

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

« 07 »

июля 2020г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника


код – наименование направления

Проект расширения Минусинской ТЭЦ

тема


Руководитель

доцент, к.т.н.
должность, ученая степень


06.07.20
подпись, дата


И.А. Иванов
инициалы, фамилия

Выпускник


06.07.20
подпись, дата

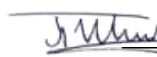
А.В. Межов
инициалы, фамилия

Тех. контроль


07.07.20
подпись, дата

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

Нормоконтролер


07.07.2020
подпись, дата

П.В. Шишмарев
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
инициалы, фамилия

« 07 » _____ июля 2020г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКН4ЮЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Межову Александру Владимировичу
фамилия, имя, отчество

Группы ФЭ16 – 02Б Направление (специальность) 13.03.01
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект расширения
Минусинской ТЭЦ

Утверждена приказом по университету № 746/с от 27 января 2020 г

Руководитель ВКР И.А. Иванов, доцент, канд. техн. наук, кафедра ТЭС
инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР Объект расширения – Минусинская ТЭЦ; район
размещения – г. Минусинск; топливо – Бородинский бурый уголь; тепловая
нагрузка 175 Гкал/ч; электрическая нагрузка – 110 МВт

Перечень разделов ВКР Обоснование расширения станции. Расчет
принципиальной тепловой схемы. Выбор вспомогательного оборудования.

Проектирование топливного хозяйства. Охрана окружающей среды. Общая
часть. Экономическая часть.

Перечень графического материала _____

Лист 1. Принципиальная тепловая схема блока Т-110/120-130-5М

Лист 2. Генеральный план станции

Лист 3. Разрез главного корпуса

Лист 4. Схема технического водоснабжения

Руководитель ВКР _____



подпись

И.А. Иванов

инициалы и фамилия

Задания принял к
исполнению _____



подпись

А.В. Межов

инициалы и фамилия

21

мая 2020 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа на тему «Проект расширения Минусинской ТЭЦ» содержит 75 страниц текстового документа, 10 использованных источника и 4 листа графической части.

ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА, ТУРБОАГРЕГАТ, УГОЛЬ, ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, СТАНЦИЯ, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.

В данной работе представлен проект расширения Минусинской ТЭЦ.

Целью расширения Минусинской ТЭЦ является покрытие предполагаемого дефицита тепловой мощности, а также возможность перевода индивидуального печного отопления частного сектора на централизованное теплоснабжение.

В результате проведения расчетов определён оптимальный и выгодный вариант расширения Минусинской ТЭЦ.

Полученные результаты расчетов показали техническую и экономическую привлекательность рассматриваемого варианта проекта расширения.

Работа представлена введением, 7 разделами и заключением, приведен список использованных источников.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	7
1 Существующее положение в г. Минусинске	8
1.1 Структура теплоснабжения.....	8
1.2 Описание Минусинской ТЭЦ.....	9
1.3 Существующие тепловые нагрузки.....	12
1.4 Индивидуальное жилищное строительство (ИЖС)	12
1.5 Влияние ИЖС на экологию.....	13
1.6 Определение тепловых нагрузок ИЖС.....	14
2 Обоснование расширения станции.....	16
2.1 Прогноз увеличения тепловых нагрузок	16
2.2 Состояние теплофикационного оборудования МТЭЦ.....	17
3 Выбор основного оборудования.....	18
3.1 Техничко-экономические показатели	18
3.2 Выбор турбоагрегата.....	19
3.2.1 Котлоагрегат БКЗ-500-140-1	19
3.2.2 Анализ системы водоподготовки МТЭЦ.....	22
3.2.3 Анализ системы топливоподачи МТЭЦ.....	22
3.2.4 Анализ системы технического водоснабжения МТЭЦ.....	23
4 Расчетная часть.....	24
4.1 Расчет тепловой схемы.....	24
4.1.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчету	24
4.1.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды	26
4.1.3 Построение процесса расширения пара на <i>i-s</i> диаграмме	28
4.1.4 Определение расходов пара на сетевые подогреватели.....	29
4.1.5 Определение предварительного расхода пара на турбину	30
4.1.6 Баланс пара и конденсата	31
4.1.7 Расчет расширителей непрерывной продувки	32
4.1.8 Расчет регенеративной схемы (ПВД)	35
4.1.9 Расчет деаэратора.....	37
4.1.10 Расчет регенеративной схемы (ПНД)	38
4.1.11 Расчет технико-экономических показателей работы станции	41
4.2 Выбор вспомогательного оборудования.....	45
4.2.1 Регенеративные подогреватели	45
4.2.2 Деаэратор	45
4.2.3 Сетевые подогреватели.....	45
4.2.4 Выбор питательных насосов	46
4.2.5 Выбор конденсатных насосов.....	46
4.2.6 Выбор циркуляционных насосов.....	46
4.2.7 Выбор сетевых насосов	47
4.3 Проектирование топливного хозяйства	49
4.3.1 Приемные разгрузочные устройства.....	49
4.3.2 Ленточные конвейеры	49

4.3.3 Дробилки.....	51
4.3.4 Топливные склады	52
4.3.5 Выбор механизмов системы пылеприготовления	52
4.3.6 Дутьевые вентиляторы и дымососы.....	53
4.3.7 Золоулавливание	56
4.3.8 Золоудаление	58
5 Охрана окружающей среды	60
5.1 Расчет выбросов вредных веществ в атмосферу	60
5.1.1 Массовые выбросы твердых частиц.....	60
5.1.2 Массовые выбросы оксидов серы	61
5.1.3 Массовые выбросы оксидов азота.....	61
5.2 Расчет высоты дымовой трубы.....	62
6 Общая часть	65
6.1 Техническое водоснабжение.....	65
6.2 Выбор градирни.....	65
7 Экономическая часть	67
7.1 Расчет затрат на топливо	67
7.2 Расходы на оплату труда	68
7.3 Амортизационные отчисления	68
7.4 Расходы на ремонт основных средств	69
7.5 Прочие расходы.....	69
7.6 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии.....	70
7.7 Расчет показателей экономической эффективности	72
Заключение	74
Список использованных источников	75

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика – сектор экономики, охватывающий сложную совокупность процессов преобразования и передачи энергии от источников природных энергетических ресурсов, до приемников энергии включительно и представляет собой сложный развивающийся объект, исследование которого возможно только на основе системного подхода.

В настоящее время основная часть электроэнергии вырабатывается на тепловых электрических станциях. Основным типом тепловой электрической станции на органическом топливе являются паротурбинные электростанции, которые делятся на конденсационные (КЭС), вырабатывающие преимущественно только электрическую энергию, и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), предназначенные для выработки тепловой и электрической энергии.

Централизованное снабжение теплом крупных городов и поселков в виде горячей воды и пара низкого давления значительно повышает эффективность использования энергии сжигаемого топлива и улучшает состояние воздушного бассейна в зоне городов.

В бакалаврской работе рассматривается возможность расширения Минусинской ТЭЦ установкой современной турбины Т-110/120-130-5М, позволяющей перевести индивидуальное печное отопление частного сектора на централизованное теплоснабжение.

1 Существующее положение в г. Минусинск

В муниципальное образование город Минусинск включено: г. Минусинск и поселок Зеленый Бор.

Минусинск является центральным городом южных районов Красноярского края.

Основу транспортного каркаса южного макрорайона составляют широтный (железная дорога Абакан-Тайшет) и меридиональный (М-54-Красноярск-Абакан-Кызыл) транспортные коридоры. Пересечение этих осей образует один из важнейших узлов планировочной структуры края г. Минусинск.

Минусинск – один из старинных городов южной Сибири, расположен он в правобережье Енисея в центре обширной лесостепной Минусинской котловины, окруженной со всех сторон горами. Ландшафт Минусинска и его окрестностей равнинный. Енисейская протока, пересекая город, придает ему особенную отличительную красоту и делит его на две части - старую, сохранившую черты сибирского города 19 века, и новую, где возведены современные многоэтажные микрорайоны.

Преимущественно аграрная специализация определяет и относительное экологическое благополучие юга края по сравнению с центральной группой территорий края. В силу особенностей геоморфологического строения территории, сложных условий для рассеивания выбросов атмосферу (ввиду наличия малопрветриваемых котловин), размещение промышленных объектов требует серьезной экологической экспертизы. Минусинск расположен в центре Минусинской котловины, размещение здесь предприятий, дающих вредные выбросы не допустимо. Перспектива развития Минусинского промышленного узла видится за развитием легкой и пищевой промышленности.

Основные климатические данные:

1. Расчетная температура наружного воздуха -40 °С
2. Средняя температура отопительного периода -8,8 °С
3. Продолжительность отопительного периода 225 сут.
4. Преобладающее направление ветра за декабрь – февраль ЮЗ
5. Преобладающее направление ветра за июнь – август З
6. Средняя скорость ветра 1,5 м/с
7. Средняя месячная относительная влажность воздуха наиболее холодного месяца 77%
8. Средняя месячная относительная влажность воздуха наиболее теплого месяца 67%

1.1 Структура теплоснабжения

Теплоснабжение г. Минусинска 99% всех абонентов, подключенных к централизованной системе теплоснабжения исторической и новой части города и микрорайонов, осуществляется от ТЭЦ находящейся за пределами города на

расстоянии 5 км юго-восточнее по федеральной трассе М-54 Красноярск-Абакан-Кызыл. ТЭЦ эксплуатирует филиал «Минусинская ТЭЦ» АО «Енисейская ТГК(ТГК-13)».

Муниципальной котельной же осуществляется теплоснабжение 1% абонентов, подключенных к централизованной системе теплоснабжения (район ТУСМ историческая часть города Минусинска)

Теплоснабжение всех абонентов, подключенных к централизованной системе теплоснабжения п. Зеленый Бор осуществляется от ТЭЦ.

1.2 Описание Минусинской ТЭЦ

Дата основания — 25 декабря 1997 года. В этот день был введен в промышленную эксплуатацию первый энергоблок. Минусинская ТЭЦ, до этого выполнявшая функции котельной, стала вырабатывать электроэнергию.

Минусинская ТЭЦ - основной источник тепла в Минусинске. Станция снабжает тепловой энергией город Минусинск, поселок Зеленый бор.

Установленная электрическая мощность составляет 85 МВт, установленная тепловая мощность - 330,4 Гкал/ч.

В Минусинской ТЭЦ установлено:

1. 5 котлов суммарной паропроизводительностью 720 тонн/час (табл. 1.);
2. Турбина установленной электрической мощностью 85 МВт, установленной тепловой мощностью 150,4 Гкал/час.

3. 2 дымовых железобетонных трубы высотой Н=100м верхний внутренний диаметр D=3,0 м и высотой Н=250м верхний внутренний диаметр D=9,6 м;

4. Мазутные баки: РВС №1, №2 емкостью 3000 м³, резервуары РВС №3, №4 емкость 3000 м³ и РВС 70 м³ в количестве 12 шт;

5. Водоподготовительная установка (ВПУ) подпитки котлов МТЭЦ производительность 420 т/ч:

6. Баки запаса конденсата и подпитки теплосети: в котло-турбинном цехе в эксплуатации находятся баки аккумуляторы БАГВ №1, №2 и №3 емкостью 2000 м³ каждый;

7. В химическом цехе в эксплуатации находятся баки обессоленной воды (БОВ) №1-5 емкостью 250 м³ каждый и БОВ №6 емкостью 1000 м³ ;

8. Система внешнего гидрозолоудаления:

- золошлакоотвал пойменного типа, односекционный, с замкнутой ограждающей дамбой, длиной 2680 м (с учетом ограждающей дамбы пруда осветленной воды). Площадь ЗШО 34,5га. Общий объем хранилища 1,86 млн. м³;

- насосная станция осветленной воды;

- пульпопроводы:

- трубопроводы осветленной воды.

9. Система технического водоснабжения:

- инфильтрационный водозабор, включающий водозаборные скважины, насосные станции 1-го и 2-го подъемов на о-ве Жульминском;
- магистральные водоводы от о. Жульминского до промплощадки ТЭЦ;
- Градирня высотой 72 метра, площадью орошения 2600 м²;
- насосная станция циркуляционной воды.

Параметры установленной тепловой мощности теплофикационного оборудования и теплофикационной установки указаны в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры установленной тепловой мощности теплофикационного оборудования и теплофикационной установки

№	Тип	Параметры		Производительность т/час <i>G</i> или Установленная тепловая и электрическая мощность $N_{уст}$, Гкал/ч, (МВт)
		$P_{раб}$, кгс/см ²	T_{max} , °С.	
1	БКЗ-420-140ПТ2	140	560	420
2	БКЗ-75-39ФБ	39	440	75
3	БКЗ-75-39ФБ	39	440	75
4	БКЗ-74-39ФБ	39	440	75
ПТБ01	ПТ-85/105-130/13-1М	128	555	150,4(85)
–	БГ-2600-70-8			16500-20000

Принципиальная тепловая схема Минусинской ТЭЦ изображена на рисунке 1.

1.3 Существующие тепловые нагрузки

Зона действия Минусинской ТЭЦ, г. Минусинск распространяется на 1548 зданий в микрорайонах:

- Центральный планировочный район (историческая часть)
- Планировочный район о.Тагарский (новая часть города)
- мкрн. «Центральный»
- мкрн. «Набережный»
- мкрн. «Южный»
- мкрн. «Береговой»

Зона действия Минусинской ТЭЦ, Поселок Зеленый Бор распространяется:

- мкрн. «Зеленый Бор» – 45 жилых зданий
- Промзона.

Данные потребления тепловой энергии в г. Минусинске и п. Зеленый Бор указаны в таблице 2.

Таблица 2 – Данные потребления тепловой энергии

№	Наименование	Потребление тепловой энергии при расчетных температурах наружного воздуха Гкал/ч			
		Всего	Отопление	ГВС max	Вентиляция
1	г. Минусинск	237,5	167,8	33,9	32,9
2	п. Зеленый Бор	4,7	4,1	0,6	0,0

1.4 Индивидуальное жилищное строительство

Основное преимущество в жилищном строительстве в настоящее время отдается строительству на свободных территориях индивидуальных жилых домов (микрорайоны Набережный, Южный, Центральный, Береговой и Береговой-2, Восточный и Восточный А) и многоэтажному строительству (Тагарский жилой район). В существующей застройке постепенно производится замена ветхого и аварийного усадебного жилищного фонда на новые индивидуальные дома.

В г. Минусинск индивидуальное теплоснабжение распространяется, в основном, на частный сектор.

В таблице 3 представлены площади ИЖС

Таблица 3 – площади ИЖС

Микрорайон	Строительные площади, тыс. м ²
«Солнечный»	22,1
«Автомобилист»	2
«ТУСМ-4»	10
«Центральный планировочный район»	200
«Свободы»	36,4
«Район АЗС-10»	31,5
«Набережный»	13
«Южный»	25,4
«Береговой-2»	5,9
«Береговой, Центральный»	73
«Восточный»	38
«Восточный А»	5,3
«Лесной, Лесной-1, Лесхоз»	8,5
«Лесной-2»	20,3
Планировочный район «о. Тагарский»	100
«Юго-Восточный»	90
«Энергетик, Энергетик-2»	9
«Береговой-1»	1,8
«Боровой»	0,9
«Дружба»	0,9
«Северо-Восточный»	4,5
«Зеленый Бор»	13,5
ИТОГО	712

Исходя из значений таблицы 3, общая площадь ИЖС – 712 тыс. м², что составляет 41,44% от общих строительных фондов.

Предполагаемый прирост общих площадей ИЖС по периодам следующий:

- 800,4 тыс. м² на 2021 г.;
- 888,8 тыс. м² на 2022 г.;
- 977,2 тыс. м² на 2023 г.;
- 1147,1 тыс. м² на 2024-2028 г.;
- 1365,5 тыс. м² на 2029-2033 г..

1.5 Влияние ИЖС на экологию

Город Минусинск располагается в Минусинской котловине. Эта географическая особенность расположения города, которая защищает от сильных степных ветров, послужила причиной тяжелой экологической обстановки в городе.

Больше половины жилого фонда города Минусинска – это индивидуальное жилищное строительство. Подавляющее количество домов частного сектора

отапливаются индивидуальным печным отоплением. Поэтому основными источниками загрязнения атмосферного воздуха считаются дома частного сектора во время отопительного сезона.

