^{\text{дл}} = \frac{32912}{120} \approx 272$$

Длина корпуса теплоутилизатора рассчитывается по формуле, м

$$L = z_{\text{тр}}^{\text{дл}} \cdot \sigma, \quad (2.91)$$

где  $z_{\text{тр}}^{\text{дл}}$  – то же, что и в формуле (2.90);  
 $\sigma$  – то же, что и в формуле (2.89).

$$L = 272 \cdot 0,1 = 27,2$$

Определим диаметр патрубка для подвода/отвода одного потока сетевой воды, мм

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{G'_{\text{cb}}}{4 \cdot \rho_{\text{cb}} \cdot w_{\text{cb}}}}, \quad (2.92)$$

где  $G'_{\text{cb}}$  – то же, что в формуле (2.75);  
 $\rho_{\text{cb}} = 978,613$  – плотность сетевой воды, кг/м<sup>3</sup>;  
 $w_{\text{cb}} = 1,5$  – скорость движения сетевой воды, м/с.

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{379,561}{4 \cdot 978,613 \cdot 1,5}} \approx 288$$

С учетом конструкции прототипа и полученных результатов расчета была создана 3D-модель конденсационного теплоутилизатора, представленная на рисунке 2.10.

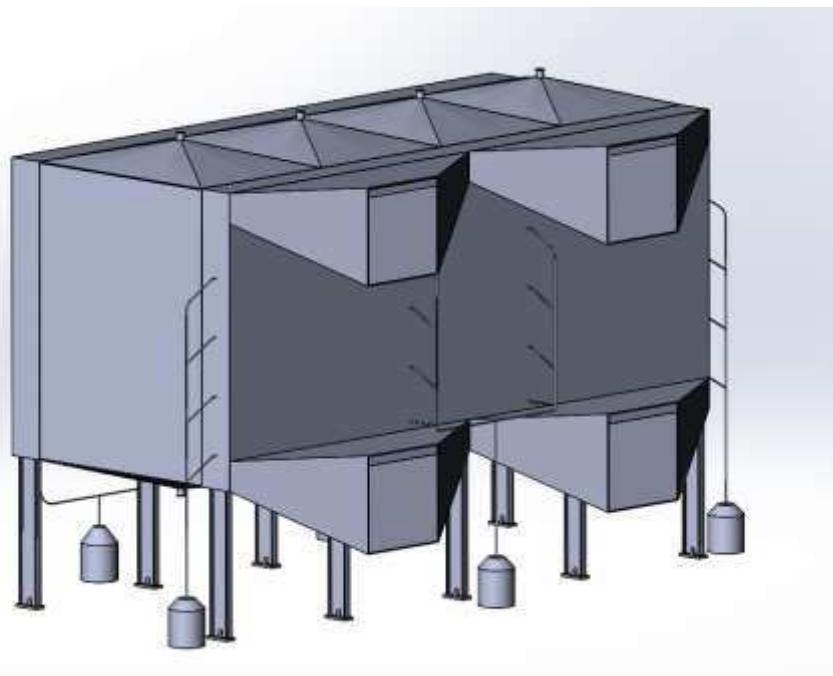


Рисунок 2.10 – Модель КТУ

### **3 Выбор и расчет вспомогательного оборудования**

#### **3.1 Выбор регенеративных подогревателей**

Выбор типа и размера подогревателей производится заводом-изготовителем соответственно тепловому расчету турбинного агрегата и подогревателей. Основными параметрами поверхностных подогревателей, определяющими пригодность их для данной турбины, служат: пропускная способность (кг/с); давление греющего пара (МПа), давление воды (МПа) и поверхность нагрева ( $\text{м}^2$ ).

Выбор подогревателей представлен в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Регенеративные подогреватели

Обозначение подогревателя согласно тепловой схеме	Марка
ПВД-1	ПВ-775-265-45
ПВД-2	ПВ-775-265-41
ПВД-3	ПВ-775-265-13
ПНД-1	ПН-350-16-7-I
ПНД-2	ПН-350-16-7-II
ПНД-3	ПН-350-16-7-III
ПНД-4	ПН-350-16-7-III

#### **3.2 Выбор деаэратора**

По заводским данным с учетом расхода поступающего конденсата  $G'_{\text{ок}} = 190,791 \text{ кг/с}$  или  $686,848 \text{ т/ч}$  выбираем деаэратор марки ДСП-800 с характеристиками:

1. Давление – 7 бар;
2. Максимальный расход деаэрируемой воды – 800 т/ч;
3. Полезная вместимость баков – 100, 200  $\text{м}^3$ .

#### **3.3 Выбор сетевых подогревателей**

Подогреватели сетевой воды выбираем по расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температуре пара на входе и воды на выходе. Расчетный пропуск сетевой воды  $G_{\text{св}} = 1852 \text{ кг/с}$  или  $6667,2 \text{ т/ч}$ .

Выбираем сетевые подогреватели марки ПСГ-5000-3,5-8-I с характеристиками:

1. Площадь поверхности теплообмена  $5000 \text{ м}^2$ ;
2. Расчетный пропуск воды 8000 т/ч;
3. Максимальное рабочее давление пара 3,5 бара;

4. Рабочее давление воды в трубной системе 8 бар;
5. Вес без воды 85 т.

