

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

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Е. А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 20 __ г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту _____ Григорьеву Роману Сергеевичу
_____ фамилия, имя, отчество

Группа _____ 3ФЭ17-01Б _____ Направление (специальность) _____ 13.03.01
_____ номер группы _____ код

Теплоэнергетика и теплотехника

_____ наименование

Тема выпускной квалификационной работы _____ Проект
Хабаровской ТЭЦ-4

Утверждена приказом по университету № _____ 6955/С _____ от _____ 11.05.2022

Руководитель ВКР _____ Л.Н. Подборский, доцент кафедры
_____ ТЭС ПИ СФУ

_____ инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР _____ Объект строительства – Хабаровская ТЭЦ-4
район размещения – Хабаровский край, г. Хабаровск

топливо – Природный газ Сахалинского месторождения

Перечень разделов ВКР _____ Технико-экономическое обоснование
строительства ТЭЦ, расчётная часть, охрана окружающей среды, общая часть,
экономическая часть

Перечень графического материала _____ 1 Принципиальная тепловая схема;
2 Генплан; 3 Разрез главного корпуса; 4 Разрез котла-утилизатора; 5 Схема
газового хозяйства

Руководитель ВКР _____ Л.Н. Подборский
_____ подпись _____ инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению _____ Р.С. Григорьев
_____ подпись _____ инициалы и фамилия

« _____ » _____ 2022 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект Хабаровской ТЭЦ-4» содержит 85 страниц текстового документа, 12 иллюстраций, 154 формулы, 13 таблиц, 14 использованных источников.

Ключевые слова: ДВУКОНТУРНЫЙ ПАРОВОЙ КОТЕЛ УТИЛИЗАТОР, ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА, ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА, ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ КОТЛА УТИЛИЗАТОРА, ТЭЦ.

Объект бакалаврской работы – Хабаровская ТЭЦ-4

Цель строительства Хабаровской ТЭЦ-4 – сооружение энергоисточника для замещения выработавшей свой ресурс Хабаровской ТЭЦ-1. Обеспечение надежного снабжения тепловой и электрической энергией потребителей в зоне обслуживания Хабаровской ТЭЦ-1.

Выпускная квалификационная работа включает в себя: анализ прироста потребления тепловой и электроэнергии в зоне обслуживания Хабаровской ТЭЦ-1, анализ состояния оборудования Хабаровской ТЭЦ-1, тепловой расчет газовой турбины, тепловой и конструкторский расчет парового котла утилизатора, выбор вспомогательного оборудования, основную часть, экологическую часть, экономическую часть.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Технико-экономическое обоснование строительства тэс.....	7
1.1 Актуальность строительства Хабаровской ТЭЦ-4.....	7
1.2 Анализ потребления тепловой и электрической мощности с учетом прогнозного прироста до 2030 года.	8
1.3 Возможные варианты состава основного оборудования ХТЭЦ-4	9
1.4 Описание оборудования.....	13
1.4.1 Газовая турбина 6F 03	13
1.4.2 Паровая турбина КТ-28/35-8,8/0,1.....	16
1.4.3 Водогрейный котел КВ-ГМ-209-150 (ПТВМ-180).....	18
1.5 Постановка задач.....	21
2 Расчетная часть.....	21
2.1 Разработка ПТС.....	21
2.2 Тепловой расчет ГТУ.....	21
2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре .	23
2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания.....	25
2.2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине.....	28
2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды	35
2.4 Расчет двухконтурной комбинированной энергоустановки	37
2.4.1 Исходные данные.....	38
2.4.2 Тепловой расчет котла-утилизатора	39
2.4.3 Конструкторский расчет котла-утилизатора.....	46
2.5 Питательные насосы	54
2.6 Конденсатные насосы.....	55
2.7 Циркуляционные насосы.....	56
2.8 Сетевые насосы	57
2.9 Деаэратор	58
2.10 Сетевой подогреватель	58
3 Охрана окружающей среды	59
3.1 Расчет выбросов и высоты дымовой трубы	59
3.2 Мероприятия, направленные на уменьшение выбросов NOx.....	62
4 Общая часть	66
4.1 Схема подготовки обессоленной воды для подпитки энергетических котлов	66
4.1.1 Установка ультрафильтрации.....	67
4.1.2 Установка обратного осмоса с мембранной декарбонизацией.....	68
4.1.3 Установка электродеионизации	69
4.2 Схема подготовки подпиточной воды теплосети.....	69
4.3 Описание компоновочных решений главного корпуса	71
4.3.1 Турбинное отделение.....	72
4.3.2 Котельное отделение	73
4.3.3 Технологическая этажерка.....	73

5 Экономическая часть	74
5.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией	75
5.2 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии	77
5.3 Расчёт срока окупаемости ГТУ-ТЭЦ.....	78
Заключение	83
Список использованных источников	84

ВВЕДЕНИЕ

Одной из основных задач энергетического сектора является бесперебойное обеспечение теплоэнергетическими ресурсами населения и предприятий.

В зоне обслуживания Хабаровской ТЭЦ-1 наблюдается нехватка тепловой энергии, расчетный график тепловых сетей не выполняется, это связано с неработоспособным состоянием ПВК Хабаровской ТЭЦ-1, износом оборудования и отсутствием резерва мощности на альтернативных теплоисточниках города. А с учетом высоких темпов развития Дальнего Востока, что привело к активной застройке жилого сектора ситуация носит катастрофический характер.

Хабаровская ТЭЦ-1 построена в 1954 году, установленная электрическая мощность станции составляет 435 МВт, тепловая 1200,2 Гкал/ч, а располагаемая 900,2 Гкал/ч. Станция работает по теплофикационному графику нагрузок с КИУМ 42%. В качестве топлива на станции используется газ Сахалинского месторождения, а также бурый и каменный уголь Переяславского и Ургальского месторождения.

В настоящее время в целях повышения надежности энергоснабжения Дальнего Востока разработана государственная программа по замещению выбывающих генерирующих мощностей. Суть программы заключается в том, что инвестор обязуется предоставить новые генерирующие мощности, а государство обязуется компенсировать инвестированные средства путем повышенной стоимости мощности. Под данную программу попала и Хабаровская ТЭЦ-4 (далее ХТЭЦ-4), которую необходимо спроектировать и построить взамен действующей Хабаровской ТЭЦ-1 (далее ХТЭЦ-1), исчерпавшей свой ресурс практически полностью.

Строительство ХТЭЦ-4 позволит:

1 устранить дефицит тепловой энергии в городе и обеспечить резерв мощности

2 повысить надежность электроснабжения в регионе

3 заместить выбывающее генерирующее оборудование ХТЭЦ-1

4 улучшить экологическую обстановку в городе Хабаровск.