По данным государственной наблюдательной сети Хакасский ЦГМС «Среднесибирское УГМС». В феврале 2020 г. уровень загрязнения атмосферного воздуха города Минусинска характеризовался как «очень высокий» (по СИ): стандартный индекс (СИ) – 27,47 (по бенз(а)пирену); наибольшая повторяемость (НП, %) превышения ПДК – 4,2% (по взвешенным веществам).

В целом по городу, средняя за месяц концентрация бенз(а)пирена превысила гигиенический норматив (ПДКс.с.) и составила 27,47 ПДКс.с.

В течение месяца в атмосфере города были зафиксированы случаи превышения ПДКм.р. по взвешенным веществам и оксиду углерода.

В годовом ходе загрязнения атмосферы наибольшее значение СИ и наибольшая повторяемость превышения ПДКм.р. наблюдались в январе, рисунок 2.

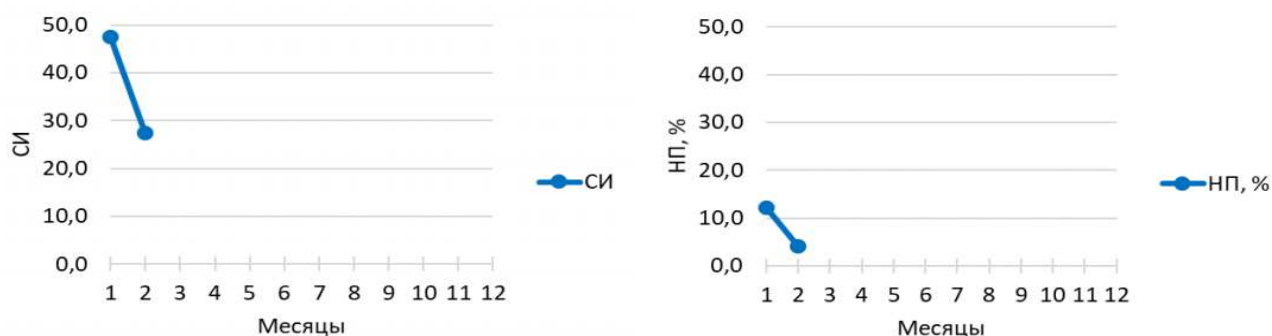


Рисунок 2 – Годовой ход СИ и НП

Данная проблема актуальна, так как тенденция развития жилищного строительства ориентирована в большей мере на индивидуальную застройку, поэтому частный сектор будет только увеличиваться, а экологическая обстановка зимой с каждым годом только ухудшаться. В связи с этим, целесообразней будет перевод печного отопления на централизованное теплоснабжение от Минусинской ТЭЦ.

1.6 Определение тепловых нагрузок ИЖС

Определим общую площадь частного сектора, отапливаемого индивидуальным печным отоплением, м²:

$$F = F_{\text{общ}} \cdot 60\% , \quad (1.1)$$

где $F_{\text{общ}}$ – общая площадь ИЖС, равная 712 тыс. м² (см. пункт 1.4).

$$F = 712000 \cdot 60\% = 427200$$

Максимальный расход тепла на отопление жилых зданий, ккал/ч:

$$Q_o = q \cdot F, \quad (1.2)$$

где q – укрупненный показатель максимального часового расхода тепла на отопление жилых зданий, равный 160 ккал/(ч*м²);

F – то же, что и в формуле (1.1).

$$Q_o = 160 \cdot 712000 = 6,835 \cdot 10^7 \text{ (68,352 Гкал/ч)}$$

Среднечасовой расход тепла за отопительный период на горячее водоснабжение жилых зданий, ккал/ч:

$$Q_{\text{ГВС}} = q_{\text{ГВС}} \cdot m, \quad (1.3)$$

где $q_{\text{ГВС}}$ – укрупненный показатель среднечасового расхода тепла на горячее водоснабжение, равный 275 ккал/(ч*чел);

m – количество жителей частного сектора, равное 18286 чел.

$$Q_{\text{ГВС}} = 275 \cdot 18286 = 5,029 \cdot 10^6 \text{ (5,029 Гкал/ч)}$$

Общая тепловая нагрузка ИЖС, Гкал/ч:

$$Q_{\text{общ}} = Q_o + Q_{\text{ГВС}}, \quad (1.4)$$

где Q_o – то же, что и в формуле (1.2);

$Q_{\text{ГВС}}$ – то же, что и в формуле (1.3).

$$Q_{\text{общ}} = 68,352 + 5,029 = 73,381 \text{ (85,342 МВт)}$$

Используя данные предполагаемого прироста общих площадей ИЖС (см. пункт 1.4), определим тепловые нагрузки частного сектора по периодам с помощью формул (1.1), (1.2), (1.3), (1.4). Результаты расчета занесены в таблицу 5.

2 Обоснование расширения станции

2.1 Прогноз увеличения тепловых нагрузок

Прирост тепловых нагрузок по периодам в г. Минусинске представлен в таблице 4.

Таблица 4 – Прирост тепловых нагрузок по периодам

Год	2020	2021	2022	2023	2024-28	2029-33
Тепловая нагрузка, Гкал/ч	224,1	237,7	242,5	248,2	261,9	277,6

Исходя из данных таблицы 4, можно сделать вывод, что увеличение тепловой нагрузки с 2020 г. по 2033 г. составит 53,5 Гкал/ч, что составляет 23,87% от базовой тепловой нагрузки.

Расчетные перспективные балансы тепловой мощности источников тепловой энергии приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Перспективные балансы тепловой мощности МТЭЦ

Вид мощности	Единица измерения	Сущ. положение	Период				
			2021	2022	2023	2024-2028	2029-2033
Установленная тепловая мощность	Гкал/ч	330,4	330,4	330,4	330,4	330,4	330,4
Располагаемая тепловая мощность	Гкал/ч	318	318	318	318	318	318
Тепловая мощность нетто	Гкал/ч	299	299	299	299	299	299
Присоединенная тепловая нагрузка на коллекторах	Гкал/ч	198,1	200,7	200,7	200,7	208,6	210,4
Общая тепловая нагрузка ИЖС	Гкал/ч	73,381	82,5	91,6	100,7	118,2	140,7
Резерв (дефицит) тепловой мощности нетто	Гкал/ч	26,7	15,8	6,7	-2,4	-27,8	-52,1

2.2 Состояние теплофикационного оборудования МТЭЦ

Таблица 6 – Срок ввода в эксплуатацию теплофикационного оборудования, год достижения паркового нормативного ресурса

№	Тип (марка) котла	Дата ввода	Год достижения паркового нормативного ресурса
КП01	БКЗ-420-140ПТ2	04.1997 г.	2027 г.
КП02	БКЗ-75-39-ФБ	11.1978 г.	2016 г.
КП03	БКЗ-75-39-ФБ	12.1979 г.	2018 г.
КП04	БКЗ-75-39-ФБ	01.1981 г.	2018 г.
КП05	БКЗ-75-39-ФБ	01.1985 г.	2014 г.
ПТБ01	85/105-130/13-1М	1997 г.	2030 г.

Из таблицы 6 видно, что четыре пиковых котла БКЗ-75-39-ФБ эксплуатируются уже более чем 35 лет и уже как несколько лет назад достигли своего паркового нормативного ресурса. В связи с этим, данное оборудование начинает морально устаревать, при этом увеличиваются расходы на его обслуживание и ремонты, также не используются новые технологии и оборудование, поэтому отсутствует возможность снижения затрат на топливо и сокращения обслуживающего и ремонтного персонала.

3 Выбор основного оборудования

3.1 Техничко-экономические показатели

Для обоснования выбора турбоагрегата были определены технико-экономические показатели для двух турбоагрегатов Т-110/120-130-5М и ПТ-135-130.

Таблица 7 – Условно-постоянные расходы

Вариант	Норма амортизации	Амортизационные отчисления	Издержки на текущий ремонт	Расходы на з/плату и социальное страхование	Прочие расходы	Итого условно постоянные расходы
Т-110	6,7	418,39	83,68	110,95	183,90	796,91
ПТ-135	6,7	473,49	94,70	172,59	222,23	963,01

Таблица 8 – Техничко-экономические показатели

Техничко-экономические показатели	Т-110/120-130-5М	ПТ-135-130
Уд. расход топлива на эл. энергию г/кВт*ч	161,65	206,69
Уд. расход топлива на тепловую энергию г/кВт*ч	334	452
Себестоимость единицы электроэнергии, коп./кВт*ч	1,36	1,35
Себестоимость единицы теплоэнергии, руб./Гкал	515,79	527,93
Затраты на топливо, млн руб.	467,45	539,5
Приведенные затраты на ТЭЦ	2090,02	2103,56

Исходя из данных таблиц 7 и 8, можно сделать вывод, что себестоимость единицы электроэнергии примерно одинаковая для обоих вариантов, но себестоимость тепловой энергии у турбины Т-110/120-130-5М ниже. Также меньше приведенные затраты на ТЭЦ. Поэтому выгоднее будет установка турбины Т-110/120-130-5М.

3.2 Выбор турбоагрегата

В данной работе предлагается использовать турбоагрегат Т-110/120-130-5М с котлоагрегатом БКЗ-500-140-1. Турбоагрегат имеет ряд преимуществ: достаточно экономичен как при работе с различными тепловыми нагрузками, так и на чисто конденсационных режимах, турбина может работать на режимах теплового графика с охлаждением встроенных пучков конденсаторов как подпиточной, так и сетевой водой, турбина имеет низкопотенциальную развитую часть, конденсаторную группу с оптимальным расходом охлаждающей воды, развитую систему регенерации.

3.2.1 Котлоагрегат БКЗ-500-140-1

Котел Е-500-13,8-560 БТ (БКЗ-500-140-1) предназначен для работы на березовском и других бурых углях Сибири с теплофикационными турбинами на высокие параметры пара в районах с сейсмичностью до 8 баллов.

Котел вертикально-водотрубный, однобарабанный с естественной циркуляцией, однокорпусный, рассчитанный на высокие параметры пара, в газоплотном исполнении, П-образной закрытой компоновки с уравновешенной тягой,

Топочная камера открытого типа призматической формы экранирована цельносварными панелями из труб. В нижней части фронтальной и задней экраны образуют скаты холодной воронки.

В верхней части трубы фронтальной стены круто отклонены и образуют слабонаклонный потолок над топкой.

Трубы заднего экрана на уровне нижней отметки выходного окна топки разветвляются. Одна трубка из каждой пяти продолжается в плоскости экрана и служит подвеской последнего, остальные выводятся из плоскости экрана и с шагом 100 мм образуют цельносварной под, гладкотрубные фестон и потолок горизонтального газохода.

Боковые стены горизонтального газохода, фронтальная, задняя стены и потолок верхней части отпусного газохода закрыты цельносварными пароперегревательными панелями из.

Боковые стены верхней части отпусного газохода экранированы гладкотрубными экономайзерными панелями, которые обшиты снаружи металлическим листом.

Топочная камера с твердым шлакоудалением. Шлакоудаление механизированное, непрерывное с помощью шнековых транспортеров и дробилок.

Размеры топки в плане 10,26x11,26 м.

Топка оборудована 12 прямоточными щелевыми пылеугольными горелками, расположенными в углах топки в три яруса.

Топочные экраны секционированы на 16 независимых циркуляционных контуров. Сепарационные устройства выполнены по двухступенчатой схеме

испарения. Схема испарения предусматривает промывку пара питательной водой. Сепарационные устройства первой ступени испарения размещены в барабане котла и представляют собой сочетание внутрибарабанных циклонов и промывочных устройств. Вторая ступень испарения включена в две группы выносных сепарационных циклонов.

В конвективной шахте по ходу газов установлены три секции водяного экономайзера и трубчатый воздухоподогреватель, скомпонованные последовательно.

Тракт пара пароперегревателя состоит из двух независимых потоков. Температура перегрева пара регулируется двухступенчатым впрыском собственного конденсата.

Для защиты пароперегревателя от пережога при растопках применяется впрыск питательной воды в растопочном пароохладителе.

Технические характеристики котла Е-500-13,8-560 БТ представлены в таблице 9

Таблица 9 – Технические характеристики котла Е-500-13,8-560 БТ

Номинальная паропроизводительность, т/ч	500
Вид топлива	Березовский бурый уголь
Давление пара на выходе из пароперегревателя, МПа (кгс/см ²)	13,8 (140)
Температура перегретого пара на выходе, °С	560
Температура питательной воды, °С	230
Температура уходящих газов, °С	171
КПД (брутто) при номинальной нагрузке расчетный, %	91,34
КПД (брутто) при номинальной нагрузке гарантийный, %	90,0
Расход натурального топлива, т/ч	86,2
Расход условного топлива, т/ч	46,0
Аэродинамическое сопротивление газового тракта, мм вод.ст.	2,51
Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта, мм вод.ст	204
Теплопроизводительность, Гкал/ч	300
Объем топочной камеры, м ³	3,77*10 ³
Высшая отметка котла, м	51

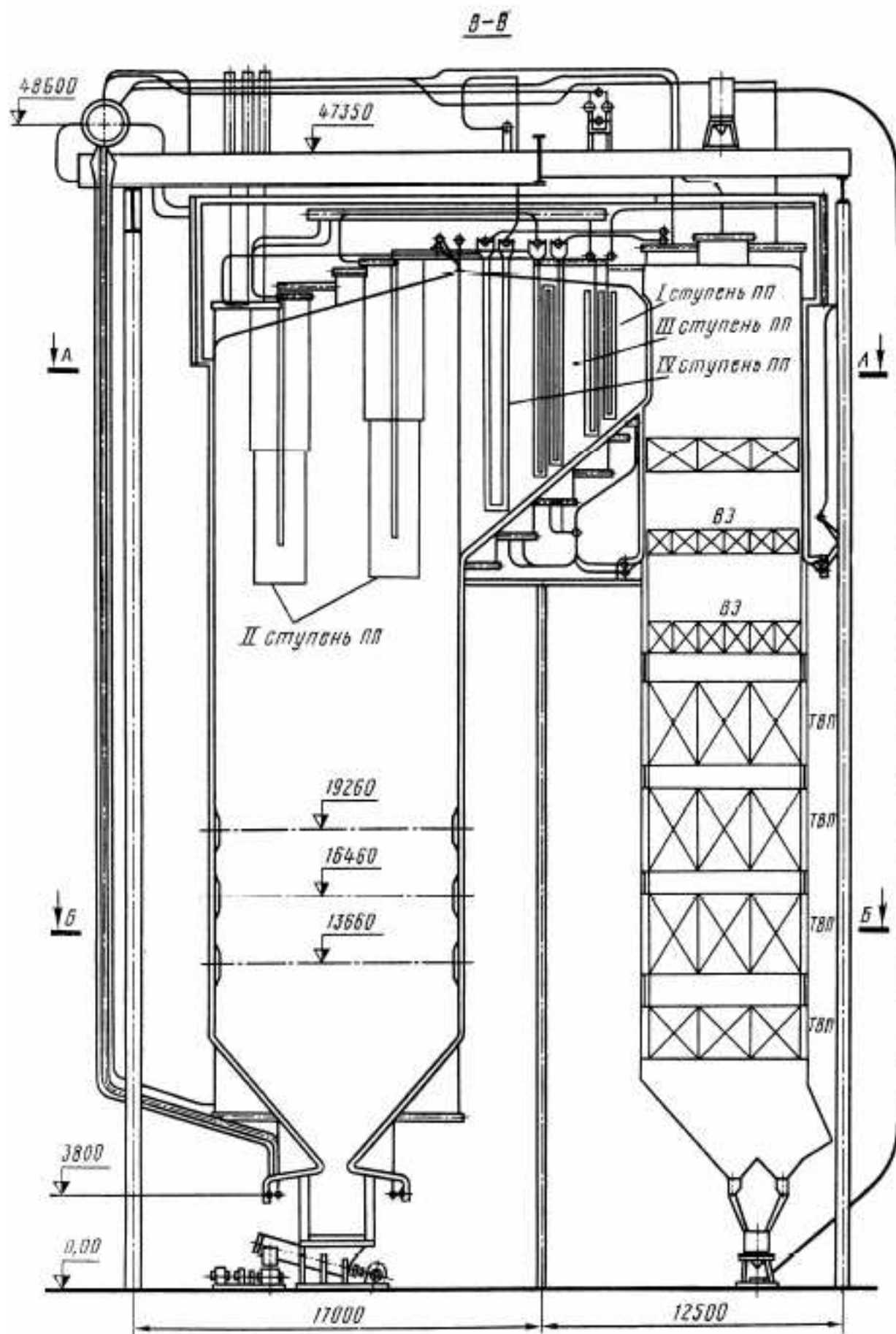


Рисунок 3 – Продольный разрез котла Е-500-13,8-560 БТ

3.2.2 Анализ системы водоподготовки МТЭЦ

Таблица 10 – Балансы производительности водоподготовительных установок зонах действия систем теплоснабжения Минусинской ТЭЦ

Зона действия источника тепловой энергии МТЭЦ	Ед. изм.	Кол-во
Производительность ВПУ	тонн/ч	420
Средневзвешенный срок службы	лет	15
Располагаемая производительность ВПУ	тонн/ч	420
Потери располагаемой производительности	%	-
Количество баков-аккумуляторов теплоносителя	ед.	3
Емкость баков аккумуляторов	тыс. м ³	2
Всего подпитка тепловой сети	тонн/ч	134,2
Нормативные утечки теплоносителя	тонн/ч	15,2
Отпуск теплоносителя из тепловых сетей на цели горячего водоснабжения (для открытых систем теплоснабжения)	тонн/ч	119
Максимум подпитки тепловой сети в эксплуатационном режиме	тонн/ч	340
Резерв (+) / дефицит (-) ВПУ	тонн/ч	+80

Исходя из данных таблицы 10, можно сделать вывод, что у ВПУ МТЭЦ есть запас по производительности, поэтому размещение дополнительной ВПУ не планируется.

