

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

Политехнический институт

институт

Кафедра теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ В.А. Кулагин

подпись      инициалы, фамилия

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 г.

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Повышение энергоэффективности котлоагрегата Е-820 КрасТЭЦ-3

Тема

13.04.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

Код-наименование направления

13.04.01.01 – Энергетика теплотехнологий

Код-наименование магистерской программы

Руководитель

\_\_\_\_\_

подпись, дата

профессор, д.т.н.

должность, ученая степень

А.П. Скуратов

инициалы, фамилия

Выпускник

\_\_\_\_\_

подпись, дата

Д.С. Черкашин

инициалы, фамилия

Рецензент

\_\_\_\_\_

подпись, дата

гл. специалист

ООО «СибВТИ», к.т.н.

должность, ученая степень

С.Г. Козлов

инициалы, фамилия

Красноярск 2024

## РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация по теме «Повышение энергоэффективности котлоагрегата Е-820 КрасТЭЦ-3» содержит 131 страницу текстового документа, 12 использованных источников, 22 таблицы, 13 рисунков.

КОТЕЛ, КОЛЬЦЕВАЯ ТОПКА, ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА,  
КОНВЕКТИВНАЯ ШАХТА, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ,  
ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ.

Активное развитие энергетики влечет за собой все большее использование природных ресурсов. Возникает потребность в разработке и внедрении новых технологий, которые позволят увеличить долю рационального использования природных ресурсов. Одновременно с экологическими проблемами, решаются и экономические вопросы, направленные на решение такой задачи, как уменьшение затрат на эксплуатацию используемого оборудования.

Цели модернизации:

- энергоэффективное генерирование электрической и тепловой энергии
- ресурсосбережение
- повышение термического КПД турбины

В результате проведения работы предложены мероприятия по повышению технико-экономических показателей при работе котла Е-820, повышению экономичности и эффективности его работы. Установлен промежуточный пароперегреватель пара, определена технико-экономическая эффективность от внедрения мероприятия.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	6
1 Обоснование реконструкции энергетического объекта .....	7
1.1 Обосновани технического решения .....	7
1.2 Описание объекта реконструкции.....	8
1.3 Обоснование места расширения .....	10
1.4 Описание места расширения.....	12
1.5 Постановка задачи.....	15
2 Расчетная часть.....	15
2.1 Расчет тепловой схемы .....	15
2.1.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчету .....	15
2.1.2 Расчёт установки по подогреву сетевой воды .....	.....
2.1.3 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме .....	21
2.1.4 Определение параметров по элементам схемы.....	25
2.1.5 Определение предварительного расхода пара на турбину .....	27
2.1.6 Баланс пара и конденсата .....	28
2.1.7 Расчёт регенеративной схемы.....	.....
2.1.7.1 Расчёт сепаратора непрерывной продувки.....	.....
2.1.7.2 Расчёт регенеративной схемы ПВД .....	31
2.1.7.3 Расчёт деаэратора .....	33
2.1.7.4 Расчёт регенеративной схемы ПНД .....	34
2.2 Тепловой расчет парового котла .....	37
2.2.1 Расчетные характеристики заданного топлива .....	37
2.2.2 Выбор типа шлакоудаления .....	37
2.2.3 Выбор температуры горячего воздуха .....	37
2.2.4 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным частям газохода.....	38
2.2.5 Объемы и энтальпия воздуха и продуктов сгорания.....	38

2.2.5.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$ .....	38
2.2.5.2 Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы .....	40
2.2.5.3 Энтальпия продуктов сгорания по газоходам.....	41
2.2.6 Тепловой баланс , коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата.....	44
2.2.7 Расчет топки.....	46
2.2.7.1 Конструктивные и тепловые характеристики топки.....	46
2.2.7.2 Расчет теплообмена в топке .....	47
2.2.8 Расчет радиационного пароперегревателя .....	54
2.2.9 Расчет ширмового пароперегревателя.....	58
2.2.10 Расчет конвективного пароперегревателя .....	69
2.2.11 Расчет воздухоподогревателя .....	70
2.2.12 Расчет водяного экономайзера .....	75
2.2.13 Составление прямого баланса котла .....	78
2.3 Расчёт технико-экономических показателей работы станции .....	
2.4 Выбор вспомогательного оборудования .....	83
2.4.1 Выбор питательных насосов .....	
2.4.2 Выбор конденсатных насосов.....	86
2.4.3 Выбор циркуляционных насосов.....	88
2.4.4 Выбор сетевых насосов .....	89
2.4.5 Регенеративные подогреватели .....	90
2.4.6 Деаэратор .....	91
2.4.7 Сетевые подогреватели.....	91
2.5 Выводы по главе 2.....	91
3 Общая часть .....	94
3.1 Генеральный план .....	94
3.2 Компоновка главного корпуса .....	96
3.3 Топливное хозяйство .....	99

3.3.1 Определение расхода топлива на ТЭС и система приёмных разгрузочных устройств.....	100
3.3.2 Ленточные конвейеры .....	102
3.3.3 Дробилки.....	102
3.3.4 Топливные склады .....	103
3.4 Система водоснабжения .....	104
3.5 Система золошлакоудаления .....	106
3.6 Золоулавливание .....	108
3.7 Выводы по главе 3.....	109
4 Охрана окружающей среды .....	109
4.1 Общее положение.....	109
4.2 Влияние производства и электроустановок на окружающую среду .....	110
4.3 Преобразование вредных выбросов ТЭЦ в атмосферном воздухе.....	111
4.4 Мероприятия по охране воздушного бассейна .....	113
4.5 Охрана водного бассейна .....	114
4.6 Расчет выбросов и выбор дымовой трубы.....	115
4.7 Выводы по главе 4.....	117
5 Экономическая часть .....	117
5.1 Расчёт капитальных вложений .....	118
5.2 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией .....	119
5.3 Расчёт затрат на топливо .....	119
5.4 Расходы на оплату труда .....	120
5.5 Амортизационные отчисления .....	121
5.6 Расходы по ремонтному обслуживанию .....	121
5.7 Прочие расходы.....	121
5.8 Расчёт себестоимости единицы тепловой и электрической энергии .....	122
5.9 Оценка экономической эффективности капитальных вложений .....	126
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	130
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	131

## ВВЕДЕНИЕ

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

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

Важнейшее преимущество реконструкции и технического перевооружения перед новым строительством состоит в том, что повышение технико-эксплуатационных и технико-экономических показателей отдельных участков производства, агрегатов, установок достигается меньшими финансовыми затратами.

В данной работе рассмотрено мероприятие, по повышению энергоэффективности котлоагрегата с кольцевой топкой путём установки промежуточного пароперегревателя, что позволит увеличить располагаемую тепловую мощность станции. Предложенное решение позволили сэкономить на топливе, порядка 35 млн.руб/год. Выполнены тепловой расчет ПТС и котлоагрегата, а также экономический расчет котлоагрегата с промежуточным пароперегревателем с полученным сроком окупаемости в 8 лет и 11 месяцев.

## **1 Обоснование реконструкции энергетического объекта**

### **1.1 Обоснование технического решения**

В современных котлах, работающих при давлении 14 МПа, на долю промежуточного пароперегревателя приходится до 45% воспринимаемой котлом теплоты. Пароперегреватель предназначен для перегрева, поступающего в него насыщенного пара до заданной температуры. Он является одним из наиболее ответственных элементов котла, так как температура пара здесь достигает наибольших значений и металл пароперегревателя работает в условиях, близких к предельно допустимым.

В действительном процессе работы пара в турбине конечная его влажность не должна превышать примерно 12%; такое ограничение обусловлено эрозией последних рядов рабочих лопаток каплями влаги, выделяющимися из парового потока, а также снижением КПД последних ступеней, работающих на влажном паре. Промежуточный перегрев, который в свое время вошел в энергетику, главным образом, как средство борьбы с высокой влажностью пара в последних ступенях турбин, является средством повышения термического КПД цикла.

Промежуточный перегрев пара позволяет осуществить дополнительный подвод теплоты к рабочему телу (водяному пару) и повысить его работоспособность. Тем самым частично компенсируется ограничение начальной температуры свежего пара и повышение КПД цикла. Применение промежуточного перегрева способствует снижению конечной влажности в последних ступенях турбин, повышению надежности и экономичности их работы.

При начальных параметрах пара 12,75 МПа (130 кгс/см<sup>2</sup>) и 565°С в турбинах мощностью 150 МВт и 200 МВт промежуточный перегрев до 565°С

теоретически дает экономию топлива около 7% по сравнению с установкой при тех же начальных параметрах без промперегрева.

Рассмотренные в работе технические предложения являются попыткой найти наиболее рациональное решение, сочетающее требования энергетической и экологической эффективности станции с надежностью и экономичностью оборудования.

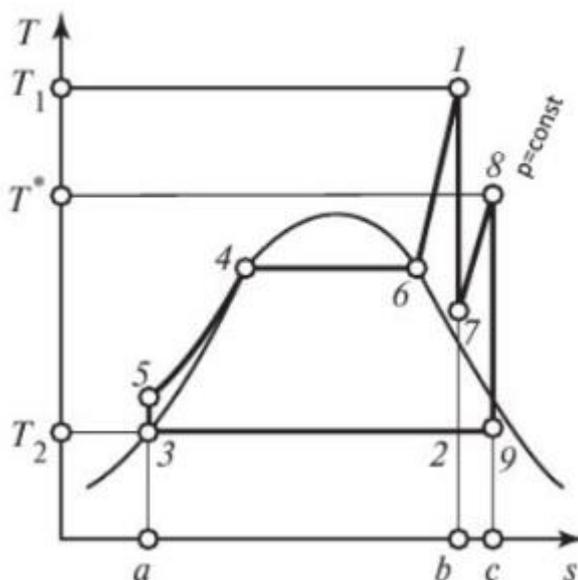


Рисунок 1.1 – Цикл с промежуточным перегревом пара.

## 1.2 Описание объекта реконструкции

Котёл Е-820-13,8-560 БТ (БКЗ 820-13,8-1С), с кольцевой топкой, на буром борозинском угле. Данный котёл уже спроектирован и установлен на Ново-Иркутской ТЭЦ и не потребует дополнительных материальных затрат на проект, в отличие от котла паропроизводительностью 810 т/час, который сейчас проектируют на вторую очередь ТЭЦ-3.

Преимущества котла с кольцевой топкой:

- при сравнительно низких температурах факела в кольцевой топке обеспечивается вихревое, без активного касания факелом внутреннего и наружного экранов, движение газов и устойчивое воспламенение топлива без сепарации частиц в холодную воронку.

- неравномерность распределения температуры факела по периметру топки в зоне максимального тепловыделения менее 10%, что в 2-3 раза меньше, чем на котлах с обычной тангенциальной топкой.
- в сравнении с обычными котлами в кольцевой восьмигранной топке имеется повышенное (на 15-20%) тепловосприятие топочных экранов за счет конвективной составляющей при вихревом движении топочной среды.
- в кольцевой топке на Т-образном котле обеспечивается практически равномерная раздача газов между двумя конвективными газоходами.
- котел легко управляется как в стационарных, так и в переходных режимах.
- снижение высоты котла (на ~30%) и уменьшение габаритов котельной ячейки позволяет сократить затраты на строительство главного корпуса электростанции;
- уменьшение массы поверхностей нагрева, работающих под давлением (до 10%), сокращает стоимость изготовления и монтажа котла.
- пониженная температура факела в топке способствует снижению выбросов оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) до 370-450 мг/м<sup>3</sup>, что значительно (в 1,5-2 раза) ниже, чем на котлах, имеющих традиционные топки; повышение надёжности котла обеспечивается как за счёт практического отсутствия шлакования поверхностей нагрева, так и за счёт равномерности обогрева экранных топочных поверхностей нагрева. Применение регулируемых прямоточных горелочных устройств позволяет за счёт перераспределения потоков вторичного воздуха изменять направление горелочной струи в кольцевом канале топки, исключая активное касание факелом внутреннего и наружного экранов обеспечивая бесшлаковочный режим работы топки.
- применение на котле отдельных основных пылеугольных и растопочных вихревых мазутных горелок позволяет оперативно растапливать котёл на холодном воздухе без выпадения мазута в холодную воронку котла.

При установке блока ст.№3 потребуется монтаж дополнительного вспомогательного оборудования (градирня; сетевые и регенеративные подогреватели; различные насосы). Всё останавливаемое оборудование устанавливается на основании произведённых расчётов.

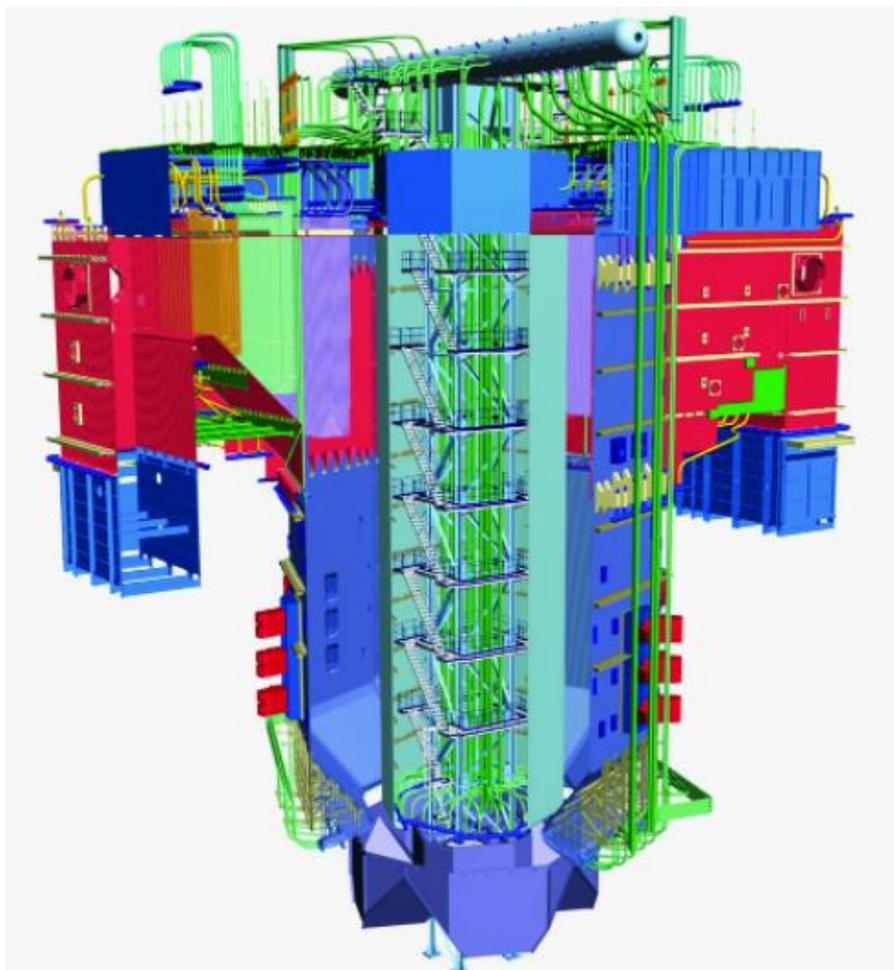


Рисунок 1.2 – Разрез котельного агрегата E-820

### 1.3 Обоснование места расширения

Красноярск — город с большим потенциалом. Его население постоянно увеличивается, обновляется. Город растет и развивается, и эта тенденция будет сохраняться. Значит, потребуется больше тепловой энергии. И мы должны готовиться к этому не в условиях сложившегося дефицита, а заранее.

У энергетики Красноярска три основные цели. Первая — обеспечить надежное теплоснабжение во всем городе, снижая аварийность зимой и

количество дней отключения горячей воды летом. Вторая — дать возможность развиваться новым районам, подключать новые дома. И, третья, очень важная цель — повысить экологичность городской системы теплоснабжения, а именно уменьшить количество низких дымящих труб, закрыть неэффективные теплоисточники и улучшить очистку выбросов на ТЭЦ.

Несколько лет назад количество котельных в городе исчислялось сотнями. Постепенно, в процессе развития систем централизованного теплоснабжения от ТЭЦ, часть котельных Красноярска выводилась из эксплуатации.

Так, до 2025 года в планах энергетиков добиться снижения выбросов на 20 тысяч тонн в год

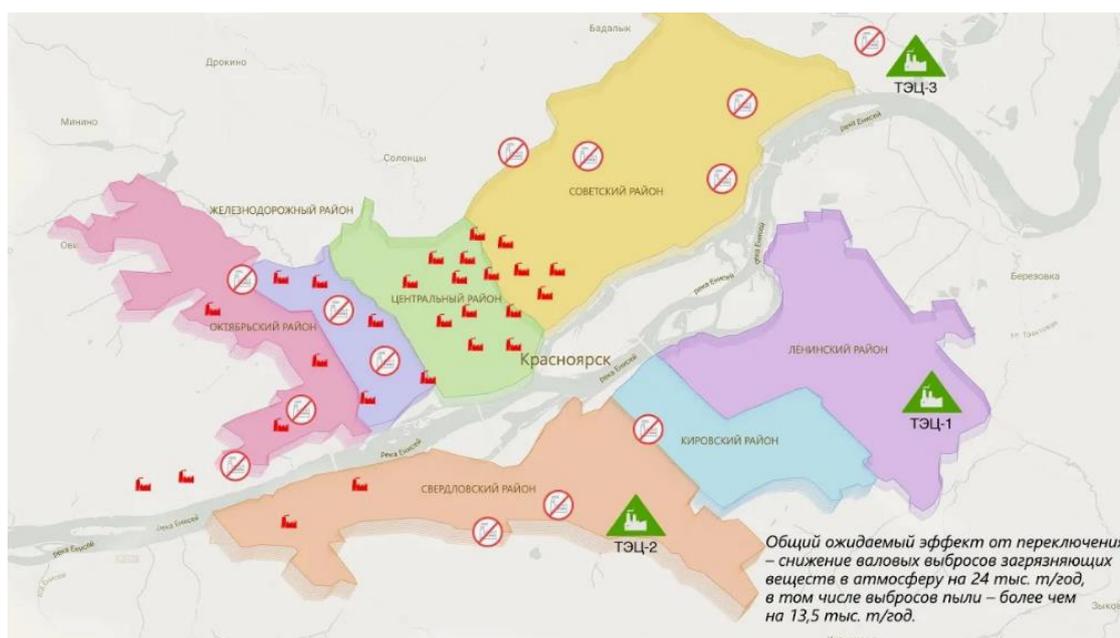


Рисунок 1.3 - Местоположение малых котельных в г. Красноярск

Значительной проблемой в Красноярске также является состояние окружающей среды. Негативное влияние на окружающую среду имеют малые неэффективные котельные, которые выбрасывают газы в атмосферу без всякой очистки. На современных ТЭЦ очистка газов происходит по самым современным технологиям. Тем более, что уже несколько лет ведется работа

по улучшению экологической ситуации в г. Красноярске — это строительство высоких дымовых труб, установка современных электрофильтров и прочее.

#### **1.4 Описание места расширения**

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

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

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

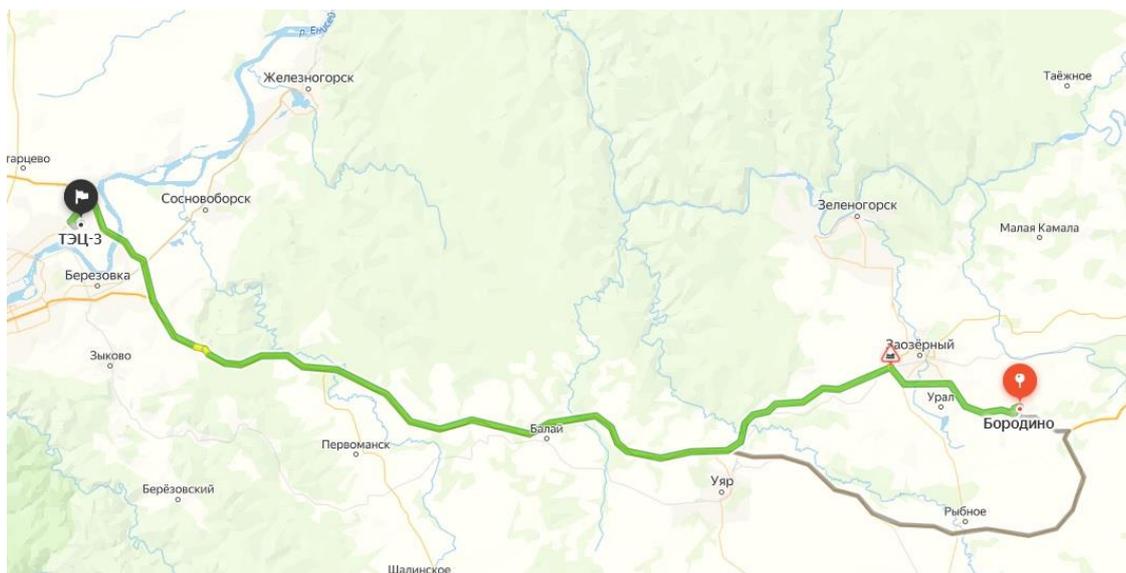


Рисунок 1.4 – Логистика поставки угля на ТЭЦ-3

Характеристика существующего оборудования представлена в таблицах 1.1-1.5.

Таблица 1.1 - Характеристики котлоагрегата ТПЕ-216

Ст. №	1
Тип (марка) котла	Еп-670-13,8-545БТ
Завод-изготовитель	ОАО «Красный котельщик», г. Таганрог
Год ввода	2012
Парковый ресурс, час	200 000
Выработанный парковый ресурс, час	37 116
Год последнего капитального ремонта	2016
Производительность, т/ч	670
Температура острого пара, °С	545
Давление острого пара, кгс/см <sup>2</sup>	140

Таблица 1.2 - Пиковые водогрейные котлы (ПВК)

Ст. №	Тип (марка) котла	Завод-изготовитель	Дата пуска	Мощность тепловая, Гкал/ч	Наработка, час	Параметры воды, °С
1	КВ-ТК-100-150-6	БиКЗ	1991	100	110 234	70-150

Продолжение таблицы 1.2

2	КВ-ТК-100-150-6	БиКЗ	1992	100	118 098	70-150
3	КВ-ТК-100-150-6	БиКЗ	1993	100	110 937	70-150
4	КВ-ТК-100-150-6	БиКЗ	1996	100	92 699	70-150

Таблица 1.3 - Котлы пуско-отопительной котельной (ПОК)

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

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

Таблица 1.4 - Характеристики паровой турбины

Ст. №	1
Тип (марка) турбины	T-204/220-130
Завод-изготовитель	ЛМЗ
Год ввода	2012
Установленная электрическая мощность, МВт	204
Тепловая мощность, Гкал/ч	140
Расход пара, т/ч	670
Начальное давление пара, кгс/см <sup>2</sup>	130
Парковый ресурс (ПР), норма, час	220 000
Выработанный парковый ресурс (ВПР), норма, час	37 116
Год последнего капитального ремонта	2016

Таблица 1.5 - Генераторы

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

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

### 1.5 Постановка задачи

Модернизация котла может привести к улучшению его эффективности и повышению КПД. Это может быть достигнуто, например, за счет замены устаревшего оборудования на более современное, установки дополнительных систем контроля и регулирования, а также за счет оптимизации режимов работы котла.

Экономия денежных средств является еще одним важным показателем, который может быть получен в результате модернизации котла. Улучшение эффективности работы котла приводит к снижению расходов на топливо и эксплуатацию, что может привести к значительной экономии денежных средств.

С целью обеспечения должной эффективности, надежности, экономичности и экологичности работы котельных агрегатов поставлены следующие задачи:

- 1) Выполнить расчет тепловой схемы
- 2) Выполнить расчет основных и вспомогательных элементов котельного агрегата, включающий тепловой расчет поверхностей нагрева: расчет теплообмена в топке, расчет радиационного пароперегревателя, расчет ширмового пароперегревателя, расчет поверхностей нагрева,

расположенных в конвективной шахте: водяного экономайзера и воздухоподогревателя;

- 3) Выполнить расчет технико-экономических показателей станции и выбрать вспомогательное оборудование;
- 4) Сделать оценку экономической эффективности проекта и сравнить ее с котельным агрегатом до модернизации.

## **2 Расчетная часть**

### **2.1 Расчет тепловой схемы**

#### **2.1.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту**

Принципиальная тепловая схема с турбиной Т-185/220-12,8-2 производства ОАО «Силловые машины» (Ленинградский металлический завод) представлена на рисунке 2.1, из которого следует, что отпуск тепла осуществляется из двух теплофикационных регулируемых отборов. Отборный пар поступает на две сетевые подогревательные установки, включённые последовательно. Отборный пара, конденсируясь сливается в линию основного конденсата после ПНД-1 и ПНД-2.

Система регенерации состоит из трех подогревателей низкого давления, деаэратора и трёх подогревателей высокого давления. Слив конденсата из подогревателей высокого давления (ПВД) – каскадный в деаэратор. Слив конденсата из подогревателя низкого давления ПНД-3 – в корпус ПНД-2. Слив конденсата из ПНД-2 в сборник конденсата подогревателя сетевого горизонтального ПСГ-2, слив конденсата из ПНД-1 выполнен аналогично, далее конденсатными насосами конденсат откачивается в линию основного конденсата. В схеме используется котёл барабанного типа, непрерывная продувка котла направляется в двухступенчатый расширитель. Для уменьшения тепловых потерь с продувочной водой используется поверхностный подогреватель химически очищенной воды (ПХОВ) из

химоводоочиски. Из расширителя I ступени выпар направляется в деаэратор, из расширителя II ступени – в ПНД-1

Пар из уплотнений поступает в сальниковый подогреватель – охладитель уплотнений (ОУ).

Восполнение потерь конденсата химически очищенной водой осуществляется в конденсатор турбины.

По заводским данным для турбины Т-185/220-12,8-2 основные данные приведены в таблице 2.1:

Таблица 2.1 – Основные параметры Т-185/220-12,8-2

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Электрическая мощность номинальная, МВт	$W_{э}$	185
Электрическая мощность максимальная, МВт	$W_{м}$	220
Начальное давление острого пара, МПа	$P_0$	12,8
Начальная температура острого пара, °С	$t_0$	540
Максимальная Тепловая мощность отопительных отборов, Гкал/ч	$Q_{от}$	280
Конечное давление, МПа	$P_k$	0,0036
Число отборов пара на регенерацию		7

Давление в отборах:

- $P_{от1} = 4,16$  МПа;
- $P_{от2} = 2,71$  МПа;
- $P_{от3} = 1,29$  МПа;
- $P_{от4} = 0,68$  МПа;
- $P_{от5} = 0,32$  МПа;
- $P_{от6} = 0,2$  МПа;
- $P_{от7} = 0,095$  МПа.