### 3.4 Выбор питательных насосов

Для блочных электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу пара на блок с запасом 6-8%, кг/с

$$G = G_{\text{пп}} \cdot 1,05, \quad (3.1)$$

где  $G_{\text{пп}}$  - расход питательной воды на турбину, кг/с.

$$G = 234,582 \cdot 1,05 = 246,311$$

Пересчет расхода питательной воды из кг/с в м<sup>3</sup>/ч осуществляется по формуле

$$Q_{nh} = \frac{G}{\rho_{ne}} \cdot 3600, \quad (3.2)$$

где  $G$  – то же, что и в формуле (3.1);

$\rho_{ne} = 904,913$  – плотность питательной воды, кг/ м<sup>3</sup>.

$$Q_{nh} = \frac{246,311}{904,913} \cdot 3600 = 979,896$$

Напор питательного насоса принимается на 20% больше, чем номинальное давление пара перед турбиной, МПа:

$$p_n = p_0 \cdot 1,2, \quad (3.3)$$

где  $p_0$  – давление острого пара, МПа.

$$p_n = 12,8 \cdot 1,3 \cdot 10 = 15,3$$

Давление питательной воды на всасе определяется по формуле

$$p_e = p_d + H_d \cdot g \cdot \rho_{ne} \cdot 10^{-6} - \Delta p_c, \quad (3.4)$$

где  $p_d = 0,7$  – давление в деаэраторе, МПа;

$H_d = 22$  – высота расположения бака деаэратора, м;

$g = 9,81$  – ускорение свободного падения, Н/м;

$\rho_{ne}$  – то же, что и в формуле (3.2);

$\Delta p_c = 0,01$  – суммарное гидравлическое сопротивления водяного тракта до питательного насоса, МПа.

$$p_e = 0,7 + 22 \cdot 9,81 \cdot 904,913 \cdot 10^{-6} - 0,01 = 0,885$$

Потребляемая насосом мощность определяется по формуле, кВт

$$N_{\text{пп}} = \frac{G \cdot (p_h - p_e) \cdot 1000}{\eta \cdot \rho_{ne}}, \quad (3.5)$$

где  $G$  – то же, что и в формуле (3.1);

$p_h$  – то же, что и в формуле (3.3);

$p_e$  – то же, что и в формуле (3.4);

$\rho_{ne}$  – то же, что и в формуле (3.2);

$\eta = 0,83$  – КПД насоса.

$$N_{\text{пп}} = \frac{246,311 \cdot (15,36 - 0,885) \cdot 1000}{0,83 \cdot 904,913} = 4707,555$$

Выбираем 2 питательных насоса с электроприводом с 50% подачей от общего расхода ПЭ-720-185/200 с характеристикой:

1. Производительность – 720 м<sup>3</sup>/ч;
2. Давление – 18,15 /19,62 МПа;
3. Частота вращения 2900 об./мин
4. Потребляемая мощность – 5000 кВт.

### 3.5 Выбор конденсатных насосов

Конденсатные насосы устанавливают в количестве 2-3 на турбину, при двух – каждый с производительностью 100 %, а при трех – 50%.

За расчетную производительность принимают максимальный расход пара в конденсатор, который составляет 148,471 кг/с или 534,496 т/ч.

Требуемая производительность насосов определяется по формуле, м<sup>3</sup>/ч

$$Q_{kh} = \frac{D_k^{\text{макс}}}{\rho_{kh}} \cdot 3600, \quad (3.6)$$

где  $D_k^{\text{макс}}$  – максимальный расход основного конденсата на выходе из конденсатора, кг/с;

$\rho_{ne} = 997,398$  – плотность основного конденсата, кг/ м<sup>3</sup>.

$$Q_{kh} = \frac{148,471}{997,398} \cdot 3600 = 535,89$$

Давление нагнетания определяется по формуле, МПа

$$p_e = p_o + H_o \cdot g \cdot \rho_{kh} \cdot 10^{-6}, \quad (3.7)$$

где  $p_\delta = 0,7$  – давление в деаэраторе, МПа;

$H_\delta = 22$  – высота расположения бака деаэратора, м;

$g = 9,81$  – ускорение свободного падения, Н/м;

$\rho_{\text{кн}}$  – то же, что и в формуле (3.6).

$$p_e = 0,7 + 22 \cdot 9,81 \cdot 997,398 \cdot 10^{-6} = 0,915$$

Потребляемая насосом мощность определяется по формуле, кВт

$$N_{\text{кн}} = \frac{D_{\text{к}}^{\text{макс}} \cdot (p_{\text{н}} - p_e) \cdot 1000}{\eta \cdot \rho_{\text{кн}}}, \quad (3.8)$$

где  $D_{\text{к}}^{\text{макс}}$  – то же, что и в формуле (3.6);

$p_{\text{н}}$  – то же, что и в формуле (3.7);

$p_e = 0,02$  – давление перекачиваемой среды на всасе, МПа;

$\rho_{\text{кн}}$  – то же, что и в формуле (3.6);

$\eta = 0,83$  – КПД насоса.

$$N_{\text{пн}} = \frac{148,471 \cdot (0,915 - 0,02) \cdot 1000}{0,83 \cdot 997,398} = 160,549$$

Выбираем 3 конденсатных насоса марки 12КсВ-9х4 по 50 % производительности с характеристиками:

1. Подача – 300 м<sup>3</sup>/ч
2. Напор – 160 м вод.ст.;
3. Частота вращения – 1450 об/мин
4. Максимальная мощность – 230 кВт.