3.2.3 Анализ системы топливоподачи МТЭЦ

Котел БКЗ-420-140 оборудован двумя системами пылеприготовления, выполненными по полуразомкнутой схеме. Каждая пылесистема включает в себя:

- бункер сырого угля
- скребковый питатель типа СПУ-900/5000;
- молотковую мельницу ММТ 2000/2590/730 с инерционным сепаратором, пылевой циклон
- бункер пыли и мельничный вентилятор ВМ-160/850Ц

На минусинской ТЭЦ отсутствует запас по производительности в системе топливоподачи, поэтому для БКЗ-500-140-1 необходима установка новой пылесистемы. (производительность мельниц котла БКЗ-420-140 составляет 69,2 т/ч, а для котла БКЗ-500-140-1 необходимо 86,2 т/ч)

3.2.4 Анализ системы технического водоснабжения МТЭЦ

Система охлаждения конденсатора турбины - обратная с градирней пленочного охлаждения. Подпитка градирни свежей водой осуществляется из узла подпитки, смонтированного на станции обеззараживания воды (УФО — ультрафиолетового облучения).

Система технического водоснабжения состоит из:

- инфильтрационный водозабор, включающий водозаборные скважины, насосные станции 1-го и 2-го подъемов на о-ве Жульминском;
- магистральные водоводы от о. Жульминского до промплощадки ТЭЦ;
- Градирня высотой 72 метра, площадью орошения 2600 м²;
- насосная станция циркуляционной воды.

Производительность градирни, установленной на МТЭЦ, составляет 16500-20000 т/ч. Номинальный расход охлаждающей воды через конденсатор турбины ПТ-85/105-130/13-1М – 8000 м³/ч, а у Т-110/120-130-5М – 16000 м³/ч. Суммарный расход охлаждающей воды будет равен 24000 м³/ч. Это означает, что одной БГ-2600-70-8 будет недостаточно и возникает необходимость установки дополнительной градирни.

4 Расчетная часть

4.1 Расчет тепловой схемы

4.1.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту

Турбина Т-110/120-130-5М. имеет два отопительных отбора пара – верхний и нижний, предназначенные для ступенчатого подогрева сетевой воды.

Отопительные отборы имеют следующие пределы регулирования давления: верхний 0,6 – 3,0 кгс/см², нижний 0,5 – 2,0 кгс/см². Регулирование давления в отопительных отборах поддерживается: в верхнем – при включённых двух отопительных отборах, в нижнем – при включённом одном нижнем отопительном отборе. Сетевая вода через сетевые подогреватели нижней и верхней ступени подогрева должна пропускаться последовательно и в одинаковом количестве.

Турбина имеет семь нерегулируемых отборов, предназначенных для подогрева питательной воды в ПНД, деаэраторе, в ПВД.

Таблица 11 – Характеристики турбоустановки Т-110/120-130-5М

Наименование параметра	Значение
Номинальная мощность, МВт	110
Мощность на максимальном конденсационном режиме, МВт	120
Номинальное давление свежего пара, МПа	12,8
Номинальная температура свежего пара, °С	555
Номинальный расход свежего пара (с отопительными отборами), т/ч	441
Максимальный расход свежего пара на конденсационном режиме, т/ч	460
Номинальная тепловая нагрузка отборов (при отсутствии производственных отборов), Гкал/ч	175
Максимальная тепловая нагрузка отборов, Гкал/ч	184
Максимальный расход охлаждающей воды, т/ч	16000
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С	20
Температура питательной воды на номинальной режиме, °С	232

Температурный график сети для г. Минусинска: 150/70 °С.

4.1.2 Расчет сетевой установки

Расчётная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 5.

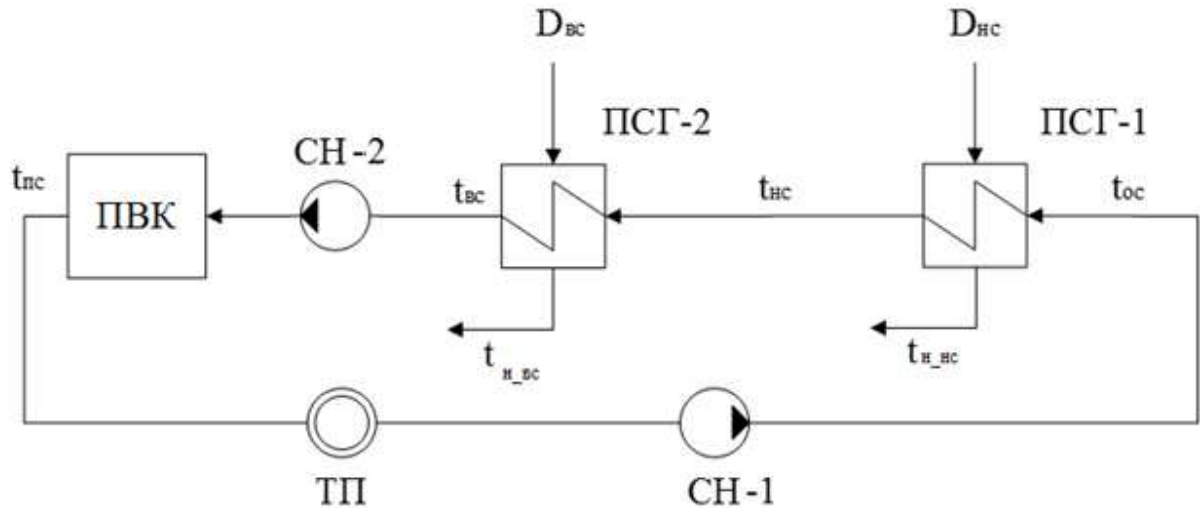


Рисунок 5 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{макс}}}{c_{\text{в}} \cdot \Delta t}, \quad (4.1)$$

где $Q_{\text{макс}}$ – максимальная отопительная нагрузка, равная 297,48 Гкал/ч или 345,97 МВт;

Δt – разность температур прямой (150 °С) и обратной сетевой воды (70 °С);

$c_{\text{в}}$ – теплоемкость воды, равная 4,186 кДж/(кг* °С).

$$G_{\text{св}} = \frac{345,97 \cdot 100}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 1032,13$$

Определим к-т теплофикации:

$$\alpha = \frac{Q_{\text{баз}}}{Q_{\text{макс}}}, \quad (4.2)$$

где $Q_{\text{макс}}$ – то же, что и в формуле (4.1);

$Q_{\text{баз}}$ – отопительная нагрузка отборов турбины, равная 175 Гкал/ч или 203,53 МВт.

$$\alpha = \frac{175}{297,48} = 0,588$$

Определим температуру за верхним сетевым подогревателем по формуле

$$t_{\text{вс}} = t_{\text{ос}} + \frac{Q_{\text{баз}}}{G_{\text{св}} * c_{\text{в}}}, \quad (4.3)$$

где $t_{\text{ос}}$ – температура обратной сетевой воды, равная 70 °С;

$Q_{\text{баз}}$ – то же, что и в формуле (4.2);

$G_{\text{св}}$ и $c_{\text{в}}$ – то же, что и в формуле (4.1).

$$t_{\text{вс}} = 70 + \frac{175 * 1000}{1032,13 * 4,186} = 117,06$$

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

$$t_{\text{нс}} = t_{\text{ос}} + \frac{t_{\text{вс}} - t_{\text{ос}}}{2}, \quad (4.4)$$

где $t_{\text{ос}}$ и $t_{\text{вс}}$ – то же, что и в формуле (4.3).

$$t_{\text{нс}} = 70 + \frac{117,06 - 70}{2} = 93,53$$

Температура насыщения верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t'_{\text{вс}} = t_{\text{вс}} + \vartheta, \quad (4.5)$$

где $t_{\text{вс}}$ – то же, что и в формуле (4.3);

ϑ – величина недогрева, для сетевых подогревателей составляет 5 °С.

$$t'_{\text{вс}} = 117,06 + 5 = 122,06$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{вс}} = p_s(t_{\text{вс}}) = 0,212$$

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

$$p_{\text{вс}} = \frac{P'_{\text{вс}}}{0,95}, \quad (4.6)$$

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

$$p_{\text{вс}} = \frac{0,212}{0,95} = 0,223$$

Температура насыщения нижнего сетевого подогревателя, °С:

$$t'_{\text{НС}} = t_{\text{НС}} + \vartheta, \quad (4.7)$$

где $t_{\text{НС}}$ – то же, что и в формуле (4.4);

ϑ – величина недогрева, для сетевых подогревателей составляет 5 °С.

$$t'_{\text{НС}} = 93,53 + 5 = 98,53$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{НС}} = p_s(t_{\text{НС}}) = 0,096$$

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

$$p_{\text{НС}} = \frac{P'_{\text{НС}}}{0,95}, \quad (4.8)$$

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

$$p_{\text{НС}} = \frac{0,096}{0,95} = 0,101$$

4.1.3 Построение процесса расширения пара на h-S диаграмме

Процесс расширения, построенный в программе «Диаграмма h-S для воды и водяного пара» представлена на рисунке 6.

Все данные об энтальпии пара и дренажа в отборах представлены в таблице 13.



Рисунок 6 – Процесс расширения пара в турбине

Энтальпия пара при начальных параметрах (температуре 555 °С и давлении 12,8 Мпа) h_0 равна 3486,507 кДж/кг. Энтальпия пара, подаваемого в конденсатор равна 2182,763 кДж/кг.

Таблица 13 – Энтальпии пара и дренажа в отборах

Номер отбора	Температура насыщения, °С	Действительная энтальпия пара, кДж/кг	Энтальпия дренажа, кДж/кг
1	239,546	3155,115	1035,355
2	219,108	3077,67	939,523
3	187,852	2942,355	801,83
4	156,838	2799,315	661,845
5	123,688	2647,979	519,473
6	99,884	2532,828	418,611
7	73,994	2399,606	309,757

4.1.4 Определение расходов пара на сетевые подогреватели

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

$$D_{BC} = \frac{G_{CB} * \Delta t_{BC} * c_B}{(h_{5i} - \bar{t}_{д5})}, \quad (4.9)$$

где G_{CB} и c_B – то же, что и в формуле (4.1);

Δt_{BC} – разность температур сетевой воды на входе и выходе из верхнего сетевого подогревателя, °С;

h_{5i} – энтальпия греющего пара в верхнем отопительном отборе, кДж/кг;

$\bar{t}_{д5}$ – энтальпия дренажа греющего пара в ВС, кДж/кг.

$$D_{BC} = \frac{1032,131 * (122,06 - 98,531) * 4,186}{(2647,979 - 512,553)} = 48,627$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, МВт:

$$Q_{BC} = G_{CB} * \Delta t_{BC} * c_B, \quad (4.10)$$

где G_{CB} и c_B – то же, что и в формуле (4.1);

Δt_{BC} – то же, что и в формуле (4.9).

$$Q_{BC} = 1032,131 * (122,06 - 98,531) * 4,186 * 0,001 = 101,763$$

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

$$D_{\text{НС}} = \frac{G_{\text{СВ}} * \Delta t_{\text{НС}} * c_{\text{В}}}{(h_{6i} - \bar{t}_{\text{Д6}})}, \quad (4.11)$$

где $G_{\text{СВ}}$ и $c_{\text{В}}$ – то же, что и в формуле (4.1);

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

h_{6i} – энтальпия греющего пара в нижнем отопительном отборе, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{Д6}}$ – энтальпия дренажа греющего пара в НС, кДж/кг.

$$D_{\text{НС}} = \frac{1032,131 * (98,531 - 70) * 4,186}{(2532,828 - 412,902)} = 48,983$$

Нагрузка нижнего сетевого подогревателя, МВт:

$$Q_{\text{НС}} = G_{\text{СВ}} * \Delta t_{\text{НС}} * c_{\text{В}}, \quad (4.12)$$

где $G_{\text{СВ}}$ и $c_{\text{В}}$ – то же, что и в формуле (4.1);

$\Delta t_{\text{НС}}$ – то же, что и в формуле (4.11).

$$Q_{\text{НС}} = 1032,131 * (98,531 - 70) * 4,186 * 0,001 = 101,763$$

4.1.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недовыработки мощности отопительных отборов определяется по формуле

для верхнего теплофикационного отбора:

$$y_{\text{вс}} = \frac{h_{5i} - h_{ki}}{h_0 - h_{ki}}, \quad (4.13)$$

где h_{5i} – энтальпия пара из таблицы 3;

h_0 – энтальпия острого пара, равная 3493,089 кДж/кг;

h_{ki} – энтальпия пара, поступающего в конденсатор, равна 2182,763 кДж/кг.

$$y_{\text{вс}} = \frac{2647,979 - 2182,763}{3493,089 - 2182,763} = 0,355$$

для нижнего теплофикационного отбора:

$$y_{\text{НС}} = \frac{h_{6i} - h_{ki}}{h_0 - h_{ki}}, \quad (4.14)$$

где h_{6i} – энтальпия пара из таблицы 3;

h_0 и h_{ki} – то же, что и в формуле (4.13).

$$y_{\text{НС}} = \frac{2532,828 - 2182,763}{3493,089 - 2182,763} = 0,267$$

Действительный теплоперепад турбины рассчитывается по следующему выражению, кДж/кг

$$H_i = h_0 - h_{ki}, \quad (4.15)$$

где h_0 и h_{ki} – то же, что и в формуле (4.13).

$$H_i = 3493,089 - 2182,763 = 1310,354$$

Принимая коэффициент регенерации $K_p = 1,168$, получаем расход пара на турбину, кг/с:

$$D_0 = K_p \cdot \left(\frac{W_9}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{вс} \cdot D_{вс} + y_{нс} \cdot D_{нс} \right), \quad (4.16)$$

где H_i – то же, что и в формуле (4.15);

W_9 – электрическая мощность турбины, равная 110 МВт;

$y_{вс}$ – то же, что и в формуле (4.13);

$y_{нс}$ – то же, что и в формуле (4.14);

$D_{вс}$ и $D_{нс}$ – расходы пара на теплофикационные отборы, рассчитываемые по формулам (4.10) и (4.11) соответственно.