Расчетные значения внутреннего относительного КПД по отсекам:

$$\eta_{0i}^{ЦВД} = 0,845; \quad \eta_{0i}^{ЦСД} = 0,882; \quad \eta_{0i}^{ЦНД} = 0,876;$$

КПД дросселирования по отсекам:

$$\eta_{др}^{ЦВД} = 0,949; \quad \eta_{др}^{ЦСД} = 0,95; \quad \eta_{др}^{ЦНД} = 0,97;$$

Основные данные для расчета:

- Электромеханический КПД:  $\eta_{эм} = 0,98$ ;
- Расход продувочной воды:  $\alpha_{прод} = 1\%$ ;
- Расход на собственные нужды машинного отделения  $\alpha_{сн}^{МЗ} = 1,2\%$ ;
- Расход на собственные нужды в котельном отделении  $\alpha_{сн}^{КО} = 1,2\%$ ;
- Внутростанционные потери конденсата  $\alpha_{ут} = 1,1\%$ ;
- Нагрев воды в ОУ  $\Delta t_{сн} = 7\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- КПД теплообменников поверхностного типа  $\eta_{ТО} = 0,98$ ;
- Недогрев воды в подогревателях высокого давления  $\vartheta_{пвд} = 2^\circ\text{C}$ ;
- Недогрев воды в подогревателях низкого давления  $\vartheta_{пнд} = 4^\circ\text{C}$ ;
- Недогрев воды в сетевых подогревателях  $\vartheta_{псг} = 5^\circ\text{C}$ ;
- Температурный график теплосети 150/70.

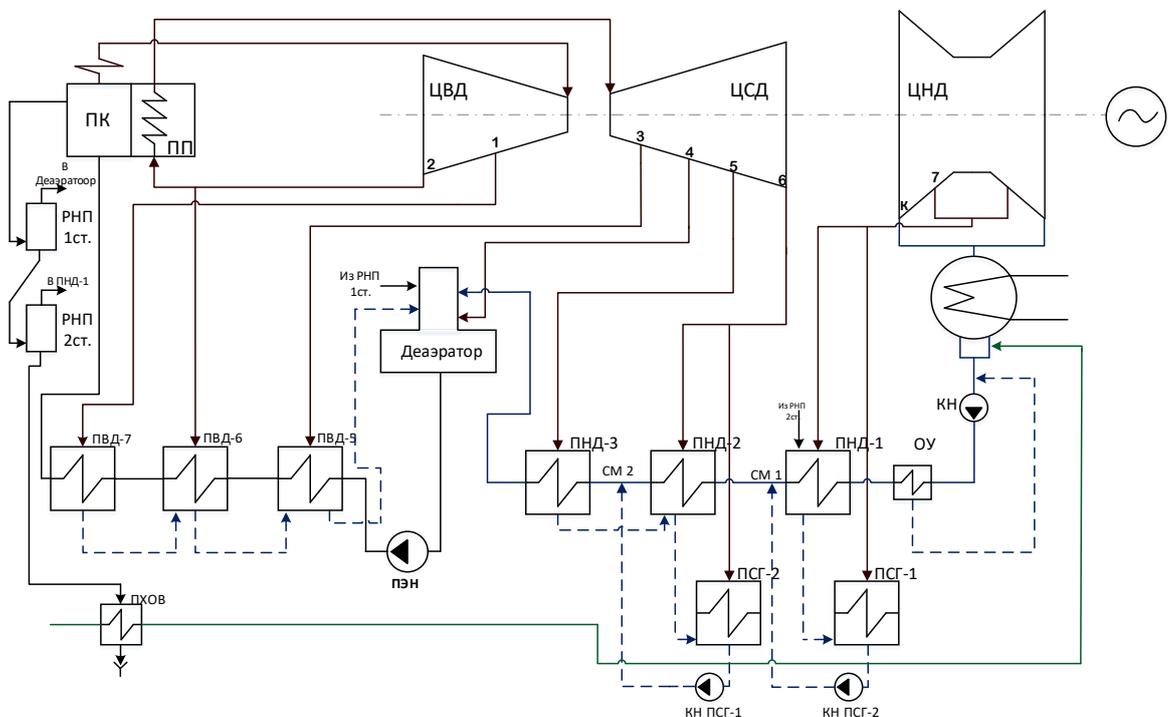


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема турбины Т-185/220-12.8-2

## 2.1.2 Расчёт установки по подогреву сетевой воды

Расчётная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.2:

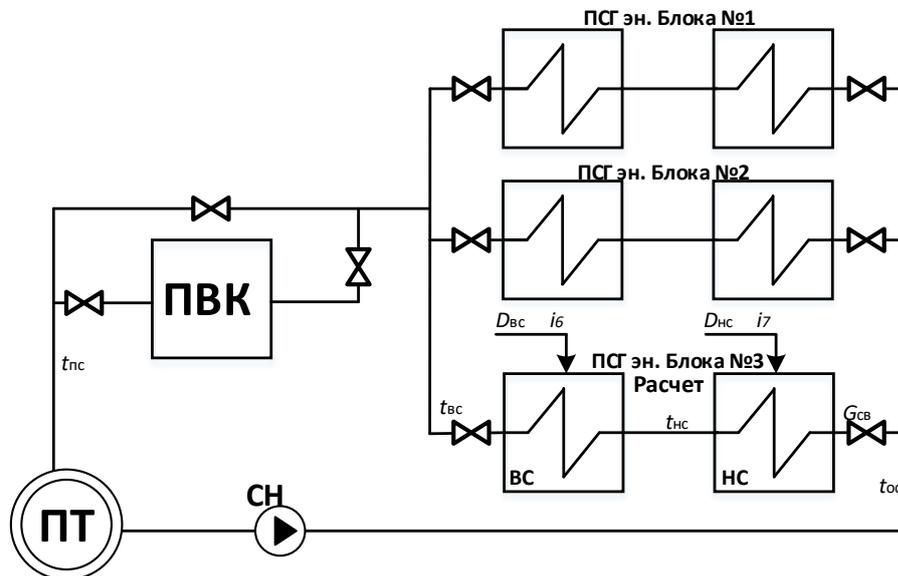


Рисунок 2.2 – Схема подогрева сетевой воды

Температуру сетевой воды за верхним сетевым подогревателем, возьмём исходя из максимального давления в 6-м отборе турбины, которое составляем 0,2 МПа, Давление пара у подогревателя из 6-го отбора турбины с учётом потери давления в трубопроводе, 5%, МПа:

$$P'_{\text{вс}} = P_6 \cdot 0,95 = 0,2 \cdot 0,95 = 0,1901, \quad (1)$$

Температура насыщения при данном давлении  $t_{\text{вс}}^{\text{H}} = 118.71 \text{ } ^\circ\text{C}$ , энтальпия насыщения пара верхнего сетевого подогревателя,  $\bar{t}_{\text{вс}}^{\text{H}} = 497.82 \text{ кДж/кг}$ .

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе  $\vartheta_{\text{псг}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ , найдем температуру сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя,  $^\circ\text{C}$ :

$$t_{\text{вс}} = t_{\text{вс}}^{\text{H}} - \vartheta = 118,74 - 5 = 113,74, \quad (2)$$

Температуру сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя возьмем из расчетного заводского режима, она составит  $91,81\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,

$$t_{\text{нс}} = t_{\text{ос}} + \frac{t_{\text{вс}} - t_{\text{ос}}}{2} = 70 + \frac{113,74 - 70}{2} = 91,87, \quad (3)$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе  $\vartheta_{\text{псг}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , найдем температуру насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя,  $^{\circ}\text{C}$ ,

$$t_{\text{нс}}^{\text{H}} = t_{\text{нс}} + \vartheta = 91,87 + 5 = 96,87, \quad (4)$$

Давление в корпусе нижнего сетевого подогревателя,  $p'_{\text{нс}} = 0,09\text{ МПа}$ , энтальпия насыщения, конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя  $\bar{t}_{\text{нс}} = 405.28\text{ кДж/кг}$ .

Давление пара в 7-м отборе турбины с учётом потери давления в трубопроводе, 5%, МПа

$$P_7 = P'_{\text{нс}} \cdot 1,05 = 0,09 \cdot 1,05 = 0,0946, \quad (5)$$

Расход сетевой воды через сетевые подогреватели проектируемого блока, кг/с,

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{от}}}{(i_{\text{вс}} - i_{\text{ос}})}, \quad (6)$$

где  $i_{\text{вс}}$ ,  $i_{\text{ос}}$  – энтальпия сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя и обратной сетевой воды, соответственно;

$Q_{\text{от}}$  - отопительная нагрузка, приходящаяся на один из 3 блоков.

$$G_{\text{св}} = \frac{325640}{(476,145 - 293,02)} = 1778,239, \quad (7)$$

Преобразуя предыдущую формулу, найдём тепловую нагрузку блока при включении пикового водогрейного котла, кВт,

$$Q_{\text{отПВК}} = G_{\text{св}} (i_{\text{пс}} - i_{\text{ос}}) = 1778,239(627,9 - 293,02) = 595496,834, \quad (8)$$

где  $i_{\text{пс}}, i_{\text{ос}}$  – энтальпия прямой и обратной сетевой воды.

Находим  $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$  по формуле,

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{отПВК}}} = \frac{325640}{595496} = 0,547, \quad (9)$$

### 2.1.3 Построение процесса расширения пара на $i$ - $s$ диаграмме

Из характеристик турбины имеем:

Начальные параметры пара перед стопорным клапаном:

Давление  $P_0 = 12,8$  МПа

Температура  $t_0 = 540$  °С

Находим на  $i - s$  диаграмме (рис. 2.3 ) точку  $A'_0$ . С учётом дросселирования пара в регулирующих клапанах органов ЦВД давление пара на входе в проточную часть, МПа, составляет:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦВД}} = 12,8 \cdot 0,949 = 12,147, \quad (10)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P'_0$  до давления  $P_B$ , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией  $A_0B_0$ . При

действительном процессе расширения энтальпию пара в точке В, кДж/кг, можно определить как,

$$i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{0i}^{\text{ЦВД}} = 3453,8 - (3453,8 - 3012,3) \cdot 0,845 = 3080,7, \quad (11)$$

где  $i_{A_0} = 3453,8$  кДж/кг – энтальпия острого пара;

$i_{B_0} = 3012,3$  кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;

$\eta_{0i}^{\text{ЦВД}} = 0,845$  – внутренний относительный КПД цилиндра высокого давления.

Потери давления от дросселирования пара промежуточном пароперегревателе составляют 0,05%.

Потери давления от дросселирования пара в цилиндре среднего давления, точка С, МПа,

$$P_C = P_{C_0} \cdot \eta_{др}^{\text{ЦСД}} = 2,58 \cdot 0,95 = 2,451, \quad (12)$$

Энтальпия в точке Д<sub>0</sub>, кДж/кг:

$$i_{D_0} = i_C - (i_C - i_{D_0}) \cdot \eta_{0i}^{\text{ЦСД}} = 3551,9 - (3551,9 - 2842,3) \cdot 0,882 = 2926,04, \quad (13)$$

где  $i_C = 3551,9$  кДж/кг – энтальпия пара перед ЦСД,

$i_{D_0} = 2842,3$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦСД;

$\eta_{0i}^{\text{ЦСД}} = 0,882$  – внутренний относительный КПД цилиндра среднего давления.

Потери давления от дросселирования пара в цилиндре низкого давления, точка Д', МПа,

$$P_{\text{Д}} = P_{\text{Ддр}} \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦНД}} = 0,2 \cdot 0,97 = 0,194, \quad (14)$$

где  $\eta_{\text{др}}^{\text{ЦНД}} = 0,97$  – потери от дросселирования в цилиндре низкого давления.

Энтальпия в точке E<sub>0</sub>, кДж/кг:

$$i_{\text{E}} = i_{\text{Д}} - (i_{\text{Д}} - i_{\text{E}_0}) \cdot \eta_{0i}^{\text{ЦНД}} = 2926,04 - (2926,304 - 2287,6) \cdot 0,876 = 2366,78, \quad (15)$$

где  $i_{\text{Д}} = 2926,04$  кДж/кг – энтальпия пара перед цилиндром низкого давления,  $i_{\text{E}_0} = 2287,6$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦНД при давлении в конденсаторе  $P_{\text{к}} = 0,0036$  МПа;

$\eta_{0i}^{\text{ЦНД}} = 0,876$  – внутренний относительный КПД цилиндра низкого давления.

Используя значения давления в отборах, находим на  $i - S$  диаграмме энтальпию пара в отборах.

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

$$D_{\text{вс}} = \frac{G_{\text{св}} \cdot \Delta t_{\text{вс}} \cdot C_{\text{в}}}{(i_6 - \bar{t}_{\text{вс}}^{\text{H}}) \cdot \eta_{\text{п}}}, \quad (16)$$

где  $\Delta t_{\text{вс}} = t_{\text{вс}} - t_{\text{нс}} = 118,61 - 96,81 = 21,805$  °С – разница температур «вход – выход» верхнего сетевого подогревателя

$$D_{bc} = \frac{1778,239 \cdot 21,8 \cdot 4,186}{(2926,04 - 497,825) \cdot 0,98} = 68,42,$$

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

$$D_{nc} = \frac{G_{cb} \cdot \Delta t_{nc} \cdot C_B}{(i_7 - \bar{t}_{nc}) \cdot \eta_H}, \quad (17)$$

где  $\Delta t_{nc} = t_{nc} - t_{oc} = 98,4 - 70,0 = 28,4 \text{ } ^\circ\text{C}$  – разница температур «вход – выход» нижнего сетевого подогревателя

$$D_{nc} = \frac{1778,23 \cdot 21,8 \cdot 4,186}{(2800,9 - 405,28) \cdot 0,98} = 69,35,$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, кВт,

$$Q_{bc} = G_{cb} \cdot (t_{bc} - t_{nc}) \cdot C_B = 1778,23 \cdot (113,7 - 91,8) \cdot 4,186 = 162820, \quad (18)$$

Нагрузка нижнего сетевого подогревателя по (1.17), кВт,

$$Q_{nc} = G_{cb} \cdot (t_{nc} - t_{oc}) \cdot C_B = 1778,23 \cdot (91,87 - 70,0) \cdot 4,186 = 162820,$$

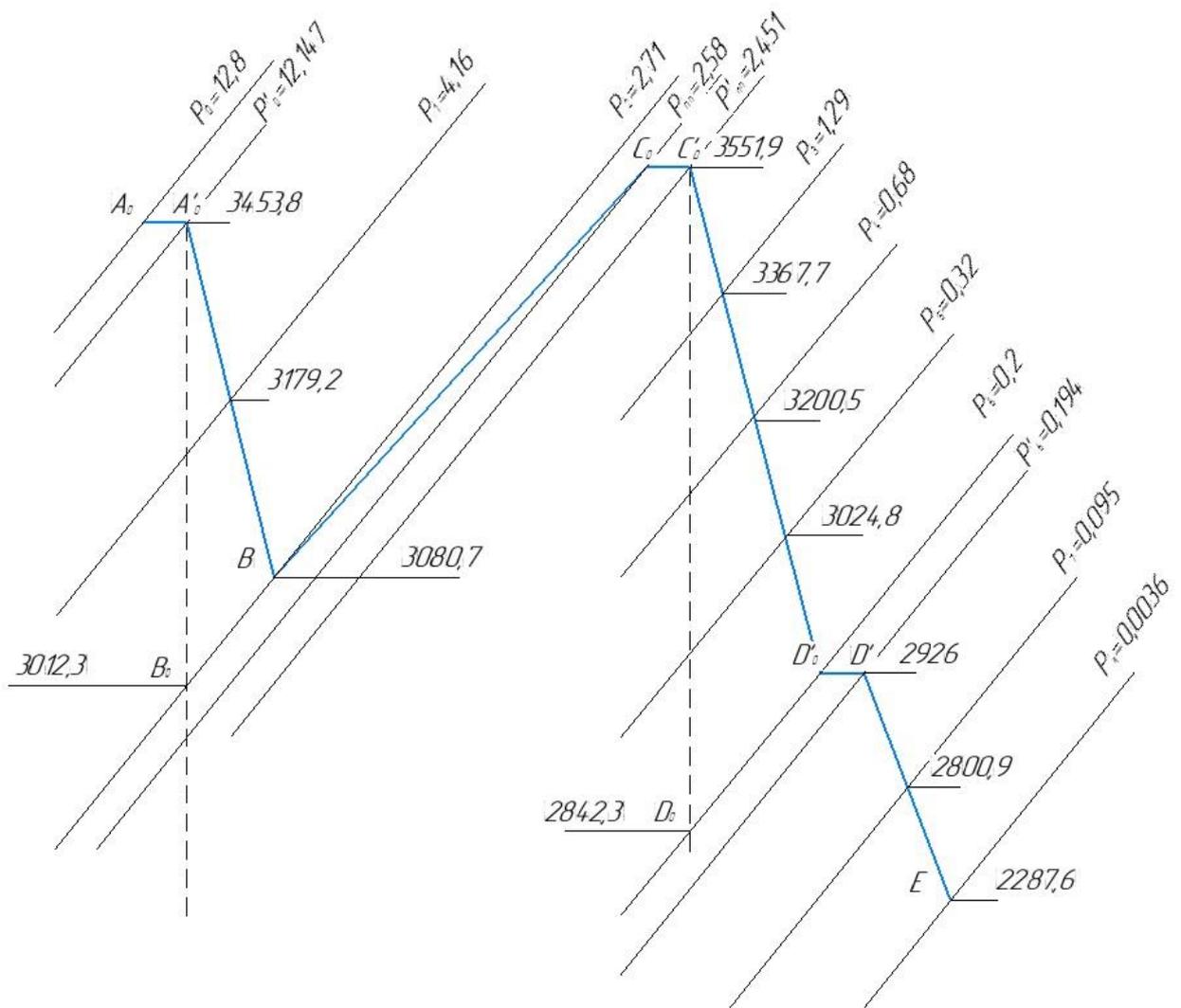


Рисунок 2.3 – Процесс расширения в турбине Т-185/220-12,8-2 в  $i - S$  диаграмме

#### 2.1.4 Определение параметров по элементам схемы

Подогреватель высокого давления (ПВД – 7). Давление пара в отборе 4,17 МПа. Принимая потерю давления в паропроводах на пути от отбора турбины до подогревателя 5%, находим давление пара у подогревателя, МПа,

$$P_{\text{ПВД7}} = 4,16 \cdot 0,95 = 3,952, \quad (19)$$

Температура насыщения греющего пара  $t_n = 249,79$  °С, Энтальпия конденсата греющего  $\bar{t}_n = 1083,95$  пара кДж/кг.

Температура питательной воды за ПВД-7 с учётом недогрева, °С,

$$t_{\text{ПВ}} = t_{\text{Н}} - \mathcal{G}_{\text{ПВД}} = 249,79 - 2 = 247,79, \quad (20)$$

Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-7  $\bar{i}_{\text{ПВ}} = 1038,25$  кДж/кг, энтальпия греющего пара из отбора (из  $i - S$  диаграммы)  $i_{\text{от1}} = 3179,2$  кДж/кг.

Использованный теплоперепад в турбине, кДж/кг,

$$h = i_0 - i_{\text{от1}} = 3453,82 - 3179,2 = 274,61, \quad (21)$$

где  $i_0 = 3453,82$  кДж/кг – начальная энтальпия пара.

Аналогично рассчитываем параметры по другим элементам схемы. Результаты расчёта сводим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры пара, основного конденсата и питательной воды по элементам схемы

Наименование величины	Элементы схемы									
	ПВД-7	ПВД-6	ПВД-5	Деаэратор	ПНД-3	ПНД-2	ВС	ПНД-1	НС	Конденсатор
Давление отборного пара, МПа	4.17	2.72	1.29	0.69823	0.32	0.2	0.2	0.09516	0.09516	0.0036
Энтальпия пара, кДж/кг	3173.7	3076.33	3368.21	3205.91	3025.73	2925.48	2925.48	2800.59	2800.59	2366.25

## Продолжение таблицы 2.2

Давление в подогревателе, МПа	3.9594	2.5806	1.2298	0.6633	0.3065	0.1901	0.1901	0.0904	0.0904	0.0036
Температура конденсата греющего пара, °С	249.75	225.65	189.07	162.79	134.26	118.61	118.61	96.81	96.81	27.15
Температура воды на выходе, °С	247.79	223.68	187.08	161,8	130.12	114.7	113.7	92.9	91.8	27.3
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	1038,2	937,2	783,8	683,1	545,2	480,7	476,6	389,3	384,9	113.841
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1084,9	969,3	802,8	683,1	563,3	497,8	497,8	405,4	405,4	113.841
Использованный теплоперепад потока пара, кДж/кг	274,6	370,02	557,3	724,4	900,1	998,9	998,9	1124,0	1124,0	1558.2

### 2.1.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительных отборов: для верхнего теплофикационного отбора:

$$y_{\text{вс}} = \frac{i_{\text{вс}} - i_k}{i_0 - i_k + q_{\text{ПП}}} = \frac{2926,04 - 2366,7}{3453,8 - 2366,7 + 471,1} = 0,359, \quad (22)$$

для нижнего теплофикационного отбора:

$$y_{\text{нс}} = \frac{i_{\text{нс}} - i_k}{i_0 - i_k + q_{\text{ПП}}} = \frac{2800,9 - 2366,7}{3453,8 - 2366,7 + 471,1} = 0,279, \quad (23)$$

Принимая коэффициент регенерации  $K_p = 1,177$  расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_T = K_p \left( \frac{W_3}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{вс} \cdot D_{вс} + y_{нс} \cdot D_{нс} \right), \quad (24)$$

где  $H_i = 1345,8$  кДж/кг – теплоперепад, срабатываемый турбиной,  
 $\eta_{эм} = 0,98$  – электромеханический КПД.

$$D_T = 1,77 \left( \frac{192000}{1558,2 \cdot 0,98} + 0,359 \cdot 68,42 + 0,279 \cdot 69,35 \right) = 199,63,$$

### 2.1.6 Баланс пара и конденсата

Расход пара на уплотнения турбины принят 1% от расхода пара на турбину, кг/с,

$$D_{упл} = 0,01 \cdot D_T = 0,01 \cdot 199,63 = 1,996, \quad (25)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{ут} = \frac{\alpha_{ут}}{100} \cdot D_T = \frac{1,1}{100} \cdot 199,63 = 2,196, \quad (26)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{сн} = \frac{\alpha_{сн}^{мз} + \alpha_{сн}^{ко}}{100} \cdot D_T = \frac{1,2 + 1,2}{100} \cdot 199,63 = 4,791, \quad (27)$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{т}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} = 199,63 + 1,996 + 2,196 + 4,791 = 209,6, \quad (28)$$

Расход продувочной воды, кг/с:

$$G_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{100} \cdot D_{\text{пе}} = \frac{1,5}{100} \cdot 209,6 = 3,144, \quad (29)$$

Расход питательной воды с учётом продувки, кг/с,

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пе}} + G_{\text{пр}} = 209,6 + 3,144 = 212,76, \quad (30)$$

## 2.1.7 Расчёт регенеративной схемы

### 2.1.7.1 Расчёт сепараторов непрерывной продувки

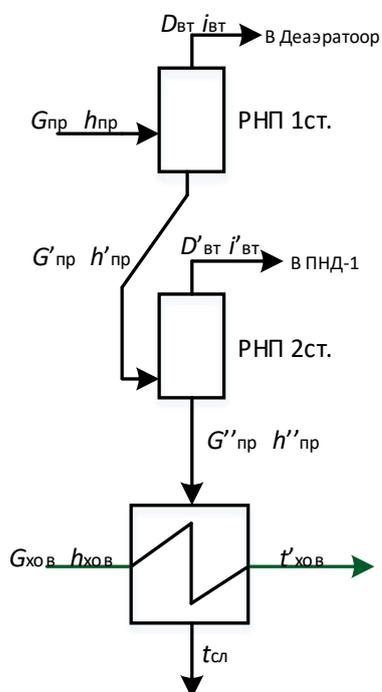


Рисунок 2.4 – Схема подключения расширителя непрерывной продувки

Из уравнений материального и теплового баланса для первой ступени расширителя найдём количество вторичного пара, кг/с,

$$D_{\text{вт}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{пр}} - h'_{\text{пр}})}{r_1} = \frac{3,144 \cdot (1614,8 - 697,1)}{2065,6} = 1,397, \quad (31)$$

где  $h_{\text{пр}} = 1614,8$  кДж/кг – энтальпия воды в барабане парогенератора при  $P_6 = 15,12$  МПа;

$h'_{\text{пр}} = 697,1$  кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя;

$r_1 = 2065,6$  кДж/кг – теплота парообразования при давлении  $P_d = 0,7$  МПа.

Расход продувочной воды в расширитель второй ступени, кг/с,

$$G'_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} - D'_{\text{вт}} = 3,144 - 1,397 = 1,747, \quad (32)$$

Из уравнений материального и теплового баланса для второй ступени расширителя найдём количество вторичного пара, кг/с:

$$D''_{\text{вт}} = \frac{G'_{\text{пр}} \cdot (h'_{\text{пр}} - h''_{\text{пр}})}{r_2} = \frac{1,747 \cdot (697,1 - 405,1)}{2265,18} = 0,225, \quad (33)$$

где  $h'_{\text{пр}} = 697,1$  кДж/кг – энтальпия продувочной воды, поступающая из первой ступени расширителя;

$h''_{\text{пр}} = 405,1$  кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из второй ступени расширителя;

$r_2 = 2265,18$  кДж/кг – теплота парообразования при давлении  $P_{\text{ПНД1}} = 0,09$  МПа.

Количество воды, сливаемой в техническую канализацию, кг/с,

$$G''_{np} = G'_{np} - D'_{вт} = 1,522 \text{ ,} \quad (34)$$

Количество химически очищенной воды, подаваемой в конденсатор, кг/с,

$$G_{хов} = G''_{np} + D_{ут} + D_{сн} = 1,52 + 2,19 + 4,79 = 8,5 \text{ ,} \quad (35)$$

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

$$t'_{хов} = t_{хов} + \frac{G''_{np} \cdot (t'_{np} - t_{сл})}{G_{хов}} = 30 + \frac{1,522 \cdot (96,68 - 60)}{8,5} = 36,56 \text{ ,} \quad (36)$$

где  $t''_{np} = 96,68 \text{ °С}$  – температура продувочной воды расширителя второй ступени;

$t_{сл} = 60 \text{ °С}$  – температура продувочной воды, сливаемая в тех. канализацию после подогревателя химически очищенной воды.