Исходя из требований ПТЭ электрических станции и сетей РФ, энергосистемы должны использовать передовые технологии при производстве энергии, снижать вредное воздействие на людей и окружающую среду, в связи с этим наиболее целесообразно установить на новой станции парогазовые установки (далее ПГУ).

ПГУ это электрогенерирующая установка, работающая с использованием комбинированного цикла газотурбинной и паросиловой установки. Основным преимуществом ПГУ над ГТУ и ПСУ является более высокий КПД, который достигает 55-58% против 33-45% в ПСУ и 8-42% в ГТУ. Также применение парогазового цикла совместно с ПТУ позволяет снизить удельный расход топлива на 6-12%. Еще одним из благоприятных факторов применение ПГУ является снижение вредного воздействия на окружающую среду.

В первом разделе данной работы будет определена электрическая и тепловая мощность проектируемой станции с учетом потребностей жилого и промышленного секторов города Хабаровск. Так же будет проведен SWOT анализ различных технических решений в части выбора состава основного оборудования, по результатам которого будет принято решение по наиболее подходящему варианту.

1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС

1.1 Актуальность строительства Хабаровской ТЭЦ-4

Строительство Хабаровской ТЭЦ-4 предусматривается взамен выводимой из эксплуатации Хабаровской ТЭЦ-1, которая входит в состав филиала ОАО «Дальневосточная генерирующая компания».

В настоящее время на ХТЭЦ-1 установлены:

- 3 энергетических котла типа ТП-170-100 производства Таганрогского котельного завода, ввод в эксплуатацию 1954-1955г, наработка более 330000ч.
- 2 энергетических котла типа БКЗ 160-100 производства Барнаульского котельного завода, ввод в эксплуатацию 1960г, наработка более 280000ч
- 2 энергетических котла БКЗ-220-100, производства Барнаульского котельного завода, ввод в эксплуатацию 1965г, наработка более 270000ч
- 8 энергетических котлов БКЗ-210-140, производства Барнаульского котельного завода, ввод в эксплуатацию 1969-1996, наработка в среднем более 270000ч.
- 3 водогрейных котла типа ПТВМ-100 на мазутном топливе, которые находятся в частично разобранном состоянии и не эксплуатируются с 1996 года
- 2 паровых турбины типа ПР-25-90/10/0,9, производства турбомоторного завода г. Екатеринбург, ввод в эксплуатацию 1974 и 1976г, наработка 215000ч и 190000ч соответственно
- 1 паровая турбина типа ПТ-25/30-90/13 Ленинградского металлического завода, ввод в эксплуатацию 1955г, наработка 126500ч
- 1 паровая турбина типа ПТ-50-90/13 Ленинградского металлического завода, ввод в эксплуатацию, наработка 347000ч
- 2 паровых турбины типа Т-100-130 производства турбомоторного завода города Екатеринбург, ввод в эксплуатацию 1967 и 1969г, наработка 360000 и 340000ч соответственно
- 1 паровая турбина типа Т-100/105-130, производства турбомоторного завода города Екатеринбург, ввод в эксплуатацию 1972г, наработка 318000ч
- 2 турбины типа Т-25-5 демонтированы в связи с исчерпанием паркового ресурса.

На ХТЭЦ-1 применяется обратная схема технического водоснабжения, включающая в себя брызгальный бассейн емкостью 7280 м³ и пять градирен площадью орошения по 1600 м² каждая. Источником водоснабжения является береговая насосная станция, установленная на берегу реки Амур.

Выдача электроэнергии в энергосистему производится с закрытых распределительных устройств (ЗРУ) по линиям электропередачи напряжением 110 и 35 кВ.

По результатам проведенного обследования оборудования, зданий и сооружений и на основании анализа материалов установлено:

- основное оборудование ХТЭЦ-1 к 2022 году выработает неоднократно продленный парковый ресурс
- состояние большей части фонда производственных зданий оценивается как ограниченно работоспособное
- эксплуатирующийся золоотвал заполнен, участки под размещение нового золоотвала отсутствуют.

Вывод из эксплуатации ХТЭЦ-1 приведёт к необходимости строительства дополнительных тепловых источников и проведению комплексной реконструкции всей распределительной электросети района г. Хабаровска. Поэтому единственным решением является строительство новой станции на территории действующей ХТЭЦ-1.

1.2 Анализ потребления тепловой и электрической мощности с учетом прогнозного прироста до 2030 года.

При замещении выбывающих мощностей Хабаровской ТЭЦ-1 отпуск электроэнергии от нового генерирующего источника будет определяться существующим электропотреблением от станции с учетом прогнозных данных.

Проведя анализ действительного потребления и прогнозируемого прироста потребления электрической мощности до 2030 года, максимальный среднемесячный показатель составит 264 МВт в январе и минимальный 109 МВт в сентябре. Темп роста потребления электрической энергии принят равным 0.9%, согласно проекту развития единой энергетической системы РФ.

Перспективные тепловые нагрузки приняты на основании «Схемы теплоснабжения г. Хабаровск на период до 2030 года» и письма АО «ДГК» от 04.03.2019 № 01.7/2009

Выбор вариантов состава основного оборудования должен соответствовать требованиям установленной тепловой мощности в диапазоне 1100...1300 Гкал/ч (без учета отпуска промышленного пара). Располагаемая тепловая мощность ТЭЦ выбрана исходя из условий:

- обеспечения надежного и бесперебойного отпуска тепловой энергии существующим и перспективным присоединенным потребителям ТЭЦ во всех режимах эксплуатации
- обеспечения отпуска тепловой энергии в пределах нормативного снижения при выводе из работы наибольшего по мощности теплового источника ТЭЦ потребителям второй категории надежности теплоснабжения с сохранением отпуска тепла потребителям первой категории в полном объеме.

Установленная электрическая мощность ХТЭЦ-4 с учетом мощности собственных нужд 10% от общей выработки должна составлять не менее 290,4 МВт.

Общее количество энергоблоков новой Хабаровской ТЭЦ-4 по требованиям Системного оператора должно быть не менее 3-х, а установленная электрическая мощность станции не должна превышать 400МВт.

1.3 Возможные варианты состава основного оборудования ХТЭЦ-4

При выборе вариантов состава основного оборудования необходимо руководствоваться требованиями системного оператора, необходимой тепловой и электрической нагрузкой:

- количество энергоблоков не мене 3-х
- установленная электрическая мощность в диапазоне 300-400 МВт
- установленная тепловая мощность 1100-1300 Гкал/ч

При выборе состава оборудования в первую очередь необходимо рассматривать варианты заводской поставки, также предпочтение необходимо отдавать оборудованию производство которого локализовано на территории РФ.