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

$$D_0 = 1,168 \cdot \left(\frac{110 \cdot 1000}{1310,354 \cdot 0,98} + 0,355 \cdot 48,627 + 0,267 \cdot 48,983 \right) = 135,5$$

4.1.6 Баланс пара и конденсата

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

$$D_{эж} = 0,005 \cdot D_0 \quad (4.17)$$

где D_0 – то же, что и в формуле (4.16).

$$D_{эж} = 0,005 \cdot 135,5 = 0,678$$

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

$$D_{упл} = 0,01 \cdot D_0, \quad (4.18)$$

где D_0 – то же, что и в формуле (4.16).

$$D_{упл} = 0,01 \cdot 135,5 = 1,355$$

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

$$D_{ут} = 1,1\% * D_0, \quad (4.19)$$

где D_0 – то же, что и в формуле (4.16).

$$D_{ут} = 1,1\% * 135,5 = 1,491$$

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

$$D_{сн} = (1,2\% + 1,2\%) * D_0 \quad (4.20)$$

где D_0 – то же, что и в формуле (4.16).

$$D_{сн} = (1,2\% + 1,2\%) * 135,5 = 3,252$$

Тогда с учетом расходов, рассчитанных по формулам (4.17) – (4.20), расход перегретого пара составит, кг/с:

$$D_{пе} = D_0 + D_{эж} + D_{упл} + D_{ут} + D_{сн} \quad (4.21)$$

где D_0 – то же, что и в формуле (4.16).

$$D_{пе} = 135,5 + 0,678 + 1,355 + 1,491 + 3,252 = 142,277$$

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

$$G_{пр} = 1,5\% * D_{пе}, \quad (4.22)$$

где $D_{пе}$ – то же, что и в формуле (4.21).

$$G_{пр} = 1,5\% * 142,277 = 2,134$$

Тогда с учётом формул (4.21) и (4.22), расход питательной воды составит

$$G_{пв} = D_{пе} + G_{пр} = 142,277 + 2,134 = 144,411 \quad (4.23)$$

4.1.7 Расчет расширителей непрерывной продувки

Расчётная схема расширителей непрерывной продувки представлена на рисунке 7.

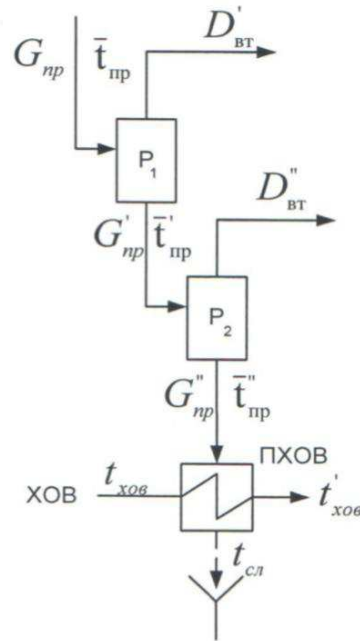


Рисунок 7 – Расчётная схема расширителей непрерывной продувки

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

$$D'_{вт} = \frac{G_{пр} * (\bar{t}_{пр} - \bar{t}'_{пр})}{r_1}, \quad (4.24)$$

где $G_{пр}$ – то же, что и в формуле (4.22);

$\bar{t}_{пр}$ – энтальпия продувочной воды, определяемая как энтальпия насыщенной воды по давлению в барабане и равная 1563,013 кДж/кг;

$\bar{t}'_{пр}$ – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя, определяемая как энтальпия 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.

$$D'_{вт} = \frac{2,134 * (1563,013 - 697,143)}{2065,606} = 0,895$$

Расчет продувочной воды из первой ступени расширителя, кг/с

$$G'_{пр} = G_{пр} - D'_{вт}, \quad (4.25)$$

где $G_{пр}$ – то же, что и в формуле (4.22);

$D'_{вт}$ – то же, что и в формуле (4.24).

$$G'_{\text{пр}} = 2,134 - 0,895 = 1,24$$

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

$$D''_{\text{вт}} = \frac{G'_{\text{пр}} * (\bar{t}'_{\text{пр}} - \bar{t}''_{\text{пр}})}{r_2}, \quad (4.26)$$

где $G'_{\text{пр}}$ – то же, что и в формуле (4.24);

$\bar{t}'_{\text{пр}}$ – то же, что и в формуле (4.24);

$\bar{t}''_{\text{пр}}$ – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя, определяемая как энтальпия насыщенной воды по давлению 0,12 МПа и равная 439,299 кДж/кг;

r_2 – теплота парообразования при давлении 0,092 МПа, равная 2243,759 кДж/кг.

$$D''_{\text{вт}} = \frac{1,24 * (697,143 - 439,299)}{2243,759} = 0,142$$

Расчёт продувочной воды из второй ступени расширителя, кг/с

$$G''_{\text{пр}} = G'_{\text{пр}} - D''_{\text{вт}}, \quad (4.27)$$

где $G'_{\text{пр}}$ – то же, что и в формуле (4.25);

$D''_{\text{вт}}$ – то же, что и в формуле (4.26).

$$G''_{\text{пр}} = 1,24 - 0,142 = 1,097$$

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

$$G_{\text{хов}} = G''_{\text{пр}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}}, \quad (4.28)$$

где $G''_{\text{пр}}$ – то же, что и в формуле (4.27);

$D_{\text{ут}}$ – то же, что и в формуле (4.19);

$D_{\text{сн}}$ – то же, что и в формуле (4.20);

$$G_{\text{хов}} = 1,097 + 1,491 + 3,252 = 5,791$$

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

$$t'_{\text{хов}} = t_{\text{хов}} + \frac{G''_{\text{пр}} * (t''_{\text{пр}} - t_{\text{сл}})}{G_{\text{хов}}}, \quad (4.29)$$

где $t_{\text{хов}}$ – температура химически очищенной воды на входе в ПХОВ, равная 30 °С;

$G''_{\text{пр}}$ – то же, что и в формуле (4.27);

$t''_{\text{пр}}$ – температура продувочной воды на выходе из второй ступени расширителя, равная $t_s(\bar{t}''_{\text{пр}}) = 104,784$ °С;

$t_{\text{сл}}$ – температура продувочной воды, сливаемая в тех. канализацию после ПХОВ, равная 60 °С.

$$t'_{\text{хов}} = 30 + \frac{1,097 * (104,784 - 60)}{5,791} = 38,515$$

4.1.8 Расчёт подогревателей высокого давления

Расчетная схема ПВД представлена на рисунке 8.

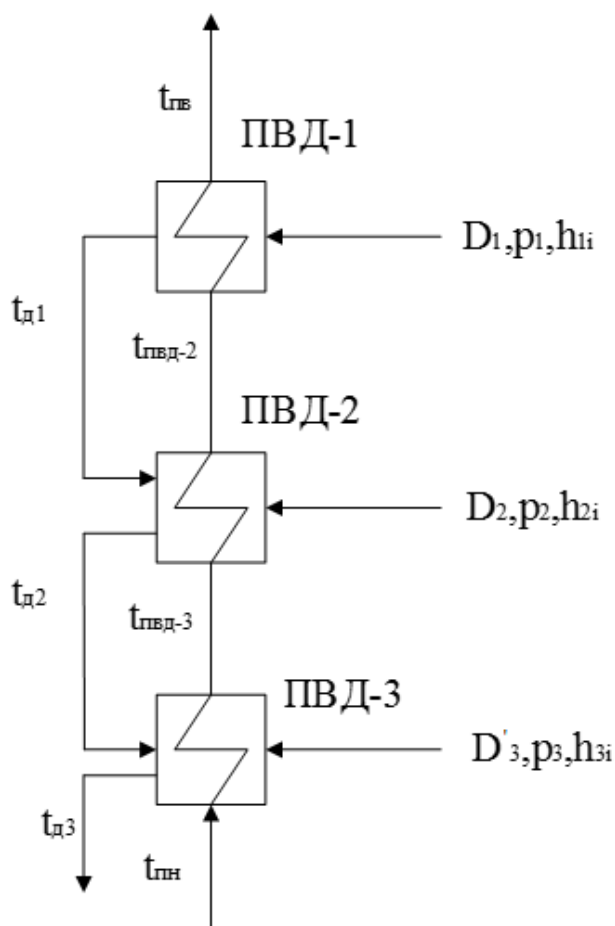


Рисунок 8 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнение теплового баланса для ПВД-1:

$$D_1 * (h_{1i} - \bar{t}_{d1}) * 0,98 = G_{\text{пв}} * (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пвд2}}), \quad (4.30)$$

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

$G_{\text{пв}}$ – расход питательной воды, определяемый по формуле (4.23);

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

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

Из формулы (4.30) выразим и посчитаем D_1

$$D_1 = \frac{G_{\text{пв}} * (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пвд2}})}{(h_{1i} - \bar{t}_{d1}) * 0,98} = \frac{144,411 * (1028,368 - 935,494)}{(3155,115 - 1035,355) * 0,98} = 6,456$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2:

$$D_2 * (h_{2i} - \bar{t}_{d2}) * 0,98 + D_1 * (\bar{t}_{d1} - \bar{t}_{d2}) * 0,98 = G_{\text{пв}} * (\bar{t}_{\text{пвд2}} - \bar{t}_{\text{пвд3}}), \quad (4.31)$$

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 (4.23);

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

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

Из формулы (4.31) выразим и посчитаем D_2 :

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

$$D_2 = \frac{144,411 * (935,494 - 801,208) - 6,456 * (1035,355 - 939,523)}{(3077,67 - 939,523) * 0,98} = 8,96$$

Определим энтальпию питательной воды после питательного насоса, кДж/кг

$$\bar{t}_{\text{пн}} = \bar{t}_{\text{деа}} + \frac{\Delta P_{\text{пн}} \cdot V}{\eta_{\text{н}}}, \quad (4.32)$$

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

$\Delta P_{\text{пн}}$ – перепад давлений питательного насоса (разница между давлением в деаэраторе = 0,7 МПа и давлением питательной воды = 17,92 МПа);

V – удельный объем воды, равный 0,001392 м³/кг;

$\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса, равный 80%.

$$\bar{t}_{\text{пн}} = 697,143 + \frac{(17,92 - 0,7) * 1000 * 0,001}{0,8} = 720,993$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-3:

$$D'_3 * (h_{3i} - \bar{t}_{d3}) * 0,98 + (D_1 + D_2) * (\bar{t}_{d2} - \bar{t}_{d3}) * 0,98 = G_{пв} * (\bar{t}_{пвд3} - \bar{t}_{пн}), \quad (4.33)$$

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 3;

$G_{пв}$ – расход питательной воды, определяемый по формуле (4.23);

$\bar{t}_{пвд3}$ – энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-3;

$\bar{t}_{пн}$ – то же, что и в формуле (4.32).

Из формулы (4.31) выразим и посчитаем D_3 :

$$D'_3 = \frac{G_{пв} * (\bar{t}_{пвд3} - \bar{t}_{пн}) - (D_1 + D_2) * (\bar{t}_{d2} - \bar{t}_{d3})}{(h_{3i} - \bar{t}_{d3}) * 0,98}$$

$$D'_3 = \frac{144,411 * (801,208 - 697,143) - (6,456 + 8,96) * (939,523 - 801,83)}{(2942,353 - 801,83) * 0,98} = 4,51$$

4.1.9 Расчёт деаэрата

Схема потоков воды и пара представлена на рисунке 9.

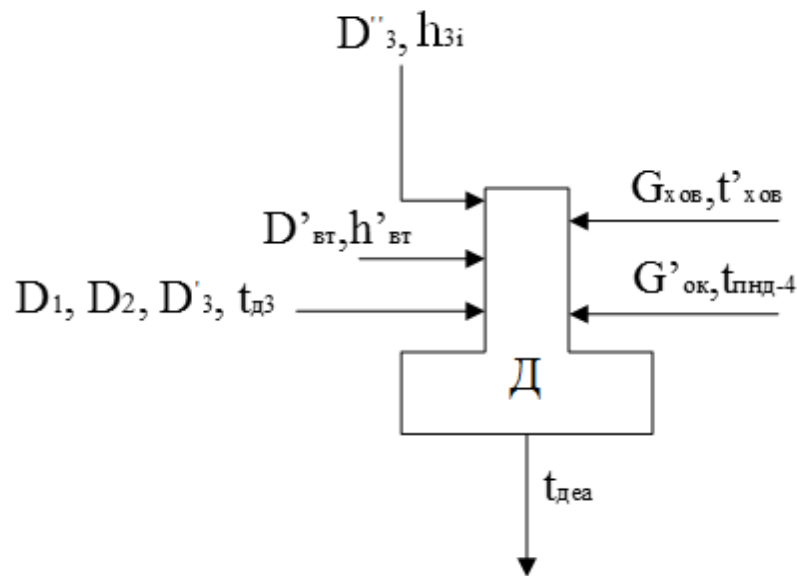


Рисунок 9 – Схема включения деаэрата

Запишем систему уравнений теплового и материального балансов для деаэрата

$$\begin{cases} (D_1 + D_2 + D'_3) * \bar{t}_{d3} + D'_{вт} * h'_{вт} + G_{хов} * \bar{t}'_{хов} + G'_{ок} * \bar{t}_{пнд4} + D''_3 * h_{3i} = G_{пв} * \bar{t}_{деа} \\ D_1 + D_2 + D'_3 + D'_{вт} + G_{хов} + G'_{ок} + D''_3 = G_{пв} \end{cases} \quad (4.34)$$

где D_1, D_2, D'_3 – расходы пара из первого, второго и третьего нерегулируемых отборов, определяемых по формулам (4.30), (4.31) и (4.33), соответственно, кг/с;

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

$G_{\text{ПВ}}$ – расход питательной воды, определяемый по формуле (4.23);

$\bar{t}_{\text{ПНД4}}$ – энтальпия питательной воды на выходе из ПНД-4;

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

$D'_{\text{ВТ}}$ – то же, что и в формуле (4.24);

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

D''_3 – расход греющего пара из отборов, подаваемого на деаэрацию;

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

$G'_{\text{ок}}$ и D''_3 являются неизвестными величинами, при помощи программного обеспечения Mathcade Prime были получены следующие результаты решения системы уравнений:

$$D''_3 = 2,331 \text{ кг/с}$$

$$G'_{\text{ок}} = 115,469 \text{ кг/с}$$

4.1.10 Расчёт подогревателей низкого давления

Схема ПНД представлена на рисунке 10.