### 3.6 Выбор циркуляционных насосов

Расход охлаждающей воды в конденсатор, т/ч

$$Q_{\text{ов}} = m \cdot D_{\text{к}}^{\text{макс}} \cdot 3,6, \quad (3.9)$$

где  $m$  – кратность охлаждения, кг/кг;

$D_{\text{к}}^{\text{макс}}$  – то же, что и в формуле (3.6).

$$Q_{\text{ов}} = 50 \cdot 148,471 \cdot 3,6 = 26724,78$$

С учетом подачи части воды на охлаждение газа генератора, маслоохладители, водяные эжекторы, водоподготовку и прочие нужды, расчетный расход охлаждающей воды определяется по формуле, т/ч

$$Q_{\text{ов}}^p = 1,1 \cdot Q_{\text{ов}}, \quad (3.10)$$

где  $Q_{\text{ов}}$  – то же, что и в формуле (3.9).

$$Q_{\text{ов}}^{\text{p}} = 1,1 \cdot 26724,78 = 29397,258$$

На береговой насосной станции ТЭЦ-3 установлены 3 циркуляционных насоса типа 1200В-6,3/63-I, оснащенные частотно-регулируемыми приводами. В соответствии с расходами воды на блок №2 установка дополнительных насосов не требуется.

### 3.7 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору. Сетевые насосы устанавливаются в количестве двух штук на каждый подогреватель сетевой воды с подачей 50% от общего расхода и один насос в резерве на складе.

Общая производительность сетевых насосов, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{\text{cb}} = \frac{G_{\text{cb}}}{\rho}, \quad (3.11)$$

где  $G_{\text{cb}} = 1944,816$  – расход сетевой воды, кг/с;

$\rho$  – плотность сетевой воды, кг/м<sup>3</sup>.

$$Q_{\text{cb}} = \frac{1944,816}{959,57} \cdot 3600 = 7296,73$$

Выбираем сетевые насосы СЭ-5000-160 в количестве 3 штук (два в работе и один в резерве) с характеристиками:

1. Максимальная производительность – 5000 м<sup>3</sup>/ч;
2. Напор – 0,78-0,68-0,63 МПа;
3. Частота вращения 3000 об./мин;
4. Потребляемая мощность – 2505 кВт;
5. КПД – 87 %.

### 3.8 Выбор багерного насоса

Определим количество воды, необходимое для удаления золо-шлаковых отходов. Для начала рассчитаем суммарное количество шлака и золы, т/ч, удаляемое с электростанции, по формуле

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot B \cdot (A^{\text{p}} + q_4 \cdot \frac{Q_{\text{h}}^{\text{p}}}{32700}) \cdot (1 - \alpha_{\text{ун}} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{3y}}{100}\right)), \quad (3.12)$$

где  $B = 131,77$  – часовой расход сжигаемого топлива, т/ч;

$A^{\text{p}} = 5,66$  – зольность рабочей массы топлива, %;

$\alpha_{\text{ун}} = 0,95$  – доля золы, уносимая газами;

$q_4 = 1$  – потеря с механическим недожогом;  
 $Q_H^p = 16241,68$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг;  
 $\eta_{зу} = 99$  – КПД ЗУ, %.

$$M_{шл.з} = 0,01 \cdot 131,77 \cdot \left( 5,66 + 1 \cdot \frac{16241,68}{32700} \right) \cdot \left( 1 - 0,95 \cdot \left( 1 - \frac{99}{100} \right) \right) = 8,04$$

С учетом формулы (5.4) определим расход воды, т/ч

$$M_B = 12 \cdot M_{шл.з} = 12 \cdot 8,04 = 96,43 \quad (3.13)$$

Расчетный расход пульпы определяется по формуле, м<sup>3</sup>/ч

$$Q = \frac{M_{шл}}{\gamma_{шл}} + \frac{M_3}{\gamma_3} + \frac{M_B}{\gamma_B}, \quad (3.14)$$

где  $M_{шл}$ ,  $M_3$ ,  $M_B$  – соответственно расход шлака, золы и воды, т/ч;  
 $\gamma_{шл} = 0,5$ ,  $\gamma_3 = 0,5$ ,  $\gamma_B = 1$  – соответственно, удельный вес шлака, золы и воды, т/м<sup>3</sup>.

$$Q = \frac{8,04}{0,5} + \frac{96,43}{1} = 112,51$$

Для найденного расхода пульпы выбираем багерный насос 5Гру-12 с производительностью 100 – 150 м<sup>3</sup>/ч, давлением на выходе из насоса 0,18-0,165 МПа, мощностью 10,5 – 13 кВт; частота вращения 1450 об/мин.

## **4 Общая часть**

### **4.1 Система технического водоснабжения и ХВО**

Помимо конденсатора на тепловых электрических станциях техническая вода расходуется и на другие нужды, представленные ниже:

1. Охлаждение газа генератора;
2. Добавочная вода на ТЭЦ;
3. Хозяйственные нужды;
4. Маслоохладители;
5. Охлаждение вспомогательных механизмов;

Если принять расход охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор, за 100 %, то расходы на указанные выше нужды можно представить волях, которые указаны в таблице 4.1. С учетом этих долей можно определить расходы технической воды по каждому пункту и общий расход на второй энергоблок.

**Таблица 4.1 – Расход технической воды на нужды 2 энергоблока**

Потребитель технической воды	Доля, %	Расход, т/ч
Конденсатор (лето)	100	26724,78
Газоохладитель генератора	2,5	668,0
Маслоохладитель турбин	закрытый контур	0,0
Хозяйственные нужды	0,05	13,4
Охлаждение вспомогательных механизмов	1	267,25
Добавочная вода	0,8	213,80
Итого		27887,13

При применении прямоточной системы технического водоснабжения для второго энергоблока максимальный забор охлаждающей воды из поверхностного водозабора реки Енисей составит 27887,13 т/ч. Из-за непрерывного роста ставки платы за пользование водными объектами и теплового загрязнения помимо прямоточной системы следует также рассмотреть вариант обратной системы водоснабжения.