Вариант 1. Вариант предусматривает следующий состав основного оборудования:

- 4 газотурбинных установки типа 6F.03 мощностью 82 МВт каждая, производства ООО «РГТ» в комплекте с турбогенераторами ТФ-90Г2У3;
- 4 водогрейных котла-утилизатора типа КУВ-120-150 с номинальной тепловой мощностью 103 Гкал/ч (120 МВт) производства ОАО «ТКЗ»;
- 5 водогрейных котлов типа КВ-ГМ-209-150 производства АО «Дорогобужкотломаш», установленной тепловой мощностью 180 Гкал/ч каждый;
- 3 паровых котла типа ТТ-200 производства ООО «Энтророс», производительностью 22 т/ч перегретого пара при параметрах 1,1 МПа / 270 °С каждый.

Установленная электрическая мощность по варианту составит 328 МВт, установленная тепловая мощность 1374 Гкал/ч.

Вариант 2. Вариант предусматривает следующий состав основного оборудования:

- 3 газотурбинных установки типа 6F.03 мощностью 82 МВт каждая, производства ООО «РГТ» в комплекте с турбогенераторами ТФ-90Г2У3;
- 3 паровых котла-утилизатора типа П-88 производства «Машиностроительный завод «ЗиО-Подольск»

– 2 теплофикационные паротурбинные установки Т-40/50-8,8 производства АО «Уральский турбинный завод» установленной электрической мощностью 50 МВт (конденсационный режим). Тепловая мощность отопительных отборов составляет 69,5 Гкал/ч, электрическая мощность в теплофикационном режиме – 40 МВт. ПТУ комплектуются турбогенераторами ТФ-50-2У3 с воздушным охлаждением

– 6 водогрейных котлов типа КВ-ГМ-209-150 производства АО «Дорогобужкотломаш», установленной тепловой мощностью 180 Гкал/ч каждый;

– 2 пуско-резервных паровых котла типа ТТ-200 производства ООО «Энтророс», производительностью 22 т/ч перегретого пара при параметрах 1,1 МПа / 270 °С каждый.

Установленная электрическая мощность по варианту составит 326 МВт, установленная тепловая мощность 1291 Гкал/ч.

Вариант 3. Предусматривает следующий состав основного оборудования:

– 3 газотурбинных установки типа 6F.03 мощностью 82 МВт каждая, производства ООО «РТТ» в комплекте с турбогенераторами ТФ-90Г2У3;

– 3 паровых котла-утилизатора типа П-88 производства «Машиностроительный завод «ЗиО-Подольск»

– 3 теплофикационные паротурбинные установки (ПТУ) Т-28/35-8,8/0,1 производства АО «Калужский турбинный завод» установленной электрической мощностью 35 МВт (конденсационный режим). Тепловая мощность отопительных отборов составляет 63,3 Гкал/ч, электрическая мощность в теплофикационном режиме – 28 МВт. ПТУ комплектуются турбогенераторами ТФ-35-2У3 с воздушным охлаждением;

– 5 водогрейных котлов типа КВ-ГМ-209-150 производства АО «Дорогобужкотломаш», установленной тепловой мощностью 180 Гкал/ч каждый;

– 2 пуско-резервных паровых котла типа ТТ-200 производства ООО «Энтророс», производительностью 22 т/ч перегретого пара при параметрах 1,1 МПа / 270 °С каждый.

Установленная электрическая мощность по варианту составит 351 МВт, установленная тепловая мощность 1161 Гкал/ч.

Вариант 4. Предусматривает следующий состав основного оборудования:

– 3 газотурбинных установки типа PG 6111FA мощностью 77 МВт каждая, производства General Electric в комплекте с турбогенераторами ТФ-80-2У3

– 3 паровых котла-утилизатора типа HRSG 108/20,8-9,3/0,6-545/227 двух давлений горизонтальных производительностью 108 и 20,8 т/ч с выходными параметрами 9,3 МПа / 545 °С и 0,6 МПа / 227°С соответственно по трактам пара высокого и низкого давления

– 3 теплофикационные паротурбинные установки (ПТУ) Т-28/35-8,8/0,1 производства АО «Калужский турбинный завод» установленной электрической мощностью 35 МВт (конденсационный режим). Тепловая мощность отопительных отборов составляет 63,3 Гкал/ч, электрическая мощность в теплофикационном режиме – 28 МВт. ПТУ комплектуются турбогенераторами ТФ-35-2У3 с воздушным охлаждением;

– 6 водогрейных котлов типа КВ-ГМ-209-150 производства АО «Дорогобужкотломаш», установленной тепловой мощностью 180 Гкал/ч каждый;

– 2 пуско-резервных паровых котла типа ТТ-200 производства ООО «Энтророс», производительностью 22 т/ч перегретого пара при параметрах 1,1 МПа / 270 °С каждый.

Установленная электрическая мощность по варианту составит 311 МВт, установленная тепловая мощность 1291 Гкал/ч.

SWOT анализ сопоставляемых вариантов оборудования.

Суть анализа заключается в оценке вариантов путем выявления преимуществ и недостатков с целью выбора наиболее оптимального варианта.

Таблица 1.1 – Вариант 14х6FA+4хКУ+5хПВК

Преимущества	Недостатки
<p>Короткое время строительства</p> <p>Низкая стоимость оборудования</p> <p>Компактность</p> <p>Отсутствие необходимости в утилизации золошлаковых отходов</p> <p>Низкий расход охлаждающей воды по сравнению с ПТУ</p> <p>Меньше вредных выбросов, как следствие улучшение экологической обстановки в городе</p>	<p>Отсутствие обученного персонала</p> <p>Возможное строительство ГРС и ГРП, дожимной компрессорной природного газа для подачи на ГТУ</p> <p>Более высокая стоимость жизненного цикла по сравнению с классическими ПТУ</p> <p>Меньший межремонтный ресурс по сравнению с ПТУ</p>
<p>Оборудование произведенное на территории РФ</p> <p>Высокая маневренность при выработке электроэнергии (4 независимых энергоблока)</p> <p>Повышение технического уровня производства</p> <p>Унификация по отношению к турбинам 6F03</p>	<p>Удорожание строительства обводной линии водогрейного котла утилизатора</p> <p>Низкий КПД при отсутствии теплового потребителя (работа через байпас КУ)</p> <p>-Потеря рынка сбыта угля</p> <p>-Необходимость установки пусковых паровых котлов.</p>