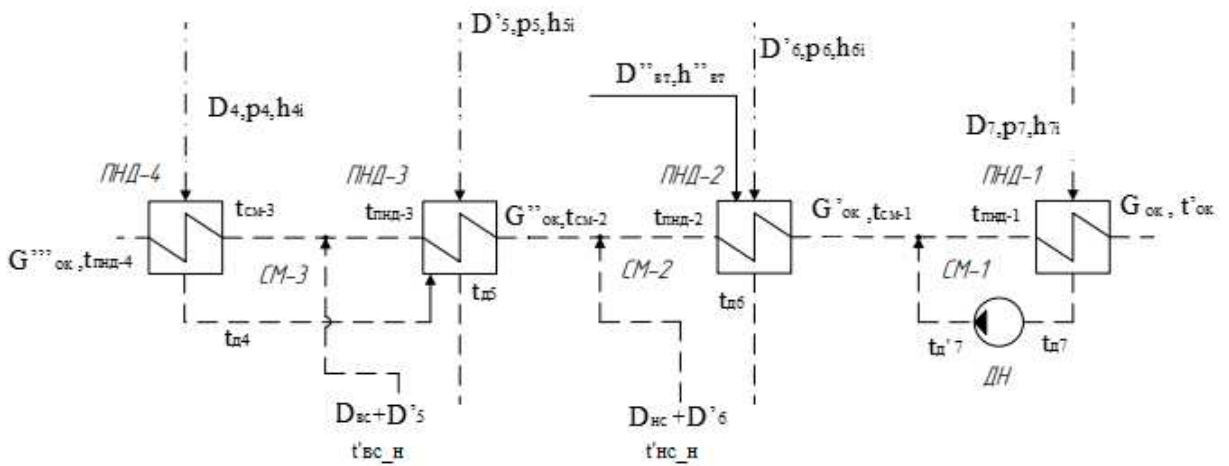


Рисунок 10 – Схема подогревателей низкого давления

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

$$\left\{ \begin{array}{l}
D_4 * (h_{4i} - \bar{t}_{d4}) * 0,98 = G'''_{ок} * (\bar{t}_{пнд4} - \bar{t}_{см3}) \\
G'''_{ок} = G''_{ок} + D'_5 + D_4 + D_{вс} \\
G'''_{ок} * \bar{t}_{см3} = G''_{ок} * \bar{t}_{пнд3} + (D'_5 + D_4) * \bar{t}_{d5} + D_{вс} * \bar{t}'_{вс_н} \\
D'_5 * (h_{5i} - \bar{t}_{d5}) * 0,98 + D_4 * (\bar{t}_{d4} - \bar{t}_{d5}) * 0,98 = G''_{ок} * (\bar{t}_{пнд3} - \bar{t}_{см2}) \\
G''_{ок} = G'_{ок} + D'_6 + D_{нс} + D''_{вт} \\
G''_{ок} * \bar{t}_{см2} = G'_{ок} * \bar{t}_{пнд2} + (D'_6 + D''_{вт}) * \bar{t}_{d6} + D_{нс} * \bar{t}'_{нс_н} \\
D'_6 * (h_{6i} - \bar{t}_{d6}) * 0,98 + D''_{вт} * (h''_{вт} - \bar{t}_{d6}) = G'_{ок} * (\bar{t}_{пнд2} - \bar{t}_{см1}) \\
G'_{ок} = G_{ок} + D_7 \\
G'_{ок} * \bar{t}_{см1} = G_{ок} * \bar{t}_{пнд1} + D_7 * \bar{t}_{d7} \\
D_7 * (h_{7i} - \bar{t}_{d7}) * 0,98 = G_{ок} * (\bar{t}_{кн} - \bar{t}'_{ок}) \\
D_к + D_{эж} + D_{упл} + G_{хов} = G_{ок}
\end{array} \right. \quad (4.35)$$

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 3;

$G_{пв}$ – расход питательной воды, определяемый по формуле (4.23);

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

$\bar{t}_{пнд3}$ – энтальпия питательной воды на выходе из ПНД-3;

$\bar{t}_{пнд2}$ – энтальпия питательной воды на выходе из ПНД-2;

$\bar{t}_{пнд1}$ – энтальпия питательной воды на выходе из ПНД-1;

$\bar{t}_{см1}$ – энтальпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-1, кДж/кг;

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

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

$D''_{вт}$ – то же, что и в формуле (4.26);

$h''_{вт}$ – энтальпия насыщенного пара при давлении 0,12 МПа на выходе из второй ступени расширителя;

$G'''_{ок}$ – 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 Mathcade Prime были получены следующие результаты решения системы уравнений:

Расход греющего пара на ПНД-4:

$$D_4 = 7,583 \text{ кг/с}$$

Энтальпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-3:

$$\bar{t}_{см3} = 507,069 \text{ кДж/кг}$$

Расход основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-2, кг/с

$$G''_{ок} = 64,39 \text{ кг/с}$$

Энтальпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-2:

$$\bar{t}_{см2} = 411,561 \text{ кДж/кг}$$

Расход греющего пара на ПНД-3:

$$D'_5 = 2,309 \text{ кг/с}$$

Расход греющего пара на ПНД-2:

$$D'_6 = 0,61 \text{ кг/с}$$

Расход основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-1, кг/с

$$G'_{ок} = 14,053 \text{ кг/с}$$

Энтальпия основного конденсата на выходе из точки смешения СМ-1:

$$\bar{t}_{см1} = 294,493 \text{ кДж/кг}$$

Расход греющего пара на ПНД-1:

$$D_7 = 0,602 \text{ кг/с}$$

Расход основного конденсата на входе в ПНД-1:

$$G_{ок} = 14,655 \text{ кг/с}$$

Расход пара после турбины:

$$D_k = 6,23 \text{ кг/с}$$

Проверка по мощности:

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% \leq 2\%, \quad (4.36)$$

где W – заданная электрическая мощность, равная 110 МВт;

W_p – расчётная электрическая мощность, определяемая по выражению

$$W_p = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{отб} * H_i^{отб} \right) * \eta_{эм}, \quad (4.37)$$

где – $D_i^{\text{отб}}$ – расход пара через i -ый отсек турбины, кг/с;
 $H_i^{\text{отб}}$ – теплоперед в i -ом отсеке турбины, кДж/кг;
 $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД турбины, равный 98%.

$$W_p = 109,953 \text{ МВт}$$

В таком случае погрешность расчёта составляет

$$\delta = \left| \frac{110 - 109,953}{110} \right| \cdot 100\% = 0,043\%$$

Погрешность удовлетворяет условию (4.36).

4.1.11 Расчёт технико-экономических показателей работы станции

Тепловая нагрузка котла, МВт

$$Q_{\text{ка}} = D_0 * (h_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + G_{\text{пр}} * (\bar{t}_{\text{пр}} - \bar{t}_{\text{пв}}) \quad (4.38)$$

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

$$Q_{\text{ка}} = 135,502 * (3493,089 - 1028,368) + 2,134 \cdot (1563,013 - 1028,368) = 335,116$$

Полный расход условного топлива, кг/с:

$$B_{\text{усл}} = \frac{Q_{\text{ка}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} * \eta_{\text{ка}}}, \quad (4.39)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ - низшая теплота сгорания условного топлива, равная 29300 кДж/кг;
 $Q_{\text{ка}}$ – то же, что и в формуле (4.38);
 $\eta_{\text{ка}}$ – КПД котлоагрегата, равный 0,913.

$$B_{\text{усл}} = \frac{335,116 * 1000}{29300 * 0,913} = 12,522$$

Определим коэффициенты ценности тепла для отопительных отборов по формуле

$$\xi_{\text{отб}} = \frac{h_{\text{отб}} - h_{\text{ки}}}{h_0 - h_{\text{ки}}} \cdot \left(1 + K * \frac{h_0 - h_{\text{отб}}}{h_0 - h_{\text{ки}}}\right), \quad (4.40)$$

где $h_{\text{отб}}$ – энтальпия пара в теплофикационном отборе из таблицы 3, кДж/кг;
 h_0 – энтальпия острого пара, равная 3493,089 кДж/кг;
 $h_{\text{ки}}$ – энтальпия пара, поступающего в конденсатор, равная 2182,763 кДж/кг;
 K – коэффициент, принимаемый при давлении острого пара 130 кгс/см² равным 0,4.

Для верхнего отопительного отбора

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{2647,979 - 2182,763}{3493,089 - 2182,763} \cdot \left(1 + 0,4 * \frac{3493,089 - 2647,979}{3493,089 - 2182,763}\right) = 0,447$$

Для нижнего отопительного отбора

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{2532,828 - 2182,763}{3493,089 - 2182,763} \cdot \left(1 + 0,4 * \frac{3493,089 - 2532,828}{3493,089 - 2182,763}\right) = 0,345$$

Определим расход тепла на турбину, МВт

$$Q_{\text{ту}} = D_0 * (h_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) \quad (4.41)$$

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

$$Q_{\text{ту}} = 135,502 * (3493,089 - 1028,368) = 333,975$$

Определим увеличение расхода тепла за счёт теплофикационных отборов, МВт

$$\Delta Q_{\text{отб}} = Q_{\text{вс}} * (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} * (1 - \xi_{\text{нс}}), \quad (4.42)$$

где $Q_{\text{вс}}$ и $Q_{\text{нс}}$ – тепловые нагрузки сетевых подогревателей, определяемых по формулам (4.10) и (4.11) соответственно, МВт;

$\xi_{\text{вс}}$ и $\xi_{\text{нс}}$ – то же, что и в формуле (4.40) для верхнего и нижнего отопительного отбора соответственно.

$$\Delta Q_{\text{отб}} = 101,763 * (1 - 0,447) + 101,763 * (1 - 0,345) = 122,915$$

Расход тепла на производства электроэнергии, МВт

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{от}}, \quad (4.43)$$

где $Q_{\text{ту}}$ – то же, что и в формуле (4.41);

$Q_{\text{от}}$ – отопительная нагрузка отборов турбины, равна 203,525 МВт.

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = 333,975 - 203,525 = 130,45$$

Расход тепла собственные нужды, МВт

$$Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} = 1\% * Q_{\text{ту}}, \quad (4.44)$$

где $Q_{\text{ту}}$ – то же, что и в формуле (4.41).

$$Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} = 1\% * 333,975 = 3,34$$

С учётом величин, определяемых по формулам (4.41) – (4.44) определим коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} + Q_{\text{от}}} = \frac{130,45 + 122,915 + 3,34}{130,45 + 122,915 + 3,34 + 203,525} = 0,558 \quad (4.45)$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/с

$$B_{\text{э}} = B_{\text{усл}} * K_{\text{э}} * \frac{W_{\text{отп}}}{W - W_{\text{э}}^{\text{сн}}}, \quad (4.46)$$

где $B_{\text{усл}}$ – то же, что и в формуле (4.39);

$K_{\text{э}}$ – то же, что и в формуле (4.45);

W – заданная электрическая нагрузка турбины, 110 МВт;

$W_{\text{э}}^{\text{сн}}$ – расход электроэнергии на собственные нужды, равный 5% от электрической нагрузки турбины, МВт;

$W_{\text{отп}}$ – полезный отпуск электроэнергии, равный 91% от W , МВт.

$$B_{\text{э}} = 12,522 * 0,558 * \frac{100,1}{110 - 5,5} = 6,69$$

Расход условного топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_{\text{т}} = B_{\text{усл}} - B_{\text{э}}, \quad (4.47)$$

где $B_{\text{усл}}$ и $B_{\text{э}}$ – то же, что и в формуле (2.46);

$$B_{\text{т}} = 12,552 - 6,69 = 5,832$$

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

$$b_э = \frac{B_э}{W_{отп}} \cdot 3600, \quad (4.48)$$

где $B_э$ и $W_{отп}$ – то же, что и в формуле (4.46).

$$b_э = \frac{6,69}{100,1 \cdot 1000} \cdot 3600 = 0,219$$

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

$$b_т = \frac{B_т}{Q_{от}} \cdot 3600, \quad (4.49)$$

где $B_т$ – то же, что и в формуле (2.48);

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

$$b_т = \frac{5,832}{175} \cdot 3600 = 122,411$$

4.2 Выбор вспомогательного оборудования

4.2.1 Регенеративные подогреватели

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 (m^2).

Выбор подогревателей представлен в таблице 14.

Таблица 14 – Регенеративные подогреватели

Обозначение подогревателя согласно тепловой схеме	Марка
ПВД-1	ПВ-450-230-25
ПВД-2	ПВ-450-230-35
ПВД-3	ПВ-450-230-50
ПНД-1	ПН-350-16-7-III _{св}
ПНД-2	ПН-350-16-7-IV _{св}
ПНД-3	ПН-350-16-7-IV _{св}
ПНД-4	ПН-350-16-7-IV _{св}

4.2.2 Деаэратор

По заводским данным с учетом расхода поступающего конденсата $G''''_{ок} = 415,69$ т/ч выбираем деаэратор марки ДСП-500 с характеристиками:

1. Давление 0,7 МПа;
2. Производительность – 500 т/ч;

4.2.3 Сетевые подогреватели

Подогреватели сетевой воды выбираем по расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температура пара на входе и воды на выходе.

Расчетный пропуск сетевой воды $G_{св} = 1032,131$ кг/с или 3715,673 т/ч.

ПСГ-5000-3,5-8-I с характеристиками:

1. Площадь поверхности теплообмена 5000 m^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.

4.2.4 Выбор питательных насосов

Для блочных электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу пара на блок с запасом 5%, кг/с

$$G = G_{\text{пв}} \cdot 1,05 = 144,411 \cdot 1,05 = 151,632 \text{ (545,874 т/ч)} \quad (5.1)$$

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

Напор питательного насоса принимается на 40% больше, чем номинальное давление пара перед турбиной, МПа:

$$p = p_0 \cdot 1,4 = 12,8 \cdot 10 = 17,92 \quad (5.2)$$

где p_0 – давление перегретого пара, МПа.

Выбираем 1 питательный насос с электроприводом с 100% подачей от общего расхода ПЭ-580-185/200 с характеристикой и один резервный:

1. Производительность – 580 м³/ч;
2. Давление – 18,15 /19,62 МПа;
3. Частота вращения 2985 об/мин;
4. Потребляемая мощность – 5000 кВт.

4.2.5 Выбор конденсатных насосов

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

За расчетную производительность принимают максимальный расход пара через конденсатор, т/ч:

$$D_{\text{к}}^{\text{max}} = 300$$

Принимаем напор конденсатных насосов в пределах 50-150 м вод.ст. Выбираем 2 конденсатных насоса 10КсД-5х3 с характеристиками:

1. Подача – 160 м³/ч
2. Напор – 123 м.вод.ст.
3. Частота вращения 960 об/мин
4. Мощность – 100 кВт

4.2.6 Выбор циркуляционных насосов

Расход охлаждающей воды на турбину, т/ч:

$$D_{\text{ов}} = m \cdot D_{\text{к}}^{\text{max}}, \quad (5.3)$$

где m – кратность охлаждения, кг/кг.

$D_K^{\max} = 300$ – максимальный расход пара через конденсатор, т/ч

$$D_{OB} = 50 * 300 = 15000$$

Расчетный расход охлаждающей воды на турбину, т/ч:

$$D_{OB}^P = 1,2 \cdot D_{OB}, \quad (5.4)$$

где D_{OB} – то же, что и в формуле (5.3).

$$D_{OB}^P = 1,2 \cdot 15000 = 18000$$

Выбираем насос типа ОП2-87 в количестве двух штук с производительностью по 50% каждый с характеристиками:

1. Производительность – 7560/13320 м³/ч;
2. Напор – 8,2/15,2 м.вод.ст.;
3. Частота вращения 585 об/мин;
4. КПД – 80/87 %.

4.2.7 Выбор сетевых насосов

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

Общая производительность сетевых насосов, м³/ч:

$$Q_{CB} = \frac{G_{CB}}{\rho}, \quad (5.5)$$

где G_{CB} – расход сетевой воды, т/ч;

ρ – плотность сетевой воды, т/м³.

$$Q_{CB} = \frac{3715,673}{0,952} = 3902,074$$

Подогреватели сетевой воды современных турбин допускают давление воды до 0,8 МПа; сопротивление трубопроводов теплосети значительно выше. Это приводит к необходимости применять две ступени сетевых насосов: первая устанавливается до сетевых подогревателей, вторая – перед ПВК.

Давление нагнетания СН-1 рассчитывается на преодоление сопротивления подогревателей и создания допустимого кавитационного запаса на входе в насос второй ступни, МПа:

$$P_H^I = \Delta P_{сп1} + \Delta P_{сп2} + P_H^{II}, \quad (5.6)$$

где $\Delta P_{\text{сп1}}, \Delta P_{\text{сп2}} = 0,107$ – гидравлические сопротивления сетевых подогревателей, МПа;

$P_{\text{н}}^{\text{II}} = 0,3$ – кавитационный запас на входе в насос второй ступени, МПа.

$$P_{\text{н}}^{\text{I}} = 0,107 + 0,107 + 0,3 = 0,514$$

Давление нагнетания сетевых насосов второй ступени в зависимости от сопротивления внешних трубопроводов теплосети составляет 0,3-0,5 МПа.

Выбираем сетевой насос первого подъема – СЭ-2000-100 с характеристиками:

1. Производительность – 2000 м³/ч;
2. Напор – 0,98 МПа;
3. Частота вращения 3000 об/мин;
4. Потребляемая мощность – 640 кВт;
5. КПД – 85 %.

Выбираем сетевой насос второго подъема – СЭ-2000-140 с характеристиками:

1. Производительность – 2000 м³/ч;
2. Напор – 1,37 МПа;
3. Частота вращения 3000 об/мин;
4. Потребляемая мощность – 905 кВт;
5. КПД – 84 %.

4.3 Проектирование топливного хозяйства

В качестве топлива на ТЭЦ по заданию используется бородинский бурый уголь со следующими характеристиками.