Для охлаждения конденсатора и механизмов предлагается установка башенной испарительной градирни площадью орошения 3200 м<sup>2</sup>.

По сравнению с устройствами других типов эти установки имеют неоспоримые достоинства:

1. Большая производительность и скорость охлаждения воды для промышленных целей;

2. Простота устройства, для создания установок не требуется оснащение сложной техникой, электроникой, подъемными механизмами;
3. Технология, не требующая сложного обслуживания. Принцип действия достаточно прост и не требует больших затрат труда;
4. Работа при высоких и низких температурах;
5. Близость к объекту охлаждения, способствующая уменьшению расходов на устройство сложных и длинных водопроводных линий;
6. Быстрое охлаждение жидкости от +45°C до +15°C;
7. Возможность доступа к внутренним частям оборудования для очистки, ремонта или замены деталей.

Для подачи воды на охлаждение предусматривается установка трех циркуляционных насосов (2- рабочих, один-в резерве) производительностью 15000 м<sup>3</sup>/ч и напором 40 м в ст. каждый.

Ориентировочный максимальный забор охлаждающей воды (т/ч) из поверхностного водозабора реки Енисей при обратной системе охлаждения рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{доб}}^{\text{обр}} = Q_{\text{ов}} \cdot (p_{\text{исп}} + p_{\text{к.у}} + p_{\text{пр}})/100, \quad (4.1)$$

где  $Q_{\text{ов}}$  – то же, что и в формуле (3.9);

$p_{\text{исп}} = 1,15$  – доля потерь воды на испарение, %;

$p_{\text{к.у}} = 0,05$  – доля потерь воды с капельным уносом, %;

$p_{\text{пр}} = 0,3$  – доля потерь воды с продувкой, %.

$$Q_{\text{доб}}^{\text{обр}} = 26724,78 \cdot (1,15 + 0,05 + 0,3)/100 = 400,87$$

На основании сравнения максимального забора воды и реки Енисей для прямоточной и обратной системе водоснабжения можно сделать вывод о предпочтительности применения обратной системы охлаждения. Удорожание капитальных затрат при выборе обратной системы компенсируется значительным уменьшением операционных затрат за пользование водными ресурсами реки Енисей.

Установка нового энергоблока с турбоагрегатом Т-185/220-130 и барабанным котлом с рабочим давлением 14,0 МПа не требует реконструкции существующей системы ХВО, так как ее производительность и качество являются достаточными.

## **4.2 Компоновочные решения главного корпуса**

Архитектурные решения расширения главного корпуса сохраняются как у блока ст. №1, без изменений. Здание Главного корпуса в части турбинного и котельного отделений удлиняется на 5 пролетов по 12 метров, т.е. на 60 м, а отделение деаэраторной на два пролета по 12 м, т.е. на 24 метра. Со стороны временного торца во всех отделениях выполняются ремонтные площадки идентичные существующим. Ось турбоагрегата и котла блока №2 располагается посередине между осями «11-12», как было предусмотрено исходным проектом Томского филиала ОАО «Сибирский НТЦ».

Компоновка дымососного отделения с электрофильтрами отличается от блока №1 тем, что его длина становится недостаточной при установке конденсационного теплоутилизатора. Поэтому дымососное отделение увеличивается путем строительства дополнительного помещения длиной 31,5 м для размещения КТУ.

Габариты котла блока №2 по всем трем измерениям меньше габаритов котла блока №1 и котел без проблем компонуется в существующее котельное отделение.

Компоновка деаэраторного отделения и углеподачи выполняется аналогично блоку №1, за исключением отсутствующих в блоке №2 трубопроводов промперегрева.

Компоновка электропомещений выполнена аналогично блоку №1.

## **4.3 Генеральный план станции**

В рамках проекта расширения Красноярской ТЭЦ-3 новым энергоблоком ст. № 2 предусматривается строительство следующих основных зданий и сооружений:

### **1. Главный корпус;**

Главный корпус предусматривает расширение в сторону временного торца до оси № 16 (Вариант 1) или №18 (Вариант 2). Данное расширение было предусмотрено исходным проектом и должно быть выполнено в полном с ним соответствии;

### **2. Открытая установка трансформаторов;**

Установка блочного трансформатора и трансформатора собственных нужд выполняется аналогично расположению трансформаторов энергоблока ст. №1;

### **3. Эстакада связи с водогрейной котельной;**

Выполняется продление эстакады связи с водогрейной котельной, и прокладка по ней трубопроводов сетевой воды к энергоблоку ст.№2;

### **4. Галерея конвейеров 5/2 и 5/3;**

Галереи конвейеров 5/2 и 5/3 были предусмотрены в исходном проекте, но не были реализованы при строительстве энергоблока ст. №1. В данном проекте предусматривается их строительство в соответствии с исходным проектом.

### **5. Башенная градирня и циркуляционная насосная;**

В связи с принятием решения о переходе энергоблока №2 на обратную систему водоснабжения к установке предполагается башенная градирня со своей циркуляционной насосной. Расположение градирни выбрано исходя из условия минимального ограничения развития ТЭЦ в будущем.

## 5 Охрана окружающей среды

### 5.1 Расчет массовых выбросов вредных веществ

Улавливание твердых частиц из потока дымовых газов осуществляется электрофильтром с ожидаемым КПД, равным 99 %.