### 2.1.7.2 Расчёт регенеративной схемы ПВД

Расчётная схема ПВД представлена на рисунке 2.5

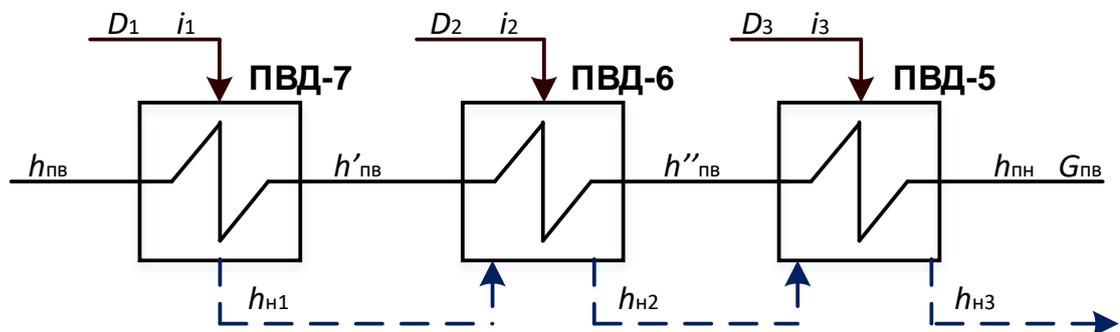


Рисунок 2.5 – Расчётная схема ПВД

Уравнение теплового баланса для ПВД-7:

$$D_1(i_1 - h_{H1}) \cdot \eta = G_{\text{пв}}(h_{\text{пв}} - h'_{\text{пв}}), \quad (37)$$

Расход пара на ПВД-7 кг/с,

$$D_1 = \frac{G_{\text{пв}}(h_{\text{пв}} - h'_{\text{пв}})}{(i_7 - h_{H7}) \cdot \eta} = \frac{212,7 \cdot (1038,25 - 683,1)}{(3179,2 - 1083,9) \cdot 0,98} = 10,46,$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-6:

$$(D_2(i_2 - h_{H2}) + D_1(h_{H1} - h_{H2})) \cdot \eta = G_{\text{пв}}(h'_{\text{пв}} - h''_{\text{пв}}), \quad (38)$$

Расход пара на ПВД-6, кг/с:

$$D_2 = \frac{G_{\text{пв}}(h'_{\text{пв}} - h''_{\text{пв}}) - D_1(h_{H1} - h_{H2}) \cdot \eta}{(i_2 - h_{H2}) \cdot \eta} =$$

$$= \frac{212,7 \cdot (966,08 - 783,8) - 10,46(1083,25 - 969,32) \cdot 0,98}{(3080,79 - 969,32) \cdot 0,98} = 15,18,$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-5:

$$(D_3(i_3 - h_{H3}) + (D_2 + D_1) \cdot (h_{H2} - h_{H3})) \cdot \eta = G_{\text{пв}}(h''_{\text{пв}} - h_{\text{пн}}), \quad (39)$$

Расход пара на ПВД-5 кг/с:

$$D_3 = \frac{G_{\text{пв}}(h''_{\text{пв}} - h_{\text{пн}}) - (D_2 + D_1) \cdot (h_{H2} - h_{H3}) \cdot \eta}{(i_3 - h_{H3}) \cdot \eta} =$$

$$= \frac{212,76 \cdot (783,8 - 725,3) - (15,18 + 10,46) \cdot (969,3 - 802,8) \cdot 0,98}{(3367,7 - 969,3) \cdot 0,98} = 3,256,$$

где энтальпию питательной воды на входе в ПВД-5 определим с учётом нагрева её в питательном насосе, кДж/кг:

$$h_{\text{пн}} = h_{\text{д}} + \frac{\Delta P_{\text{пн}} \cdot V}{\eta_{\text{н}}} = 683,14 + \frac{(17,92 - 0,7) \cdot 10^3 \cdot 0,0011}{0,75} = 725,3, \quad (40)$$

где  $\Delta P_{\text{пн}}$  – перепад давления питательной воды в питательном насосе, МПа;

$v = 0,0011 \text{ м}^3/\text{кг}$  – удельный объём питательной воды;

$\eta_{\text{н}} = 0,75$  – КПД питательного насоса.

### 2.1.7.3 Расчёт деаэратора

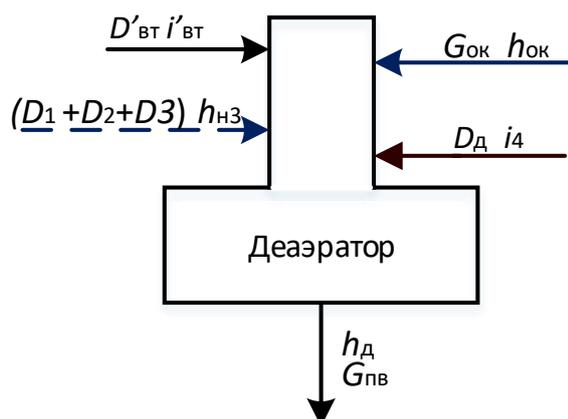


Рисунок 2.6 – Схема включения деаэратора

Уравнение материального баланса деаэратора:

$$(D_1 + D_2 + D_3) + D'_{\text{вт}} + D_{\text{д}} + G_{\text{ок}} = G_{\text{пв}}, \quad (41)$$

где  $D_{\text{д}}$  – расход греющего пара на деаэратор, кг/с,

$G_{\text{ок}}$  – расход основного конденсата, кг/с.

Уравнение теплового баланса деаэратора:

$$(D_1 + D_2 + D_3)h_{h3} + D'_{вт} i_{вт} + D_d i_4 + G_{ок} h_{ок} = G_{пв} h_d, \quad (42)$$

где  $i_{вт} = 2762,7$  кДж/кг – энтальпия вторичного пара из расширителя непрерывной продувки первой ступени;

$h_{ок} = 545,2$  кДж/кг – энтальпия основного конденсата после ПНД-3;

$i_3$  – энтальпия отборного пара на деаэрактор, кДж/кг;

Решая систему уравнений, получаем:

$$D_d = 7,079 \text{ кг/с},$$

$$G_{ок} = 175,3 \text{ кг/с},$$

#### 2.1.7.4 Расчёт регенеративной схемы ПНД

Составляем уравнения теплового баланса для трех теплообменных аппаратов поверхностного типа и уравнения теплового и материального баланса для четырёх точек смешения. Составляем систему уравнений.

$$D_5 (i_5 - h_{h5}) \eta_T = G_{ок} (h_{ок} - h_{см2})$$

$$G'_{кПСГ2} + G'_{оксм1} = G_{ок}$$

$$G'_{кПСГ2} \times h_{hПСГ2} + G'_{оксм1} \times h_{см1} = G_{ок} \times h_{см2}$$

$$G'_{кПСГ2} = D_5 + D_6 + D_{кПСГ2}$$

$$D_6 (i_6 - h_{h6}) \eta_T + D_5 (h_{h5} - h_{h6}) \eta_T = G'_{ок} (h'_{ок} - h'_{см})$$

$$G'_{кПСГ1} + G'_{ок} = G'_{ок}$$

$$G'_{кПСГ1} \cdot h_{hПСГ1} + G'_{ок} \cdot h_{см1} = G_{ок} \cdot h'_{см}$$

$$G'_{кПСГ1} = D_7 + D'_{вт} + D_{кПСГ1}$$

$$D_7 (i_7 - h_{h7}) \eta_T + D'_{вт} (h'_{вт} - h_{h7}) \eta_T = G'_{ок} (h'_{ок} - h''_{оу}), \quad (43)$$

где  $h_k = t_k \cdot C_B = 34,3 \cdot 4,186 = 143,5$  – энтальпия основного конденсата перед ПНД-1, кДж/кг;

$t_k = t_{\text{кон}} + \Delta t_{\text{оу}} = 27,3 + 7 = 34,2$  – температура основного конденсата перед ПНД-1;

$t_{\text{кон}} = 27,3$  °С – температура основного конденсата после конденсатора;

$\Delta t_{\text{оэ-оу}} = 7$  °С – нагрев основного конденсата в охладителе эжекторов и охладителей уплотнений;

Решая данную систему уравнений, получим, (находим только необходимые для дальнейшего расчёта величины)

$$D_5 = 4,15 \text{ кг/с};$$

$$D_6 = 3,229 \text{ кг/с};$$

$$D_7 = 2,645 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ок}} = 27,351 \text{ кг/с};$$

Расход пара через конденсатор равен, кг/с

$$D_k = G_{\text{ок}} - D_{\text{упл}} - G_{\text{хов}} = 27,351 - 1,996 - 8,5 = 15,8$$

Проверка баланса пара в турбине, кг/с,

$$D_T = D_k + D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_{\text{нс}} + D_{\text{вс}} = 15,84 + 10,46 + 15,18 + 3,25 + 7,07 + 4,15 + 3,22 + 2,64 + 68,4 + 69,3 = 199,6 \quad (44)$$

Что полностью совпадает с ранее найденным расходом.

Проверка мощности:

$$W_{\text{э}} = \left( \sum_{i=1}^n D_i^{\text{отб}} \cdot H_i^{\text{отб}} \right) \cdot \eta_{\text{эм}} \quad (45)$$

где  $D_i^{\text{отб}}$  - расход пара в  $i$ -тый отбор, кг/с,

$H_i^{\text{отб}}$  - использованный теплоперепад до  $i$ -того отбора, кДж/кг,

$$W_{\text{э}} = [ 10,46 \cdot 274,6 + 15,18 \cdot 373,02 + 3,25 \cdot 557,3 + 7,07 \cdot 724,4 + 4,15 \cdot 900,16 + 3,22 \cdot 998,9 + 2,64 \cdot 1121,04 + 69,35 \cdot 1558,2 + 68,4 \cdot 998,9 ] \cdot 0,98 = 192486,51,$$

Погрешность расчёта составляет

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% , \quad (46)$$

где  $W$  – фактическая мощность турбины, МВт

$W_p$  – расчётная мощность турбины, МВт

$$\delta = \left| \frac{192000 - 192486,51}{192000} \right| \cdot 100\% = - 0,253\%,$$

Погрешность меньше допустимой погрешности ( $\delta_{\text{допустимая}} \leq 2\%$ )[3],

В ходе расчёта было произведено значительное количество уточняющих пересчётов путём уточнения коэффициента регенерации согласно ниже представленной формуле.

$$K'_p = K_p \frac{W}{W_p} , \quad (47)$$

## 2.2 Тепловой расчет парового котла

### 2.2.1 Расчетные характеристики заданного топлива

Состав топлива приведен в таблице 2.3:

Таблица 2.3 - состав топлива

Месторождение	Марка	Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, $V^r$ , %	Температуры плавления золы, °С		
		$C^p$	$H^p$	$S^p$	$O^p$	$N^p$	$W^p$	$A^p$		$t_1$	$t_2$	$t_3$
Бородинское	2БР	42,6	3	0,2	13,2	0,6	33	7,4	47	1180	1210	1230

Теплота сгорания топлива  $Q_H^p = 15280$  кДж/кг.

Коэффициент размолоспособности  $k_{лo} = 1,15$

### 2.2.2 Выбор типа шлакоудаления

В связи с тем что выход летучих веществ  $V_r$  больше 25% и приведенная зольность  $A_{п}$  меньше 1, к тому же учитывая то, что в топках с твердым шлакоудалением более низкие тепловые напряжения и температура газов в зоне ядра горения, что в свою очередь обеспечивает снижение уровня образования термических оксидов азота, выбираем топку с твердым шлакоудалением

### 2.2.3 Выбор температуры горячего воздуха.

Температура горячего воздуха выбирают из зависимости от типа шлакоудаления и от характеристик топлива. Выбираем температуру горячего воздуха  $t_{г.в.} = 290$  °С. Выбираем одноступенчатую компоновку хвостовых поверхностей нагрева.

## 2.2.4 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным частям газохода

Значение коэффициента избытка воздуха на выходе из топки выбирается в зависимости от вида сжигаемого топлива и топочного устройства,  $\alpha_T = 1,2$ .

Присосы холодного воздуха в пылесистему  $\Delta\alpha_{пл} = 0,2$ . Присосы холодного воздуха по газоходам котла принимаются:

- присос холодного воздуха в ШПП,  $\Delta\alpha_{ШПП} = 0$ ;
- присос холодного воздуха в 1пКПП – 1вКПП,  $\Delta\alpha_{КПП} = 0,05$
- присос холодного воздуха в ВЭ,  $\Delta\alpha_{ВЭ} = 0,02$ ;
- присос холодного воздуха в ВП,  $\Delta\alpha_{ВП} = 0,03$ .

Коэффициенты избытка воздуха за поверхностями нагрева:

- кольцевая топка  $\alpha_{КТ} = 1,2$ ;
- ширмовый пароперегреватель  $\alpha_{ШПП} = 1,2$ ;
- вторичный конвективный пароперегреватель  $\alpha_{1вКПП} = 1,25$ ;
- водяной экономайзер  $\alpha_{ВЭ} = 1,27$ ;
- воздухоподогреватель  $\alpha_{ВП} = 1,3$ ;

Значения коэффициентов избытка воздуха дадут возможность найти действительное количество воздуха, действительные объемы продуктов сгорания после каждой поверхности нагрева.

## 2.2.5 Объемы и энтальпия воздуха и продуктов сгорания

### 2.2.5.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$

Теоретический объем воздуха,  $V_B^0$ , м<sup>3</sup>/кг необходимый для сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) + 0,265 \cdot H_p - 0,0333 \cdot O_p, \quad (48)$$

где  $C_p$  – количество углерода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;  
 $S_p$  – количество серы на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;  
 $H_p$  – количество водорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;  
 $O_p$  – количество кислорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3.

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

Теоретический объем азота,  $V_{N_2}^0$ , м<sup>3</sup>/кг полученного при сжигании одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N_p}{100}, \quad (49)$$

где  $V_B^0$  – теоретический объем воздуха, см. формулу (48);  
 $N_p$  – количество азота на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3.

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

Теоретический объем водяных паров,  $V_{H_2O}^0$ , м<sup>3</sup>/кг полученных при сгорании одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (50)$$

где  $H_p$  – количество водорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;  
 $W_p$  – количество влаги на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;  
 $V_B^0$  – теоретический объем воздуха, см. формулу (48).

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,149 = 0.806,$$

Теоретический объем трехатомных газов,  $V_{RO_2}$ , м<sup>3</sup>/кг полученных при сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C_p + 0,375 \cdot S_p}{100}, \quad (51)$$

где  $C_p$  – количество углерода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;  
 $S_p$  – количество серы на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3.

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

Общий теоретический объем дымовых газов,  $V_{\Gamma}^0$ , м<sup>3</sup>/кг полученных при сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 = 3,283 + 0,796 + 0.806 = 4,885, \quad (52)$$

### 2.2.5.2 Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы

Объем газов, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 - объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход				
	КТ	ШПП	КПП	ВЭ	ВП

Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,2	1,2	1,25	1,27	1,3
---	-----	-----	------	------	-----

Продолжение таблицы 2.4

Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{cp}$	1,2	1,2	1,225	1,26	1,285
Объём водяных паров, м <sup>3</sup> / кг , $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,819	0,819	0,821	0,823	0,825
Полный объём газов, м <sup>3</sup> / кг , $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	5,728	5,728	5,833	5,981	6,086
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,139	0,139	0,137	0,133	0,131
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,143	0,143	0,141	0,138	0,136
Суммарная объёмная доля $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,282	0,282	0,277	0,271	0,266
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	7,429	7,429	7,564	7,754	7,889
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{zl} = A^p \cdot a_{yh} / 100 \cdot G_{\Gamma}$	0,00946	0,00946	0,00929	0,00906	0,00891

### 2.2.5.3 Энтальпия продуктов сгорания по газоходам

При сжигании топлива энтальпия воздуха определяется из следующего выражения:

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot \vartheta, \quad (53)$$

где  $V_B^0$  – теоретический объем воздуха, см. формулу (48);  
 $c_B$  – теплоемкость 1 м<sup>3</sup> воздуха, кДж/м<sup>3</sup>\*К;  
 $\vartheta$  – температура °С.

Энтальпия дымовых газов  $H_\Gamma^0$ , кДж/кг, подсчитывается по следующей формуле:

$$H_\Gamma^0 = (V_{RO2} \cdot c_{RO2} + V_{N2} \cdot c_{N2} + V_{H2O}^0 \cdot c_{H2O}) \cdot \vartheta, \quad (54)$$

где  $V_{RO2}$  – объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг, см. формулу (51);  
 $c_{RO2}$  – теплоемкость 1 м<sup>3</sup> трехатомных газов, кДж/м<sup>3</sup>\*К;  
 $V_{N2}$  – теоретический объем азота, м<sup>3</sup>/кг см. формулу (49);  
 $c_{N2}$  – теплоемкость 1 м<sup>3</sup> азота, кДж/м<sup>3</sup>\*К;  
 $V_{H2O}^0$  – теоретический объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг см. формулу (50);  
 $c_{H2O}$  – теплоемкость 1 м<sup>3</sup> водяных паров, кДж/м<sup>3</sup>\*К;  
 $\vartheta$  – температура °С.

Энтальпия золы  $H_{зл}$ , кДж/кг, подсчитывается по следующей формуле:

$$H_{зл} = 0,01 \cdot a_{ун} \cdot c_{зл} \cdot \vartheta, \quad (55)$$

где  $a_{ун}$  – доля уноса золы;  
 $c_{зл}$  – теплоемкость 1 кг золы, кДж/кг\*К;  
 $\vartheta$  – температура °С.

Энтальпия продуктов сгорания на 1 кг сжигаемого топлива, кДж/кг, подсчитывается по формуле:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{Зл}}, \quad (56)$$

где  $H_{\Gamma}^0$  – энтальпия дымовых газов, кДж/кг, см. формулу (54);

$H_{\text{В}}^0$  – энтальпия воздуха, кДж/кг, см. формулу (53);

$H_{\text{Зл}}$  – энтальпия золы, кДж/кг, см. формулу (55).

Подсчитанные значения энтальпий заносим в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – энтальпия продуктов сгорания

g, C	Но_г ( $\alpha=1$ )	Но_в ( $\beta=1$ )	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{Зл}}$				
			КТ	ШПП	КПП	ВЭ	ВП
100	673,24	547,61			810,15	821,1	837,53
200	1365,13	1099,8		1585,09	1640,08	1662,07	1695,07
300	2076,4	1659,03		2408,21	2491,16	2524,34	2574,11
400	2849,74	2249,72	3299,69	3299,69	3412,17	3457,17	3524,66
500	3614,01	2840,78	4182,16	4182,16	4324,2	4381,02	
600	4398,84	3445,53	5087,95	5087,95	5260,23		
700	5204,09	4062,19	6016,53	6016,53	6219,64		
800	6027,2	4688,31	6964,86	6964,86	7199,28		
900	6865,14	5324,77	7930,1	7930,1	8196,34		
1000	7717,38	5968,27	8911,03	8911,03	9209,45		
1100	8574,11	6660,95	9906,3	9906,3	10239,35		
1200	9353,58	7266,49	10806,87	10806,87	11170,2		
1300	10133,04	7872,03	11707,45	11707,45			
1400	11243,81	8621,05	12968,02	12968,02			
1500	12148,26	9296,59	14007,57	14007,57			
1600	13060,14	9977,44	15055,62				
1700	13980,91	10660,28	16112,97				
1800	14903,9	11344,12	17172,73				
1900	15832,86	12036,6	18240,18				

g, C	Но_г ( $\alpha=1$ )	Но_в ( $\beta=1$ )	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{в}}^0 + H_{\text{зл}}$				
			КТ	ШПП	КПП	ВЭ	ВП
2000	16766,76	12729,89	19312,74				

### 2.2.6 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата

Потеря тепла с уходящими газами, %, зависит от заданной температуры уходящих газов  $t_{\text{y.г.}}$  и определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{(H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} \cdot H_{\text{xb}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{p}}^{\text{p}}}, \quad (57)$$

где  $H_{\text{yx}}$  – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов  $t_{\text{y.г.}}=137$  °С, по таблице 2.5:

$$H_{\text{yx}} = 837,53 + \frac{1695,07 - 837,53}{200 - 100} \cdot (137 - 100) = 1154,82, \quad (58)$$

где  $H_{\text{xb}}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, находится по температуре холодного воздуха  $t_{\text{xb}}$  принята равной 30 °С по таблице 2.5,  $H_{\text{xb}}^0$  принята равной 161;

$\alpha_{\text{yx}} = 1,3$  – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;

$q_4 = 0,5$  – потеря тепла от механического недожога, %;

$$q_2 = \frac{(1154,82 - 1,3 \cdot 161) \cdot (100 - 0,5)}{15280} = 6,156,$$

Потеря тепла от химического недожога  $q_3$  принимается равной нулю.

Потеря тепла в окружающую среду  $q_5$ , %, принимается в зависимости от производительности котельного агрегата:

$$q_5 = \frac{\left(\frac{60}{D_{\text{НОМ}}}\right)^{0,5}}{\log * D_{\text{НОМ}}} = 0,25, \quad (59)$$

где  $D_{\text{НОМ}} = D_{\text{пе}}$  паропроизводительность котла берётся из исходных данных.

Найдём коэффициент сохранения тепла  $\varphi$  :

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = \frac{0,25}{100} = 0,998, \quad (60)$$

Потеря с теплом шлака  $q_6$ , %, определяется по следующей формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^{\text{P}} \cdot (ct)_{\text{шл}}}{Q_{\text{p}}^{\text{H}}}, \quad (61)$$

где  $Q_{\text{p}}^{\text{H}}$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг, см. таблицу 2.3 -;

$a_{\text{шл}}$  – доля шлакования в топочной камере;

$A^{\text{P}}$  – зольность топлива, % см. таблицу 2.3 -;

$$q_6 = \frac{0,05 \cdot 7,4 \cdot 1800}{15280} = 0,044,$$

Коэффициент полезного действия, %, котельного агрегата брутто:

$$\eta_{\text{к}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (62)$$

$$\eta_{\text{к}} = 100 - (6,156 + 0 + 0,5 + 0,25 + 0,044) = 93,1,$$

Полный расход топлива, кг/с, определяется из следующего выражения:

$$B = \frac{D_{пе} \cdot (h_{пе} - h_{пв}) + (D_{вт} \cdot (h''_{вт} - h'_{вт})) + D_{пр} \cdot (h_{кип} - h_{пв})}{Q_p^p \cdot \eta_k}, \quad (63)$$

где  $Q_p^p$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг см. таблицу 2.3 -;

$h_{пе} = 3492,54$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$h_{пв} = 1038,25$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$D_{пр} = 1,747$  – расход непрерывной продувки, кг/с;

$D_{вт} = 217,3$  – расход вторичного пара, кг/с;

$h''_{вт} = 3080,79$  – энтальпия вторичного пара на входе, кДж/кг;

$h'_{вт} = 3551,98$  – энтальпия вторичного пара на выходе, кДж/кг;

$Q_p^H$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг, см. пояснение к формуле (58);

$\eta_k$  – коэффициент полезного действия, %, см. формулу (62).

$$B = \frac{227,77 \cdot (3492,54 \cdot 1038,25) + 217,3 \cdot (3551 - 3080) + 1,747 \cdot (1614 - 1038)}{15280 \cdot 0,931} = 46,56, \quad (64)$$

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, кг/с:

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) = 46,56 \cdot (1 - 0,01 \cdot 0,5) = 46,33, \quad (65)$$

Действительный расход топлива позволит выбрать необходимую мельницу для размола пыли и выбрать горелочные устройства. Так же все удельные тепловосприятости поверхностей нагрева в тепловом расчете парогенератора относят к одному килограмму сгоревшего топлива.

## 2.2.7 Расчет топки

Задача теплового и конструктивного расчета топки заключается в определении ее тепловосприятости, размеров необходимой лучевоспринимающей поверхности, обеспечивающих снижение температуры продуктов сгорания до заданной величины.

### 2.2.7.1 Конструктивные и тепловые характеристики топки

Для проведения теплового и конструктивного расчета топочной камеры котла, необходимо задаться размерами и определить площади нагрева. Кольцевая топка с обозначением размеров приведена на рисунке. Конструктивные данные, необходимые для расчета, приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 - Конструктивные данные топки

Наименование величины	Обозначение	Величина
Общая площадь экранов периферийных, м <sup>2</sup>	$F_{КТп.экр}$	1917,68
Общая площадь экранов центральных, м <sup>2</sup>	$F_{КТц.экр}$	906,004
Площадь выходного окна, м <sup>2</sup>	$F_{вок}$	241,06
Объем топки, м <sup>3</sup>	$V_T$	5139,235
Высота размещения горелок в топке, м	$h_T$	5,948
Высота топки, м	$h_T$	25,5
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$s_T$	6,037

### 2.2.7.2 Расчет теплообмена в топке

Задачей расчета теплообмена в топке является определение тепловосприятости экранов топки  $Q_L$  и температуры газов на выходе из нее  $\vartheta_T''$ . В основу расчета положена методика последовательного приближения. Согласно

этой методике необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки. Примем  $\vartheta_T'' = 1068,026^\circ\text{C}$ .

Полезное тепловыделение в топочной камере  $Q_T$ , кДж/кг, складывается из теплоты сгорания топлива, а также теплоты горячего воздуха  $Q_B$ , поступающего в топку:

$$Q_T = Q_p^p - * \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B, \quad (66)$$

где  $Q_p^p$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг, см. пояснения к формуле (58);

$q_3 = 0$  – потеря теплоты с химическим недожогом, %;

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом, %, см. пояснения к формуле (58);

$q_6$  – потеря теплоты с теплом шлака, %, см. формулу (61);

$Q_B$  – теплота поступающего в топку горячего воздуха, кДж/кг.

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг, рассчитывается по формуле:

$$Q_B = \beta_{ГВ} H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{ПЛ}) H_{ХВ}^0, \quad (67)$$

где  $\beta_{ГВ}$  = относительный избыток воздуха,  $\beta_{ГВ} = 0,94$  ;

$H_{ГВ}^0$  = энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг;

$\Delta\alpha_T = 0,06$  – присосы воздуха в топочную камеру;

$\Delta\alpha_{ПЛ} = 0,2$  – присосы воздуха в пылесистему;

$H_{ХВ}^0$  = энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

Энтальпии горячего и холодного воздуха определяются по температурам  $t_{гв}$  и  $t_{хв}$  при  $\beta_B = 1: H_{28}^0 = 1603,11$  кДж/кг,  $H_{хв}^0 = 161,09$  кДж/кг.