Таблица 15 - Характеристики бородинского угля марки 2БР

Рабочий состав топлива, %							Выход летучих веществ V^r , %	Теплота сгорания $Q_{н^p}$, ккал/кг
W ^p	A ^p	C ^p	S ^p	H ^p	O ^p	N ^p		
33	7,4	42,6	0,2	3,0	13,2	0,6	47	4068

Для работы в блоке с турбиной Т-110/120-130-5М был выбран котёл с естественной циркуляцией типа Е-500-13,8-560 БТ со следующими характеристиками:

1. Расход пара 500 т/ч
2. Давление $P_0=13,8$ МПа
3. Температура $t_0=560$ °С
4. Температура уходящих газов 171 °С
5. КПД брутто 91,34%

4.3.1 Приемные разгрузочные устройства

По расходу топлива на станции (150,767 т/ч) используем один вагоноопрокидыватель роторного трех- опорного типа.

Характеристика вагоноопрокидывателя:

1. Число опрокидываний за 1 час – 30;
2. Теоретическая характеристика – 2790/1800 т/ч;
3. Мощность электродвигателей – 2*36 кВт.

4.3.2 Ленточные конвейеры

Расчетный расход топлива на работу котлоагрегата Е-500-13,8-560 БТ можно определить, кг/с:

$$B_{рас}^{E500} = \frac{D_{пе} \cdot (i_0 - t_{пв}) + G_{пр} \cdot (i_{пр} - t_{пв})}{Q_{нр} \cdot \eta_{ка}} \quad (6.1)$$

где $D_{пе}$ – расход перегретого пара;

$G_{пр}$ – расход продувочной воды;

$t_{пв}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

i_0 – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$i_{пр}$ – энтальпия продувочной воды, кДж/кг;

$Q_{нр}$ – низшая теплота сгорания топлива (см. табл. 15), кДж/кг;

$\eta_{ка}$ – КПД парогенератора, равный 91,34%;

$$B_{\text{рас}}^{E500} = \frac{142,277 \cdot (3493,1 - 1028,4) + 2,134 \cdot (1563,01 - 1028,4)}{17031,9 \cdot 0,913} = 22,615$$

Используя формулу (6.1), определим расход расчетный расход топлива на работу котлоагрегата БКЗ-420-140-ПТ2, который составил 19,265 кг/с.

Суточный расход топлива на ТЭС, т/сут:

$$B_{\text{сут}} = (B_{\text{рас}}^{E500} + B_{\text{рас}}^{E420}) \cdot 24 = (22,615 + 19,265) \cdot 24 = 1005,12 \text{ (3618,416 т/сут)} \quad (6.2)$$

Топливо подается в котельную двумя параллельными линиями ленточных конвейеров, одна из которых рабочая, другая резервная.

Расчетная часовая производительность каждой нитки, т/ч:

$$B_{\text{расч}} = \frac{B_{\text{сут}}}{T} \quad (6.3)$$

где $T = 21$ ч – число часов работы топливо подачи.

$$B_{\text{расч}} = \frac{3618,416}{21} = 172,306$$

Производительность ленточного конвейера приближенно определяется по формуле, т/ч:

$$B_{\text{л}} = b^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_{\alpha}, \quad (6.4)$$

где b – ширина ленты, м;

$c = 2,5$ – скорость ленты, м/с;

$\gamma = 0,85$ – насыпной вес топлива, т/м³;

$K_{\alpha} = 345$ – коэффициент при угле наклона 35°.

$$B_{\text{л}} = 1^2 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot 345 = 733,125$$

Мощность на вал приводного барабана ленточного конвейера без сбрасывающего устройства определяются по формуле, кВт:

$$W_6 = \frac{k_1 \cdot l \cdot c + 2 \cdot B_{\text{л}} \cdot l + 37 \cdot B_{\text{л}} \cdot H}{1000 \cdot 1,36} \cdot k_1 \quad (6.5)$$

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

$l = 20$ – длина конвейера между центрами приводного и конечного барабана, м;

c – то же, что и в формуле (6.4)

$B_{\text{л}} = 733,125$ – производительность ленточного конвейера, т/ч;

$H = 9$ – высота подъема по вертикали между центрами приводного и концевого барабанов, м;

$k_1 = 1,12$ – коэффициент, зависящий от длины конвейера.

$$W_6 = \frac{515 \cdot 20 \cdot 2,5 + 2 \cdot 733,125 \cdot 20 + 37 \cdot 733,125 \cdot 9}{1000 \cdot 1,36} \cdot 1,12 = 223,462$$

При наличии на конвейере сбрасывающего устройства (передвижной барабанной сбрасывающей тележкой) дополнительно учитывается потребляемая им мощность, кВт:

$$W_{\text{сб.бар}} = 0,165 \cdot W_6 + 0,0058 \cdot V_{\text{л}} \quad (6.6)$$

где W_6 – то же, что и в формуле (6.5);

$V_{\text{л}}$ – то же, что и в формуле (6.4).

$$W_{\text{сб.бар}} = 0,165 \cdot 223,462 + 0,0058 \cdot 733,125 = 41,123$$

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, кВт:

$$W_{\text{эл}} = \frac{K_3 \cdot (W_6 + W_{\text{сб.бар}})}{\eta_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{р}}}, \quad (6.7)$$

где $K_3 = 1,25$ – коэффициент запаса;

$\eta_{\text{эд}} = 0,97$ – КПД электродвигателя;

$\eta_{\text{р}} = 0,97$ – КПД редуктора.

$$W_{\text{эл}} = \frac{1,25 \cdot (223,462 + 41,123)}{0,97 \cdot 0,97} = 366,462$$

4.3.3 Дробилки

Применяем на проектируемом блоке двухступенчатое дробление с использованием молотковых не забивающихся дробилок с подвижными дробильной и отбойной плитами и с очистными устройствами. По расходу топлива на котельные агрегаты выбираем дробилки типа ДДЗ-3М с характеристиками:

- Производительность – 125-180 т/ч;
- Длина – 0,9 м;
- Мощность электродвигателя – 25 кВт;

Емкость бункера сырого угля, м³

$$V_6 = \frac{B_{\text{расч}} \cdot \tau}{\gamma \cdot K_3}, \quad (6.8)$$

где $\tau = 4$ - число часов работы котельного агрегата на топливе, запасенном в бункерах;

$V_{расч}$ – то же, что и в формуле (6.3);

$K_3 = 0,8$ - коэффициентом заполнения;

$\gamma = 0,85$ – насыпной вес угля, т/м³.

$$V_6 = \frac{172,306}{0,85 \cdot 0,8} = 2533,905$$

Для подачи угля из бункера используем ленточный питатель пыли с шириной ленты 0,8 м, длиной 2 м. Производительность при высоте слоя 0,2 м 270 м³/ч, требуемая мощность – 4,5 кВт.

4.3.4 Топливные склады

Емкость склада угля рассчитываем на месячный расход при 20 часах работы в сутки всех котлов.

Площадь, непосредственно занятую штабелями, ориентировочно определяем по формуле, м²:

$$F = \frac{24 \cdot n \cdot B}{h \cdot \varphi \cdot \gamma}, \quad (6.9)$$

где n – число суток запаса топлива на складе;

$B = B_{рас}^{E500} + B_{рас}^{E420} = 81,413 + 69,355 = 150,767$ – часовой расход топлива парогенераторами, т/ч;

h – высота штабеля, м;

$\gamma = 0,77$ – насыпной вес угля, т/м³.

$\varphi = 0,8$ – коэффициент, учитывающий угол откоса (сползания) топлива в штабеле.

$$F = \frac{24 \cdot 30 \cdot 150,767}{30 \cdot 0,9 \cdot 0,85} = 4729,945$$

4.3.5 Выбор механизмов системы пылеприготовления

Для сжигания бурого угля Бородинского месторождения применяем замкнутую схему пылеприготовления с прямым вдуванием. Устанавливаем четыре мельницы на котёл.

Расчетная производительность мельницы, кг/с:

$$B_M = \frac{1,1 \cdot B_{рас}}{n}, \quad (6.10)$$

где n - количество мельниц на котле;

$V_{рас}$ – то же, что и в формуле (6.1);

$$V_M = \frac{1,1 \cdot 22,615}{4} = 6,219 \text{ (22,388 т/ч)}$$

Мельница ММТ 1500/1910/740 имеет следующие характеристики:

– Производительность – 23,4 т/ч;

– Частота вращения – 740 об/мин.

4.3.6 Дутьевые вентиляторы и дымососы

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P, \quad (6.11)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, %;

S^P – количество серы на рабочую массу топлива, %;

H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, %;

O^P – количество кислорода на рабочую массу топлива, %.

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (42,6 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 13,2 = 4,149$$

– для определения объемов азота, м³/кг:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100}, \quad (6.12)$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг;

N^P – количество азота на рабочую массу топлива, %.

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

– для определения объема трехатомных газов, м³/кг:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100}, \quad (6.13)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, %;

S^P – количество серы на рабочую массу топлива, %.

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

– для расчета объема водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (6.14)$$

где H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, %;

W^P – влажность топлива на рабочую массу, %;

V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг.

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,156 = 0,796$$

– для расчета полного объема продуктов сгорания (при $\alpha = 1$), м³/кг:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 = 3,283 + 0,796 + 0,796 = 4,875 \quad (6.15)$$

Действительный объем продуктов сгорания за ВЗП при $\alpha_{yx} = 1,28$ определяется по формуле

$$V_{\Gamma,yx} = V_{\Gamma}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_B^0, \quad (6.16)$$

где V_{Γ}^0 – то же, что и в формуле (6.15);

V_B^0 – то же, что и в формуле (6.10).

$$V_{\Gamma,yx} = 4,875 + 0,0161 \cdot (1,28 - 1) \cdot 4,149 = 6,055$$

Расчетный расход топлива определяется по формуле, кг/с;

$$B_p = B_{рас} \cdot \frac{100 - q_4}{100}, \quad (6.17)$$

где $B_{рас}$ – то же, что и в формуле (6.1);

q_4 – величина потерь с механическим недожогом, равная 1%.

$$B_p = 22,615 \cdot \frac{100 - 1}{100} = 22,388$$

Производительность дутьевого вентилятора определяется по формуле, м³/с

$$V_{дв} = B_p \cdot V_B^0 \cdot (\alpha_{\Gamma} - \Delta\alpha_{\Gamma} - \alpha_{пл,y} + \alpha_{вп}) \cdot \frac{t_{хв} + 273}{273} \quad (6.18)$$

где $\alpha_{\Gamma} = 1,2$ – коэффициент избытка воздуха в топке;

$V_B^0 = 4,149$ – теоретический объем воздуха, м³/кг;

$\Delta\alpha_{\Gamma} = 0,05$ – присос воздуха в топке;

$\alpha_{пл,y} = 0,04$ – присос воздуха в системе пылеприготовления;

$\alpha_{вп} = 0,03$ – относительная утечка воздуха в ВЗП;

$t_{хв} = 25$ – температура холодного воздуха;

V_p – то же, что и в формуле (6.17).

$$V_{дв} = 22,615 \cdot 4,149 \cdot (1,2 - 0,05 - 0,04 + 0,03) \cdot \frac{25+273}{273} = 115,599$$

Определим расчетную производительность дутьевого вентилятора, м³/с

$$V_{дв}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{дв}}{z}, \quad (6.19)$$

где $\beta_1 = 1,1$ – коэффициент запаса;

$V_{дв}$ – то же, что и в формуле (6.18);

$z = 2$ – количество дутьевых вентиляторов;

$$V_{дв}^p = \frac{1,1 \cdot 115,599}{2} = 63,579 \text{ (228,885 тыс. м}^3\text{/ч)}$$

Объем присосов воздуха за пределами котла, м³/кг

$$V_{прис} = (\Delta\alpha_{з\text{у}} + \Delta\alpha_{г\text{х}}) \cdot V_{в}^0, \quad (6.20)$$

где $\Delta\alpha_{з\text{у}} = 0,05$ – присос воздуха в ЗУ;

$V_{в}^0$ – то же, что и в формуле (6.10);

$\Delta\alpha_{г\text{х}} = 0,083$ – присос воздуха в газоходах (при длине газоходов на участке от котла до дымососа 82,764 м).

$$V_{прис} = (0,05 + 0,083) \cdot 4,149 = 0,551$$

Производительность дымососа, м³/с:

$$V_{д} = B_p \cdot (V_{г.ух} + V_{прис}) \cdot \frac{t_{д}+273}{273} \quad (6.21)$$

где $B_p = 22,388$ – расчетный расход топлива, кг/с;

$V_{г.ух}$ – то же, что и в формуле (6.16);

$t_{д} = 171$ – температура газов перед дымососом, °С;

$V_{прис}$ – объем присосов на участке от котла до дымососа, м³/кг.

$$V_{д} = 22,388 \cdot (6,055 + 0,551) \cdot \frac{171+273}{273} = 234,171$$

Определим расчетную производительность дымососа, м³/с

$$V_{д}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{д}}{z}, \quad (6.22)$$

где $\beta_1 = 1,1$ – коэффициент запаса;
 V_d – то же, что и в формуле (6.21);
 $z = 2$ – количество дымососов;

$$V_d^p = \frac{1,1 \cdot 234,171}{2} = 128,794 \text{ (463,657 тыс. м}^3\text{/ч)}$$

Выбираем 2 дутьевых вентилятора типа ВДН-24-11у с характеристиками:

- Производительность – 275/220 тыс. м³/ч;
- КПД – 83 %;
- Частота вращения – 740/590 об/мин;
- Мощность – 630/320 кВт;

Выбираем 2 дымососа типа ДН-26х2 с характеристиками:

- Производительность – тыс. 475 м³/ч;
- КПД – 83 %;
- Частота вращения – 744 об/мин;
- Мощность – 790 кВт.

4.3.7 Золоулавливание

В таблице 16 представлены характеристики золы.

Таблица 16 – Характеристика золы

Элемент состава	Содержание, %
Окись кремния SiO ₂	55,2
Окись алюминия Al ₂ O ₃	23,0
Окись железа Fe ₂ O ₃	13,0
Окись кальция CaO	32,4
Окись магния MgO	7,2
Окись калия K ₂ O	1,6
Окись натрия Na ₂ O	1,6

При выборе способа золоулавливания (сухой или мокрый) следует учитывать физико-химические свойства золы. При большой жесткости смывной воды (более 20 мг-экв/л), а также для топлив в золе которых содержится более 15 – 20 % оксида кальция или более 1 % свободной извести, применение мокрых золоуловителей (ЗУ) недопустимо. Сухие батарейные циклоны также не подходят, так как имеют низкий КПД (около 75%). Поэтому в качестве самостоятельных золоулавливающих аппаратов был выбран электрофильтр.

Электрофильтр - это устройство, в котором очистка газов от аэрозольных, твердых или жидких частиц происходит под действием электрических сил.

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

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

$$M_{30Л}^{ВХ} = 0,01 \cdot B \cdot \alpha_{уН} \cdot A^P + 0,01 \cdot q_4 \cdot \frac{Q_H^P}{32700}, \quad (6.23)$$

где $B = 81412,63$ – часовой расход сжигаемого топлива, кг/ч;

$A^P = 7,4$ – зольность рабочей массы топлива, %;

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

$q_4 = 1$ – потеря с механическим недожогом, %;

$Q_H^P = 17031,9$ – теплота сгорания топлива, кДж/кг.

$$M_{30Л}^{ВХ} = 0,01 \cdot 81412,63 \cdot 0,95 \cdot 7,4 + 0,01 \cdot 1 \cdot \frac{17031,9}{32700} = 6147,348$$

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

$$M_{30Л}^{ВЫХ} = M_{30Л}^{ВХ} \cdot \frac{100 - \eta_{3у}}{100}, \quad (6.24)$$

где $M_{30Л}^{ВХ} = 6147,348$ – расход золы, поступающей в золоуловитель, кг/ч;

$\eta_{3у} = 99$ – КПД золоулавливающей установки, %.

$$M_{30Л}^{ВЫХ} = 6147,348 \cdot \frac{100 - 99}{100} = 61,473$$

Расход газов через золоуловитель при температуре уходящих газов, м³/с:

$$V_{Г}^{3у} = B_p \cdot (V_{Г,уХ} + V_{прис}) \cdot \frac{u_{уХ} + 273}{273} \quad (6.25)$$

где $B_p = 22,388$ – расчетный расход топлива, кг/с;

$V_{Г,уХ}$ – то же, что и в формуле (6.16);

$u_{уХ} = 171$ – температура уходящих газов, °С;

$V_{прис}$ – объем присосов на участке от котла до дымососа, м³/кг.

$$V_{Г}^{3у} = 22,388 \cdot (6,055 + 0,551) \cdot \frac{171 + 273}{273} = 234,171 \text{ (843014,2 м}^3\text{/ч)}$$

Необходимая площадь сечения электрофильтра, м²:

$$F_a = \frac{V_{Г}^{3у}}{w_{Г}} \quad (6.26)$$

где $w_r = 1,5$ – скорость газов, м/с;
 V_r^{3y} – то же, что и в формуле (6.25).

$$F_a = \frac{234,171}{1,5} = 156,114$$

В соответствии с площадью активного сечения был подобран двухсекционный электрофильтр марки ЭГА2-76-12-6-3.