Таблица 1.2 – Вариант 2 3х6FA+3хП88+2хТ-40/50-8,8+6х КВ-ГМ-209-150+2хТТ-200

Преимущества	Недостатки
<p>Короткое время строительства</p> <p>Низкая стоимость оборудования</p> <p>Компактность</p> <p>Отсутствие необходимости в утилизации золошлаковых отходов</p> <p>Меньше вредных выбросов по сравнению с ПСУ, как следствие улучшение экологической обстановки в городе</p> <p>Оборудование произведенное на территории РФ</p> <p>Повышение технического уровня производства</p> <p>Унификация по отношению к турбинам 6F03</p> <p>Более высокий КПД по сравнению с ГТУ</p>	<p>Отсутствие обученного персонала</p> <p>Возможное строительство ГРС и ГРП, дожимной компрессорной природного газа для подачи на ГТУ</p> <p>Более высокая стоимость жизненного цикла по сравнению с классическими ПТУ</p> <p>Меньший межремонтный ресурс по сравнению с ПТУ</p> <p>Потеря рынка сбыта угля</p> <p>Более низкая манёвренность по сравнению с ГТУ и ЗПГУ</p> <p>Высокий расход охлаждающей воды по сравнению с ГТУ</p>

Таблица 1.3 – Вариант 3 3х6FA+3хП88+3хТ-28/35-8,8/0,1+5хКВ-ГМ-209-150+2хТТ-200

Преимущества	Недостатки
<p>Короткое время строительства</p> <p>Низкая стоимость оборудования</p> <p>Компактность</p> <p>Отсутствие необходимости в утилизации золошлаковых отходов</p> <p>Меньше вредных выбросов по сравнению с ПСУ, как следствие улучшение экологической обстановки в городе</p> <p>Оборудование произведенное на территории РФ</p> <p>Повышение технического уровня производства</p> <p>Унификация по отношению к турбинам 6F03</p> <p>Более высокий КПД по сравнению с ГТУ</p> <p>Самый высокий КПД из рассматриваемых вариантов</p> <p>Возможность выработки электроэнергии в комбинированном цикле</p> <p>Независимость энергоблоков</p> <p>Более высокая электрическая и тепловая мощность по сравнению с другими представленными вариантами</p>	<p>Отсутствие обученного персонала</p> <p>Возможное строительство ГРС и ГРП, дожимной компрессорной природного газа для подачи на ГТУ</p> <p>Более высокая стоимость жизненного цикла по сравнению с классическими ПТУ</p> <p>Меньший межремонтный ресурс по сравнению с ПТУ</p> <p>Потеря рынка сбыта угля</p> <p>Высокий расход охлаждающей воды по сравнению с ГТУ</p>

Таблица 1.4 – Вариант 4. 3хPG6111FA+3хHRSG 108/20,8-9,3/0,6-545/227+3хКТ-28/35-8,8/0,1+6хКВ-ГМ-209-150+2хТТ-200

Преимущества	Недостатки
<p>Компактность</p> <p>Отсутствие необходимости в утилизации золошлаковых отходов</p> <p>Меньше вредных выбросов по сравнению с ПСУ, как следствие улучшение экологической обстановки в городе</p>	<p>Высокая стоимость оборудования</p> <p>Отсутствие обученного персонала</p> <p>Долгое время доставки оборудования</p> <p>Сложность в обслуживании</p> <p>Возможные срывы поставок оборудования в связи с санкционным давлением на РФ</p>
<p>Возможность выработки электроэнергии в комбинированном цикле</p>	<p>Низкая установленная электрическая и тепловая мощность, относительно других вариантов</p> <p>Возможное строительство ГРС и ГРП, дожимной компрессорной природного газа для подачи на ГТУ</p> <p>Более высокая стоимость жизненного цикла по сравнению с сопоставляемыми вариантами</p> <p>Потеря рынка сбыта угля</p> <p>Высокий расход охлаждающей воды по сравнению с ГТУ</p> <p>Зависимость от других стран в отношении поставок запасных частей</p> <p>Сложности в ремонте</p>

Все представленные варианты удовлетворяют требованиям покрытия тепловой и электрической энергии, однако 3-й представленный вариант является более эффективным. В данном варианте большой запас по тепловой электроэнергии, более высокий КПД. Также вариант является более маневренным. По существу положительных признаков в разработку принимается вариант №3 с установкой 3-х ПГУ.

1.4 Описание оборудования

1.4.1 Газовая турбина 6F 03

Турбина 6F.03 имеет модульную конструкцию, позволяющий обеспечить быстрый монтаж с минимальными затратами.

Используется одновальная конфигурация, скрепленный болтами ротор с генератором, подключенным к газовой турбине через понижающий редуктор на стороне компрессора или «холодной» стороне. Данная конструкция обеспечивает осевой выхлоп отходящих газов, что позволяет оптимизировать схему расположения оборудования для парогазового цикла, а также утилизацию тепла отходящих газов.

Характеристики ГТУ типа 6F.03 при работе на природном газе представлены в таблице 5.

Таблица 1.5 – Характеристики ГТУ

Наименование	Величина
Температура окружающего воздуха, °С	15
Относительная влажность, %	60
Мощность брутто на клеммах генератора, МВт	80,2
Расход уходящих газов, $10^3 \times \text{кг/ч}$	761,7
Расход топливного газа, кг/ч	16400
Температура топливного газа на входе в турбину, °С	185
Температура уходящих газов, °С	609,5
Удельный расход тепла брутто, кДж/кВт \times ч	9,95
NO _x , мг/м ³	28,98
Состав дымовых газов, % от объема:	
H ₂ O	8,17
CO ₂	3,85
N ₂	74,51
O ₂	12,59
Ar	0,88
Уровень шума (на 1 м согласно ISO 3744), дБ(А)	≤85

На турбине применяется 18-ступенчатый осевой компрессор с одним рядом регулируемых входных лопаток и степенью повышения давления 15,8:1. Межступенчатый отбор используется для получения охлаждающего и уплотняющего воздуха (сопла турбины, колеса турбины), и для предотвращения помпажа компрессора во время пуска/останова.

Осевой компрессор состоит из ротора и корпуса статора. Первые две ступени разработаны с использованием технологии дозвукового потока. Одна ступень входного направляющего аппарата и избирательные точки отбора используются для предотвращения помпажа во время пуска.

Используется стандартная шестикамерная система обратного потока второго поколения с низким содержанием окислов азота и влаги (DLN-2.6) с шестью соплами на камеру. Стандартными частями системы сгорания являются две убирающихся свечи зажигания и четыре датчика пламени. Дымогарные трубы соединяют каждую камеру сгорания с соседними камерами с обеих сторон. Переходные элементы охлаждаются нагнетанием воздуха.