Относительный избыток воздуха  $\beta_{28} = 0,94$ .

$$Q_B = 0,94 \cdot 1603,11 + (0,06 + 0,02) \cdot 161,09 = 1548,8,$$

$$Q_T = 15280 \cdot \frac{100 - 0 - 0,5 - 0,044}{100 - 0,5} + 1548,8 = 16822,115,$$

Значению  $Q_T$  соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке  $\vartheta_a$ , °С. Найдем ее методом обратной интерполяции в зоне высоких температур газов при значении  $\alpha_T$  принимая энтальпию  $H_a = Q_T$ ;  $T_a = 1766,915$  °С

$$Bu = kps_T, \tag{68}$$

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

$p = 0,1$  – давление в топочной камере, МПа;

$s_T$  – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м.

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

$$k = k_{гr_{п}} + k_{зл} \mu_{зл} + k_{к}, \tag{69}$$

где  $k_{гr_{п}}$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, 1/(м·МПа);

$r_{п}$  – объемная доля трехатомных газов;

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

$\mu_{зл}$  – концентрация золовых частиц в топочной камере;

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

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

$$k_{г} = \left( \frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{r_{п}s_{г}}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{T_{г}''}{1000} \right), \quad (70)$$

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

$r_{п}$  – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

$s_{г}$  – эффективная толщина излучающего слоя топки, м;

$T_{г}'' = 1341,026$  – абсолютная температура газов на выходе из топки, К.

$k_{г} = 3,391$ .

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы определяется по формуле:

$$k_{зл} = \frac{43\rho_{г}}{\left( T_{г}'' d_{зл} \right)^{0,67}}, \quad (71)$$

где  $\rho_{г} = 1300$   $г/м^3$  – плотность дымовых газов при атмосферном давлении;

$T_{г}''$  – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$d_{зл}$  – эффективный диаметр золовых частиц, для МВ  $d_{зл} = 16$  мкм.

$k_{зл} = 70,027$ .

Тогда коэффициент поглощения,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ , топочной средой по уравнению (69):

$$k = 3,391 \cdot 0,282 + 70,027 \cdot 0,009 + 0,5 = 2,119,$$

Критерий Бугера по формуле (24):

$$Bu = 2,119 \cdot 0,1 \cdot 6,037 = 1,279,$$

По найденному значению  $Bu$  определяем эффективное значение критерия Бугера  $B\tilde{u}$  :

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right), \quad (72)$$

$$B\tilde{u} = 0,984$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре на выходе из нее. Для учета положения пылеугольного факела в камерной топке вводится эмпирический параметр  $M$ , который для низкорекреационных топлив считается по формуле:

$$M = 0,59 - 0,5X_T, \quad (73)$$

где  $X_T$  – параметр, характеризующий относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке;

$$X_T = \frac{h_r}{h_T}, \quad (74)$$

где  $h_r$  – высота размещения горелок от пода топки;

$h_T$  – расчетная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна.

Высота размещения горелок  $h_T = 5,948$  м, высота топки  $h_T = 25,5$  м.

Тогда по формулам (73) и (74)

$$X_T = \frac{5,948}{25,5} = 0,233,$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,233 = 0,473,$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана:

$$\psi = \xi \cdot x,$$

где  $\xi$  – условный коэффициент загрязнения;

$x$  – угловой коэффициент экрана.

Угловой коэффициент экрана  $x$  определяется по формуле:

$$x = 1 - 0,2 \left( \frac{s}{d} - 1 \right), \quad (75)$$

где  $s/d$  – относительный шаг труб настенного экрана.

Тогда угловой коэффициент равен  $x = 0,96$ .

Коэффициент загрязнения экранов выбираем  $\xi_{\text{экр}} = 0,4 [1]$ ;

Коэффициент тепловой эффективности экранов камеры охлаждения

$$\psi_{\text{экр}} = \xi_{\text{экр}} x = 0,4 \cdot 0,96 = 0,384,$$

Далее определим температуру газов на выходе из топки, °С:

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{u}^{0.3} \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{\text{ср}} F_{\text{ст}} T_a^3}{\phi B_p (Vc)_{\text{ср}}} \right]^{0.6}} - 273, \quad (76)$$

где  $M$  – эмпирический параметр;

$B\tilde{u}$  – эффективное значение критерия Бугера;

$\psi_{\text{ср}}$  – средний коэффициент тепловой эффективности;

$F_{\text{ст}}$  – полная площадь поверхности стен топки, м<sup>2</sup>;

$T_a$  – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К;

$\phi$  – коэффициент тепловой эффективности;

$(Vc)_{\text{ср}}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг·°С):

$$(Vc)_{\text{ср}} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \quad (77)$$

где  $Q_T$  – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;

$H_T''$  – энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг, на выходе из топки, определяется по принятой ранее температуре  $\vartheta_T''$  и избытку воздуха на выходе из топки  $\alpha_T$ :  $H_T'' = 9588,078$ ;

$\vartheta_a$  – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С;

$\vartheta_T''$  – температура газов на выходе из топки, °С.

$$(V_c)_{\text{ср}} = 10,351 ,$$

$$\vartheta_T'' = 1068,026 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

Теперь определим по уточненной температуре энтальпию продуктов сгорания топлива на выходе из топки:

$$H_T'' = 9588,078 \text{ кДж/кг},$$

Общее количество теплоты, кДж/кг, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки:

$$Q_{\text{л}} = \varphi(Q_T - H_T''), \quad (78)$$

где  $Q_T$  – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;

$H_T''$  – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг.

$$Q_{\text{лкт}} = 0,998(16822,115 - 9588,078) = 7219,569,$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток), кВт/м<sup>2</sup>:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{F_{\text{СТ}} \chi}, \quad (79)$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с, см. формулу (65);

$Q_{\text{л}}$  – количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки, кДж/кг;

$\chi$  – степень экранирования стен топки,  $\chi = 0,975 \div 0,985$ , примем  $\chi = 0,98$

тогда

$$q_{\text{л}} = \frac{46,333 \cdot 7219,569}{3064,744 \cdot 0,98} = 111,374$$

## 2.2.8 Расчет радиационных пароперегревателей

Расход пара, кг/с, через радиационный и конвективный пароперегреватели:

$$D_{\text{рпп}} = D_{\text{шпп}} = D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}}, \quad (80)$$

где  $D_{\text{рпп}}$  – расход пара через радиационный пароперегреватель, кг/с;

$D_{\text{шпп}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;

$D_{\text{пе}}$  – номинальный расход острого пара, кг/с;

$D_{\text{впр}}$  – расход пара на впрыск,  $D_{\text{впр}} = (0,05 \div 0,07) \cdot D_{\text{пе}}$ , примем  $D_{\text{впр}} = 0,05 \cdot 227,778 = 11,389$  кг/с.

$$D_{\text{рпп}} = D_{\text{шпп}} = 227,778 - 11,389 = 216,389,$$

Давление на выходе из барабана:  $P_{\bar{o}} = 1,12 \cdot P_{\text{не}} = 15,12$  МПа, давление на выходе из радиационного пароперегревателя:  $P_{\text{рпп}} = P_{\text{не}} \cdot 1,09 = 14,715$  МПа.

Целью расчета радиационного пароперегревателя является определение энтальпии и температуры пара на выходе из него. Температура на входе в РППп равна температуре насыщения при давлении в барабане  $t_{\text{рпп}} = t_s(P_{\bar{o}}) = 342,79$  °С, энтальпия насыщенного пара при этом равна  $h'' = 2607,416$  кДж/кг (которая составляет энтальпию пара на входе в пароперегреватель  $h'_{\text{рпп}} = h''$ ). Прирост энтальпии пара  $\Delta h_{\text{рпп}}$ , кДж/кг, в радиационном пароперегревателе определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{Q_{\text{рпп}} B_{\text{р}}}{(D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}})}, \quad (81)$$

где  $Q_{\text{рпп}}$  – суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя, кДж/кг;

$B_{\text{р}}$  – расход топлива на котел, кг/с;

$D_{\text{пе}}$  – расход пара, кг/с;

$D_{\text{впр}}$  – расход пара на впрыск.

Суммарное тепловосприятие пароперегревателя, кДж/кг:

$$Q_{\text{рпп}} = Q_{\text{рппп}} + Q_{\text{рппт}}$$

где  $Q_{\text{рппп}}$  – тепловосприятие пароперегревателя в области горизонтального газохода;

$Q_{\text{рппт}}$  – тепловосприятие пароперегревателя в области поворотной камеры.

Тепловосприятие  $Q_{\text{рппп}}$ , кДж/кг, пароперегревателя в области горизонтального газохода рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_{\text{ГГ}} = \frac{q_{\text{рппп}}^0 \cdot \left(\frac{T_{\text{ГГ}}}{1273}\right)^2 \cdot F_{\text{рппп}}}{B_{\text{р}}}, \quad (82)$$

где  $q_{\text{рппп}}^0$  – теплонапряжение стен горизонтального газохода принимаем 30 кВт/м<sup>2</sup>;

$T_{\text{ГГ}}$  – средняя температура газов в горизонтальном газоходе  $T_{\text{ГГ}} = 1216,026$  К;

$F_{\text{рппп}}$  – площадь стен радиационного потолочного пароперегревателя  $F_{\text{рппп}} = 239,288$  м<sup>2</sup>;

$B_p$  – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{\text{РППп}} = \frac{30 \cdot \left(\frac{1216,026}{1273}\right)^2 \cdot 239,288}{46,333} = 141,376,$$

Тепловосприятие  $Q_{\text{РППт}}$ , кДж/кг, пароперегревателя размещенного в поворотной камере рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_{\text{пов}} = \frac{q_0 \cdot \left(\frac{S_{\text{пов}}}{2,8}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{T_{\text{пов}}}{1273}\right)^2 \cdot F_{\text{пов}}}{B_p}, \quad (83)$$

где  $q_0^0$  – теплонапряжение стен радиационного пароперегревателя в поворотной камере, принимаем тоже, что тепловое напряжение стен горизонтального газохода кВт/м<sup>2</sup>, см. формулу (79)

$F_{\text{РППт}}$  – площадь стен радиационного пароперегревателя в поворотной камере  $F_{\text{РППт}} = 790,12 \text{ м}^2$ ;

$B_p$  – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{\text{РППт}} = \frac{30 \cdot \left(\frac{6,657}{2,8}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{1091,026}{1273}\right)^2 \cdot 790,12}{46,333} = 466,627,$$

Суммарное тепловосприятие пароперегревателя, кДж/кг:

$$Q_{\text{РПП}} = Q_{\text{РППп}} + Q_{\text{РППт}} = 141,376 + 466,627 = 608,003,$$

Прирост энтальпии пара, кДж/кг, по формуле (81)

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{608,003 \cdot 46,333}{227,778 - 11,389} = 130,186,$$

Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя равна

$$h''_{\text{рпп}} = h'_{\text{рпп}} + \Delta h_{\text{рпп}}, \quad (84)$$

где  $h'_{\text{рпп}}$  – энтальпия пара на входе в подогреватель, кДж/кг;

$\Delta h_{\text{рпп}}$  – прирост энтальпии пара, кДж/кг.

$$h''_{\text{рпп}} = 2607,416 + 130,186 = 2737,602,$$

По найденному значению энтальпии при давлении  $P_{\text{рпп}}$  по найдем температуру пара, °С:  $t''_{\text{рпп}} = f(P_{\text{рпп}}, h''_{\text{рпп}}) = 353,367$

### 2.2.9 Расчет ширмового пароперегревателя

Задачей поверочного расчета ширмового пароперегревателя является определение при известных конструктивных характеристиках значений температуры газов за ширмами  $\vartheta''_{\text{ш}}$  и температуры пара на выходе из них  $t''_{\text{ш}}$ .

В основу методики расчета положена методика последовательного приближения температуры газов на выходе из ширмовой поверхности  $\vartheta''_{\text{ш}}$ , обеспечивающей равенство между количеством воспринятого лучистого тепла из топки  $Q''_{\text{шши}}$ , а также лучистого и конвективного тепла, отданного пароперегревателю от проходящих между ширмами газов  $Q^{\text{б}}_{\text{шши}}$  и количеством тепла, переданного в процессе теплопередачи через поверхность нагрева  $Q^{\text{т}}_{\text{шши}}$ .

Ширмовый пароперегреватель имеет 2 ступени движения пара относительно газов противоточное. Расчет выполнен для двух ступеней.

Конструктивные размеры, необходимые для расчета приведены в таблице:

Таблица 2.8 - Конструктивные данные ширм

Наименование величины	Обозначение	1 ступень	2 ступень
Высота ширм, м	A	9,5	7,25

Ширина ширм, м	$B$	1,895	1,25
Поперечный шаг ширм, м	$s_1$	0,75	0,5
Продольный шаг ширм, м	$s_2$	0,042	0,042
Наружный диаметр трубок, м	$d_H$	0.0038	0,0038
Внутренний диаметр трубок, м	$d_{BH}$	0.0026	0,0026
Количество ширм по ширине газохода, шт	$z_1$	44	

Продолжение таблицы 2.8

Количество параллельно включенных труб в одной ленте ширм, шт	$n_{ш}$	18	
---	---------	----	--

Задаемся ориентировочно температурой газов на выходе из ступени ширмового пароперегревателя, °С:  $\vartheta''_{шпп} = 888$

Тепловосприятие ширм из топки, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q''_{шпп} = Q''_{вх} - Q''_{вых}, \quad (85)$$

где  $Q''_{вх}$  – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;

$Q''_{вых}$  – тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, кДж/кг.

$$Q''_{вх} = \frac{\beta_{ш} \eta_{в} q_{л} F_{в.ок}}{B_p}, \quad (86)$$

где  $\beta_{ш}$  – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью,  $\beta_{ш} = 1,239$ ;

$\eta_b = 0,8$  – коэффициент неравномерности восприятия по высоте топки;

$q_{л} = 111,374$  – тепловое напряжение экранов топки, кВт/м<sup>2</sup>;

$F_{в.ок} = 241,06$  – площадь входного сечения ширм, м<sup>2</sup>;

$B_p = 46,333$  – расчетный расход топлива, кг/с.

$$Q_{вх}^{л} = 574,213,$$

Тепло излучения из топки и ширм на конвективные пароперегреватели, кДж/кг:

$$Q_{вых}^{л} = \frac{Q_{вх}^{л} (1 - a_{ш}) \phi_{ш}}{\beta_{ш}} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} a_{ш} F_{вых}^{л} T_{ср} \varepsilon_{п}}{B_p}, \quad (87)$$

где  $Q_{вх}^{л}$  – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;

$a_{ш}$  – степень черноты газов в ширмах;

$\phi_{ш}$  – угловой коэффициент ширм;

$\beta_{ш}$  – коэффициент;

$F_{вых}^{л}$  – выходная излучающая поверхность ширм, м<sup>2</sup>;

$T_{ср}$  – средняя температура газов в ширмах, К;

$\varepsilon_{п} = 0,5$  – поправочный коэффициент, для углей;

$B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с.

Угловой коэффициент

$$\phi_{ш} = \sqrt{\left(\frac{B}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{B}{s_1}, \quad (88)$$

где  $B$  – ширина ширм, м;

$s_1$  – шаг между ширмами, м.

$$\varphi_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{3,145}{0,625}\right)^2 + 1} - \frac{3,145}{0,625} = 0,098.,$$

Степень черноты считается как

$$a_{\text{ш}} = 1 - e^{-kps} = 0,286,$$

где  $k$  – коэффициент поглощения лучей,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;

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

$s_{\text{ш}}$  – эффективная толщина излучающего слоя в ширмах, м.

$T_{\text{ш}}'' = \vartheta_{\text{ш}}'' + 273 = 888 + 273 = 1161$  К – температура газов на выходе из ширм.

Эффективная толщина излучающего слоя, м:

$$s_{\text{ш}} = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{s_1}} = 0,883, \quad (89)$$

Выходная излучающая поверхность ширм,  $\text{м}^2$ ,  $F_{\text{вых}}^{\text{л}} = 241,06$  ;

Средняя температура газов в ширмах, К:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\vartheta_{\text{ш}}' + \vartheta_{\text{ш}}''}{2} + 273, \quad (90)$$

где  $\vartheta_{\text{ш}}' = \vartheta_{\text{т}}''$  – температура газов на входе в ширмовую поверхность,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\vartheta_{\text{ш}}''$  – температура газов на выходе из ширмовой поверхности, °С.

$$T_{\text{ср}} = \frac{1068,026+888}{2} + 273 = 1251,026,$$

Тепло излучения из топки и ширм, кДж/кг, по формуле (87)

$$Q_{\text{вых}}^{\text{л}} = \frac{574,213 \cdot (1-0,286) \cdot 0,098}{1} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,05 \cdot 241,06 \cdot 1251,026 \cdot 0,5}{46,333} = 5,697 ,$$

Лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг, по формуле (85)

$$Q_{\text{шипп}}^{\text{л}} = 574,213 - 61,399 = 512,814,$$

Далее необходимо найти действительную температуру газов за ширмовым пароперегревателем.

Количество теплоты, отданное газами ширмовому пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг:

$$Q_{\text{шипп}}^{\text{б}} = \varphi \left( H_{\text{ш}}' - H_{\text{ш}}'' \right), \quad (91)$$

где  $\varphi = 0,997$  – коэффициент сохранения тепла;

$H_{\text{ш}}'$  – энтальпия газов на входе в ширмы,  $H_{\text{ш}}' = H_{\text{т}}'$ , кДж/кг;

$H_{\text{ш}}''$  – энтальпия газов на выходе из ширм по температуре газов на выходе из ширм  $\vartheta_{\text{ш}}''$  при  $\alpha_{\text{т}}$ :  $H_{\text{ш}}'' = f(\alpha_{\text{т}}, \vartheta_{\text{ш}}'') = 7814$  кДж/кг.

$$Q_{\text{шипп}}^{\text{б}} = 0,998 \cdot (9558,078 - 7814,528) = 1770,003,$$

Определив величину  $Q_{\text{шпшп}}^{\delta}$ , далее найдем значение энтальпии пара на выходе из ширм, кДж/кг:

$$h'_{\text{ш}} = h''_{\text{ш}} - \frac{(Q_{\text{шпшп}}^{\delta} + Q_{\text{шпшп}}^{\lambda}) B_p}{D_{\text{шпшп}}} \quad (92)$$

где  $h'_{\text{ш}} = h''_{\text{рпшп}}$  – энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг;

$Q_{\text{шпшп}}^{\delta}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;

$Q_{\text{шпшп}}^{\lambda}$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;

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

$D_{\text{шпшп}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с.

$$h'_{\text{ш}} = 2737,602 - \frac{(1770,003 + 512,814) \cdot 46,333}{216,389} = 3226,4,$$

По энтальпии  $h''_{\text{ш}}$  и давлению за ширмами  $P_{\text{шпшп}} = 14,04$  МПа найдем температуру пара за ширмами,  $^{\circ}\text{C}: t''_{\text{ш}} = f(P_{\text{шпшп}}, h''_{\text{ш}}) = 466,7$

Количество теплоты, переданное через поверхность нагрева за счет процесса теплопередачи,  $Q_{\text{шпшп}}^{\Gamma}$ , кДж/кг, найдем следующим образом.

Скорость газов, м/с, при средней температуре

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{f_{\text{шпшп}}^{\Gamma} 273}, \quad (93)$$

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

$V_r = 5,728$  – суммарный объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг;

$\vartheta_{cp} = 978,026$  – средняя температура газов в ширмах, °С;

$f_{шп}^r = 104,755$  – живое сечение для прохода газов, м<sup>2</sup>;

$$\omega_r = \frac{46,333 \cdot 5,728 \cdot (978,026 + 273)}{104,755 \cdot 273} = 11,61$$

По полученной величине  $\omega_r$  находим коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k = f(\omega_r, d_n) = \alpha_n C_z C_\phi$ .  $\alpha_k = 84,15$ .

Средняя скорость пара в ширмах рассчитывается по формуле, м/с:

$$\omega_{II} = \frac{D_{шп} v_{II}}{f_{II}}, \quad (94)$$

где  $D_{шп}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;

$v_{II} = 0,0171$  – средний удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг,  $v_{II}$ ;

$f_{II} = 0,42$  – площадь живого сечения для прохода пара, м<sup>2</sup>.

$$t_{шп}^{cp} = \frac{353,367 + 466,7}{2} = 410,034 \text{ °С,}$$

Тогда скорость пара, м/с:

$$\omega_{II} = \frac{216,389 \cdot 0,0171}{0,42} = 8,8,$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару  $\alpha_2 = 2592 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ .  
 Чтобы найти коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_{\text{л}}$ , нужно предварительно найти температуру наружных загрязнений труб,  $^{\circ}\text{С}$ :

$$t_3 = t_{\text{шп}}^{\text{ср}} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_{\text{р}} (Q_{\text{шп}}^{\text{б}} + Q_{\text{шп}}^{\text{л}})}{F_{\text{шп}}} 10^3, \quad (95)$$

где  $t_{\text{шп}}^{\text{ср}}$  – средняя температура пара в ширмах,  $^{\circ}\text{С}$ ;

$\varepsilon$  – коэффициент загрязнения поверхности,  $(\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$ ,

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ ;

$B_{\text{р}}$  – расход топлива на котел,  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$Q_{\text{шп}}^{\text{б}}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$Q_{\text{шп}}^{\text{л}}$  – лучистое тепловосприятие ширм,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$F_{\text{шп}}$  – площадь поверхности ширм,  $\text{м}^2$ .

$$t_3 = 410,034 + \left( 0,007 + \frac{1}{2592} \right) \frac{46,333(1770,003 + 512,814)}{2317,865} 10^3 = 747,068,$$

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания,  $\alpha_{\text{л}} = 91,665 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ .

Коэффициент теплоотдачи от газов,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ :

$$\alpha_1 = \xi \left( \alpha_{\text{к}} \frac{\pi d_{\text{н}}}{2s_2 x_{\text{ш}}} + \alpha_{\text{л}} \right), \quad (96)$$

где  $\xi = 0,85$  – коэффициент использования, принимаем;

$\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$d_n$  – наружный диаметр труб, м;

$s_2$  – шаг между трубами в ленте ширмы, м;

$x_{ш}$  – угловой коэффициент ширм;

$\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м<sup>2</sup>К).

$$\alpha_1 = 0,85 \cdot \left( 84,15 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038}{2 \cdot 0,042 \cdot 0,98} + 91,665 \right) = 182,141$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К):

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left( 1 + \frac{Q_{шшш}^л}{Q_{шшш}^б} \right) \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1}, \quad (97)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$Q_{шшш}^л$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;

$Q_{шшш}^б$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;

$\varepsilon$  – коэффициент загрязнения поверхности, (м<sup>2</sup>К)/Вт;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м<sup>2</sup>К).

$$k = \frac{182,141}{1 + \left( 1 + \frac{512,814}{1770,003} \right) \cdot \left( 0,007 + \frac{1}{2592} \right) \cdot 182,141} = 66,596,$$

Температурный напор для ширм, °С:  $\Delta t = 567,993$

Количество тепла, переданного через стенки труб ширм за счет теплопередачи, кДж/кг, определяется по уравнению конвективного теплообмена

$$Q_{\text{ширм}}^{\text{T}} = \frac{k F_{\text{ширм}} \Delta t}{10^3 B_{\text{p}}}, \quad (98)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$F_{\text{ширм}}$  – площадь поверхности ширм, м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  – температурный напор ширм, °С;

$B_{\text{p}}$  – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{\text{ширм}}^{\text{T}} = \frac{66,596 \cdot 2317,865 \cdot 567}{46,333 \cdot 10^3} = 1892,282,$$

Полученное тепловосприятие  $Q_{\text{ширм}}^{\text{T}}$  сравним с тепловосприятием  $Q_{\text{ширм}}^{\text{б}}$  путем определения расчетной погрешности  $\delta Q$ , %:

$$\delta Q = \left| \frac{Q_{\text{ширм}}^{\text{T}} - Q_{\text{ширм}}^{\text{б}}}{Q_{\text{ширм}}^{\text{б}}} \right| \cdot 100\%,$$

где  $Q_{\text{ширм}}^{\text{T}}$  – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;

$Q_{\text{ширм}}^{\text{б}}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг.

$$\delta Q = \left| \frac{1892,282 - 1770,003}{1892,282} \right| \cdot 100\% = 6,908 \%,$$

Полученное значение погрешности больше 2 %, следовательно, нужно произвести перерасчет, и изменить  $\vartheta''_{\text{шпп}}$ , температуру газов на выходе из ступени ширмового паропереревателя.