Таблица 17 – Характеристики электрофильтра ЭГА2-76-12-6-3

Параметр	Значение
Производительность, м ³ /ч	887760
Площадь активного сечения, м ²	246,6
Площадь осаждения, м ²	21360
Габаритные размеры, мм	17820x25940x19910
Масса общая, т	550,25

4.3.8 Золоудаление

Удаление шлака из-под топок, устанавливаемых котлоагрегатов осуществляется непрерывно с помощью шнекового транспортера, передвигающегося в заполненной ванне осветленной водой, после чего шлак сбрасывается на шлакодробилку, где дробится на куски не более 50 мм, затем поступает в смывной канал, где за счет смывной воды поступающей через побудительные сопла поступает в приямок багерной станции.

Для транспортирования шлака за пределы станции применяются багерные насосы. Транспортирование шлака и золы осуществляется по общему трубопроводу. Имеется две нитки, одна из которых рабочая, другая резервная. На золошлакоотвале вода осветляется, насосами перекачивается обратно на станцию.

Суммарное количество шлака и золы, т/ч, удаляемое с электростанции, определяем по формуле:

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot B \cdot (A^p + q_4 \cdot \frac{Q_H^p}{32700}) \cdot (1 - \alpha_{\text{ун}} \cdot (1 - \frac{\eta_{\text{зу}}}{100})), \quad (6.27)$$

где $B = 150,767$ – часовой расход сжигаемого топлива ТЭС, т/ч;

$A^p, \alpha_{\text{ун}}, q_4, Q_H^p$ – то же, что и в формуле (6.23);

$\eta_{\text{зу}}$ – то же, что и в формуле (6.24).

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot 150,767 \cdot (7,4 + 1 \cdot \frac{17031,9}{32700}) \cdot (1 - 0,95 \cdot (1 - \frac{99}{100})) = 11,8$$

Расход воды, необходимый для удаления шлака и золы, т/ч

$$M_B = 12 \cdot M_{\text{шл.з}} \quad (6.28)$$

где $M_{\text{шл.з}}$ – то же, что и в формуле (6.27).

$$M_B = 12 \cdot 11,8 = 39,429 \text{ (141,943 т/ч)}$$

Расчетный расход пульпы, т/ч:

$$Q = \frac{M_{\text{ш}}}{\gamma_{\text{ш}}} + \frac{M_{\text{з}}}{\gamma_{\text{з}}} + \frac{M_B}{\gamma_B}, \quad (6.29)$$

где $M_{\text{ш}}$, $M_{\text{з}}$, M_B – соответственно расход шлака, золы и воды, т/ч;

$\gamma_{\text{ш}} = 0,5$, $\gamma_{\text{з}} = 0,5$, $\gamma_B = 1$ – соответственно, удельный вес шлака, золы и воды, т/м³.

$$Q = \frac{11,8}{0,5} + \frac{141,943}{1} = 165,601$$

Для найденного расхода пульпы выбираем багерный насос 5Гру-8 с производительностью 100 – 230 м³/ч, давлением на выходе из насоса 0,36-0,28МПа, мощностью 10,5 – 13 кВт; частота вращения 1450 об/мин.

5. Охрана окружающей среды

5.1 Расчет выбросов вредных веществ в атмосферу

Произведем расчет суммарных выбросов вредных веществ дымовой трубой при подключении к ней котла БКЗ-500-140-1. Выбор высоты и количества устанавливаемых труб выполняется таким образом, чтобы загрязнение приземного слоя не превышало предельно-допустимую концентрацию вредных примесей.

5.1.1 Массовые выбросы твердых частиц

Суммарное количество твердых частиц (летучей золы и несгоревшего топлива), поступающих в атмосферу с дымовыми газами котлов вычисляют по формуле, г/с:

$$M_{\text{ТВ}} = 0,01 \cdot B \cdot \left(\alpha_{\text{УН}} \cdot A^{\text{P}} + q_4 \cdot \frac{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}{32,68} \right) \cdot (1 - \eta_{\text{ЗУ}}) \quad (7.1)$$

где $B = B_{\text{рас}}^{\text{E500}} + B_{\text{рас}}^{\text{E420}} = 22615 + 19265 = 41880$ – суммарный расход топлива на ТЭЦ, г/с;

$A^{\text{P}}, \alpha_{\text{УН}}, q_4, Q_{\text{H}}^{\text{P}}$ – то же, что и в формуле (6.23);

$\eta_{\text{ЗУ}}$ – то же, что и в формуле (6.24).

$$M_{\text{ТВ}} = 0,01 \cdot 41880 \cdot \left(0,95 \cdot 7,4 + 0,01 \cdot \frac{17031,9}{32700} \right) \cdot (1 - 0,99) = 31,624$$

Количество летучей золы, входящее в суммарное количество твердых частиц, уносимых в атмосферу, вычисляют по формуле, г/с:

$$M_{\text{З}} = 0,01 \cdot B \cdot \alpha_{\text{УН}} \cdot A^{\text{P}} \cdot (1 - \eta_{\text{ЗУ}}) \quad (7.2)$$

где B – то же, что и в формуле (7.1), г/с;

$A^{\text{P}}, \alpha_{\text{УН}}$ – то же, что и в формуле (6.23);

$\eta_{\text{ЗУ}}$ – то же, что и в формуле (6.24).

$$M_{\text{З}} = 0,01 \cdot 41880 \cdot 0,95 \cdot 7,4 \cdot (1 - 0,99) = 29,442$$

Количество твердых частиц, образующихся в топке в результате механического недожога топлива и выбрасываемых в атмосферу в виде коксовых остатков, при сжигании твердого топлива определяют по формуле, г/с:

$$M_{\text{К}} = M_{\text{ТВ}} - M_{\text{З}} \quad (7.3)$$

где $M_{\text{ТВ}}$ – то же, что и в формуле (7.1);
 M_3 – то же, что и в формуле (7.2).

$$M_K = 31,624 - 29,442 = 2,183$$

5.1.2 Массовые выбросы оксидов серы

Суммарное количество оксидов серы, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами, вычисляют по формуле, г/с:

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^P \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}) \quad (7.4)$$

где B – то же, что и в формуле (7.1), г/с;

$S^P = 0,2$ – содержание серы в топливе на рабочую массу, %;

$\eta'_{SO_2} = 0,1$ – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в котле;

$\eta''_{SO_2} = 0$ – доля оксидов серы, улавливаемых в мокром золоуловителе попутно с твердыми частицами;

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 41880 \cdot 0,2 \cdot (1 - 0,1) \cdot (1 - 0) = 150,768$$

5.1.3 Массовые выбросы оксидов азота

При сжигания твердого топлива для паровых котлов коэффициент, характеризующий выход оксидов азота, рассчитывается по формуле:

$$K_{NO_2} = 7,5 * \frac{D_H}{50 + D_H} \quad (7.5)$$

где $D_H = 500$ – номинальная паропроизводительность котла, т/ч;

$$K_{NO_2} = 7,5 * \frac{500}{50 + 500} = 6,818$$

Определим коэффициент, учитывающий влияние на выход оксидов азота качества сжигаемого топлива по формуле

$$\beta_1 = 0,178 + 0,47 * N^Г \quad (7.6)$$

где $N^Г = 0,358$ – содержание азота в топливе на горючую массу, %;

$$\beta_1 = 0,178 + 0,47 * 0,358 = 0,346$$

Суммарное количество оксидов азота, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами котла при сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива, рассчитывается по соотношению, г/с:

$$M_{NO_2} = B_{y.t.} * K_{NO_2} * \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) * \beta_1 * (1 - \varepsilon_1 * r) * \beta_2 * \beta_3 * \varepsilon_2 * \left(1 - m_{аз} \frac{n_0}{n_k}\right) * k_n \quad (7.7)$$

где $B_{y.t.} = B * \frac{Q_{нр}}{29310} = 150,768 * \frac{17031,9}{29310} = 87,611$ – расход условного топлива, т/ч;

$B = 150,768$ – то же, что и в формуле (7.1), т/ч;

K_{NO_2} – коэффициент, характеризующий выход оксидов азота, определяется по формуле (7.5);

q_4 – то же, что и в формуле (6.23);

β_1 – см. формулу (7.6);

$\varepsilon_1 = 1$ – коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркулирующих газов на выход оксидов азота в зависимости от условий подачи их в топку;

r – степень рециркуляции дымовых газов, % (отсутствует рециркуляция газов, поэтому $(1 - \varepsilon_1 * r) = 1$);

β_2 – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок; для прямоточных горелок $\beta_2 = 0,85$;

β_3 – коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления; при твердом шлакоудалении $\beta_3 = 1$;

ε_2 – коэффициент, характеризующий уменьшение выбросов оксидов азота, учитывается только при двухступенчатом сжигании; $\varepsilon_2 = 1$;

$m_{аз}$ – доля оксидов азота, улавливаемых в азотоочистной установке. (т.к. азотоочистная установка отсутствует, то $m_{аз} = 0$);

n_0, n_k – длительность работы азотоочистной установки и котла, ч/год; (т.к. азотоочистная установка отсутствует, то $\left(1 - m_{аз} \frac{n_0}{n_k}\right) = 1$);

k_n – коэффициент пересчета, при расчете валовых выбросов в граммах в секунду $k_n = 0,278$.

$$M_{NO_2} = 87,611 * 6,818 * \left(1 - \frac{1}{100}\right) * 0,346 * 0,85 * 1 * 0,278 = 48,349$$

5.2 Расчет высоты дымовой трубы

Приведенные массовые выбросы определяются по формуле, г/с:

$$M = M_{NO_2} \cdot \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} + M_{SO_2} + M_{тв} \cdot \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{тв}} \quad (7.8)$$

где M_{NO_2} – то же, что и в формуле (7.7);

M_{SO_2} – то же, что и в формуле (7.4);

$M_{тв}$ – то же, что и в формуле (7.1);

ПДК_{SO_2} – предельно допустимая концентрация оксидов серы, г/м^3 ;
 ПДК_{NO_2} – предельно допустимая концентрация оксидов азота, г/м^3 ;
 $\text{ПДК}_{\text{ТВ}}$ – предельно допустимая концентрация выбросов золы, г/м^3 .

$$M = 48,349 \cdot \frac{0,5}{0,085} + 150,768 + 31,624 \cdot \frac{0,5}{0,15} = 540,588$$

Минимально допустимая высота трубы определяется по формуле, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot F \cdot m \cdot M}{C_{\text{пд}}} \sqrt[3]{\frac{n}{V_{\text{д}} \cdot \Delta T}}}, \quad (7.9)$$

где $A = 200$ – коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе;

$F = 2$ – коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений;

$m = 0,9$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скоростей выхода газов из устья трубы;

M – то же, что и в формуле (7.8);

$V_{\text{д}} = 433,724 \text{ м}^3/\text{с}$ – суммарный объем дымовых газов, найденный по формуле (6.21) при расчетном расходе топлива на ТЭЦ $B_{\text{р}} = 41,461 \text{ кг/с}$;

$C_{\text{пд}} = 0,15$ – предельно допустимая концентрация вредных примесей, г/м^3 ;

$\Delta T = 139,24$ – разность температур, выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

$n = 1$ – число труб одинаковой высоты.

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 540,588}{0,15} \sqrt[3]{\frac{1}{433,724 \cdot 139,24}}} = 181,848$$

Установленная на Минусинской ТЭЦ дымовая труба имеет высоту 250 м, что превышает минимально допустимое значение. Данной трубы будет достаточно, чтобы обеспечить необходимое рассеивание вредных веществ, которые будут образовываться при работе двух котельных агрегатов: уже установленного на станции БКЗ-420-140ПТ2, а также нового Е-500-13,8-560 БТ. Таким образом, строительство новой дымовой трубы не требуется.

Эффективная высота выброса дымовых газов определяется, м:

$$H_{\text{эф}} = H + \Delta H = H + 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{v_{\text{в}} \cdot \varphi}, \quad (7.10)$$

где $d_0 = 9,6$ – диаметр устья трубы, м;

$\omega_0 = 40$ – скорость газов в устье трубы, м/с;

$v_B = 4$ – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, м/с;
 $\varphi = 1,70$ – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы.

$$H_{эф} = 250 + 1,9 \cdot \frac{9,6 \cdot 40}{4 \cdot 1,70} = 357,294$$

6. Общая часть

6.1 Техническое водоснабжение

Выработка энергии на паротурбинных электростанциях связана с большими расходами воды и в первую очередь на конденсацию пара в конденсаторах турбин. Если принять расходы воды на конденсатор турбин за 100 %, то расходы воды другими потребителями ТЭЦ составляют значения, занесенные в таблицу 18:

Таблица 18 – Расходы воды другими потребителями ТЭС

Потребители воды ТЭС	%
Газо- и воздухоохладители	2,5÷12,5
Добавочная вода на ТЭЦ	0,5÷0,8
Охлаждение масла турбоагрегата и питательных насосов	1,4÷3,5
Охлаждение вспомогательных механизмов	0,7÷1,0
Система ЗШУ	2÷6
Восполнение потерь в системах обратного водоснабжения	4÷7

Таким образом, дополнительный расход воды на все остальные потребители составляет порядка 10÷30 %.

6.2 Выбор градирни

Для охлаждения циркуляционной воды расширяемой части ТЭЦ применяем обратную систему водоснабжения с градирней пленочного типа. Подпитка градирни свежей водой осуществляется из узла подпитки, смонтированного на станции обеззараживания воды (УФО — ультрафиолетового облучения).

Определим основные характеристики необходимой градирни.

Гидравлическая нагрузка охлаждающей воды или производительность градирни принимается по расчетному расходу охлаждающей воды (5.4), кг/с:

$$G = 5000$$

Тепловая нагрузка градирни, кВт:

$$Q = G \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (8.1)$$

где G – гидравлическая нагрузка охлаждающей воды, кг/с;

$c = 4,186$ – удельная теплоемкость воды, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$;

$(t_2 - t_1) = 11$ – разность температуры воды до охлаждения и после, $^\circ\text{C}$;

$$Q = 5000 \cdot 4,186 \cdot 11 = 230230$$

Определим требуемую площадь орошения, м^2 :

$$F_{\text{ор}} = \frac{G}{q} \quad (8.2)$$

где G – гидравлическая нагрузка охлаждающей воды, т/ч ;

$q = 8$ – рекомендуемое значение плотности орошения, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$;

$$F_{\text{ор}} = \frac{18000}{8} = 2250$$

По найденным значениям устанавливаем градирню БГ-2600-70 со следующими характеристиками:

1. Площадь орошения – 2600 м^2 ;
2. Гидравлическая нагрузка – $16,5\text{-}20$ тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$;
3. Плотность орошения – $6\text{-}8 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$;
4. Высота градирни – 71 м ;
5. Высота подачи воды – 5 м ;
6. Диаметр входного сечения башни – $37,9 \text{ м}$.