Расход летучей золы, поступающей в золоуловитель одного котла (кг/с), находим из выражения:

$$M_{\text{зол}}^{\text{вх}} = 0,01 \cdot B \cdot \alpha_{\text{ун}} \cdot A^p + 0,01 \cdot q_4 \cdot \frac{Q_h^p}{32700}, \quad (5.1)$$

где  $B = 33,148$  – расход сжигаемого топлива, кг/с;

$A^p = 5,66$  – зольность рабочей массы топлива, %;

$\alpha_{\text{ун}} = 0,95$  – доля золы, уносимая газами;

$q_4 = 1$  – потеря с механическим недожогом;

$Q_h^p = 16241,88$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг.

$$M_{\text{зол}}^{\text{вх}} = 0,01 \cdot 33,148 \cdot 0,95 \cdot 5,66 + 0,01 \cdot 1 \cdot \frac{16241,88}{32700} = 1,948$$

Количество летучей золы (г/с), выбрасываемой в дымовую трубу одним котлом, определяем по формуле:

$$M_{\text{зол}}^{\text{вых}} = M_{\text{зол}}^{\text{вх}} \cdot 1000 \cdot \frac{100 - \eta_{\text{зы}}}{100}, \quad (5.2)$$

где  $M_{\text{зол}}^{\text{вх}} = 1,948$  – расход золы, поступающей в золоуловитель, кг/с;

$\eta_{\text{зы}} = 97$  – КПД золоулавливающей установки, принимаем, %.

$$M_{\text{зол}}^{\text{вых}} = 1,948 \cdot 1000 \cdot \frac{100 - 97}{100} = 19,477 \quad (5.3)$$

Выбросы оксидов серы до сероочистки определяются по формуле, г/с

$$M_{\text{SO}_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^p \cdot \left( \frac{100 - \eta'_{\text{SO}_2}}{100} \right) \cdot 1000, \quad (5.4)$$

где  $B = 33,148$  – расход сжигаемого топлива, кг/с;

$\eta'_{\text{SO}_2}$  – доля оксидов серы, улавливаемых непосредственно в газоходе котла, для канского-ачинских углей при сжигании в камерных топках с ТШУ принимает значение 20%;

$\eta_{\text{ко}} = 98$  – КПД сероочистки, %.

$S = 0,2$  – содержание серы на рабочую массу топлива, %.

$$M_{\text{SO}_2} = 0,02 \cdot 33,148 \cdot 0,2 \cdot \left( \frac{100-20}{100} \right) \cdot 1000 = 106,074$$

Массовые выбросы оксидов серы после сероочистки определяются по формуле

$$M'_{\text{SO}_2} = M_{\text{SO}_2} \cdot \left( \frac{100-\eta_{\text{co}}}{100} \right), \quad (5.5)$$

где  $\eta_{\text{co}} = 98$  – КПД сероочистки, %.

$M_{\text{SO}_2}$  – то же, что и в формуле (5.4).

$$M'_{\text{SO}_2} = 106,07 \cdot \left( \frac{100-98}{100} \right) = 2,121$$

Объем сухих дымовых газов рассчитывается по формуле

$$V_{\text{с.г.}} = V_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot V_{\text{в}}^0 - V_{H_2O}, \quad (5.6)$$

где  $V_{\Gamma}^0$  – теоретический объем продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха = 1,4;

$V_{\text{в}}^0$  – теоретический объем воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$V_{H_2O}$  – объем водяных паров,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

$$V_{\text{с.г.}} = 4,902 + (1,4 - 1) \cdot 4,166 - 0,838 = 5,730$$

Концентрация оксидов азота,  $\text{г}/\text{м}^3$ , в сухой пробе газа при стандартных условиях рассчитывается по формуле

$$C_{NO_2} = K_{NO_2} \cdot Q_p^{\text{H}} / V_{\text{с.г.}}, \quad (5.7)$$

где  $K_{NO_2}$  – удельный выброс оксидов азота в пересчете на  $\text{NO}_2 = 0,36 \text{ кг}/\text{ГДж}$ ;

$Q_p^{\text{H}} = 16,241$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива,  $\text{МДж}/\text{кг}$ ;

$V_{\text{с.г.}}$  – то же, что и в формуле (5.6).

$$C_{NO_2} = 0,36 \cdot 16,241 / 5,730 = 1,02$$

Массовые выбросы оксидов азота рассчитывается по формуле

$$M_{NO_2} = B \cdot V_{\text{с.г.}} \cdot C_{NO_2}, \quad (5.8)$$

где  $C_{NO_2}$  – то же, что и в формуле (5.7);

$B = 33,148$  – расход натурального топлива, кг/с;

$V_{c.g.}$  – то же, что и в формуле (5.6).

$$M_{NO_2} = 33,148 \cdot 5,730 \cdot 1,02 = 193,737$$

Данные о массовых выбросов вредных веществ представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Массовые выбросы вредных веществ

Вещество	Количество выбросов	
	г/с	т/ч
Твердые частицы	19,477	70,117
Оксиды серы	2,121	7,636
Оксиды азота	193,737	697,453

На рисунке 5.1 представлена диаграмма состава выбросов вредных веществ.