Пересчет второго приближения выполняется аналогично первому приближению, данные основных величин при пересчете занесем в таблицу 2.9:

Таблица 2.9 – Расчет ширмового пароперегревателя (2 приближение)

Наименование величины	Обозначение	Величина
Температура газов на выходе из ступени ШПП, °С	$\vartheta''_{\text{шпп}}$	868,023
Тепловосприятие лучистое ширм из топки, кДж/кг	$Q''_{\text{шпп}}$	526,615
Тепловосприятие конвективное ширм из топки, кДж/кг	$Q^{\text{б}}_{\text{шпп}}$	1962,664
Средняя температура газов в ширмах, К	$T_{\text{ср}}$	968,026
Скорость газов при средней температуре, м/с	$\omega_{\text{г}}$	11,517
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м <sup>2</sup> К)	$\alpha_2$	2400

Продолжение таблицы 2.9

Температура наружных загрязнений труб, °С	$t_3$	786,53
Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, Вт/(м <sup>2</sup> К)	$\alpha_{\text{л}}$	78,169
Коэффициент теплоотдачи от газов, Вт/(м <sup>2</sup> К)	$\alpha_1$	166,99
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> К)	$k$	64,956
Температурный напор для ширм, °С	$\Delta t$	550,549
Количество тепла, переданного через стенки труб ширм за счет теплопередачи, кДж/кг	$Q^{\text{т}}_{\text{шпп}}$	1788,996

Полученное тепловосприятие  $Q^{\text{т}}_{\text{шпп}}$  сравним с тепловосприятием  $Q^{\text{б}}_{\text{шпп}}$  путем определения расчетной погрешности  $\delta Q, \%$ :

$$\delta Q = \left| \frac{Q^{\text{т}}_{\text{шпп}} - Q^{\text{б}}_{\text{шпп}}}{Q^{\text{б}}_{\text{шпп}}} \right| \cdot 100\%$$

где  $Q_{\text{шпп}}^{\text{T}}$  – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;  
 $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг.

$$\delta Q = \left| \frac{1788,996 - 1962,664}{1962,664} \right| \cdot 100\% = 8,8 \%$$

Полученное значение погрешности больше 2 %, необходимо найти  $\vartheta_{\text{шпп}}''$  методом линейной интерполяции по следующей формуле:

$$\vartheta_{\text{шпп}}'' = \vartheta_{\text{шпп}2}'' + \frac{(Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шпп}}^{\text{T}})_2 * (\vartheta_{\text{шпп}1}'' - \vartheta_{\text{шпп}2}'')}{(Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шпп}}^{\text{T}})_2 - (Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шпп}}^{\text{T}})_1} = 882,061,$$

Энтальпия газов на выходе из первой ступени находится по температуре  $\vartheta_{\text{шпп}}''$ , и равняется  $H''_{\text{шпп}} = 7756,948$  кДж/кг

Сведем данные полученные при расчете ширмового пароперегревателя и занесем их в таблицу 2.10:

Таблица 2.10 – Сводные данные расчета ширмового пароперегревателя

Наименование величины	Обозначение	Величина
Температура газов на выходе из ШПП, °С	$\vartheta_{\text{шпп}}''$	882,061
Энтальпия газов на выходе из ШПП, кДж/кг	$H''_{\text{шпп}}$	7756,948
Температура пара на выходе из ШПП, °С	$t_{\text{шпп}}''$	472,788
Энтальпия пара на выходе из ШПП, кДж/кг	$h_{\text{шпп}}''$	3239,572
Охлаждение газов в ШПП, °С	$\Delta\vartheta_{\text{шпп}}''$	185,965
Нагрев пара в ШПП, °С	$\Delta t_{\text{шпп}}''$	119,421

### 2.2.10 Расчет конвективного пароперегревателя

Расчет 1пКПП и 1вКПП выполнен конструктивным методом, т.к. температура пара на входе и выходе была известна. Данные расчета занесены в таблицу 2.11:

Таблица 2.11 – Конструктивные и расчетные данные конвективных пароперегревателей

Наименование величины	Обозначение	1пКПП	1вКПП
Высота КПП, м	$h_{кпп}$	4,818	3,5
Ширина газохода КПП, м	$b_{кпп}$	1	1
Ширина пакета КПП, м	$b_{тр-кпп}$	1,938	3,434
Наружный диаметр трубок, м	$d_H$	0,038	0,06
Внутренний диаметр трубок, м	$d_{вн}$	0,026	0,05
Поперечный шаг труб, м	$s_1$	0,12	0,12
Продольный шаг труб, м	$s_2$	0,057	0,0981
Количество рядов труб, шт	$z_1$	236	236
Количество параллельно вкл.труб, шт	$n_{тр}$	3	3
Живое сечение для прохода газов, м <sup>2</sup>	$f^Г$	93,431	49,7

Продолжение таблицы 2.11

Живое сечение для прохода пара, м <sup>2</sup>	$f^n$	0,752	2,78
Температура газов на входе, °С	$\vartheta'$	882	694
Средняя температура газов, °С	$\vartheta_{ср}$	788	577
Скорость газов, м/с	$\omega_G$	11,24	16,9
Температура газов на выходе, °С	$\vartheta''$	694	459
Температура пара на входе, °С	$t'$	442	442
Средняя температура пара, °С	$t_{ср}$	501	433
Скорость пара, м/с	$\omega_п$	6,66	16,02
Температура пара на выходе, °С	$t''$	560	560
Коэфф. теплоотдачи от газов к стенке	$\alpha_1$	101	111,3
Температура стенки и наружных загрязнений, °С	$t_3$	570	600
Коэффициент теплоотдачи от стенке к	$\alpha_2$	1530	765

пару			
Коэффициент теплоотдачи	k	71,364	72,506
Тепловосприятие поверхности, кДж/кг	$Q^T$	1592,758	2273,7
Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	F	3619,656	9879,135

### 2.2.11 Расчет воздухоподогревателя

Трубчатый воздухоподогреватель рассчитывается конструктивно, т.е. целью расчета является определение его необходимой теплообменной поверхности

Тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг

$$Q_{\text{ВП}} = \left( \beta_{\text{ГВ}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{ВП}}}{2} \right) (H''_{\text{ВП}} - H^0_{\text{ХВ}}), \quad (99)$$

где  $\beta_{\text{ГВ}} = 1$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из воздухоподогревателя;

$\Delta\alpha_{\text{ВП}}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;

$H^0_{\text{ГВ}}$  – энтальпия воздуха на выходе из воздухоподогревателя, определяется по температуре  $t''_{\text{ВЗП1}}$  для  $\beta_{\text{ГВ}} = 1$ :

$$H^0_{\text{ГВ}} = 1603,112 \text{ кДж/кг};$$

$H^0_{\text{ХВ}}$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$Q_{\text{ВП}} = \left( 1 + \frac{0,03}{2} \right) (1603,112 - 161,09) = 1463,651$$

Зная  $Q_{\text{ВП}}$ , определим энтальпию и температуру газов перед воздухоподогревателем, кДж/кг:

$$H'_{\text{ВП}} = H''_{\text{ВП}} + \frac{Q_{\text{ВП}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{ВП}} H^0_{\text{ПРС}} \quad (100)$$

где  $H''_{\text{вп}} = H^0_{\text{ух}}$  – энтальпия газов за воздухоподогревателем, кДж/кг;

$\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$H^0_{\text{прс}}$  – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг,

определяем по средней температуре подогреваемого воздуха  $t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{гв}} + t_{\text{хв}}}{2} = 160$

$^{\circ}\text{C}$  для  $\beta_{\text{в}} = 1$ :

$$H^0_{\text{прс}} = (\text{при } 160^{\circ}\text{C}) = 878,927$$

$$H'_{\text{вп}} = 2595,04$$

По значению энтальпии  $H'_{\text{вп}}$  определяем температуру газов на входе в воздухоподогреватель:  $\vartheta'_{\text{вп}} = 402,2^{\circ}\text{C}$ .

Далее определим температурный напор с учетом поправочного коэффициента на перекрестное движение сред,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$\Delta t_{\text{вп}} = \psi \cdot \Delta t, \quad (101)$$

где  $\psi = 0,9$  – поправочный коэффициент для трех ходов воздуха;

$$\Delta t_{\text{вп}} = 0,9 \cdot 109,58 = 98,622,$$

Для определения коэффициента теплопередачи  $k_{\text{вп}}$  принимаем скорость газов  $\omega_{\text{г}} = 12$  м/с и скорость воздуха  $\omega_{\text{в}} = 7$  м/с.

Полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов, шт:

$$z_{\text{тр}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot \omega_{\text{г}} \cdot f_{\text{вп}}}, \quad (102)$$

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

$V_{\text{г}}$  – объем газов, м<sup>3</sup>/кг, для воздухоподогревателя;

$\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta''_{\text{вп}} + \vartheta'_{\text{вп}})/2$  – средняя температура газов в взп,  $^{\circ}\text{C}$ ,  $\vartheta_{\text{ср}} = 269$ ;

$w_{\text{г}}$  – скорость газов, м/с;

$f_{\text{вп}}^{\text{г}}$  – внутреннее сечение трубы для прохода газов,  $\text{м}^2$

$$f_{\text{вп}}^{\text{г}} = 0,785 \cdot d_{\text{вп}}^2 = 0,785 \cdot 0,037^2 = 0,001,$$

где  $d_{\text{вп}}$  – внутренний диаметр труб, м.

Принимаем наружный диаметр  $d_{\text{н}}=0,04$  м, шаги труб  $s_1 = 0,054$  м,  $s_2 = 0,0472$  м;

$$z_{\text{тр}} = \frac{46,333 \cdot 6,086 \cdot (269 + 273)}{273 \cdot 12 \cdot 0,001} = 43461,197,$$

Число труб в одном ряду по ширине котла, шт:

$$z_1 = \frac{b_{\text{т}}}{s_1} - 1, \tag{103}$$

где  $b_{\text{т}}$  – ширина конвективной шахты, м;

$s_1$  – шаг между трубами по ширине котла, м.

$$z_1 = \frac{14,18}{0,054} - 1 = 262,$$

Число труб по глубине конвективной шахты, шт:

$$z_2 = \frac{z_{\text{тр}}}{z_1}, \quad (104)$$

где  $z_{\text{тр}}$  – полное число труб воздухоподогревателя, шт;

$z_1$  – число труб в одном ряду по ширине котла, шт.

$$z_2 = \frac{43461,197}{262} = 166,$$

Полная глубина трубной поверхности, м, (по ширине конвективной шахты)

$$a_{\text{тр}} = z_2 s_2, \quad (105)$$

где  $z_2$  – число труб по глубине конвективной шахты, шт;

$s_2$  – шаг между трубами по глубине конвективной шахты, м.

$$a_{\text{тр}} = 166 \cdot 0,047 = 7,842,$$

Выбираем одну поточную схему выполнения воздухоподогревателя.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке :  $\alpha_1 = 40,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху:  $\alpha_2 = 78,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ .

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$

$$k_{\text{вп}} = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2},$$

где  $\xi$  – коэффициент использования;

$\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ ;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

Коэффициент использования находится как  $\xi = \xi_0 - \Delta\xi$ . Тогда  $\xi = 0,9 - 0,05 = 0,85$ .

$$k_{\text{ВП}} = 0,85 \cdot \frac{40,7 \cdot 78,4}{40,7 + 78,4} = 22,773.$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{ВП}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ВП}}}{k_{\text{ВП}} \cdot \Delta t_{\text{ВП}}} \cdot 10^3, \quad (106)$$

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

$Q_{\text{ВП}}$  – тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг;

$k_{\text{ВП}}$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);

$\Delta t_{\text{ВП}}$  – температурный напор, °C.

$$F_{\text{ВП}} = \frac{46,333 \cdot 1463,651}{22,773 \cdot 98,622} \cdot 10^3 = 30195,286$$

Далее находим необходимую полную высоту труб воздухоподогревателя, м:

$$h_{\text{ВП}} = \frac{F_{\text{ВП}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_{\text{тр}}} = 5,744. \quad (107)$$

### 2.2.12 Расчет водяного экономайзера

Целью расчета водяного экономайзера является определение его необходимой теплообменной поверхности. Водяной экономайзер изображен на рисунке.

Сначала зададимся необходимыми характеристиками труб: наружный и внутренний диаметры труб  $d_n = 0,028$  м,  $d_{вн} = 0,02$  м; шаги труб  $s_1 = 0,09$  м,  $s_2 = 0,06$  м.

Тепловосприятие ступени ВЭ, кДж/кг, определяется как

$$Q_{ЭК}^6 = \varphi (H'_{ЭК} - H''_{ЭК} + \Delta\alpha_{ЭК} \cdot H_{хв}^0), \quad (108)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$H'_{ЭК}$  – энтальпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг;

$H''_{ЭК} = H'_{ВП}$  – энтальпия газов на выходе из экономайзера, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{ЭК}$  – величина присосов воздуха в экономайзере;

$H_{хв}^0$  – количество тепла, вносимого в экономайзер присасываемым холодным воздухом, кДж/кг.

$$Q_{ЭК}^6 = 0,998(3958,967 - 2595,04 + 0,02 \cdot 161,09) = 1364,415,$$

По величине  $Q_{ЭК}^6$  определяется энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера, кДж/кг

$$h''_{ЭК} = h'_{ЭК} + \frac{B_p \cdot Q_{ЭК}^6}{D_{ВЭК}}, \quad (109)$$

где  $h'_{ЭК}$  – энтальпия питательной воды на входе в экономайзер, кДж/кг;

$D_{ВЭК} = 227,778$  – расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с;

$$h''_{ЭК} = 1315,792,$$

По найденной энтальпии питательной воды определяем температуру питательной воды на выходе из экономайзера:  $t''_{ЭК} = 296,063^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{\text{вэ}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31 \cdot \ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (110)$$

$$\Delta t_{\text{г}} = \vartheta'_{\text{ЭК}} - t''_{\text{ЭК}} = 212,16^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{ЭК}} - t'_{\text{ЭК}} = 106,138^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{вэ}} = \frac{212,16 - 106,138}{2,31 \cdot \ln \frac{212,16}{106,138}} = 153,078^{\circ}\text{C},$$

Скорость дымовых газов, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_{\text{p}} V_{\Gamma} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 f_{\text{вЭК}}^{\Gamma}}, \quad (111)$$

где  $\vartheta_{\text{ср}}$  – расчетная средняя температура газов в экономайзере,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$f_{\text{вЭК}}^{\Gamma}$  – площадь живого сечения для прохода газов,  $\text{м}^2$

$$f_{\text{вэ}}^{\Gamma} = 2 \cdot (h_{\text{вэ}} - b_{\text{вэ}}) - z_1 b_1 d_{\text{н}},$$

где  $h_{\text{вэ}}$  – высота конвективной шахты, м;

$b_{\text{вэ}}$  – ширина газохода КПП, м;

$d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб, м.

$$z_1 = \frac{h_{\text{вэ}}}{s_1} - 1, \quad (112)$$

где  $h_{\text{вэ}}$  – высота конвективной шахты, м;

$s_1$  – поперечный шаг труб, м.

$$z_1 = 72,$$

$$f_{\text{вЭК}}^{\Gamma} = 84,08,$$

$$\omega_r = 8,5,$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°C):

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}, \quad (113)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);

$\varepsilon$  – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, (м<sup>2</sup>·°C)/Вт,  
определяем аналогично как и при расчете конвективного пароперегревателя:

$$k = 51,621 \text{ ,}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot C_{\text{фр}} \cdot C_d + \Delta\varepsilon, \quad (114)$$

где  $\varepsilon_0 = 0,0036$  – исходный коэффициент загрязнения, (м<sup>2</sup>·°C)/Вт;

$C_d = 0,7$  – поправка на диаметр;

$\Delta\varepsilon = 0,0034$  – поправка, для бурых углей составляет, (м<sup>2</sup>·°C)/Вт;

$C_{\text{фр}}$  – поправка на фракционный состав золы.

$$\varepsilon = 0,00592,$$

Площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{ЭК}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ЭК}}^0}{k \cdot \Delta t} \cdot 10^3, \quad (115)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);

$$F_{\text{ЭК}} = \frac{46,333 \cdot 1364,415}{51,621 \cdot 153,078} \cdot 1000 = 8000,168$$

### 2.2.13 Составление прямого баланса котла

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

$$\Delta Q = Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} - (Q_{\text{кт}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{эк}}^{\text{б}}) \left( \frac{100 - q_4}{100} \right)$$

где  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}$  – коэффициент полезного действия котла в относительных единицах;

$Q_{\text{лкт}}$  – тепловосприятие поверхности нагрева в кольцевой топке, кДж/кг;

$Q_{\text{лцт}}$  – тепловосприятие поверхности нагрева в центральной топке, кДж/кг;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$  – тепловосприятие ширмового пароперегревателя, кДж/кг;

$Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}$  – тепловосприятие конвективного пароперегревателя, кДж/кг;

$Q_{\text{эк}}^{\text{б}}$  – тепловосприятие водяного экономайзера, кДж/кг;

$q_4$  – потеря от механического недожога, %.

$$\Delta Q = 15280 \cdot 0,931 - (7219 + 1827,4 + 1592,7 + 2273,7 + 1364,415) \cdot 0,995 = 3,877,$$

Относительная величина невязки, %:

$$\delta Q = \left| \frac{\Delta Q}{Q_{\text{р}}} \right| \cdot 100\% = 0,025,$$

Величина невязки меньше 0,5%, значит расчет поверхностей нагрева котла выполнен верно и тепловой расчет заканчивается.

### 2.3 Расчёт технико-экономических показателей работы станции

В данном разделе приведены расчеты технико-экономических показателей работы проектируемого энергоблока в теплофикационном режиме по расчету режима тепловой схемы приведенного в разделе 2.1.

Расход тепла на турбоустановку, кВт,

$$Q_{\text{ТУ}} = D_{\text{T}} \cdot (i_0 - h_{\text{ПВ}}) + D_{\text{ПП}} \cdot q_{\text{ПП}} + D_{\text{ВТ}} \cdot (i_{\text{ВТ}} - h_{\text{ПВ}}) + D_{\text{ВТ}} \cdot (i_{\text{ВТ}} - h_{\text{ПВ}}) + G_{\text{ХОВ}} \cdot (h_{\text{ХОВ}} - h_{\text{ПВ}}) = 199,63 \cdot (3453,8 - 1038,25) + 189,16 \cdot 471,19 + 1,397(2762,74 - 1038,25) + 0,225 \cdot (2670,3 - 1038,25) + 7,11(125,58 - 1038,25) = 584043,9 \quad (116)$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт,

$$Q_{\text{ВС}} = D_{\text{ВС}}(i_{\text{ВС}} - \bar{t}_{\text{с}}^{\text{H}}) = 68,4 (2926,04 - 497,82) = 166142,8, \quad (117)$$

$$Q_{\text{НС}} = D_{\text{НС}}(i_{\text{НС}} - \bar{t}_{\text{нс}}^{\text{H}}) = 69,3 (2800,97 - 405,28) = 166142,8, \quad (118)$$

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{T}} = D_{\text{ВС}} + D_{\text{НС}} = 166142,8 + 166142,8 = 332285,71, \quad (119)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт,

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = Q_{\text{ТУ}} - Q_{\text{ТУ}}^{\text{T}} = 251758,2, \quad (120)$$

Тепловая нагрузка котла, кВт,

$$Q_{\text{КЕ}} = D_{\text{КЕ}}(i_{\text{КЕ}} - h_{\text{ПВ}}) + D_{\text{ПП}} \cdot q_{\text{ПП}} + D_{\text{ПР}}(h_{\text{ПР}} - h_{\text{ПВ}}), \quad (121)$$

где  $i_{\text{КЕ}}$  – энтальпия перегретого пара на выходе из котла, кДж/кг,

$$Q_{\text{КЕ}} = 605992,19,$$

Полный расход натурального топлива определен в формуле (63) и составляет  $B = 46,56$  кг/с, расход условного составляет  $B = 22,192$  кг/с.

Найдём коэффициент ценности тепла для верхнего подогревателя,

$$\xi_{\text{BC}} = \frac{i_{\text{BC}} - i_{\text{K}}}{i_0 - i_{\text{K}} + q_{\text{III}}} \left( 1 + K \frac{i_0 + q_{\text{III}} - i_{\text{BC}}}{i_0 + q_{\text{III}} - i_{\text{K}}} \right), \quad (122)$$

где  $K = 0,4$  – коэффициент, зависящий от давления пара перед турбоагрегатом.

$$\xi_{\text{BC}} = \frac{2926,04 - 2366,78}{3453,82 - 2366,78 + 471,19} \left( 1 + 0,4 \frac{3453,82 + 471,19 - 2926,04}{3453,82 + 471,19 - 2366,78} \right) = 0,45$$

Для нижнего подогревателя:

$$\begin{aligned} \xi_{\text{HC}} &= \frac{i_{\text{HC}} - i_{\text{K}}}{i_0 - i_{\text{K}} + q_{\text{III}}} \left( 1 + K \frac{i_0 - i_{\text{HC}} + q_{\text{III}}}{i_0 - i_{\text{K}} + q_{\text{III}}} \right) = \\ &= \frac{2800,9 - 2366,78}{3453,8 - 2366,78 + 471,19} \left( 1 + 0,4 \frac{3453,8 + 471,19 - 2800,9}{3453,8 + 471,19 - 2366,78} \right) = 0,36, \end{aligned} \quad (123)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счёт отборов пара, кВт,

$$\begin{aligned} \Delta Q_{\text{отб}}^3 &= [Q_{\text{вс}} (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} (1 - \xi_{\text{нс}})] \frac{Q_{\text{т}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{т}}} = \\ &= [166142(1 - 0,45) + 166142(1 - 0,36)] \cdot 1 = 197713 \end{aligned} \quad (124)$$

Находим коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии,

$$K_3 = \frac{Q_{\text{т}}^3 + \Delta Q_{\text{отб}}^3 + Q_{\text{т}}^{\text{сн}}}{Q_{\text{т}}^3 + \Delta Q_{\text{отб}}^3 + Q_{\text{т}}^{\text{сн}} + Q_{\text{от}}} \quad (125)$$

где  $Q_{\text{т}}^{\text{сн}} = 0,05 \cdot Q_{\text{т}} = 0,05 \cdot 584043 = 29202,19$  кВт – расход тепла на собственные нужды турбоагрегата.

$$K_3 = \frac{251758 + 29202 + 197713}{251758 + 29202 + 197713 + 332285} = 0,458 \quad ,$$

Принимая мощность собственных нужд блока 5% [3], отпущенная мощность составляет, кВт,

$$W_{\text{отп}} = W_3 - e_{\text{сн}} W_3 = 192000 - 0,05 \cdot 192000 = 182400, \quad (126)$$

Мощность собственных нужд, затраченных только на производство электроэнергии, кВт,

$$W_{\text{э}}^{\text{сн}} = e_{\text{э}}^{\text{сн}} W_3 = 0,05 \cdot 192000 = 9600, \quad (127)$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/с,

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \frac{W_{\text{омн}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{эс}}} = 22,19 \cdot 0,458 \frac{182400}{192000 - 9600} = 10,171, \quad (128)$$

Расход условного топлива на выработку тепла, кг/с,

$$B_{\text{ПВК}} = \frac{Q_{\text{ПВК}}}{Q_{\text{рн.усл.т.}} \cdot \eta_{\text{ПВК}}} = \frac{595496,83}{29310 \cdot 0,92} = 9,769, \quad (129)$$

Расход условного топлива на выработку тепла, кг/с,

$$B_{\text{т}} = B - B_{\text{э}} + B_{\text{ПВК}} = 22,19 - 10,171 + 9,769 = 21,79, \quad (130)$$

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

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{омн}}} \cdot 3600 = \frac{10,171}{182400} \cdot 3600 = 0,201, \quad (131)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, учитывая догрев в ПВК, кг/ГДж,

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}^{\text{макс}}} \cdot 10^6 = \frac{21,79}{595496} \cdot 10^6 = 36,591, \quad (132)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, учитывая догрев в ПВК, в переводе составляет  $b_{\text{т}} = 153,23$  кг/ГКал,

## 2.4 Выбор вспомогательного оборудования

### 2.4.1 Выбор питательных насосов

На блоках с докритическими параметрами ( $p = 13,8$  МПа) на каждый блок устанавливают по одному питательному насосу на 100% производительности (без резерва). На складе предусматривается один резервный насос на всю электростанцию. Питательные насосы блоков мощностью до 210 МВт имеют электропривод с гидромуфтой.

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

$$G = G_{нс} \cdot 1,05 = 212,76 \cdot 1,05 = 223,398, \quad (133)$$

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

Напор питательного насоса,  $\Delta p$ , МПа, определяется как разность давлений на стороне нагнетания  $p_n$  и на стороне всасывания  $p_v$

$$\Delta p = p_n - p_v, \quad (134)$$

Давление нагнетания  $p_n$ , МПа, развиваемое насосом, определяется заданным давлением в конечной точке тракта  $p_k$ , суммарным гидравлическим сопротивлением тракта  $\sum \Delta p_c$  и разницей геометрических отметок  $H$  между точками перемещения среды,

$$p_n = p_k + \sum \Delta p_c + Hg\rho \cdot 10^{-6}, \quad (135)$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$\rho = 1/\nu$  – средняя плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

Для барабанных котлов с естественной циркуляцией максимальное давление питательной воды  $p_{пв}$ , МПа, которое должен создавать питательный

насос, определяется давлением в барабане  $p_6$  с запасом по давлению на открытие предохранительных клапанов  $\Delta p_{пк}$ ,

$$p_{пв} = p_6 + \Delta p_{пк}, \quad (136)$$

Для котлов на давление пара  $p_{пе} = 13,8$  МПа правилами Котлонадзора устанавливается значение  $\Delta p_{пк} = (0,05 \div 0,08) p_{пе}$ . Давление в барабане котла  $p_6$  определяется через  $p_{пе}$  и потери давления в пароперегревателе  $\Delta p_{пш} = 1 \div 1,6$  МПа.

$$p_6 = p_{пе} + \Delta p_{пш} = 15,456, \quad (137)$$

С учётом запаса по давлению на срабатывание предохранительных клапанов,

$$p_{пв} = 15,12 + 0,08 = 16,$$

Суммарное гидравлическое сопротивление тракта от барабана до питательного насоса имеет следующие составляющие,

$$\sum \Delta p_c = \Delta p_{вэ} + \Delta p_{рпк} + \Delta p_{пвд} + \Delta p_{тр}, \quad (138)$$

где  $\Delta p_{вэ} = 0,0828$  МПа – гидравлическое сопротивление экономайзера,  
 $\Delta p_{рпк} = 0,1$  МПа – сопротивление регулирующего клапана питания котла;  
 $\Delta p_{пвд} = 0,8$  МПа – суммарное гидравлическое сопротивление ПВД;  
 $\Delta p_{тр} = 0,2$  МПа – сопротивление трубопроводов от насоса до котла.

$$\sum \Delta p_c = 0,0828 + 0,1 + 0,8 + 0,2 = 1,18,$$

Высота котла  $H = 47,6$  м, средняя плотность воды  $\rho = 920$  кг/м<sup>3</sup>

$$p_n = 13,8 + 0,08 + 47,6 \cdot 9,81 \cdot 920 \cdot 10^{-6} = 14,31$$

Расчётное давление во всасывающей патрубке  $p_v$ , МПа, складывается из давления в деаэраторе, давления столба жидкости от уровня в деаэраторе (для блоков на давление 13,8МПа высота  $H_d = 22 \div 25$ м) до оси насоса за вычетом гидравлических сопротивлений в трубопроводе и арматуре (суммарное гидравлическое сопротивление водяного тракта до входа в питательный насос  $\sum \Delta p_c$  не должно превышать 0,01МПа).

$$p_v = p_d - \sum \Delta p_c + H_d g \rho \cdot 10^{-6} = 0,7 - 0,01 + 22 \cdot 9,81 \cdot 902,6 \cdot 10^{-6} = 0,88 \quad (139)$$

$$\Delta p = 15,53 - 0,88 = 14,65,$$

Объёмный расход питательной воды,  $\rho = 940$  кг/м<sup>3</sup>.

$$Q = G_{пв} / \rho = 212,76 / 940 = 0,226 \text{ м}^3/\text{с} = 813,6 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Выбираем питательный насос на блок ПЭ-720-185/200<sub>г</sub> с характеристикой:

- Производительность – 720 м<sup>3</sup>/ч;
- Напор – 1962 м;
- Частота вращения – 2904 об/мин;
- Допустимый кавитационный запас – 15м;
- Потребляемая мощность – 5000 кВт;
- КПД – 77 %;

#### 2.4.2 Выбор конденсатных насосов

Число насосов в зависимости от мощности турбоагрегата может быть равно двум, трём или четырём. Конденсатные насосы всегда устанавливаются с резервом; резервный насос включается по системе АВР. По возможности число насосов должно быть минимальным: два по 100% или три по 50% производительности.