Теплозащитное покрытие камеры сгорания и переходные элементы наносится на внутренние стенки футеровки камеры сгорания для увеличения межремонтного периода.

Секция турбины состоит из трех ступеней с воздушным охлаждением сопел всех трех ступеней, а также первой и второй ступеней рабочих лопаток. Первая ступень лопаток оборудована передовой системой охлаждения, рассчитанной на высокую температуру сжигания. В ней используются извилистые каналы, в которых образуются завихрения, обеспечивающие прохождение охлаждающего воздуха через кромки лопаток, а также передние и задние кромки. Лопатки выполнены с длинными хвостовиками для обеспечения изоляции внутренней боковой поверхности колеса турбины от прохода горячих газов, а лопатки второй и третьей ступеней оборудованы встроенными бандажами для предотвращения усталости лопаток и улучшения теплопередачи. Первая ступень оборудована отдельным, состоящим из двух частей, бандажом, обеспечивающим уменьшенные зазоры между венцами лопаток.

Ротор имеет одновальную конструкцию с двумя подшипниками, рассчитанную на высокий крутящий момент, с внутренним воздушным охлаждением для секции турбины. Как компрессор, так и секция турбины состоят из индивидуальных шпунтованных дисков, скрепленных болтами. Каждое колесо турбины предварительно напряжено в процессе горячего вращения для снижения рабочих напряжений. Направление вращения вала — против часовой стрелки, если смотреть со стороны выходного фланца газовой турбины (переднего фланца вала компрессора). Нагрузочный редуктор изменяет направление вращения во время приведения в движение ротора генератора. Замена в полевых условиях обеспечивается тем, что ротор газовой турбины имеет цельную конструкцию. Лопатки турбины (поворотные лопатки) могут заменяться комплектами или индивидуально без какой-либо балансировки ротора на месте.

Пять корпусов турбины и компрессора имеют разъем в горизонтальной плоскости для облегчения осмотров и технического обслуживания. Для обеспечения визуальных проверок в секциях турбины и компрессора предусмотрены отверстия для бороскопа.

Газовые турбины 6F.03 (6FA) успешно зарекомендовали себя на таких станциях как: Сызранская ТЭЦ, Новокуйбышевская ТЭЦ-1, Курганская ТЭЦ-2, Вологодская ТЭЦ, Казанская ТЭЦ-1, Казанская ТЭЦ-2, Колпинская ТЭЦ, Перегольская ТЭС, Маяковская ТЭС и Талаховская ТЭС. Также данные газотурбинные установки получили широкое применение в

западных странах, общее количество более 160 действующих энергоустановок. Изображение турбины представлено на рисунке 1

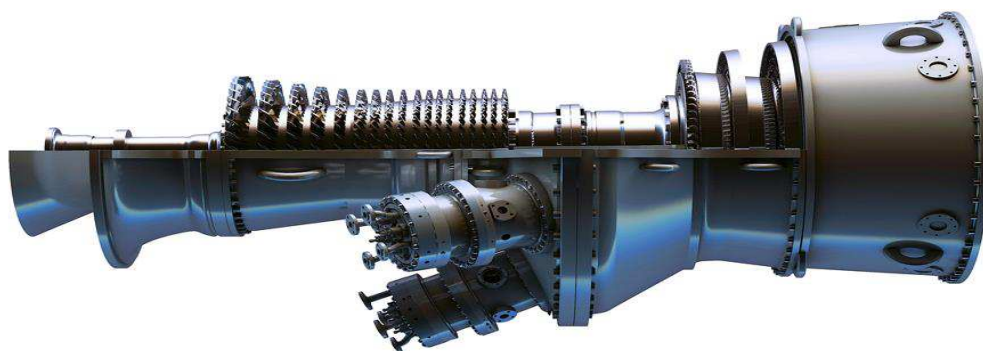


Рисунок 1.1 – Газовая турбина 6F03

1.4.2 Паровая турбина КТ-28/35-8,8/0,1

Турбина одноцилиндровая. Камерой регулируемого отопительного отбора турбина делится на часть высокого давления (ЧВД) и часть низкого давления (ЧНД). В турбине предусмотрены промежуточный ввод пара в ЧВД низкого давления, а также сброс пара из системы обогрева фланцев и шпилек в расширитель дренажей турбинного отделения.

Корпус турбины опирается двумя лапами выхлопной части на фундаментные плиты, а лапами передней части – на корпус переднего подшипника, стоящего на скользящих опорах, закрепленных на передней фундаментной плите. Скользящие опоры обеспечивают возможность перемещения корпуса турбины в осевом направлении и сохранение центровки.

Фикс-пунктом турбины является точка пересечения вертикальной плоскости, проходящей через оси вертикальных шпонок, с осью шпонок опорных лап выхлопной части корпуса турбины.

Турбина снабжена гидравлическим (масляным) валоповоротным устройством (ВПУ), установленным на крышке заднего подшипника.

На крышке корпуса переднего подшипника турбины установлен блок регулирования ЧВД. Сервомотор ЧВД через рычажную передачу управляет регулирующими клапанами ЧВД.

Турбина снабжена лабиринтовыми концевыми уплотнениями, предотвращающими протечки пара в помещение машинного зала.

Свежий пар через стопорный клапан (СК) двумя параллельными потоками поступает в паровую коробку турбины, откуда через

регулирующие клапаны механизма парораспределения ЧВД попадает в проточную часть турбины.

Таблица 1.6 – Характеристики КТ-28/35-8,8/0,1

Параметры	Режимы	
	Теплофикационный	Конденсационный
Электрическая мощность, МВт	28,1	35
пар высокого давления: давление, (абс.) МПа температура, °С расход, т/ч	8,8	8,8
	540	540
	109	109
пар низкого давления: давление, (абс.) МПа температура, °С расход, т/ч	0,56	0,56
	208	208
	18	18
Регулируемый отбор: давление (абс.), МПа температура, °С расход, т/ч	0,7	-
	89	-
	120,19	-
Расход пара через ЧНД, т/ч	5,29	-
Давление за турбиной (абс.), МПа	0,035	0,068
Расход охлаждающей воды, т/ч	4600	4600
Температура охлаждающей воды, т/ч	8	14,6
Удельный расход теплоты, кДж/кВтч (ккал/кВтч)	-	11.719 (2.799)

Для регулирования давления пара в камере отопительного отбора установлена поворотная диафрагма. Привод – от сервомотора блока регулирования ЧНД, установленного на нижней половине корпуса турбины.