Рисунок 5.1 – Диаграмма состава выбросов вредных веществ

## 5.2 Расчет расхода реагентов для сероочистки газов

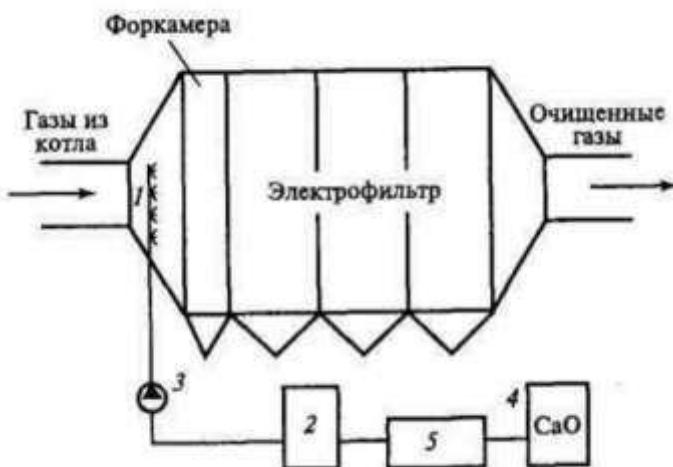
Для защиты поверхностей нагрева теплоутилизатора от сернокислой коррозии применяется упрощенный мокроизвестняковый способ очистки дымовых газов от оксидов серы, так же известный как технология E-SO<sub>x</sub>.

Данная технология основана на связывании оксидов серы тонко диспергированной водно-известковой супензией с последующим

высушиванием этой суспензии с использованием теплоты очищенных дымовых газов. Ниже представлено уравнение химической реакции технологии E-SO<sub>x</sub>.



На рисунке 5.2 представлена принципиальная установка упрощенной мокроизвестняковой сероочистки.



1 – система тонкодисперсионный форсунок в форкамере электрофильтра;  
2 – емкость для хранения суспензии; 3 – насос подачи суспензии к форсункам;  
4 – силос известия; 5 – установка гашения известия;

Рисунок 5.2 – Принципиальная установка упрощенной мокроизвестняковой сероочистки

Зная массовые выбросы оксидов серы до очистки можно определить количество вещества, вступающего в реакцию, моль

$$n = \frac{M_{SO_2} \cdot c}{\mu_{SO_2}}, \quad (5.10)$$

где  $M_{SO_2}$  – то же, что и в формуле (5.4);

$\mu_{SO_2} = 64$  – молярная масса диоксида серы, г/моль.

$$n = \frac{106,074}{64} = 1,657$$

Зная количество вещества, определим массовый расход гидроксида кальция, т/ч

$$M_{Ca(OH)_2} = \mu_{Ca(OH)_2} \cdot n \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}, \quad (5.11)$$

где  $n$  – то же, что и в формуле (5.10);

$\mu_{Ca(OH)_2} = 74$  – молярная масса гидроксида кальция, г/моль.

$$M_{Ca(OH)_2} = 74 \cdot 1,657 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 0,44$$

### 5.3 Расчет снижения тепловых загрязнений

Осуществим расчет снижения тепловых загрязнений в р. Енисей при переходе на втором энергоблоке с прямоточной системы тех. водоснабжения на оборотную по формуле, ГДж/ч

$$\Delta Q = (G_{\text{пр}} - Q_{\text{доб}}^{\text{обр}}) \cdot c_v \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}, \quad (5.11)$$

где  $G_{\text{пр}}$  – расход охлаждающей воды при прямоточной системе, т/ч (см. таблицу 4.1);

$Q_{\text{доб}}^{\text{обр}}$  – то же, что и в формуле (4.1);

$c_v = 4,186$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·°C);

$\Delta t = 10$  – нагрев охлаждающей воды в конденсаторе.

$$\Delta Q = (27877,13 - 400,87) \cdot 4,186 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 1150,16$$

## 6 Экономическая часть

На основе методики [5] при помощи программного средства MS Excel был произведен расчет ежегодных затрат для производства электрической и тепловой энергии вторым энергоблоком, а также расчет коммерческой привлекательности проекта расширения с узлом утилизации и без него. Результаты расчетов представлены в таблицах 6.1 – 6.8.

Таблица 6.1 – Ежегодные затраты на топливо

Параметр, ед. измерения	Значение	
	Без КТУ	С КТУ
Удельный расход нат. топлива на выработку э/э, кг/(кВт*ч)	0,419	0,416
Удельный расход нат. топлива на выработку т/э, кг/Гкал	227,468	185,815
Установленная эл. мощность, МВт	185	185
Т. мощность, Гкал/ч	280	280
Число часов использования эл. мощности, ч/год	7822	7822
Число часов использования т. нагрузки, ч/год	5616	5616
Годовой расход топлива на выработку э/э энергии, т/год	606322,33	601981,12
Годовой расход топлива на выработку т/э энергии, т/год	357688,881	292190,371
Общий годовой расход топлива, т/год	964011,211	894171,491
Цена за топливо, руб/т	1700	1700
Годовые затраты на топливо, млн руб/год	1638,819	1520,092

Таблица 6.2 – Ежегодные затраты на амортизацию и ремонт

Параметр, ед. измерения	Значение	
	Без КТУ	С КТУ
Кап.вложения в основное и вспомогательное оборудование, млн руб.	22070	22070
Кап вложения в устройство сероочистки дымовых газов, млн руб.	0	1,66
Кап.вложения в узел утилизации, млн руб.	0	49
Суммарные кап.вложения в энергоблок, млн руб.	22070	22120,66
Норма амортизации, %	6,67	6,67

### Окончание таблицы 6.2

Доля затрат на текущий ремонт, %	20	20
Годовые амортизационные отчисления, млн руб./год	1472,069	1475,448
Годовые затраты на текущий ремонт, млн руб./год	294,4138	295,0896

Таблица 6.3 – Ежегодные затраты на заработную плату, сероочистку и прочие расходы