Общая подача насосов  $D_{\text{кн}}$ , кг/с, рассчитывается по максимальному расходу пара в конденсатор. Кроме того, учитываются дренажи подогревателей и трубопроводов, добавочная обессоленная вода и т.п.  $D_{\text{кн}} = G_{\text{к}} = 22,75$  кг/с. Но, учитывая, что турбина может работать в конденсационной турбине, для выбора конденсатного насоса, примем расход пара на турбину.

Объёмный расход основного конденсата,  $\rho = 997,2$  кг/м<sup>3</sup>.

$$D_{\text{кн}} = D_{\text{т}}/\rho = 199,63/997,2 = 0,2\text{м}^3/\text{с} = 720,72 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (140)$$

При одноподъёмной схеме, применяемой на блоках с барабанными котлами, давление нагнетания  $p_{\text{н}}$ , МПа, рассчитывается исходя из давления в деаэраторе  $p_{\text{д}}$ , суммарного сопротивления тракта от конденсатора до деаэратора и разности уровней воды в деаэраторе  $H_{\text{д}}$  и конденсаторе:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{д}} + \sum \Delta p_{\text{с}} + Hg\rho \cdot 10^{-6}, \quad (141)$$

Суммарное сопротивление тракта:

$$\sum \Delta p_{\text{с}} = \Delta p_{\text{пнд}} + \Delta p_{\text{рпк}} + \Delta p_{\text{тр}}$$

где  $\Delta p_{\text{рпк}} = 0,04$  МПа – сопротивление регулирующего клапана питания (уровня) конденсата;

$\Delta p_{\text{пнд}} = 0,1$  МПа – суммарное гидравлическое сопротивление ПНД;

$\Delta p_{\text{тр}} = 0,2$  МПа – сопротивление трубопроводов от насоса до котла.

$$\sum \Delta p_c = 0,1 + 0,04 + 0,2 = 0,34$$

$$p_n = 0,66 + 0,34 + 22 \cdot 9,81 \cdot 950 \cdot 10^{-6} = 1,21$$

Давление перед насосом  $p_v$  должно быть достаточным для предотвращения кавитации, для конденсатных насосов с частотой вращения 960 – 1500 об/мин он составляет 0,02 – 0,04 МПа.

$$\Delta p = 1,21 - 0,02 = 1,19 \text{ МПа,}$$

По справочнику [3], выбираем три конденсатных насоса КсВ-500-150 с характеристикой:

- Производительность = 500 м<sup>3</sup>/ч
- Напор = 150 м
- Частота вращения = 1500 об/мин
- КПД = 75 %
- Допустимый кавитационный запас = 2,5 м
- Потребляемая мощность = 272 кВт;

### 2.4.3 Выбор циркуляционных насосов

Расход охлаждающей воды,  $D_{\text{ов}}$ , кг/с, при конденсационном режиме рассчитывается по формуле

$$D_{\text{ов}} = m \cdot D_{\text{к}}, \tag{142}$$

где  $D_k = 199,63$  кг/с – максимальный расход пара в конденсатор (при конденсационном режиме весь пар с отопительных отборов проходит через конденсатор);

$m = 45 \div 100$  – кратность охлаждения, кг/кг, принимаем  $m = 45$ ;

$$D_{об} = 45 \cdot 199,63 = 8983,53$$

Объёмный расход циркуляционной воды,  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

$$D_{об} = D_{об}/\rho \cdot 3600 = 8983,53/1000 \cdot 3600 = 32340,719 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчётный расход охлаждающей воды, кг/с,

$$D_{об}^p = 1,2 \cdot D_{об} = 1,2 \cdot 32340,7 = 38,808 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (143)$$

На электростанциях блочного типа принята блочная схема водоснабжения. Устанавливают два циркуляционных насоса по 50% производительности без резерва. Производительность циркуляционных насосов выбирают по летнему режиму, когда температура охлаждающей воды высокая и требуется наибольшее её количество.

$$p_n = \Delta p_{вх} + \Delta p_k + \Delta p_{сл} + (H_n - H_c) \cdot g \rho \cdot 10^{-3} \quad (144)$$

где  $\Delta p_{вх}$ ,  $\Delta p_{сл}$  – сопротивление входного и сливного трактов, кПа, каждое из них не должно превышать  $20 \div 25$  кПа;

$\Delta p_k = 40 \div 60$  – сопротивление конденсатора, кПа;

$H_n$  – гидравлическое сопротивление тракта и геодезический напор (подъём) воды от уровня воды в приёмном колодце до верха конденсатора. Для равнинных местностей высота подъёма не превышает  $10 \div 15$  метров;

$H_c$  – реальная величина сифона, из-за сопротивления сливной линии составляет 6,5÷8 метров.

$$p_n = 25 + 50 + 25 + (12 - 7) \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 10^{-3} = 150$$

Давление во всасывающей патрубке циркуляционного насоса  $p_v$  в среднем составляет 20÷80кПа

$$\Delta p_{цн} = p_n - p_v = 150 - 50 = 100 \text{ кПа.}$$

Устанавливаем:

– 2 центробежных горизонтальных циркуляционных насоса (оба рабочие), каждый производительностью 41000 м<sup>3</sup>/ч, напором (40,0) м с электродвигателем мощностью 1296 кВт, U=6000 В, n=365 об/мин ;

#### 2.4.4 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору, применительно к проектируемому блоку.

Объёмный расход сетевой воды,  $\rho = 935 \text{ кг/м}^3$ .

$$G = G_{св} / \rho = 1778,239 / 950 \cdot 3600 = 1,872 \text{ м}^3/\text{с} = 6738,59 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (145)$$

Давление нагнетания рассчитывается на преодоление подогревателей, на сопротивление внешних трубопроводов теплосети и составляет 1,5÷2,2МПа.

$$\Delta p_{цн} = p_n - p_v = 2,0 - 0,5 = 1,5 \text{ МПа.}$$

Устанавливаем к уже установленным 4 сетевым насосам, и 1 монтируемому сетевому насосу энергоблока № 2, дополнительно 1 сетевой насоса СЭ-5000-160 с характеристиками:

- Производительность – 5000 м<sup>3</sup>/ч
- Напор – 160 м
- Частота вращения 3000 об/мин
- КПД – 84 %
- Допустимый кавитационный запас – 28,0м
- Потребляемая мощность – 1460 кВт;

Общее число установленных сетевых насосов СЭ-5000-160 равняется 6.

#### **2.4.5 Регенеративные подогреватели**

Подогреватель высокого давления выбираем по заводским данным, так чтобы их характеристики удовлетворяли значениям, полученным в ходе расчета ПТС [3]:

– ПВД-7 - ПВ-800-230-45 где 800 – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>; 230 – максимальное давление в трубной системе, кгс/см<sup>2</sup>; 45 – максимальное давление в корпусе, кг/см<sup>2</sup>;

– ПВД-6 - ПВ-800-230-32;

– ПВД-5 - ПВ-800-230-21.

Подогреватели низкого давления:

– ПНД-3 - ПН-400-26-7-II;

– ПНД-2 - ПН-100-16-4-I;

– ПНД-1 - ПН-100-16-4-I.

#### **2.4.6 Деаэратор**

По найденному расходу питательной воды  $G_{\text{пв}} = 212$  кг/с выбираем деаэратор смешивающего типа повышенного давления ДП-1000, [3] с характеристиками: давление 0,7 МПа; производительностью – 1000 т/ч, типоразмер охладителя выпара – ОВ-18.

Аккумуляторный бак: тип БД-100-1-13; емкость 100 м<sup>3</sup>.

#### **2.4.7 Сетевые подогреватели**

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

Выбираем ПС-2: устанавливаем один ПСГ-5000-3,5-8-I (подогреватель сетевой горизонтальный: 5000м<sup>2</sup> – площадь поверхности нагрева, 3,5кг/см<sup>2</sup> – рабочее давление в паровом пространстве, 8кг/см<sup>2</sup> - рабочее давление в водяном пространстве).

Выбираем ПС-1: устанавливаем один ПСГ-5000-2,5-8-I.

### **2.5 Выводы по главе 2**

Была рассчитана принципиальная тепловая схема Т-185/220-12,8-2, по результатам расчета невязка составила 0,253%, что является допустимой погрешностью.

В результате выполнения комплексного расчета котельного агрегата БКЗ-820-13,8 была определена и рассчитана конструкция парового котла при использовании промежуточного пароперегревателя. Ниже будут перечислены основные решения, принятые при проектировании и расчете котельного агрегата.

В зависимости от плавкостных характеристик топлива была выбрана конструкция топки с твердым шлакоудалением.

Температура горячего воздуха, подаваемого к горелочным устройствам, была выбрана из диапазона 270-300 °С, а именно  $t_{\text{гв}} = 250$  °С.

Также по выбранной температуре горячего воздуха была выбрана одноступенчатая компоновка хвостовых поверхностей нагрева, то есть, одноступенчатый воздухоподогреватель и водяной экономайзер.

По рекомендациям из методических указаний были выбраны и рассчитаны величины присосов и коэффициентов избытка воздуха, рассчитаны теоретические и действительные объемы продуктов сгорания и воздуха, а также найдены расчетные энтальпии их в диапазоне от 100 до 2300 °С.

Были рассчитаны величины потерь теплоты при работе котельного агрегата. Исходя из полученных данных был определен КПД котельного агрегата, равный  $\eta_{бр} = 93,1 \%$ .

Были оценены энтальпии, температуры и давления перегретого пара и продувочной воды, с учетом которых был найден полный расход топлива на котел, равный  $B = 46,56$  кг/с.

Был произведен расчет топочной камеры котла в размерах ее по сравнению с размерами использовались размеры топочной камеры прототипа. В результате расчета была получена температура газов на выходе из топки 1068,026°С.

Расчет радиационного пароперегревателя позволил оценить значения температур газов и пара на входе и выходе из поверхности нагрева. Температура пара на выходе из РПП составляет 353,367°С, а на входе в РПП температура равна 342,79°С.

При расчете ширмовой поверхности пароперегревателя были также оценены значения температур и энтальпий газов и пара на входе и выходе из поверхности нагрева. Итого, температура газов на выходе из ширмового пароперегревателя составляет 882,061°С, температура пара на выходе из ширмового пароперегревателя составляет 472,788°С.

Итого по результатам расчётов конвективного пароперегревателя. Итоговая площадь поверхности нагрева составила  $F_{кнт} 3619,656$  м<sup>2</sup>, температура газов на входе в поверхность нагрева 882 °С, на выходе – 694°С.

Был рассчитан промежуточный пароперегреватель, по результатам расчета был выбран двухпакетный. Итоговая площадь поверхности нагрева составила  $F_{кпн} 9879,135 \text{ м}^2$ , температура газов на входе в поверхность нагрева  $694 \text{ °C}$ , на выходе –  $577 \text{ °C}$ .

Расчет воздухоподогревателя позволил определить высоту поверхности нагрева. Был принят однопоточный воздухоподогреватель с полной высотой  $h_{взн} = 5,744 \text{ м}$ .

В результате расчета водяного экономайзера была определена общая площадь поверхности нагрева, равная  $F_{вэк} = 8000,168 \text{ м}^2$ .

По завершении теплового расчета была определена относительная величина невязки, а также построен график распределения температур и тепловосприятий по газоходам котлам.

По результатам расчета технико-экономических показателей работы энергоблока были получены удельные расходы на выработку электроэнергии  $0,201 \text{ кг}/(\text{кВт ч})$  и тепла  $36,591 \text{ кг}/\text{ГДж}$ .

### **3 Общая часть**

#### **3.1 Генеральный план**

Генеральный план электростанции в сильной степени зависит от топографической и геологической характеристик площадки, выбранной для строительства.

Рельеф местности, грунтовые условия, а также взаимное расположение площадки и источника водоснабжения в основном определяют вертикальную

планировку генерального плана, при решении которой должны быть соблюдены следующие условия:

1. Минимальный объем земляных работ как по промышленной площадке, так и по подъездным автомобильным и железным дорогам, профиль которых определяется выбранной отметкой планировки и отметкой пунктов примыкания существующей дорожной сети. Что касается длины подъездных путей, то практика энергостроительства в России показывает, что длина подъездных железнодорожных веток к электростанциям, как правило, не превышает 10—15 км. В отдельных случаях длина подъездного пути может быть принята порядка 20—30 км.

Однако имеем в виду, что подъездные пути уже готовы.

Минимальный объем земляных работ на площадке электростанции обеспечим за счет следующих мероприятий:

- выбор площадки с ровным рельефом и хорошими геологическими условиями;

- расположение главного корпуса третьей очереди длинной осью вдоль горизонталей;

- минимальным заглублением фундаментов зданий и сооружений, а также подземных сетей.

2. Заложение фундаментов зданий и сооружений на наиболее благоприятные грунты как в смысле их геологического строения и несущей способности, так и по возможности низкого стояния грунтовых вод.

3. Наименьшее превышение отметок конденсаторов турбин над уровнем воды в источнике водоснабжения с целью сокращения расхода электроэнергии на преодоление геометрической высоты подъема воды.

При выборе отметки пола главного корпуса должны учитываем условия отвода циркуляционной воды по самотечным каналам.

Требование о возможно низком стоянии грунтовых вод находится в противоречии с требованием о выборе отметки планировки, обеспечивающей минимальную геометрическую высоту подъема циркуляционной воды.

Стараемся наилучшим образом удовлетворить оба эти требования, что достигается соответствующей компоновкой генерального плана с расположением наиболее заглубленных сооружений.

Применение в подземных конструкциях эффективной гидроизоляции, а также сборного железобетона заводского изготовления, имеющего более высокое качество и плотность, дает возможность некоторого снижения отметки планировки площадки даже при наличии высокого уровня грунтовых вод.

4. При выборе отметок площадки учитываем также колебания горизонтов воды в источнике водоснабжения. Во избежание подтопления площадки отметка выбирается по горизонту катастрофического паводка со столетней повторяемостью. Должны быть учтены также возможные повышения горизонтов воды из-за местных условий (ледяные заторы и т. п.).

Таким образом, выбор отметки планировки площадки для третьей очереди является сложной задачей, так как ее решение связано с наиболее экономичным удовлетворением многих, иногда противоречащих друг другу требований.

Основным требованием к горизонтальной планировке генерального плана является возможно более компактное расположение сооружений на площадке.

Компактное расположение сооружений дает заметный эффект в снижении стоимости строительства, так как позволяет уменьшить объем земляных работ, протяженность надземных и особенно подземных инженерных сетей, протяженность железных и автомобильных внутриплощадочных дорог, протяженность оград и т. д.

Компоновка сооружений на генеральном плане в основном подчинена технологическому процессу и технологическим связям отдельных сооружений друг с другом.

Предусмотреть отдаленную перспективу развития данного района в момент проектирования и строительства электростанции не всегда представляется возможным. Поэтому компоновка генерального плана должна всегда предусматривать возможность будущего расширения электростанции, в связи с чем обязательно соблюдение следующих требований:

- в створе славного корпуса со стороны его временного торца не должно быть никаких сооружений, особенно подземных, препятствующих его расширению;

- площадки у временных торцов прочих основных сооружений производственного характера (химводочистка, распределительные устройства высоких напряжений, распределительное устройство генераторного напряжения) также не должны застраиваться;

- топливоподача, распределительные устройства, пристанционный узел и насосные станции технического водоснабжения во избежание излишних капиталовложений должны проектироваться и строиться на проектную мощность электростанции.

Однако их схемы и габариты строительной части должны допускать возможность увеличения производительности, которое может осуществляться следующими путями:

Генеральный план станции представлен на втором листе графической части.

### **3.2 Компоновка главного корпуса**

Главным корпусом электростанции называют главное ее здание, в котором размещают основное и связанное с ним вспомогательное оборудование. В главный корпус подается топливо, подлежащее использованию, вода для охлаждения отработавшего пара турбоагрегатов и для других целей. Из главного корпуса отводится охлаждающая вода после конденсаторов, дымовые газы котла, шлак и зола, выводится конечная продукция - электрическая энергия и тепловая энергия с паром и горячей водой. Под компоновкой главного корпуса электростанции понимают взаимное размещение оборудования и строительных конструкций. При выборе компоновки главного корпуса основным является принцип размещения оборудования в соответствии с последовательностью технологического

процесса. В состав главного корпуса входят два основных помещения (отделения): парогенераторное и турбинное (машинный зал) и, кроме того, так называемое промежуточное помещение между котельным и турбинным помещениями для различного вспомогательного оборудования.

Парогенераторное помещение включает бункерное отделение с бункерами, в которых обеспечивается запас топлива. В котельном отделении энергетические котлы установлены в бесподвальном помещении, которое делится перекрытием на отметке основной площадки обслуживания на два - нижнее и верхнее. В нижнем отделении (зольном) на нулевой отметке расположены мельницы. На современных электростанциях принято однорядное размещение котлоагрегатов в здании.

Котлы установлены на собственном каркасе и при этом установлено два мостовых крана, предназначенных для монтажа и эксплуатации оборудования. В котельном отделении на нескольких отметках предусмотрены ремонтные зоны для транспортировки и размещения при ремонте материалов, также предусмотрен тупиковый железнодорожный заезд, совмещенный с автомобильным въездом. Золоуловители (электрофильтры) находятся вне здания главного корпуса, дымососы и дымовые трубы расположены на уровне земли, вблизи наружной стены помещения парогенераторов.

Машинное отделение разделяется по высоте на два помещения: в верхнем установлены турбоагрегаты, в нижнем - конденсационном размещен фундамент турбоагрегата, конденсаторы и вспомогательное оборудование, регенеративные и сетевые подогреватели и другие теплообменники, питательные, конденсатные, дренажные и прочие насосы.

Между верхним помещением турбоагрегатов и нижним, конденсационным, сплошного перекрытия не выполняют, что позволяет обслуживать мостовым краном, не только турбоагрегаты, но и вспомогательное оборудование в конденсационном отделении.

Вокруг турбоагрегатов устраивают площадки обслуживания, соединяемые переходами с галереями, идущими вдоль колонн и стен машинного зала.

Турбоустановка скомпонована по «островному» принципу. Турбина и генератор установлены на своем фундаменте, не связанным с другими строительными конструкциями, чтобы вибрация турбоагрегата не передавалась на них. Для обслуживания вспомогательного оборудования предусмотрены промежуточные площадки на двух уровнях, между площадкой обслуживания турбины и полом конденсационного помещения. В машинном зале принято поперечное размещение турбоагрегатов.

Конденсатор располагается под фундаментом вдоль оси. Регенеративные подогреватели установлены по бокам турбины. Сетевые подогреватели размещены с учетом удобной трассировки теплопроводов. В турбинном отделении выполнен подвал для прокладки в нем циркуляционных водоводов и других трубопроводов, для установки конденсационных насосов. Также установлены два мостовых электрических крана, с временного торца предусмотрен железнодорожный въезд, совмещенный с автомобильным въездом.

В промежуточном помещении находятся деаэраторы с баками, бункеры топлива и оборудование пылеприготовления. Кроме того, в нем размещают РОУ и БРОУ, трубопроводы, электрическое распределительное устройство собственного расхода и тепловые щиты.

Подземная часть главного корпуса запроектирована в сборном и монолитном железобетоне: фундаменты здания выполняются сборными, а фундаменты под оборудование - сборными и сборно-монолитными. В машинном и деаэраторном отделениях по всей площади устраивается силовой пол в виде сплошной монолитной железобетонной плиты, на которую опираются стойки перекрытия конденсационного подвала и различное оборудование.

Под электрофильтрами также выполняются монолитная железобетонная силовая плита мелкого заложения, на которую устанавливаются каркас здания и фундаменты тягодутьевого оборудования.

Котельное и турбинное оборудование размещено в разных помещениях по следующим причинам:

- из-за стремления разделить взрывоопасное оборудование;
- из-за разной высоты котельного и турбинного оборудования, разных их габаритов и веса основных частей, что приводит к применению неодинаковых грузоподъемных механизмов;
- необходимостью обеспечения повышенной чистоты помещения турбогенераторов, нуждающихся в особом наблюдении за состоянием зазоров и вращающихся узлов;

Разрез главного корпуса представлен на третьем листе графической части.

### **3.3 Топливное хозяйство**

На блочных ТЭЦ производительность котла,  $D_{пс}$ , кг/с, выбирается по максимальному расходу пара на турбину  $D_0$ , расход перегретого пара подсчитан в п.1.6.

Устанавливаем котёл паровой Е-820-13,5-560 БТ (БКЗ 820-13,5-1С),

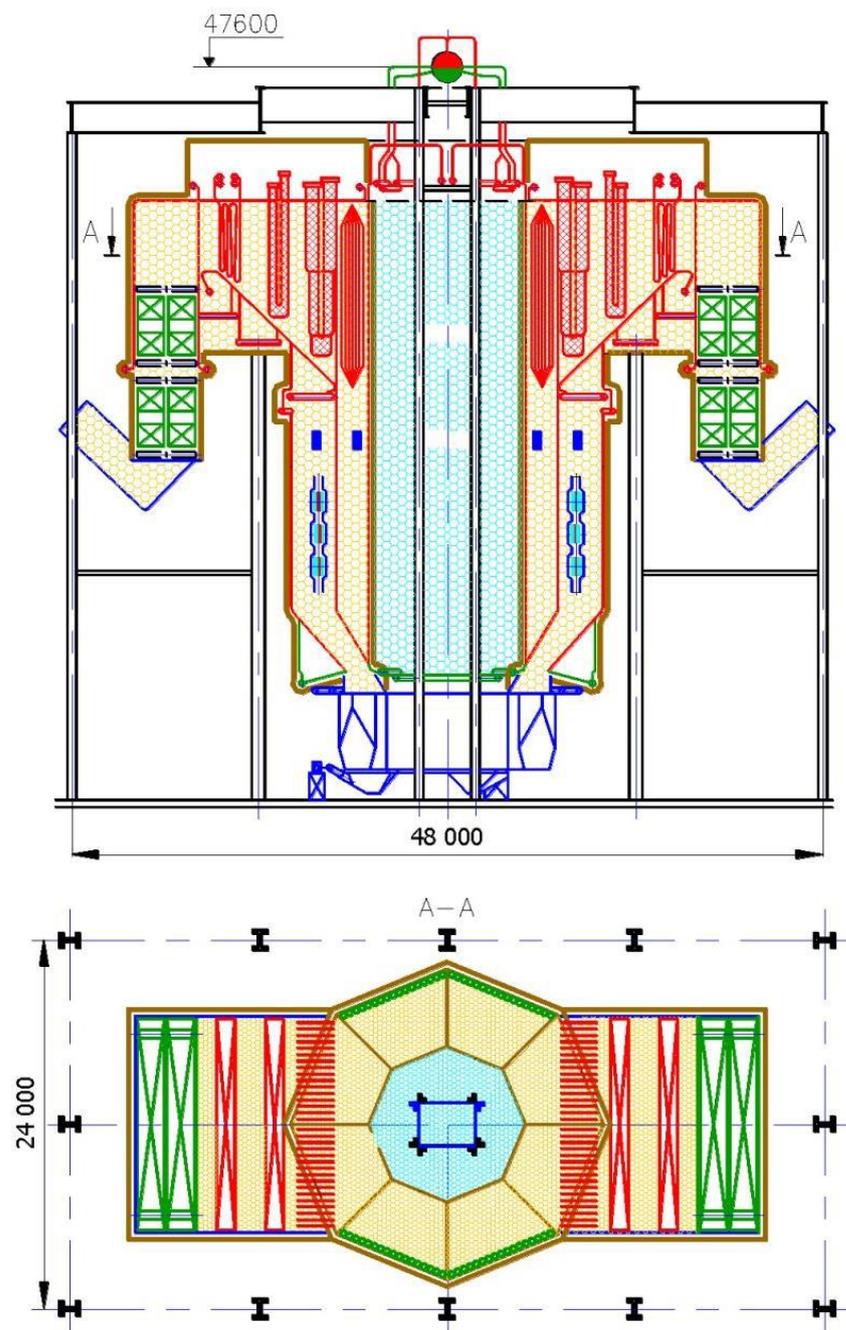


Рисунок 3.1 – Общий вид котла Е-820-13,8-560 БТ (БКЗ 820-13,8-1С)

### 3.3.1 Определение расхода топлива на ТЭС и система приёмных разгрузочных устройств

В качестве топлива на ТЭС используется бурый уголь Б2 Бородинского месторождения со следующими характеристиками:

Таблица 3.1 – Характеристика бородинского угля Б2

W <sup>p</sup> , %	A <sup>p</sup> , %	S <sup>p</sup> <sub>к+оп</sub> , %	C <sup>p</sup> , %	H <sup>p</sup> , %	N <sup>p</sup> , %	O <sup>p</sup> , %	Q <sub>н<sup>p</sup></sub> , кДж/кг	V <sup>г</sup> , %
33,0	7,4	0,2	42,6	3,0	0,6	13,2	15280	47

Часовой расход топлива на ТЭЦ составит, кг/с

$$V_{\text{общ}} = n \cdot V_{\kappa}, \quad (146)$$

где  $V$  – количество блоков

$$V_{\text{общ}} = 1 \cdot 46,56 = 46,56 = 167,16 \text{ т/ч},$$

Число вагоноопрокидывателей принято принимать при расходе топлива от 150 до 400 т/ч – 1

По расходу топлива на станцию используем один вагоноопрокидыватель бокового типа по. Характеристики вагоноопрокидывателя:

- число опрокидываний за 1 час – 20/25;
- теоретическая производительность – 1860/1500 т/ч (при разгрузке 90-тонных и 60-тонных вагонов соответственно);
- мощность электродвигателей –  $100 \times 2$  кВт.