7. Экономическая часть

7.1 Расчет затрат на топливо

Число часов работы основного оборудования, т. е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_p = 8760 - T_{\text{рем}} \quad (9.1)$$

где $T_{\text{рем}} = 438$ – время простоя в ремонте, ч.

$$T_p = 8760 - 438 = 8322$$

Число часов использования установленной электрической мощности, ч:

$$T_{\text{уст}}^{\text{э}} = T_p - T_a \quad (9.2)$$

где $T_a = 300$ – аварийный резерв, ч.

$$T_{\text{уст}}^{\text{э}} = 8322 - 300 = 8022$$

Число часов использования установленной тепловой нагрузки, ч:

$$T_{\text{уст}}^{\text{т}} = 24 \cdot T_{\text{от}} \quad (9.3)$$

где $T_{\text{от}} = 225$ – продолжительность отопительного периода, ч.

$$T_{\text{уст}}^{\text{т}} = 24 \cdot 225 = 5400$$

Годовой расход топлива на выработку электроэнергии, т/год:

$$B_{\text{э}} = b_{\text{э}} \cdot T_{\text{уст}}^{\text{э}} \cdot W_{\text{уст}} \quad (9.4)$$

где $b_{\text{э}}$ – то же, что и в формуле (4.48);

$W_{\text{уст}} = 110$ – установленная электрическая мощность, МВт

$T_{\text{уст}}^{\text{э}}$ – то же, что и в формуле (9.2);

$$B_{\text{э}} = 0,377 \cdot 8022 \cdot 110 = 332672,34$$

Годовой расход топлива на выработку тепловой энергии, т/год:

$$B_{\text{т}} = b_{\text{т}} \cdot T_{\text{уст}}^{\text{т}} \cdot Q_{\text{от}} \cdot 0,001 \quad (9.5)$$

где b_T – то же, что и в формуле (4.49);

$Q_{от} = 175$ – тепловая нагрузка, Гкал/ч;

$T_{уст}^T$ – то же, что и в формуле (9.3);

$$B_T = 210,584 \cdot 5400 \cdot 175 \cdot 0,001 = 199001,88$$

Общий годовой расход топлива, т/год:

$$B = B_T + B_э \quad (9.6)$$

где B_T – то же, что и в формуле (9.5);

$B_э$ – то же, что и в формуле (9.4);

$$B = 332672,34 + 199001,88 = 531674,22$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_T = C \cdot B \cdot 10^{-6} \quad (9.7)$$

где $C = 1595$ – стоимость бурого угля Бородинского разреза, руб/т;

B – то же, что и в формуле (9.6);

$$U_T = 1595 \cdot 531674,22 \cdot 10^{-6} = 848,02$$

7.2 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$U_{зп} = 1,2 \cdot W_{уст} \cdot n_y \cdot \Phi_{зп} \cdot 10^{-6} \quad (9.8)$$

где $n_y = 1$ – штатный коэффициент, чел./МВт;

$\Phi_{зп} = 525206$ – средняя зарплата одного работника за год, руб/год;

$W_{уст}$ – то же, что и в формуле (9.4).

$$U_{зп} = 1,2 \cdot 110 \cdot 1 \cdot 525206 \cdot 10^{-6} = 69,327$$

7.3 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a \quad (9.9)$$

где $K = 18944$ – капитальные вложения в основное и вспомогательное оборудование, млн. руб;

$H_a = 6,67$ – норма амортизации, %;

$$U_a = 18944 \cdot 6,67\% = 1263,565$$

7.4 Расходы на ремонт основных средств

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{тр} = U_a \cdot 20\% \quad (9.10)$$

где U_a – то же, что и в формуле (9.9)

$$U_{тр} = 1263,565 \cdot 20\% = 252,713$$

7.5 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю
- и др.

Страховые взносы во внебюджетные фонды, млн. руб./год:

$$COЦ = H_{CB} \cdot U_{зп} \quad (9.11)$$

где $U_{зп}$ – то же, что и в формуле (9.8);

$H_{CB} = 30,4\%$ – ставка страховых взносов.

$$COЦ = 30,4\% \cdot 69,327 = 21,08$$

Величина прочих расходов принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов, млн. руб./год:

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (U_{зп} + U_a + U_{тр}) + COЦ \quad (9.12)$$

где $U_{зп}$ – то же, что и в формуле (9.8);

U_a – то же, что и в формуле (9.9);

$U_{тр}$ – то же, что и в формуле (9.10);

$COЦ$ – то же, что и в формуле (9.11);

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (69,327 + 1263,565 + 252,713) + 21,08 = 338,196$$

7.6 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

Таблица 19 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

	$U_{\text{т}}$	$U_{\text{ам}}$	$U_{\text{зп}}$	$U_{\text{тр}}$	$U_{\text{пр}}$	Всего затрат
ТТЦ и КЦ	848,02	631,78	24,26	126,36		1630,42
ТЦ и ЭЦ		568,60	24,26	113,72		706,59
Общ. Расх		63,18	20,80	12,64	338,20	434,81
Всего по ТЭЦ	848,02	1263,56	69,33	252,71	338,20	2771,82

Затраты распределяются на два вида энергии по физическому методу, т.е. пропорционально расходу топлива.

По ТТЦ и КЦ, млн. руб:

$$З_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = З_{\text{ТТЦ}} \cdot \frac{B_{\text{э}}}{B} \quad (9.13)$$

где $З_{\text{ТТЦ}}$ – см. таблицу 19;
 $B_{\text{э}}$ – то же, что и в формуле (9.4);
 B – то же, что и в формуле (9.6).

$$З_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = 1630,42 \cdot \frac{332672,34}{531674,22} = 1020,17$$

$$З_{\text{ТТЦ}}^{\text{т/э}} = З_{\text{ТТЦ}} - З_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} \quad (9.14)$$

где $З_{\text{ТТЦ}}$, $З_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}}$ – то же, что и в формуле (9.13) ;

$$З_{\text{ТТЦ}}^{\text{т/э}} = 1630,42 - 1020,17 = 610,26$$

По ТЦ и ЭЦ, млн. руб:

$$З_{\text{ТЦ}}^{\text{э/э}} = 706,59$$

$$З_{\text{ТЦ}}^{\text{т/э}} = 0$$

Общестанционные расходы, млн. руб:

$$З_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = З_{\text{общ}} \cdot \frac{З_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} + З_{\text{ТЦ}}^{\text{э/э}}}{З_{\text{ТТЦ}} + З_{\text{ТЦ}}} \quad (9.15)$$

где $З_{\text{общ}}$ – см. таблицу 19;

$Z_{ТТЦ}^{э/э}, Z_{ТТЦ}$ – то же, что и в формуле (9.13);

$Z_{ТЦ} = Z_{ТЦ}^{э/э}$ – затраты ТЦ.

$$Z_{общ}^{э/э} = 434,81 \cdot \frac{1020,17 + 706,59}{1630,42 + 706,59} = 321,27$$

$$Z_{общ}^{т/э} = Z_{общ} - Z_{общ}^{э/э} \quad (9.16)$$

где $Z_{общ}$ – см. табл. 19;

$Z_{общ}^{э/э}$ – то же, что и в формуле (9.15);

$$Z_{общ}^{т/э} = 434,81 - 321,27 = 113,54$$

Таблица 20 – Распределение затрат по видам энергии

	э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	1020,17	610,26
ТЦ и ЭЦ	706,59	
Общ. Расх	321,27	113,54
Всего по ТЭЦ	2048,03	723,80

Расчет себестоимости единицы электрической энергии, руб/кВт*ч:

$$C_{э.э} = \frac{Z_{ТЭЦ}^{э/э}}{W_{отп}} \quad (9.17)$$

где $Z_{ТЭЦ}^{э/э}$ – см. таблицу 20 ;

$W_{отп} = W_{уст} \cdot T_{уст}^{э} = 110 \cdot 8022 \cdot 0,001 = 882,42$ – годовой отпуск э/э, млн кВт*ч/год;

$$C_{э.э} = \frac{2048,03}{882,42} = 2,32$$

Расчет себестоимости единицы тепловой энергии, руб/Гкал:

$$C_{т.э} = \frac{Z_{ТЭЦ}^{т/э}}{W_t} \quad (9.18)$$

где $Z_{ТЭЦ}^{т/э}$ – см. таблицу 20 ;

$Q_{отп} = Q_{от} \cdot T_{уст}^т = 175 \cdot 5400 \cdot 10^{-6} = 0,945$ – годовой отпуск т/э, млн Гкал/год;

$$C_{т.э} = \frac{723,80}{0,945} = 765,92$$

7.7 Расчет показателей экономической эффективности

Выручка от реализации тепловой и электрической энергии от ТЭЦ составит, млн руб:

$$\text{ВРП} = T_{\text{э}} \cdot W_{\text{отп}} + T_{\text{т}} \cdot Q_{\text{отп}}, \quad (9.19)$$

где $T_{\text{э}}, T_{\text{т}}$ – тарифы на тепловую и электрическую энергию;
 $W_{\text{отп}}, Q_{\text{отп}}$ – то же, что и в формулах (9.17) и (9.18).
Доход от основной деятельности, млн. руб:

$$D_{\text{осн}} = \text{ВРП} - C_{\text{полн}}, \quad (9.20)$$

где ВРП – то же, что и в формуле (9.19).

$C_{\text{полн}}$ – полная себестоимость производства и отпуска тепловой и электрической энергии, млн. руб.

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн. руб:

$$H_{\text{пр}} = D_{\text{осн}} \cdot 0,2, \quad (9.21)$$

где $D_{\text{осн}}$ – то же, что и в формуле (9.20).

Чистая прибыль, млн. руб:

$$\text{ЧП} = D_{\text{осн}} - H_{\text{пр}}, \quad (9.22)$$

где $D_{\text{осн}}$ – то же, что и в формуле (9.20);

$H_{\text{пр}}$ – то же, что и в формуле (9.21).

Чистый денежный поток, млн. руб:

$$\text{ЧПД}t = \text{ЧП}t + A_t, \quad (9.23)$$

где $\text{ЧП}t$ – то же, что и в формуле (9.22);

A_t – амортизационные отчисления в t -й год.

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб:

$$\text{ЧДПНИ}t = \text{ЧДПНИ}_{t-1} + \text{ЧПД}t, \quad (9.24)$$

Дисконтированный денежный поток, млн. руб:

$$\text{ДДП}t = \text{ЧДП}t / (1 + r)^t, \quad (9.25)$$

где r – норма дисконта, 10%;

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн. руб:

$$\text{ДДПНИ}_t = \text{ДДПНИ}_{t-1} + \text{ДДП}_t, \quad (9.26)$$

Расчет показателей коммерческой эффективности сведем в таблицу

Таблица 21 – Показатели коммерческой эффективности

Год	Коэффициент дисконтирования	Чистый денежный поток (ЧДП), млн руб	ЧДП нарастающим итогом, млн руб	Дисконтированный денежный поток (ДДП), млн руб	ДДП нарастающим итогом, млн руб
0	1,000	-18944,0	-18944,0	-18944,0	-18944,0
1	0,877	4325,1	-14618,9	3794,0	-15150,0
2	0,769	4347,4	-10271,5	3345,2	-11804,9
3	0,675	4369,6	-5901,9	2949,3	-8855,5
4	0,592	4391,8	-1510,1	2600,3	-6255,2
5	0,519	4414,0	2903,9	2292,5	-3962,7
6	0,456	4436,3	7340,2	2021,1	-1941,6
7	0,400	4458,5	11798,7	1781,8	-159,8
8	0,351	4480,7	16279,4	1570,8	1410,9
9	0,30	4503,0	20782,4	1384,7	2795,6
10	0,270	4525,2	25307,6	1220,6	4016,3
11	0,237	4547,4	29855,0	1076,0	5092,3
12	0,208	4569,6	34424,6	948,5	6040,7
13	0,182	4591,9	39016,5	836,0	6876,8
14	0,160	4614,1	43630,6	736,9	7613,7
15	0,140	4636,3	48266,9	649,5	8263,2

После определения показателей коммерческой эффективности проекта можно сделать следующие выводы: простой срок окупаемости составил 4,3 года, дисконтированный – 7,1 лет.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью данной бакалаврской работы являлось расширение действующей Минусинской ТЭЦ для увеличения тепловой и электрической мощности.

Предлагаемый вариант расширения предусматривает использование современной турбины Т-110/120-130-5М с котлом Е-500-13,8-560 БТ, позволяющей перевести индивидуальное печное отопление частного сектора на централизованное теплоснабжение, а также вывести из эксплуатации устаревшее оборудование – котлы БКЗ-75-39-ФБ.

Был произведен расчет принципиальной тепловой схемы данного энергоблока, определены технико-экономические показатели.

Далее был произведен выбор вспомогательного оборудования (питательные, циркуляционные, конденсатные, сетевые насосы, регенеративные и сетевые подогреватели, деаэраторы). При проектировании топливного хозяйства были выбраны приемные разгрузочные устройства, ленточные конвейеры, дробилки. Затем производился выбор механизмов пылеприготовления, а также дутьевых вентиляторов и дымососов.

В разделе Охрана окружающей среды были посчитаны вредные выбросы твердых частиц, оксидов серы, азота. Проведена оценка эффективности действующий дымовой трубы, рассеивающей способности которой будет достаточно для работы действующего и проектируемого энергоблоков.

Для охлаждения циркуляционной воды расширяемой части ТЭЦ применили оборотную систему водоснабжения с башенной градирней.

В экономической части была посчитана себестоимость тепловой и электрической энергии, произведен расчет показателей экономической эффективности. Простой срок окупаемости проекта составил 4,3 года.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Актуализация схемы теплоснабжения г. Минусинска на период с 2019 по 2033г.
2. Государственный доклад «О состоянии и охране окружающей среды в Красноярском крае в 2018 году» Варфоломеев И.В., Малащук К.Г., Мальцев Ю.М., Блохин А.С – Министерство экологии и рационального природопользования Красноярского края, 2019. – 298 с.
3. ГОС ЖКХ г. Минусинск. [Электронный ресурс] URL: <https://gosjkh.ru/houses/krasnoyarskij-kraj/minusinsk>
4. Резинских, В. Ф. Ресурс работы основного теплосилового оборудования ТЭС и оценка возможности его дальнейшей эксплуатации [Электронный ресурс] : Портал по тригенерации, когенерации и мини-ТЭЦ. – 2008. – Режим доступа: <http://www.combienergy.ru/stat/692-Resurs-raboty-osnovnogo-teplosilovogo-oborudovaniya.html>.
5. Бойко, Е. А. Тепловые электрические станции (паротурбинные энергетические установка ТЭС): Справочное пособие / Е.А. Бойко. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 152с.
6. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции: учеб. пособие / В. Я. Рыжкин. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
7. Цыганок А.П. Тепловые электрические станции: учеб. пособие для вузов / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2003. – 123 с.
8. Расчет вредных выбросов ТЭС в атмосферу [Текст]: учеб. пособие по курсу "Методы защиты окружающей среды" по спец."Котло-и реакторостроение" / П.В. Росляков, Л.Е. Егорова, И.Л. Ионкин; Под ред. П.В. Рослякова. - 2. изд., испр. и доп. - М.: [б. и.], 2002.
9. 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.
10. Методические указания по наладке систем технического водоснабжения тепловых электростанций / Ткач Н.Я, Вассерман А.Ш., Кикиш О.В., Шиманский Б.А., Яковенко Э.И. – Москва, 1998. – 56с.

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Сибирский федеральный университет»

кафедра «Тепловые электрические станции»

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ
выпускной квалификационной работы

студента___Межова А.В.

группы_ФЭ16-02Б_ выполненной на тему__Проект расширения Минусинской ТЭЦ.

1. Актуальность и новизна Город Минусинск практически на 100% снабжается теплом от Минусинской ТЭЦ, на которой установлен один энергоблок, что не обеспечивает необходимой надежности теплоснабжения. Кроме того, в городе ведется новое строительство, большие объемы индивидуального жилья, в котором, в основном, печное отопление на буром или каменном угле, что, учитывая расположение Минусинска, очень сильно осложняет экологическую обстановку. Поэтому актуальность обеспечения города тепловой энергией от ТЭЦ, снижения выбросов вредных веществ очень высока.

2. Оценка содержания ВКР _____

___В работе выполнено обоснование расширения ТЭЦ, Выбор основного оборудования экономически обоснован. Представленный расчет тепловой схемы выполнен по общепризнанной методике в достаточном объеме и правильно. Проведена оценка существующего вспомогательного оборудования и при необходимости выбрано недостающее оборудование, обеспечивающее нормальную работу двух энергоблоков

3. Замечания к ВКР _____ Замечаний нет

4. Рекомендуемая оценка ВКР _____Хорошо_____

5. Руководитель ВКР _____Иванов И.А._____
подпись *ФИО*

___Канд. техн. наук, доцент каф. ТЭС

(ученая степень, звание, должность, место работы)

«_06_» июля__2020_г.