Параметр, ед. измерения	Значение	
	Без КТУ	С КТУ
Среднегодовой фонд оплаты труда, руб/год	525206	525206
Процент соц. отчислений	30,40%	30,40%
Штатный коэффициент	1	1
Годовые затраты на выплату ЗП, млн руб	116,5957	116,5957
СОЦ, млн руб	35,4451	35,4451
Прочие затраты, млн руб	412,0608	412,8718
Цена за негашенную известью, руб/кг	–	5,00
Годовой расход известия, т/год	–	4302,1
Годовые затраты на сероочистку, млн руб./год	–	21,51

Таблица 6.4 – Общие ежегодные затраты, годовой отпуск э/э и т/э

Параметр, ед. измерения	Значение	
	Без КТУ	С КТУ
Суммарные годовые издержки производства, млн руб/год	3933,958	3841,61
Годовой отпуск э/э, млн кВт*ч/год	1447,07	1447,07
Годовой отпуск т/э, млн Гкал/год	1,57248	1,57248

Таблица 6.5 – Калькуляция себестоимости (без КТУ)

	Ут	Уам	Узп	Утр	Упр	Всего затрат	э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	1638,82	736,03	40,81	147,21		2562,87	1611,94	950,93
ТЦ и ЭЦ		662,43	40,81	132,49		835,73	835,73	
Общ. Расх		73,60	34,98	14,72	412,06	535,36	385,57	149,80
Всего по ТЭЦ	1638,2	1472,07	116,60	294,41	412,06	3933,96	2833,23	1100,73
							1,96	700,00

Таблица 6.6 – Калькуляция себестоимости (с КТУ)

	Ут	Уам	Узп	Утр	Упр	Всего затрат	э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	1520,09	737,72	40,81	147,54		2446,17	1646,83	799,34
ТЦ и ЭЦ		663,95	40,81	132,79		837,55	837,55	
Общ. Расх		73,77	34,98	14,75	412,87	536,38	405,81	130,57
Всего по ТЭЦ	1520,09	1475,45	116,60	295,09	412,87	3820,10	2890,19	929,91
							1,99	591,36

Таблица 6.7 – Расчет коммерческой эффективности (без КТУ)

Пункт/Год	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Капитальные вложения																
Сальдо инвестиционной деятельности		-22070														
Тариф на э/э			-22070													
Тариф на т/э				11590,37	4702	2,9										
Выручка от реализации																
Затраты по 2-му блоку	1471,33	3933,96														
Амортизационные отчисления		1471,33														

**Продолжение таблицы 6.7**

Стоимость ОПС на начало года	Стоимость ОПС на конец года
Среднегодовая стоимость ОПС	
Налог на имущество	
Налогооблагаемая прибыль НОП(т)	
Налог на прибыль	
Чистая прибыль	
5749,64	1437,41
5775,54	1443,88
5801,43	1450,36
5827,33	1456,83
5853,22	1463,31
5879,12	1469,78
5905,02	1476,25
5930,91	1482,73
5956,81	1489,20
5982,70	1495,68
6008,60	1502,15
6034,49	1508,62
6060,39	1515,10
6086,28	1521,57
6112,18	1528,04
21334,33	20598,67
19863,00	19127,33
18391,67	17656,00
16920,33	16184,67
15449,00	14713,33
13977,67	13242,00
12506,33	11770,67
11035,00	10299,33
9563,67	8828,00
8092,33	7356,67
6621,00	5885,33
5149,67	4414,00
3678,33	2942,67
2207,00	1471,33
16,18	0,00
735,67	1471,33

Окончание таблицы 6.7

					Сальдо от операционной деятельности
					Чистый денежный поток ЧДП
DPP					
					-22070
					-15735,81
					-10159,6
					-5250,67
					-929,2741
					2874,872
					6223,639
					9171,503
					11766,43
					14050,64
					16061,32
					17831,2
					19389,1
					20760,4
					21967,43
					23029,85
NPV					
IRR					33%
DPI					2,04
PP					3,0
DPP					4,2

Таблица 6.8 – Расчет коммерческой эффективности (с КТУ)

Пункт/Год	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Капитальные вложения																
Сальдо инвестиционной деятельности	-22120,66															
Тариф на э/э																
Тариф на т/э																
Выручка от реализации																
Затраты по 2-му блоку	3820,10	11590,37	4702	2,9												
Амортизационные отчисления	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	1474,71	

**Продолжение таблицы 6.8**

Стоимость ОПС на начало года	Стоимость ОПС на конец года
Среднегодовая стоимость ОПС	
Налог на имущество	
Налогооблагаемая прибыль НОП(т)	
Налог на прибыль	
Чистая прибыль	
5839,87	1459,97
5865,82	1466,46
5891,78	1472,94
5917,73	1479,43
5943,69	1485,92
5969,64	1492,41
5995,60	1498,90
6021,55	1505,39
6047,51	1511,88
6073,46	1518,37
6099,42	1524,85
6125,37	1531,34
6151,33	1537,83
6177,28	1544,32
6203,24	1550,81
21383,30	20645,95
19908,59	19171,24
18433,88	17696,53
16959,17	16221,82
15484,46	14747,11
14009,75	13272,40
12535,04	11797,69
11060,33	10322,97
9585,62	8848,26
8110,91	7373,55
6636,20	5898,84
5161,49	4424,13
3686,78	2949,42
2212,07	1474,71
16,22	0,00
7754,05	1474,71