На трубопроводе промежуточного подвода пара в турбину из КНД установлена регулирующая заслонка с гидроприводом.

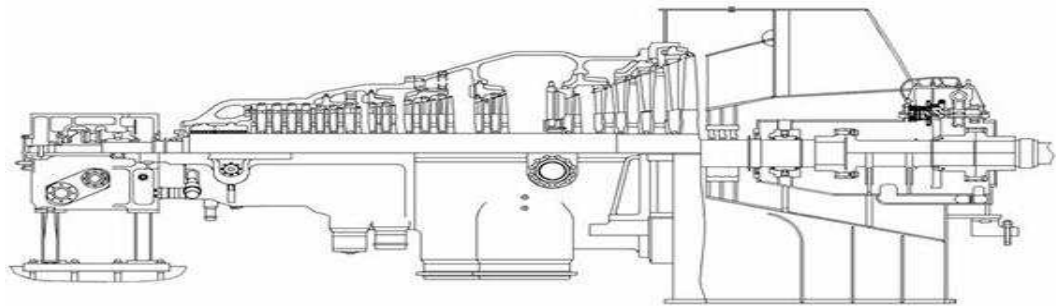


Рисунок 1.2 – Паровая турбина КТ-28/35

1.4.3 Водогрейный котел КВ-ГМ-209-150 (ПТВМ-180)

Котел оборудован 20 газодизельными горелками, устанавливаемыми в два яруса, с индивидуальным дутьевым вентилятором на каждой горелке. Конструкция горелки предусматривает периферийный подвод газа.

Подогрев воздуха в котле отсутствует. Регулирование производительности котла производится попарным включением или отключением встречно расположенных горелок. Пределы регулирования производительности 30-100%. Изменение нагрузки котла производится за счёт изменения температуры воды, расход которой поддерживается постоянным. Обмуровка котла облегчённая натрубного типа из минераловатных плит с креплением их к натрубной обшивке. Конструкция обмуровки допускает её монтаж совместно с блоками котла. Блоки поступают с завода-изготовителя необмурованными.

Топочная камера предназначена для сжигания дизельного топлива и природного газа. Стены топочной камеры полностью экранированы трубами 60х3 мм с шагом $S=64$ мм. Трубы экранов соединены между собой двумя горизонтальными поясами жёсткости. Объём топочной камеры равен 46,1 м³. Эффективная поверхность нагрева котла – 479 м². Топочная камера разделена на три части двумя двухсветными экранами.

Конвективная часть состоит из 176 секций. U-образные змеевики из труб 28х3мм, вваренные своими концами в стояки 83х3,5 мм, образуют секцию. Змеевики расположены в шахматном порядке с шагом $S_1=64$ мм и $S_2=33$ мм. Трубы змеевиков каждой секции свариваются в 4-х местах вертикальными дистанционирующими планками, образуя жёсткую ферму. По ходу газов конвективная часть разделена на два пакета, зазор между которыми составляет 600 мм. Поверхность нагрева конвективной части котла 5500м.

Каркас котла состоит из 4-х плоских рам общей высотой 13,2 м и размерами в плане 6900x12196 мм по осям колонн. Угловые колонны являются общими для двух рам, примыкающих друг к другу в углах. На верхней отметке расположены грузовые ригели рам и несущие балки потолка, к которым за специальные тяги подвешивается весь котёл. Для придания общей пространственной жёсткости всей конструкции используются плоские фермы, опоясывающие каркас на двух уровнях.

Поставка котла на место монтажа осуществляется крупными блоками, собираемыми на заводе-изготовителе. Основные характеристики котла КВ-ГМ-209-150 (ПТВМ-180) представлены в таблице 1.7

Таблица 1.7 – Основные характеристики КВ-ГМ-209-150 (ПТВМ-180)

Наименование	Работа на резервном топливе (дизельное топливо)	
	Работа на основном топливе (газ)	
Теплопроизводительность, МВт	209	
Расчетное (избыточное) давление воды на входе в котел, МПа	2,5	
Абсолютное давление воды на выходе из котла при недогреве до кипения 30 °С, не менее, МПа	1	
Температура воды на входе, °С	70	
Температура воды на выходе, °С	150	
Диапазон регулирования теплопроизводительности по отношению к номинальной, %	25-100	
Гидравлическое сопротивление, не более, МПа	0,35	
Расход воды через котел (номинальный), т/ч	2230	
Температура уходящих газов за котлом, °С	155	180
КПД котла брутто, не менее, %	92,6	91,0
Номинальный часовой расход топлива, м ³ /ч ; кг/ч	22610	19780
Удельный выброс окислов азота (в пересчете на NO ₂ при α=1,4), но не более, мг/м ³	125	250
Удельный выброс окислов углерода, но не более, мг/м ³	50	150

Наименование	Работа на основном топливе (газ)	Работа на резервном топливе (дизельное топливо)
Эквивалентный уровень шума в зоне обслуживания, не более, дБА	80	
Температура наружной поверхности в местах обслуживания, не более, °С	45	
Сейсмостойкость по шкале MSK-64, не более, балл	7	
Масса металла, кг	296800	
Длина, мм	12000	
Высота (верхний фланец шибера), мм	16385	
Ширина мм	17336	
Расчетный срок службы при средней годовой продолжительности работы котла 3000 ч, не более, лет	20	
Срок службы между капремонтами, не менее, лет	5	