### 3.3.2 Ленточные конвейеры

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

Расчетная часовая производительность каждой нитки, т/ч:

$$V_{\text{расч}} = \frac{V_{\text{сут}}}{T}, \quad (147)$$

где  $T = 21$  ч – число часов работы топливоподачи.

$$V_{\text{расч}} = \frac{167,16 \cdot 24}{21} = 191,04,$$

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

$$V_{\text{л}} = b^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot K_{\alpha}, \quad (148)$$

где  $b$  – ширина ленты, уже применяемой на ТЭЦ, м;

$c$  – скорость ленты, м/с;

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

$K_{\alpha} = 285$  – коэффициент, учитывающий угол естественного откоса  $\alpha$  топлива на ленте

$$V_{\text{л}} = 1,4^2 \cdot 1,2 \cdot 0,76 \cdot 285 = 509,4,$$

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

$$W_{\sigma} = \frac{K_1 \cdot Z \cdot c + 2 \cdot B_l \cdot Z + 37 \cdot B_l \cdot H}{1000 \cdot 1,36} \cdot K_z \quad (149)$$

где  $Z = 50$  – длина конвейера между центрами приводного и концевого барабанов, м;

$H = 5$  – высота подъема по вертикали между центрами приводного и концевого барабанов, м;

$K_z = 1$  – коэффициент, зависящий от длины ленты;

$K_1 = 749$  – коэффициент, зависящий от ширины ленты.

$$W_{\sigma} = \frac{749 \cdot 50 \cdot 1,2 + 2 \cdot 509,4 \cdot 50 + 37 \cdot 509,4 \cdot 5}{1000 \cdot 1,36} \cdot 1 = 139,8,$$

На конвейере имеется сбрасывающее устройство, мощность которого также нужно рассчитать. Мощность стационарного плужкового сбрасывателя, кВт,

$$W_{сб} = 0,0075 \cdot B_l \cdot b = 0,0075 \cdot 509,4 \cdot 1,4 = 5,3, \quad (150)$$

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, кВт,

$$W_{эн} = \frac{K_3 \cdot (W_{\sigma} + W_{сб})}{\eta_{эд} \cdot \eta_p}, \quad (151)$$

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

$\eta_{эд} = 0,95$  – КПД электродвигателя;

$\eta_p = 0,96$  – КПД редуктора

$$W_{эн} = \frac{1,25 \cdot (139,8 + 5,3)}{0,95 \cdot 0,96} = 198,9,$$

### 3.3.3 Дробилки

Применяем на проектируемой части ТЭЦ двухступенчатое дробление. Для грубого дробления вначале тракта организуется дробление в дискозубчатых дробилках. По расчетному расходу топлива выбираем дискозубчатую дробилку ДДЗ 1250×1000 производительностью 700т/ч.

Далее ввиду высокой влажности топлива используем молотковые незабивающиеся дробилки с подвижными дробильной и отбойной плитами и с

очистными устройствами. По расчетному расходу топлива выбираем дробилки типа М20-20Г с характеристиками:

- Производительность – 600÷800т/ч
- Размеры ротора
  - длина – 2000мм
  - диаметр – 2000мм
- Частота вращения ротора – 595 об/мин;
- Размер выходящих кусков – до 15мм
- Мощность электродвигателя – 800 кВт;

Емкость бункеров сырого угля на один блок, м<sup>3</sup>:

$$V_{\delta} = \frac{B_{\text{ч}}^{\text{max}} \cdot \tau}{\gamma \cdot K_{\text{з}}} \quad (152)$$

где  $\tau = 10$  – число часов работы котельного агрегата на топливе, запасенном в бункерах;

$K_{\text{з}} = 0,8$  – коэффициентом заполнения;

$\gamma = 0,76$  – насыпной вес угля.

$$V_{\delta} = \frac{46,56 \cdot 3,6 \cdot 10}{0,76 \cdot 0,8} = 2756,842,$$

Для подачи угля из бункеров используем ленточные питатели сырого угля с шириной ленты 400мм, длиной 3,2м. Производительность при высоте слоя 0,2м – 35 ÷ 80 м<sup>3</sup>/ч, требуемая мощность – 1,0кВт.

### 3.3.4 Топливные склады

Для обеспечения электростанции топливом создают его резервные запасы: оперативный резерв – в бункерах главного корпуса и в расходном складе, долговременный – на резервном складе.

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

Площадь, непосредственно занятую штабелями, ориентировочно определяем по формуле, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{24 \cdot B \cdot n}{h \cdot \gamma \cdot \varphi} \quad (153)$$

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

$h$  – высота штабеля, м;

$\varphi = 0,8 \div 0,9$  – коэффициент, учитывающий угол откоса (сползания) топлива в штабеле.

$$F = \frac{24 \cdot 167,61 \cdot 30}{20 \cdot 0,76 \cdot 0,8} = 10156,2$$

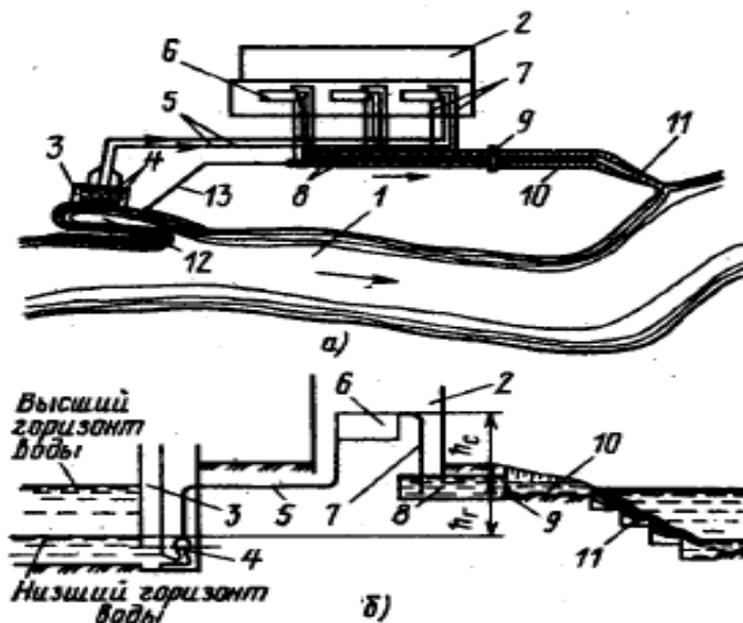
Дополнительно увеличиваем имеющийся склад топлива на 10157 м<sup>2</sup>.

### 3.4 Система водоснабжения

Различают три основные системы технического водоснабжения ТЭС: прямоточную, оборотную и смешанную. В зависимости от характеристики источника водоснабжения, типа электростанции и её мощности выбирается система водоснабжения.

Т.к. в районе строительства уже береговая насосная станция, то для улучшения экологической обстановки на реке Енисей принимаем смешанную систему водоснабжения, которая должна обеспечивать электростанцию водой непосредственно из реки со сбросом использованной воды обратно в реку ниже по течению (рис.3.2). Допустимое повышение температуры естественного водоснабжения за счёт сброса тёплой воды не должно превышать 5 °С летом и 3 °С зимой.

При этом такая система обеспечивает наиболее низкую температуру охлаждающей воды и, значит, наиболее глубокий вакуум в конденсаторах при относительно недорогих гидротехнических сооружениях. Прямоточная система возможна только при достаточном расходе воды в реке, превышающем в 2 – 3 раза потребности станции.

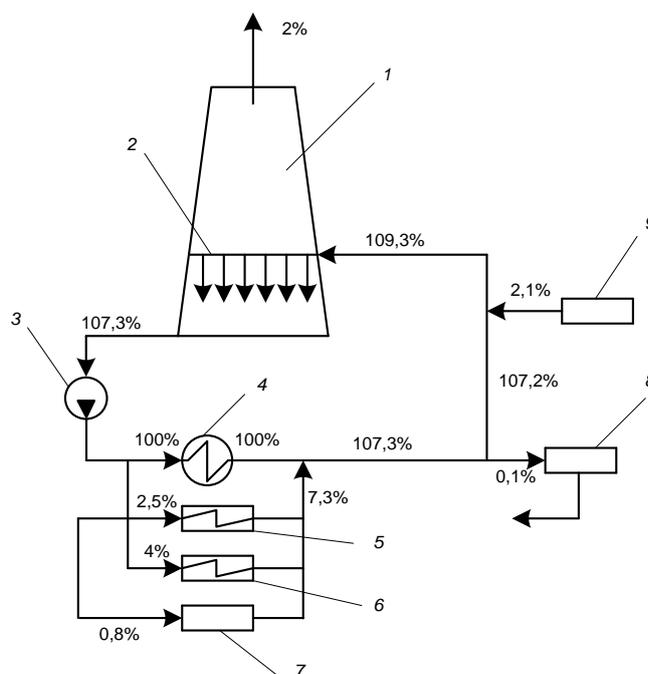


а – схематический план сооружения; б – схематический разрез по сооружениям; 1 – река; 2 – главный корпус; 3 – водоприёмник и береговая насосная; 4 – циркуляционные насосы; 5 – напорные трубопроводы; 6 – конденсаторы турбины; 7 – сливные трубопроводы; 8 – закрытый отводящий канал; 9 – сооружение для регулирования уровня воды в закрытом отводящем канале; 10 – открытый отводящий канал; 11 – водосбросное сооружение; 12 – водозаборный ковш; 13 – трубопровод обогрева водозабора.

Рисунок 3.2 – Схема прямоточного водоснабжения

Часто в месте водозабора сооружается плотина, превышающая уровень воды на 1 – 3м. Главный корпус электростанции располагается вблизи от берега с учётом пространства, затопляемого во время паводка. Циркуляционные насосы можно располагать в машинном зале главного корпуса, но это требует дополнительного заглубления фундаментов здания вследствие необходимости глубокого колодца из-за сильного изменения уровня в реке в течение года. Поэтому обычно строится береговая насосная. Перед поступлением в насосы вода проходит через металлические решётки, освобождаясь от крупных предметов, затем через вращающиеся сита с промывным струйным устройством. В зимнее время для борьбы с обледенением водозаборных устройств предусматривается подача части тёплой воды из сбросного канала к водозабору. Вода для гидрозолаудаления и на систему водоподготовки подаётся тёплая, после конденсатора турбин.

Также устанавливаем башенные градирни. Расход циркуляционной воды был посчитан и составляет 32340,71 м<sup>3</sup>/час.



1 – вытяжная башня; 2 – оросительная система; 3 – ЦН; 4 – конденсатор; 5 – маслоохладитель; 6 – охладитель газа и воздуха; 7 – подшипники; 8 – ХВО; 9 – подпитка.

Рисунок 3.3 – Схема циркуляционного охлаждения с градирней

По расходу циркуляционной воды, выбираем три градирни марки БГ-4000-71 с характеристиками:

- площадь орошения – 4000 м<sup>2</sup>;
- гидравлические нагрузки – 28,0÷32,0 тыс.м<sup>3</sup>/час;
- высота воздухоподводящих окон – 5,5 м;
- тип оросителя – пленочный;
- высота подъема воды – 10,9 м;
- каркас – сталь;

- обшивка – асбоцемент или алюминий;
- высота башни – 91,5 м;
- внутренний диаметр верхней части – 39,2 м;
- внутренний диаметр нижней части – 79,0 м.

Градирни имеют систему водораспределения, где в качестве разбрызгивателей использованы преимущественно отражательные пластмассовые сопла с выходными отверстиями не менее 40 мм. Вода под давлением 15÷18 кПа разбрызгивается над оросителем в виде дождя и стекает на его асбестоцементные или деревянные (из антисептированной древесины) листы. Оросительное устройство собрано в отдельные блоки, состоящие из листов. Водяная пленка, стекающая по стенкам оросителя, охлаждается вследствие испарения и соприкосновения с воздухом, входящим в оросительное устройство через окна. Нагретый и насыщенный водяными парами воздух отводится вверх под действием естественной тяги через вытяжную башню.

Башня выполнена в виде многоугольника с металлическим наружным каркасом и обшивкой гофрированными листами из алюминиево-магниевого сплава. Охлажденная вода стекает в водосборный бассейн, откуда при более низкой чем на входе температуре забирается циркуляционными насосами для подачи снова в конденсаторы турбин.

Вода в градирнях охлаждается в основном в результате испарения. Количество испаряемой влаги с учетом конвективного теплообмена составляет 1,5÷2%. В результате испарения солесодержание циркуляционной воды возрастает; для поддержания концентрации солей в допустимых пределах осуществляют продувку циркуляционной системы или применяют химическую обработку добавочной воды. Для предотвращения обрастания оросителей водорослями циркуляционную воду хлорируют.

### 3.5 Система золошлакоудаления

Удаление шлака из-под топок котлоагрегата осуществляется непрерывно с помощью шнекового транспортера, передвигающегося в заполненной водой ванне. С транспортерами шлак сбрасывается на шлаковую дробилку, где дробится на куски не более 50 мм, затем поступает в смывной канал.

Для транспортирования золы и шлака за пределы станции применяются багерные насосы. Транспортирование шлака и золы осуществляется по общему трубопроводу.

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

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot B \cdot (A^p + q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700}) \cdot (1 - a_{\text{зн}} \cdot \frac{100 - \eta_{\text{зп}}}{100}) \quad (154)$$

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot 167,61 \cdot (7,4 + 0,5 \cdot \frac{15280}{32700}) \cdot (1 - 0,95 \cdot \frac{100 - 99,5}{100}) = 11,79$$

Расход золы, т/ч:

$$M_{\text{зол}} = M_{\text{зол}}^{\text{ex}} - M_{\text{зол}}^{\text{вблх}} = 11,79 - 0,056 = 11,734 \quad (155)$$

Расход шлака, т/ч:

$$M_{\text{шл}} = M_{\text{шл,з}} - M_{\text{зол}} = 11,79 - 11,734 = 0,56 \quad (156)$$

Расход воды, т/ч:

$$M_{\text{в}} = 12 \cdot M_{\text{шл}} \cdot M_{\text{зол}} = 12 \cdot 0,56 \cdot 11,734 = 78,85 \quad (157)$$

Расчетный расход пульпы, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q = \frac{M_{\text{шл}}}{\gamma_{\text{шл}}} + \frac{M_{\text{зол}}}{\gamma_{\text{зол}}} + \frac{M_{\text{в}}}{\gamma_{\text{в}}} \quad (158)$$

где  $\gamma_{\text{шл}} = 0,5$ ;  $\gamma_{\text{зол}} = 0,4$ ;  $\gamma_{\text{в}} = 1$  – соответственно удельный вес шлака, золы и воды, т/м<sup>3</sup>[3].

$$Q = \frac{0,56}{0,5} + \frac{11,734}{0,4} + \frac{78,85}{1} = 109,3$$

Дополнительно на ТЭЦ ставим насосную станцию с тремя багерными насосами (один в работе, один в резерве, один в ремонте).

Диаметр шлакозолопровода, м:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{3600 \cdot \pi \cdot v}} \quad (159)$$

где  $v = 1,7$  – расчетная скорость пульпы, м/с.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 109,3}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,7}} = 0,151$$

Ставим пульпопровод диаметром 219 мм.

По расчетному расходу пульпы выбираем багерный насос типа ГрТ-160/31,5 с характеристиками:

- Производительность – 160 м<sup>3</sup>/ч;
- Давление на выходе из насоса – 31,5 м;
- Диаметр рабочего колеса – 325мм
- Частота вращения ротора – 1500 об/мин.

- Мощность электродвигателя – 37 кВт.

### 3.6 Золоулавливание

Для золоулавливания выбираем электрофильтр.

Применение электрофильтров обусловлено их универсальностью и высокой степенью очистки газов при сравнительно низких энергетических затратах. Электрофильтры способны улавливать частицы любых размеров, в том числе субмикронные, при концентрации частиц в газе до  $50 \text{ г/м}^3$  и выше. Особенностью электрофильтров является очистка больших объемов газа.

Преимущество применения электрофильтров состоит в том, что уловленные твердые частицы находятся в готовом состоянии, в отличие от мокрого газоочистного оборудования, где имеют место проблемы гидрозолоудаления и дальнейшей переработки золошлакового материала.

Электрофильтры отличаются сравнительно низкими эксплуатационными затратами. Гидравлическое сопротивление правильно спроектированного электрофильтра не превышает  $100 \div 150 \text{ Па}$ , т.е. являются минимальными по сравнению с другими газоочистными аппаратами.

Работа электрофильтров основана на свойствах заряженным электрическим зарядом твердых тел притягиваться к полюсу обратного знака.

Необходимая площадь активного сечения электрофильтров,  $\text{м}^2$ ,

$$F = V_r/W, \quad (160)$$

где  $V_r = 427,1 \text{ м}^3/\text{с}$  – расход газов перед электрофильтром,  
 $W = 1,6 \text{ м/с}$  – скорость газов в электрическом поле.

$$F = 427,1/1,6 = 266,9$$

Выбираем два электрофильтра ЭГА2-88-12-6-4 на один котёл с характеристиками:

- Площадь активного сечения	- 285,6 $\text{м}^2$
- Количество полей	- 4шт.
- разряжение очищаемого газа не более	- 50м.в.ст.;
- осадительные электроды кол-во	- 36шт.;
- активная высота	- 1200мм;
- ширина	- 384мм;
- общая площадь осаждения	- 3299 $\text{м}^2$ ;
- коронирующие электроды кол-во	- 35шт.;
- кол-во приводов для встряхивания электродов осадительных	- 8шт,
коронирующих	- 32шт;
для встряхивания газораспределительной решетки	- 4 шт.
Габариты электрофильтра	
- ширина	- 27200мм;
- длина	- 22740мм;

### **3.7 Выводы по главе 3**

Было рассчитано топливное хозяйство, при данном расходе топлива был выбран один вагоноопрокидыватель с производительностью 1860 т/ч. Дополнительная площадь угольного склада, рассчитанная на месячный запас, составила 10156 м<sup>2</sup>.

Были выбраны две параллельно работающие нитки ленточного конвейера, одна рабочая, вторая резервная, с производительностью каждой нитки 191,04 т/ч. Используется двухступенчатое дробление. Для грубого дробления в дискозубчатых дробилках ДДЗ 1250х1000 с производительностью 700 т/ч. Далее идут не забивающиеся дробилки с подвижными дробильной и отбойной плитами и с очистными устройствами, типа М20-20Г.

При расчете системы золоудаления был выбран диаметр пульпопровода, который равняется 219 мм.

Выбрали два электрофилтра ЭГА2-88-12-6-4.

По результатам полученным в главе 3, были выполнены листы графической части, такие как генеральный план и разрез главного корпуса.

## **4 Охрана окружающей среды**

### **4.1 Общее положение**

Из всех, существующих на нынешний день видов электростанций тепловые станции, работающие на органическом топливе, более всего загрязняют атмосферу. Объёмы загрязнения окружающей среды и вид загрязнения зависят от типа и мощности станций.

Результатом работы тепловых станций является загрязнение атмосферы углекислотой, выделяющейся при сжигании топлива, окисью углерода, окислами серы, углеводородами, окислами азота, огромными количествами твёрдых частиц (зола) и другими вредными веществами. Кроме того, происходит значительное тепловое загрязнение водоёмов при сбрасывании в них тёплой воды.

Увеличение количества углекислоты в атмосфере Земли ведёт к возникновению так называемого «парникового эффекта». Углекислый газ поглощает длинноволновое излучение нагретой поверхности Земли, нагревается и тем самым способствует сохранению на ней тепла. Увеличение доли углекислого газа в атмосфере может привести к повышению на несколько градусов температуры низких слоёв атмосферы, а это в свою очередь, может привести к таянию ледников Гренландии и Антарктиды и затоплению части суши.

Наряду с увеличением содержания углекислого газа, происходит уменьшение доли кислорода в атмосфере, который расходуется на сжигание топлива на тепловых станциях.

Вредное воздействие на животный и растительный мир оказывает загрязнение атмосферы окисью серы. Наибольшее загрязнение атмосферы серой приходится как раз на долю электростанций и отопительных установок.

Вредное воздействие окиси углерода на человека и животных состоит в том, что она, соединяясь с гемоглобином крови, очень быстро лишает организм кислорода.

Станции, работающие на угле, потребляют его в больших количествах и больше всего выбрасывают загрязняющих атмосферу веществ. Выбросы в атмосферу зависят от качества сжигаемого угля.

Сбросы горячей воды в водоёмы и повышение вследствие этого их температуры приводят к нарушению экологического равновесия, установившегося в естественных условиях, что неблагоприятно влияет на флору и фауну. Тепловое загрязнение водоёмов может быть уменьшено с переходом на замкнутые циклы использования воды.

Таким образом, мы видим, что влияние ТЭС на биосферу огромно и неблагоприятно. Но, несмотря на это, пока тепловые электростанции и теплоэлектроцентрали остаются преобладающими при производстве электроэнергии и тепла для нужд человека.

## **4.2 Влияние производства и электроустановок на окружающую среду**

Перечень загрязняющих веществ, выбрасываемых в атмосферу: оксид железа, марганец и его соединения, диоксид азота, диоксид серы, ангидрид сернистый, оксид углерода, фтористый водород, взвешенные вещества, пыль абразивная, корунд белый, монокорунд, зола углей, пыль каменноугольная. Выброс вышеперечисленных загрязняющих веществ в атмосферу разрешён Министерством природных ресурсов Российской Федерации.

Отходы, образующиеся на предприятии:

- 1 класс опасности: отработанные ртутные лампы и термометры;
- 2 класс опасности: нефтепродукты от нефтеловушки, нефтешлам при зачистке резервуаров, отработанное компрессорное масло, отработанное промышленное масло, отработанное моторное масло, отработанное трансмиссионное масло, отходы теплоизоляции, содержащие асбест;
- 3 класс опасности: нефтешлам от фильтров очистки, нефтешлам от промывки деталей и механизмов, песок загрязнённый нефтепродуктами, эмульсия от маслотовушки;
- 4 класс опасности: стружки и кусковые отходы древесины, лом чёрных металлов, лом цветных металлов, стружка металлическая, металлосодержащая пыль, лом абразивных изделий, абразивно-металлическая пыль, огарки сварочных материалов, антикоррозийное покрытие, промышленный мусор, тара лакокрасочных материалов, отработанные накладки тормозных колодок, фильтры загрязнённые нефтепродуктами, осадки нейтрализации электролита, шины с тканевым кордом и металлокордом, шприцы, отходы офисной техники, зола каменноугольная, шлак каменноугольный, ветошь промасленная, отходы

обмуровочные, отходы строительные, отработанные аккумуляторы без электролита, измельчённый катионит от фильтров водоподготовки, отмывочные воды от водоподготовки, отходы паронита.

### 4.3 Преобразование вредных выбросов ТЭЦ в атмосферном воздухе

Вредные выбросы и природные вещества в атмосфере подвергаются сложным процессам превращения, взаимодействия, вымывания и т. д. Эти процессы различны для взвешенных частиц и газообразных примесей. Время нахождения взвешенных частиц в атмосфере зависит от их физико-химических свойств, метеорологических параметров и некоторых других факторов, в первую очередь от высоты выброса частиц в атмосферу и их размеров.

Основными путями вывода аэрозолей из атмосферы (самоочищения) являются осаждение частиц под воздействием сил тяжести, осаждение их на растения и водоемы, а также вымывание дождем. Частицы размером более 10 мкм относительно быстро опускаются на землю под действием сил тяжести. Частицы поперечником от 4 до 10 мкм поднимаются с дымом на высоту более 1 км и могут перемещаться потоком воздуха на сотни километров. Частицы от 1 до 4 мкм очень медленно осаждаются, достигая земной поверхности в течение года. Частицы менее 1 мкм распространяются подобно молекулам газа.

Вопрос о времени жизни и превращениях газообразных загрязнений атмосферы изучен еще недостаточно. Например, диоксид серы сохраняется, по данным разных исследователей, от нескольких часов до нескольких дней. Диоксид серы в атмосфере постепенно окисляется до триоксида серы, который, взаимодействуя с влагой воздуха, образует серную кислоту. На скорость процесса окисления влияет солнечный свет и мельчайшие частицы пыли, каталитически ускоряющие процесс окисления. На процесс окисления влияет также влажность воздуха. С увеличением влажности процесс окисления сернистого ангидрида ускоряется.

Установлено, что в атмосфере происходит реакция фотодиссоциации диоксида азота  $\text{NO}_2$  на  $\text{NO}$  и  $\text{O}$ , при этом поглощается излучение ультрафиолетовой области солнечного спектра, которое играет преобладающую роль в атмосферных фотохимических процессах. Энергия, необходимая для разрыва связи между азотом и кислородом, составляет около 300 кДж/моль.

Следствием диссоциации  $\text{NO}$  является большое количество вторичных реакций. Совместное окисление углеводородов и окислов азота приводит к образованию соединений, которые в результате дальнейших реакций образуют так называемые пероксиацилнитраты (ПАН), обладающие сильным токсичным действием. Вещества группы ПАН можно обнаружить в загрязненном городском воздухе во время токсичного тумана (смога).

Среди вторичных фотохимических реакций важное значение имеет взаимодействие молекулярного кислорода и оксида азота  $\text{NO}$  с атомарным кислородом, в результате чего образуются озон  $\text{O}_3$  и диоксид азота.

В результате перечисленных реакций происходит постепенное доокисление монооксида NO до диоксида NO<sub>2</sub>, по мере удаления дымового факела от дымовой трубы. На выходе из дымовой трубы 85 – 90% всех оксидов азота представляет NO. Итоговое преобразование NO в NO<sub>2</sub> приводит к усилению отрицательного воздействия продуктов сгорания на природу и живые организмы, так как последний более токсичен.

Установлено, что основной причиной фотохимических превращений в приземном слое атмосферы городов является высокая степень загрязнения воздуха органическими веществами (преимущественно нефтяного происхождения) и оксидами азота.

Суммарная концентрация окислителей, называемых еще оксидантами, образующихся в атмосферном воздухе в результате фотохимических превращений, в ряде случаев может быть использована как гигиенический показатель интенсивности протекания этих реакций. Концентрации оксидантов подвержены большим колебаниям, но наблюдается определенная закономерность.

При высоких концентрациях NO и NO<sub>2</sub> они частично окисляются под воздействием солнечной радиации до высшего оксида азота N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>, который, взаимодействуя с влагой воздуха, образует азотную кислоту.

Соединения ванадия, аэрозоли бенз(а)пирена, распространяясь в атмосфере вместе с пылью, дождем или снегом, оседают на почву и водоемы. Из сказанного выше следует, что вредные выбросы ТЭЦ – пыль, оксиды серы и азота и другие вещества, воздействуя на биосферу в районе расположения электростанции, подвергаются различным превращениям и взаимодействиям и затем осаждаются или вымываются атмосферными осадками.

Выбросы современной ТЭЦ с высокими дымовыми трубами распространяются на десятки и сотни километров. Здесь следует иметь в виду, что почти все выбрасываемые ТЭЦ вещества не являются инородными для окружающей природы и участвуют в круговороте веществ между атмосферой, литосферой и гидросферой. Так, в атмосфере Земли содержится около 2000 млрд. т углерода в виде углекислого газа CO<sub>2</sub>. При этом около 100 млрд. т/год находится в состоянии непрерывного круговорота между атмосферой, сушей и морем. Таким образом, общие выделения CO<sub>2</sub> в результате человеческой деятельности, составляющие в настоящее время примерно 15 млрд. т в год, не приведут к значительным изменениям, так как небольшое увеличение CO<sub>2</sub> в воздухе компенсирует способность растений и водорослей поглощать углекислый газ. Однако дальнейшее увеличение выбросов CO<sub>2</sub> может повлиять на климат планеты благодаря так называемому парниковому эффекту. Парниковый эффект для Земли – это повышение средней температуры планеты благодаря тому, что углекислый газ пропускает тепловое излучение Солнца и в то же время является теплозащитным экраном обратному потоку тепла.