**Окончание таблицы 6.8**

					Сальдо от операционной деятельности
					<b>Чистый денежный поток ЧДП</b>
ЧДП	нарастающим итогом (ЧДП НИ)				
					<b>Дисконтированный денежный поток ДДП</b>
ДДП НИ					
NPV					-22120,66
IRR					7314,58
DPI					7340,54
PP					7366,49
DPP					7392,45
					7418,40
					7444,36
					7470,31
					7496,27
					7522,22
					7548,17
					7574,13
					7600,08
					7626,04
					7651,99
					7677,95
					23555,84
					33%
					2,06
					3,0
					4,2

Из представленных в таблицах 6.1 – 6.8 данных, можно сделать вывод о коммерческой эффективности строительства второго энергоблока Красноярской ТЭЦ-3. Удорожание капиталовложений в блок повышенной эффективности с узлом утилизации компенсируется снижением ежегодных затрат на производство электрической и тепловой энергии, к тому же снижение расхода сжигаемого топлива, применение сероочистки приводят к снижению массовых выбросов вредных веществ, что положительно сказывается на влиянии Красноярской ТЭЦ-3 на экологическую обстановку в г. Красноярск, тем самым повышая социальную значимость проекта строительства БПЭ. С учетом коммерческой и социальной привлекательности строительства блока повышенной эффективности принято окончательное решение реализовать именно этот вариант.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В ходе данной работы было осуществлены комплексный расчет и технико-экономическое обоснование проекта расширения Красноярской ТЭЦ-3 блоком повышенной эффективности с внедрением конденсационного теплоутилизатора для рекуперации низкопотенциального тепла уходящих газов.

Был осуществлен расчет приведенных затрат и выбор основного оборудования в пользу турбоагрегата Т-185/220-130 и котлоагрегата типа Е-810-140-560. Также были проведены тепловые расчеты схемы турбоустановки Т-185/220-130 с различными вариантами узла утилизации и без него. Расчеты показали, что при использовании КТУ достигается наибольшая экономия расхода топлива, приводящая в конечном итоге к снижению себестоимости производства электрической и тепловой энергии.

Наряду с этим были выполнены такие важные задачи, как выбор и расчет вспомогательного оборудования, проектирование системы водоснабжения второго энергоблока, расчеты массовых выбросов вредных веществ и снижения теплового загрязнения при переходе к обратной схеме водоснабжения.

Заключительными этапами работы были расчет коммерческой привлекательности проекта и проектирование узла утилизации. Проект строительства второго энергоблока в виде БПЭ доказал свою коммерческую эффективность. Был проведен расчет конструкции теплоутилизатора, создана 3D-модель и выполнены чертежи.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бененсон, Е.И. Теплофикационные паровые турбины: справочное пособие для вузов / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе ; под общ. ред. Д.П. Бузина. – Москва : Энероатомиздат, 1986. – 270 с.
2. Беспалов, В.В. Повышение эффективности глубокой утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе : дис. ... канд. тех. наук : 05.14.14 / Беспалов Виктор Владимирович. – Томск, 2017. – 119 с.
3. 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.
4. Ионкин, И.Л, Росляков П.В., Лунинг Б. Применение конденсационных теплоутилизаторов на объектах энергетики (обзор) // Теплоэнергетика. 2018. № 10. С. 5–20.
5. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс] : М.В. Зубова, И. А. Астраханцева, В.А. Финоченко. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2017. – 55 с. – Режим доступа: <http://www.bik.sfu-kras.ru>
6. Пат. 2079543 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> C 10 L 10/04, 9/10. Способ десульфиризации продуктов сгорания при сжигании в топке котла или печи высокосернистых топлив / Дедовец В.А., Шумилов Т.И. ; заявитель и патентообладатель Межотраслевая научно-производственная фирма «АДВА» – Акционерное общество закрытого типа. – №9402507/04 ; заявл. 20.07.1994 ; опубл. 20.05.1997 – 6 с.
7. Пат. 2555919 Российская Федерация МПК. Теплоутилизатор для глубокой утилизации тепла дымовых газов поверхностного типа и способ его работы / Горфин О.С., Зюzin Б.Ф. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тверской государственный технический университет». – №9402507/04 ; заявл. 08.04.2014 ; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 19 – 10 с.
8. Прохоров, В.Б. Некатализитическая система конденсации паров серной кислоты для глубокой утилизации теплоты уходящих газов пылеугольных котлов / В.Б. Прохоров, Д.А. Денищук, Д.В. Горбуров // Энергосбережение и водоподготовка. – 2017. – № 1. – С. 37–40
9. Термодинамические свойства воды и водяного пара [Электронный ресурс] : программа / М.В. Колосов. — Красноярск : СФУ ПИ, 2011-2012. — Режим доступа: <http://www.energyed.ru/Home/WaterSteam>.
10. СТО 4.2-07-2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО 4.2—07-2012. — Дата введения 30.12.2013. — Красноярск : ИПК СФУ 27014 — 60с.

11. Цыганок, А.П. Методическое пособие по проектированию ТЭС : учеб. пособие / А.П. Цыганок. – Красноярск, ФГАО ВПО «Сибирский Федеральный Университет» – 138 с.

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

  
подпись

Е.А. Бойко  
инициалы, фамилия

« 30 » июня 2020г.

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект расширения Красноярской ТЭЦ-3 «Часть 2»

тема

Руководитель	ст. преподаватель	 27.06.2020	Д.И. Карабарин
	должность, ученая степень	подпись, дата	инициалы, фамилия
Выпускник		 27.06.2020	А.Г. Федосеев
		подпись, дата	инициалы, фамилия
Тех. контроль		 30.06.2020	Е.А.Бойко
		подпись, дата	инициалы, фамилия
Нормоконтролер		 30.06.2020	П.В. Шишмарев
		подпись, дата	инициалы, фамилия

Красноярск 2020