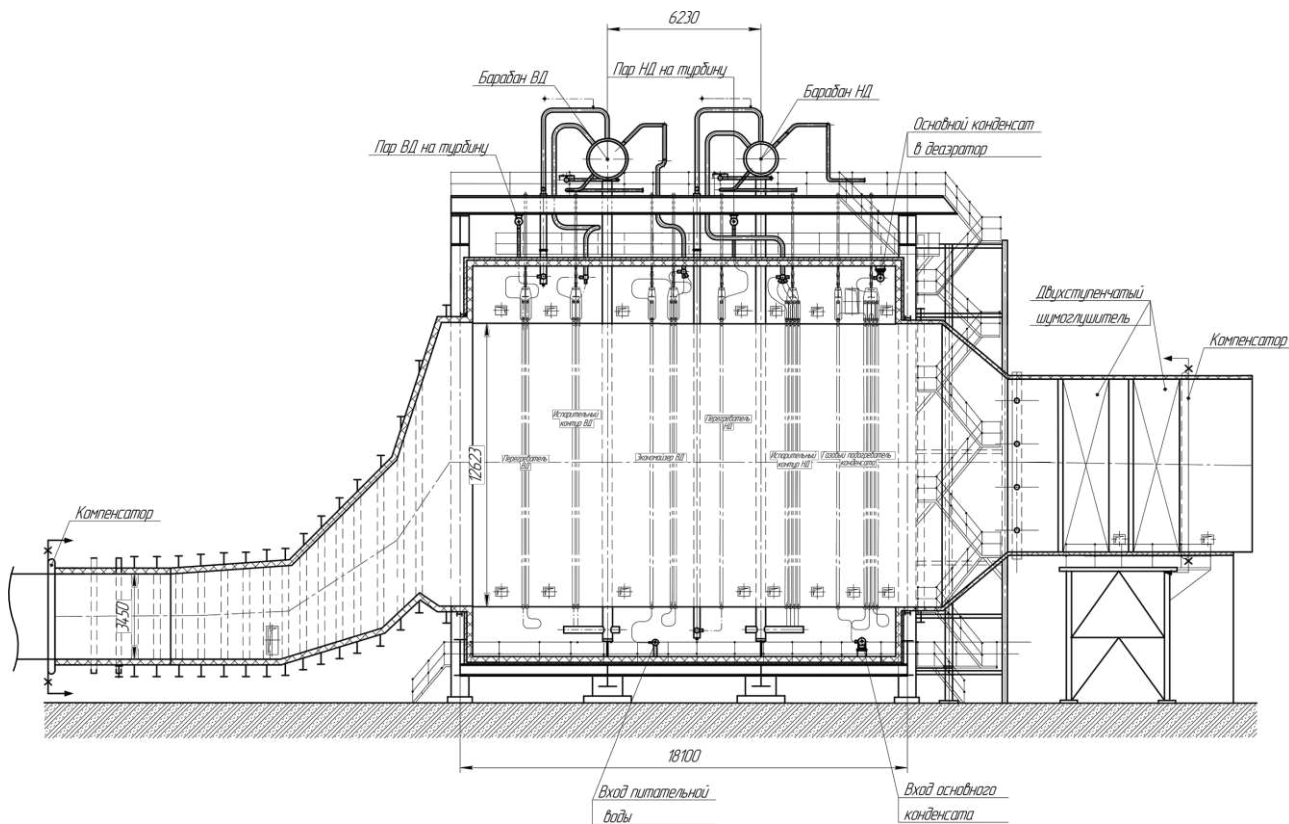


Рисунок 1.3 – Котел КВ-ГМ-209-150 (ПТВМ-180)

1.5 Постановка задач

Цели данной выпускной работы:

- Выполнить тепловой расчет ГТУ
- Выполнить конструкторский расчет котла-утилизатора П88
- Выбор вспомогательного оборудования
- Расчет выбросов вредных веществ
- Определение высоты дымовой трубы
- Оценка экономической привлекательности проекта

2 Расчетная часть

2.1 Разработка ПТС

В составе тепловой схемы ПТУ основными элементами являются газовая турбина, паровой котел утилизатор и паровая турбина. Газовая турбина является тепловым двигателем, который преобразует энергию горячих газов в крутящий момент на валу установки. Часть энергии потребляет компрессор, а оставшаяся её часть передается электрогенератору, который приводится во вращение газовой турбиной. Воздух после компрессора, в котором происходит его сжатие, поступает в камеру сгорания газовой турбины. Газы, полученные при сжигании топлива в камере сгорания, далее поступают в газовую турбину

Выполнен расчет энергоустановки бГА на основании разработанной принципиальной тепловой схемы, приведенной на листе 1 графической части.

Температура наружного воздуха $t_{н.в.}=15$ °С, давление $p_{н.в.}=10^5$ Па.

Давление в конденсаторе паровой турбины $P_k = 0,005$ МПа; допустимая влажность – 10%.

2.2 Тепловой расчет ГТУ

Исходные величины для теплового расчета ГТУ:

электрическая мощность $N_э=82$ МВт;

температура газов перед газовой турбиной $t_c=1350$ °С;

температура воздуха на входе в компрессор $t_a = 15$ °С;

наибольшая допустимая температура металла сопловых и рабочих лопаток по условиям прочности $t_w = 900$ °С;

степень сжатия в компрессоре $\varepsilon = 17$;

число ступеней газовой турбины $z = 3$;
 коэффициент потерь давления $\lambda = 0,95$;
 коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания
 $\eta_{к.с.} = 0,995$;

механический КПД турбины $\eta_m = 0,99$;

КПД электрогенератора $\eta_{э.г.} = 0,983$;

изоэнтروпийный КПД турбины $\eta_m = 0,88$;

изоэнтропийный КПД компрессора $\eta_k = 0,86$;

коэффициент утечек $\alpha_y = 0,005$;

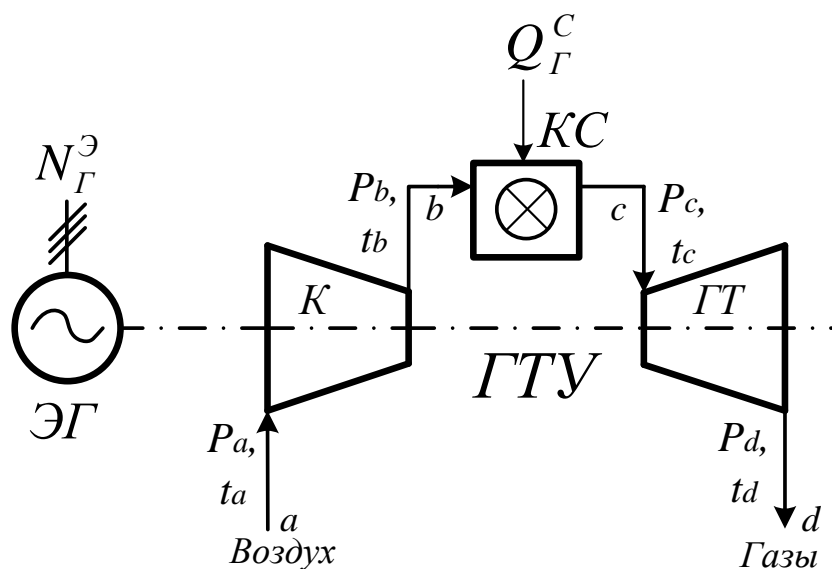
В качестве топлива принимаем природный газ газопровода Казань-Бугульма-Альметьевск, имеющий следующие характеристики:

теплота сгорания природного газа $Q_H^p = 36320 \text{ кДж/м}^3$;

состав природного газа:

$\text{CH}_4=91,84 \%$; $\text{C}_2\text{H}_6=4,33 \%$; $\text{C}_3\text{H}_8=1,9 \%$; $\text{C}_4\text{H}_{10}=0,9 \%$; $\text{C}_5\text{H}_{12}=0,2 \%$;
 $\text{CO}_2=0,56 \%$; $\text{CO}=0 \%$; $\text{H}_2=0\%$; $\text{N}_2=0,18 \%$;

плотность при нормальных условиях $\rho_r = 1,046 \text{ кг/м}^3$.