Наличие оксидов серы и азота в воздухе в отдалении от источников выброса в сотни раз меньше допустимых концентраций. Объясняется это тем,

что время нахождения в атмосфере большинства загрязняющих компонентов не превышает нескольких суток.

Наибольшее значение для животного мира оказывает кислород воздуха. В процессе дыхания животных и горения топлива уменьшается его концентрация в атмосфере, которая восстанавливается растительным миром суши и океана.

Ощутимых изменений концентрации кислорода в атмосфере нет. Однако это совсем не значит, что проблема в глобальном масштабе исчерпана, так как одновременно с антропогенным использованием кислорода в мире совершаются и другие процессы, отрицательно влияющие на воспроизводство кислорода, а именно загрязнение мирового океана и снижение площади лесов.

Для теплоэнергетики актуальным является решение вопросов обеспечения допустимых концентраций вредных веществ в районах расположения электростанций.

#### **4.4 Мероприятия по охране воздушного бассейна**

Содержащиеся в дымовых газах летучая зола, мельчайшие частицы несгоревшего топлива оказывают отрицательное влияние на окружающую среду. В связи с этим борьба за чистоту воздушного бассейна является актуальной народно-хозяйственной задачей. Основными мероприятиями в этом направлении являются:

1. Надёжная герметизация топок, газоходов, газопроводов, насосов, компрессоров, транспортёров, шнеков.
2. Применение оборудования, работающего под разрежением.
3. Встройка местных вытяжек или увеличение мощности существующих из мест пересыпки топливной золы.
4. Замена токсичных веществ нетоксичными.
5. Переход с твёрдого топлива на газообразное.
6. Увлажнение пыли топлива при его измельчении и транспортировке.
7. Глубокая очистка дымовых газов от золы, сернистых соединений и окислов азота.
8. Предварительная переработка топлива перед сжиганием с целью извлечения из него сернистых соединений.
9. Рациональное внедрение топочного процесса в парогенераторах для подавления образования окислов азота в процессе горения топлива.
10. Устройство высоких дымовых труб в соответствии с “Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий” для отвода и рассеяния дымовых газов.
11. Внедрение механизации и автоматизации технологических процессов, дистанционное управление.
12. Замена отработанных ртутных ламп, применяемых для наружного освещения на натриевые источники.

В таблице 4.1 указаны ПДК вредных веществ.

Таблица 4.1 – ПДК вредных веществ

Загрязняющие вещества	ПДК, мг/м <sup>3</sup>	
	максимальная разовая	среднесуточная
Сернистый ангидрид	0,5	0,15
Сероводород	0,08	0,008
Оксид углерода	0,03	0,001
Оксид азота	0,085	0,085

#### 4.5 Охрана водного бассейна

Правилами охраны поверхностных вод от загрязнений сточными водами установлены предельно допустимые концентрации вредных веществ в воде водоемов и водотоков, взвешенных веществ минерального состава, показатели запаха, вкуса, цвета, реакции рН, содержания кислорода и др., а также допустимый подогрев воды в источнике. Эти требования к составу и свойствам воды не допускают сброса загрязненных сточных вод электростанции в водоемы и водотоки без очистки.

Сточными загрязненными водами электростанции являются: сбросы избыточных вод золошлакоотвалов при гидравлическом удалении золы и шлака, загрязненные маслом и мазутом воды, обмывочные воды мазутных парогенераторов и регенеративных воздухоподогревателей, сбросы химводоочисток и конденсатоочисток турбин и др.

Сложность и высокая стоимость очистки этих вод, а в ряде случаев и невозможность доведения сбросной воды до требуемой кондиции вынуждают прежде всего стремиться к всемерному сокращению количества загрязненных вод, повторному использованию сточных вод в системах технического водоснабжения и гидрозолоудаления, а, если позволяют природные условия, к полному использованию сточных вод без сброса в водоемы.

На ТЭЦ применено смешанное водоснабжение с градирнями и БНС. На расширяемой части станции в основном применяем обратное водоснабжение. Вода, поступающая в газоохладители и маслоохладители турбин, сбрасывается в градирни. Её загрязнения маслом не происходит из-за того, что давление охлаждающей воды больше давления масла. Охлаждающая вода, поступающая на охлаждение подшипников вспомогательного оборудования, сбрасывается в коллектор замасленных стоков, а из коллектора в канал гидрозолоудаления. В канал также поступает вода после уборки территории и оборудования. Из канала гидрозолоудаления вода багерными насосами перекачивается в чашу золошлакоотвала. В чаше вода отстаивается и поступает в баки осветленной воды. Осветленную воду используют для технических нужд станции.

#### 4.6 Расчет выбросов и выбор дымовой трубы

Выбор высоты и количества устанавливаемых труб производится таким образом, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из труб не превышало предельно-допустимых концентраций вредных примесей.

Выбросы золы, г/с:

$$M_z = 10 \cdot B_p \left( A^p + q_4 \frac{Q_p^n}{32,7} \right) \cdot \alpha_{yn} (1 - \eta_{zy}) \quad (161)$$

$$M_z = 10 \cdot 46,56 \left( 7,4 + 0,5 \frac{15,28}{32,7} \right) \cdot 0,95 \cdot (1 - 0,995) = 16,8$$

Выбросы оксидов азота, г/с:

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot K \cdot \beta_1 \cdot B_p \cdot Q_p^n \left( 1 - \frac{q_4}{100} \right) \quad (162)$$

где  $K = \frac{12 \cdot D_{ne}}{200 + D_{ne}} = \frac{12 \cdot 227,77}{200 + 227,77} = 6,39$  – коэффициент, зависящий от режима работы котла.

$B$  – расход топлива, кг/с;

$\beta_1$  – поправочный коэффициент, учитывающий качество сжигаемого топлива и способ шлакоудаления [9],

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot 6,39 \cdot 0,55 \cdot 46,56 \cdot 15,28 \left( 1 - \frac{0,5}{100} \right) = 84,54$$

Выбросы оксидов серы, [9], г/с:

$$M_{SO_2} = 20 \cdot B_p \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}) \quad (163)$$

где  $\eta'_{SO_2}$  – доля оксидов серы, которая улавливается летучей золой в газоходах котла;

$\eta''_{SO_2}$  – доля оксидов серы, которая улавливается в золоуловителе.

$$M_{SO_2} = 20 \cdot 46,56 \cdot (1 - 0,5) \cdot (1 - 0) = 465,6$$

Приведенная масса вредных примесей, г/с:

$$M = M_{SO_2} + M_{NO_2} \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} + M_3 \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_3} \quad (164)$$

где ПДК<sub>SO2</sub>, ПДК<sub>NO2</sub>, ПДК<sub>3</sub> – предельно допустимая концентрация оксидов серы, оксидов азота и золы соответственно.

$$M = 465,6 + 84,5 \frac{0,15}{0,085} + 16,8 \frac{0,15}{0,15} = 631,73$$

Суммарная масса вредных примесей пересчитывается на выбросы оксидов серы. Отношение среднесуточных ПДК в этой формуле являются коэффициентами, учитывающими вредность золы и оксидов азота по сравнению с оксидами серы.

Максимальное значение приземной концентрации вредного вещества, мг/м<sup>3</sup>, при выбросе газовой смеси из одиночного точечного источника с круглым устьем достигается при неблагоприятных метеорологических условиях на расстоянии  $x$ , м, от источника и определяется по формуле

$$C_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n \cdot \eta}{N \cdot H^2 \cdot \sqrt[3]{V_1 \Delta T}} \quad (165)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы, для Сибири и Дальнего Востока  $A = 200$ ;

$m$ ,  $n$  – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья источника выброса;

$N$  – количество дымовых труб;

$V_1$  – объем удаляемых дымовых газов через трубу,

$\eta$  – коэффициент, который учитывает рельеф местности (зависит  $v_m > 2$ , то  $\eta = 1$ );

$\Delta T$  – разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха.

$F$  – безразмерный коэффициент, который учитывает скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе, для газообразных вредных веществ и мелкодисперсных аэрозолей (пыли, золы)  $F = 1$ .

Принимаем установленную на ТЭЦ-3 дымовую трубу с высотой  $H = 275$  м.

Далее находим следующие коэффициенты:

$$f = \frac{10^3 \cdot \omega_0 \cdot D}{H^2 \cdot \Delta t}, \quad (166)$$

где  $D = 8,4$  – диаметр устья трубы, м;

$\omega_0 = 40$  – средняя скорость выхода газовой смеси из устья источника выброса, м/с, [3],

$$f = \frac{10^3 \cdot 40 \cdot 8,4}{180^2 \cdot 107} = 0,097$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f}} = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{0,097} + 0,34\sqrt[3]{0,097}} = 0,86 \quad (167)$$

Находим максимальное значение приземной концентрации вредного вещества, мг/м<sup>3</sup>,

$$C_m = \frac{200 \cdot 631,73 \cdot 1 \cdot 0,86 \cdot 1 \cdot 1}{275^2 \sqrt[3]{427,1 \cdot 107}} = 0,001$$

$C_m < ПДК_{SO_2}$ , принимаем дымовую трубу высотой 275м, изготавливаем из железобетона.

Эффективная высота выбросов дымовой трубы определяется по формуле, м:

$$H_{эф} = H + 1,9 \cdot \frac{D \cdot \omega_0}{v \cdot \varphi} = 275 + 1,9 \cdot \frac{8,4 \cdot 40}{5 \cdot 1,63} = 353,3 \quad (168)$$

где  $v$  – скорость ветра на высоте 10м над уровнем земли, принимаем равной 5м/с [3];

$\varphi$  – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы, по высоте выбранной трубе принимаем 1,63.

#### 4.7 Выводы по главе 4

В результате расчетов выбросов было получено, что постройка новой дымовой трубы при расширении Красноярской ТЭЦ-3, не требуется. Максимальное значение приземной концентрации вредного вещества 0,001, что меньше предельно допустимой концентрации.

### 5 Показатели эффективности инвестиционного проекта при внедрении промежуточного пароперегревателя

В данном разделе будут рассчитаны капитальные вложения, эксплуатационные затраты, а также себестоимость отпускаемой со станции энергии, сформирована оценка экономической эффективности капитальных вложений и срок окупаемости проекта. Срок окупаемости – это период,

начиная с которого первоначальные капитальные вложения покрываются доходами.

На станцию предлагается установить одну турбину Т-185/220-12.8-2 и котельный агрегат Еп-820-13,8-560 БТ с кольцевой топкой.

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчета

Наименование показателя	Значение показателя
Вид топлива	Бородинский бурый уголь 2БР
Число часов работы проектируемого энергоблока, час/год:	6500
Установленная электрическая мощность, МВт	185
Тепловые нагрузки проектируемого блока, Гкал/час	280
Коэффициент полезного действия котла, %	93,1
Коэффициент учитывающий регион размещения, $d_i$	1,6
Штатный коэффициент, $n_y$	1,2
Коэффициент удорожания капитальных затрат в ценах текущего года. $k_{уд}$	169
Цена 1 тонны условного топлива, руб	1 100
Тариф отпуска электрической энергии с шин станции, руб/кВт*ч	1,68
Тариф отпуска тепловой энергии с коллекторов станции, руб/Гкал	1472,08

## 5.1 Расчёт капитальных вложений

Разовые капитальные вложения определяются по опыту выполненных проектов подобных ТЭЦ в России [1], млн руб.:

$$K = K_{бл} \cdot d_i \cdot k_{уд} = 42,92 \cdot 1,6 \cdot 169 = 11605,568 \quad (169)$$

где  $k_{уд}$  – коэффициент удорожания в ценах текущего года;  
 $d_i$  – Коэффициент учитывающий регион размещения

## 5.2 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Расходы на эксплуатацию, млн руб./год:

$$U = Z_{\text{топ}} + U_{\text{зп}} + U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}} \quad (170)$$

где  $Z_{\text{топ}}$  – затраты на топливо;

$U_{\text{зп}}$  – расходы на оплату труда;

$U_a$  – амортизация основных производственных средств;

$U_{\text{тр}}$  – расходы на ремонт основных средств;

$U_{\text{пр}}$  – прочие расходы.

## 5.3 Расчёт затрат на топливо

Удельные расходы топлива рассчитаны в разделе 2 и составляют:

– на выработку электроэнергии 0,259 кг/(кВт·ч);

– на выработку тепловой энергии 0,238 кг/ГКал;

Выработка электроэнергии проектируемым энергоблоком, МВт/ч за 1 год:

$$W = N \cdot T, \quad (171)$$

где  $N$  – эл. мощность проектируемого энергоблока, МВт;

$T$  – число часов использования  $N$ , ч;

$$W = 192 \cdot 6500 = 1\,248\,000$$

Годовое производство тепла на ТЭЦ по горячей воде, тыс. Гкал,

$$Q_{ГВ} = N_{ГВ} \cdot T_{ГВ} , \quad (172)$$

где  $N_{ГВ}$  – отпуск тепловой энергии с коллекторов, Гкал/час;

$T_{ГВ}$  – число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год

$$Q_{ГВ} = 280 \cdot 4000 = 1\,120\,000$$

Топливно-энергетическая составляющая затрат, руб./год:

$$Z_{топ} = B_{год} \cdot \zeta_{топ} \quad (173)$$

где  $B_{год}$  – годовой расход топлива, тыс. т у.т./год;

$\zeta_{топ}$  принята равной 1100 руб./т у.т.

Расход топлива на ТЭЦ складывается из расхода топлива на производство тепловой энергии  $B_T$  и на производство электроэнергии  $B_э$ , т у.т.,

$$B = b_T \cdot Q_{ГВ} + b_э \cdot W = 0,238 \cdot 1120000 + 0,259 \cdot 1248000 = 589239,02 \quad (146)$$

$$Z_{топ} = 589239,02 \cdot 1100 = 648\,163 \quad (174)$$

#### 5.4 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, руб./год [1]

$$U_{зп} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{зп} \quad (175)$$

где  $n_y$  – штатный коэффициент [1];

$\Phi_{зп}$  – средняя зарплата одного работника за год [1];

$$U_{зп} = 185 \cdot 1 \cdot 525206 = 97\ 163$$

### **5.5 Амортизационные отчисления**

Размер амортизационных отчислений, руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \tag{176}$$

где  $H_a$  – средняя норма амортизации станции [1];

$$U_a = 11\ 605\ 568 \cdot 0,067 = 777\ 573.$$

### **5.6 Расходы на ремонт основных средств**

Расходы по ремонту, руб./год, принимаются равными 5% амортизационных отчислений [1].

$$U_{тр} = 11\ 605\ 568 \cdot 0,05 = 580\ 278 \tag{177}$$

### **5.7 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.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, руб./год [1]:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}), \quad (178)$$

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (777\,573 + 580\,278 + 97\,163) = 320\,540,4$$

Эксплуатационные расходы составят, млн руб./год:

$$U_{\text{э}} = 648,1 + 777,5 + 97,1 + 580,2 + 320,5 = 2423,7$$

### **5.8 Расчёт себестоимости единицы тепловой и электрической энергии**

Годовой отпуск энергии с шин станции, МВт ч:

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - a_{\text{сн}}), \quad (179)$$

где  $a_{\text{сн}}$  – коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции [1].

$$W_{\text{отп}} = 1\,248\,000 \cdot (1 - 0,05) = 1\,185\,600.$$

Для расчёта себестоимости единицы тепло и электроэнергии необходимо распределить эксплуатационные расходы проектируемой станции на

топливный и котельный цеха, турбинный и на общестанционные расходы, и по видам отпускаемой энергии.

Топливные затраты полностью относят на ТТЦ и КЦ. Амортизационные затраты распределяются следующим образом: 50% на ТТЦ и КЦ, 45% на ТЦ, 5% на общие расходы. Затраты на заработную плату распределяются: 35% КЦ, 35% ТЦ, 30% общестанционные расходы. Затраты на ремонт распределяются: 50% на ТТЦ и КЦ, 45% на ТЦ, 5% на общие расходы. Прочие расходы целиком относятся к общестанционным расходам. Распределение затрат приведено в таблице 5.2 млн руб.

Таблица 5.2 – Распределение затрат на цеха и общие расходы

Наименование	Ут	Уам	Узп	Утр	Упр	Всего затрат
ТТЦ и КЦ	648,16	388,7	34,007	290,13		1361,08
ТЦ и ЭЦ		349,9	34,007	261,12		645,03
Общ. Расх		38,87	29,14	29,01	320,54	417,58
Всего поТЭЦ	648,16	777,57	97,16	580,27	320,54	2423,7

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

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{ТТЦ}} \cdot \frac{B_{\text{э}}}{(B_{\text{э}} + B_{\text{т}})} = 1361,08 \cdot \frac{323,2}{589,23} = 746,57 \quad (180)$$

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{ТТЦ}} - Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = 1361,08 - 746,57 = 614,51 \quad (181)$$

По ТЦ и ЭЦ затраты целиком относятся к затратам на выработку электроэнергии, млн руб.:

$$Z_{\text{ТЦ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{ТЦ}} = 645,03 \quad (182)$$

$$Z_{\text{тц}}^{\text{т/э}} = 0 \quad (183)$$

Общестанционные расходы распределяются следующим образом, млн руб.:

$$Z_{\text{общ}}^{\text{ээ}} = Z_{\text{общ}} \cdot \frac{Z_{\text{тц}}^{\text{ээ}} + Z_{\text{тц}}^{\text{ээ}}}{Z_{\text{тц}}^{\text{ээ}} + Z_{\text{тц}}^{\text{ээ}}} = 417,5 \cdot \frac{746,57 + 645,03}{1361,08 + 645,03} = 289,66 \quad (184)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{тэ}} = Z_{\text{общ}} - Z_{\text{общ}}^{\text{ээ}} = 417,5 - 289,66 = 127,9 \quad (185)$$

Распределение затрат по видам энергии приведено в таблице 5.3:

Таблица 5.3 – Распределение затрат по видам энергии

Наименование	э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	746,57	614,51
ТЦ и ЭЦ	645,03	
Общие расходы	289,66	127,91
Всего по ТЭЦ	1681,27	742,42

Расчет себестоимости выполняется следующим образом:

Себестоимость отпущенной электроэнергии, руб./кВт·ч:

$$C^{\text{э/э}} = \frac{Z_{\text{тэц}}^{\text{ээ}}}{W_{\text{отп}}} = \frac{1681,27}{1185,6} = 1,41 \quad (186)$$

Себестоимость отпущенной тепловой энергии, руб./Гкал:

$$Z^{\text{т/э}} = \frac{Z_{\text{тц}}^{\text{тэ}}}{Q_{\text{гв}}} = \frac{742,42}{1120} = 662,88 \quad (187)$$

## 5.9 Определение экономии топлива в процессе эксплуатации

По аналогии были рассчитаны основные показатели экономической эффективности до модернизации. Все показания были сведены в таблицу 5.4

Таблица 5.4

Наименования показателя	Значения показателя	
	До модернизации	После модернизации
Установленная мощность, кВт	185000	185000
Состав основного оборудования	T-185	T-185
Число часов использования установленной мощности, час	6500	6500
Годовая выработка электроэнергии на ТЭЦ, кВт ч	1248000	1248000
Годовая выработка тепловой энергии на ТЭЦ, Гкал	1120000	1120000
Годовой отпуск энергии с шин станции, кВт ч	1198080	1198080
Суммарный годовой расход условного топлива на выработку ЭЭ и ТЭ, кг	621568	589239,02
Полный расход топлива,	48,813	46,333

кг/с		
Экономия топлива в год, кг	32328,98	

Продолжение таблицы 5.4

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, кг/кВт ч	0,271	0,259
Удельный расход топлива на выработку тепла, кг/ГДж	38,936	36,591
Экономия денежных средств в год, Руб./год	35561878	

### 5.9 Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Доход от основной деятельности, руб./год:

$$D = (T^{э/э} - C^{э/э}) \cdot W_{\text{отп}}, \quad (188)$$

где  $C^{э/э}$  – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч;

$T^{э/э}$  – тариф на отпущенную энергию руб./кВт ч

Налогооблагаемая прибыль, млн руб./год:

$$\text{НОП}_{(t)} = D_{(t)} - \text{Н}_{\text{им}(t)}. \quad (189)$$

Налог на прибыль, млн руб./год:

$$H_{\text{пр}(t)} = 20\% \cdot \text{НОП}_{(t)} \quad (190)$$

Чистая прибыль, млн руб./год:

$$\text{ЧП}_{(t)} = \text{НОП}_{(t)} - H_{\text{пр}(t)}. \quad (191)$$

где  $\text{НОП}_{(t)}$  – налогооблагаемая прибыль, млн руб./год;

$H_{\text{пр}(t)}$  – чистая прибыль, млн руб./год.

Далее в 0 год переносим значение капитальных вложений  $K$ .

Чистый денежный поток, млн руб./год:

$$\text{ЧДП}_{(t)} = \text{ЧП}_{(t)} + A_t. \quad (192)$$

где  $A_t$  – амортизационные отчисления;

$\text{ЧП}_{(t)}$  – чистая прибыль.

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн руб./год:

$$\text{ЧДПНИ}_{(t)} = \text{ЧДПНИ}_{(t-1)} + \text{ЧДП}_{(t)}. \quad (193)$$

Дисконтированный денежный поток, млн руб./год:

$$\text{ДДП}_{(t)} = \frac{\text{ЧДП}_{(t)}}{(1+r)^{t'}} \quad (194)$$

где  $r$  – норма дисконта, принимаем равной 10% [1];

ЧДП - чистый денежный поток.

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн руб./год:

$$\text{ДДПНИ}_{(t)} = \text{ДДПНИ}_{(t-1)} + \text{ДДП}_{(t)}. \quad (195)$$

Для определения простого срока окупаемости (PP) используем данные ЧДП (чистого денежного потока) и ЧДПНИ (чистого денежного потока нарастающим итогом).

Для определения дисконтированного срока окупаемости (DPP) используем данные ДДП (дисконтированного денежного потока) и ДДПНИ (дисконтированного денежного потока нарастающим итогом).

Жизненный цикл проекта составляет 15 лет.

Результаты расчетов показателей экономической эффективности сводим в таблицу 5.5.

Таблица 5.5 – Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Период	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток по инвестиционной деятельности - капиталовложения, млн.руб	-11605,57															
Доход от основной деятельности, млн.руб		922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30	922,30
Налог на прибыль, млн.руб		184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46	184,46
Чистая прибыль, млн.руб		737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84	737,84
Амортизацио иные отчисления, млн.руб		777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57	777,57
Чистый денежный поток, ЧДП	-11605,57	1515,41	1972,17	1972,17	1972,17	1972,17	1972,17	1972,17	1972,17	1972,17	1972,17	1972	1972	1972	1972	1972
Чистый денежный поток нарастающим итогом, ЧДНИ	-11605,57	-10090,1	-8117,99	-6145,82	-4173,6	-2201,48	-229,30	1742,87	3715,04	5687,21	7659,38	9631,5	11603	13575	15548	17520
Чистый дисконтированный поток, ДДП	-11605,57	1377,64	1629,89	1481,72	1347,02	1224,56	1113,24	1012,04	920,03	836,39	760,36	691,23	628,39	571,27	519,33	472,12
Чистый денежный поток нарастающим итогом, ДДНИ	-11605,57	-10227,9	-8598,03	-7116,31	-5769,2	-4544,73	-3431,49	-2419,45	-1499,42	-663,03	97,33	788,57	1416,9	1988,2	2507,5	2979,6

По результатам расчета на 9-й год эксплуатации ДДНИ становится больше нуля, и все затраты по проекту окупаются доходами.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации решалась задача повышения технико-экономических показателей работы котельного агрегата с кольцевой топкой БКЗ-820-13,8 с последующим его расчетом при расширении на Красноярской ТЭЦ-3

Для котлоагрегата БКЗ-820-13,8 разработано техническое решение в работе пароперегревателя, путем добавления промежуточного пароперегревателя, и выполнен его расчет.

Это привело к увеличению КПД и снижению расхода топлива на котлоагрегат.

Экономический расчет позволил выявить срок окупаемости проекта, который составил 8 лет и 11 месяцев. Так же расчет показал экономию топлива после модернизации котельного агрегата, примерно на 5%.

Экономический эффект показал, что проект является привлекательным, так как NPV больше 0.

Таким образом, работа подтверждает целесообразность и эффективность установки промежуточного пароперегревателя на котельный агрегат с кольцевой топкой.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Официальный сайт АО «Силовые машины»: <http://power-m.ru/customers/thermal-power/steam-turbine/>.
2. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.: ил.
3. Цыганок А.П. Проектирование тепловых электрических станций: учеб. пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко; Красноярский. гос. техн. ун-т. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 136с.
4. Кузьмин А.Г., Разработка уникального отечественного угольного котла с кольцевой топкой для замены выбывающих энергоблоков мощностью 300 МВт. – М.: КОТЕС, группа компаний.
5. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.: ил.
6. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
7. Гаврилов Е.И. Топливо-транспортное хозяйство и золоудаление на ТЭС: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 168с.: ил.
8. Справочник по пыле- и золоулавливанию/ М.И. Биргер, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков и др.; под общей ред. А.А. Русанова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с., ил.
9. Расчет содержания вредных веществ в дымовых газах при проектировании котлов и энергетических установок: Методические указания по дипломному проектированию для студентов специальности 1005, 1007 /Сост. С.М. Куликов, Е.А. Бойко; КГТУ. Красноярск, 1995. 32 с.
10. Бойко Е.А., Деринг И.С., Охорзина Т.И. Котельные установки и парогенераторы (Выбор и расчёт систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
11. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
12. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 47с.

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

Политехнический институт

институт

Кафедра теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

В.А. Кулагин

подпись

инициалы, фамилия

«26» июня 2024 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Повышение энергоэффективности котлоагрегата Е-820 КрасТЭЦ-3

Тема

13.04.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

Код-наименование направления

13.04.01.01 – Энергетика теплотехнологий

Код-наименование магистерской программы

Руководитель

Скуратов 21.06.24 г.  
подпись, дата

профессор, д.т.н.  
должность, ученая степень

А.П. Скуратов  
инициалы, фамилия

Выпускник

Черкашин 21.06.2024  
подпись, дата

Д.С. Черкашин  
инициалы, фамилия

Рецензент

Козлов  
подпись, дата 21.06.2024

гл. специалист  
ООО «СибВТИ», к.т.н.  
должность, ученая степень

С.Г. Козлов  
инициалы, фамилия

Красноярск 2024