K – компрессор; $КС$ – камера сгорания; $ГТ$ – газовая турбина;
 $ЭГ$ – электрический генератор

Рисунок 2.1 – Принципиальная схема газотурбинной установки

Теплоемкости и энтальпии воздуха, газов и смесей в данном пособии определяются по методике [5], которая обеспечивает достаточную точность для инженерных расчетов.

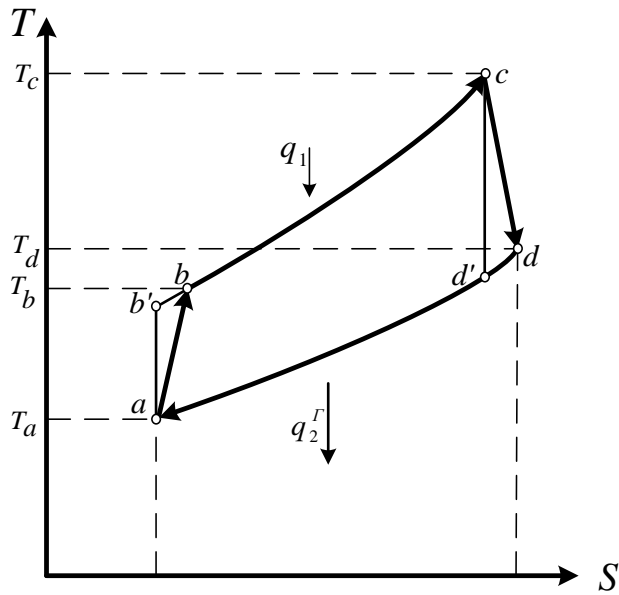


Рисунок 2.2 – Цикл простой ГТУ

2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

В первом приближении принимаем значение показателя степени для воздуха $m_{\text{в}} = 0,28$.

Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении (точка b , рисунок 2.2), °С

$$T_b = T_a \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_{\text{в}}} - 1}{\eta_{\text{к}}} \right), \quad (2.1)$$

где T_a – температура холодного воздуха перед компрессором (точка a), К;

ε – степень сжатия в компрессоре;

$m_{\text{в}}$ – показатель для воздуха;

$\eta_{\text{к}}$ – КПД компрессора.

$$T_b = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{16^{0,28} - 1}{0,86} \right) = 681,331 \text{ К.}$$

$$t_b = T_b - 273,15, \quad (2.2)$$

$$t_b = 681,331 - 273,15 = 408,181^\circ\text{C}.$$

Энтальпия воздуха перед компрессором, кДж/м³

$$h_a = h'_a(t_a) - h^B(25), \quad (2.3)$$

где $h'_a(t_a) = c_p^B(t_a) \cdot t_a = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) \cdot t_a,$ (2.4)

$$h'_a(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 15) \cdot 15 = 19,326 \text{ кДж/м}^3,$$

$$h^B(25) = c_p^B(25) \cdot 25 = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25, \quad (2.5)$$

$$h^B(25) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = 32,24 \text{ кДж/м}^3,$$

$$h_a = 19,362 - 32,24 = -12,914 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия воздуха за компрессором (точка *b*), аналогично формуле (2.3), кДж/м³

$$h'_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 408,181) \cdot 408,181 = 545,175 \text{ кДж/м}^3,$$

$$h_b = 545,175 - 32,24 = 512,935 \text{ кДж/м}^3.$$

Средние изобарная и изохорная теплоемкости воздуха при сжатии его в компрессоре [2], кДж/м³

$$c_p^{\text{ср}} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a}, \quad (2.6)$$

$$c_p^{\text{ср}} = \frac{512,935 - (-12,914)}{408,181 - 15} = 1,337.$$

$$c_v^{\text{ср}} = \frac{c_p^{\text{ср}}}{\rho_{\text{с}}}, \quad (2.7)$$

где $\rho_{\text{с}} = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

$$c_v^B = \frac{1,337}{1,293} = 1,034.$$

Уточнение значения показателя степени m_B

$$m_B = \frac{R_g}{c_v^B}, \quad (2.8)$$

где $R_g = 0,287$ кДж/(кг К) – газовая постоянная для воздуха.

$$m_B = \frac{0,287}{1,034} = 0,277.$$

Уточнение температуры воздуха за компрессором (второе приближение), К

$$T_b = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{16^{0,277} - 1}{0,86}\right) = 676,234 \text{ К},$$

$$t_b = 676,234 - 273,15 = 403,084^\circ\text{C}.$$

Уточнение энтальпии воздуха за компрессором h_b , аналогично формуле (2.4), кДж/м³

$$h'_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 403,084) \cdot 403,084 = 538,121 \text{ кДж/кг},$$

$$h_b = 538,121 - 32,34 = 505,881 \text{ кДж/кг}.$$

2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Энтальпию чистых продуктов сгорания (при $\alpha=1$), кДж/м³, при температуре после камеры сгорания (точка c) определяем по следующей методике [6]:

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сжигания 1 м³ газа (при $\alpha=1$), м³/м³ (м³ воздуха на м³ сжигаемого газа)

$$V_0 = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot (CO + H_2) + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12}], \quad (2.9)$$

где CO, H_2, C_mH_n, H_2S – содержание компонентов топлива, %;

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 2 \cdot 91,84 + 3,5 \cdot 4,33 + 5 \cdot 1,9 + 6,5 \cdot 0,9 + 8 \cdot 0,2) = 10,271 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем трехатомных газов в чистых продуктах сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (CO_2 + CO + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12}), \quad (2.10)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0,56 + 0 + 91,84 + 2 \cdot 4,33 + 3 \cdot 1,9 + 4 \cdot 0,9 + 5 \cdot 0,2) = 1,114 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем окислов азота, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2, \quad (2.11)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 10,271 + 0,01 \cdot 0,18 = 8,116 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем водяных паров в чистых продуктах сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12}) + 0,0161 \cdot V_0, \quad (2.12)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (0 + 2 \cdot 91,84 + 3 \cdot 4,33 + 4 \cdot 1,9 + 5 \cdot 0,9 + 6 \cdot 0,2) + 0,0161 \cdot 10,271 = 2,265 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Задаемся значением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания $\alpha=2,2$.

Объем водяных паров в продуктах сгорания при $\alpha>1$, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V'_{H_2O} = V_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (2.13)$$

$$V'_{H_2O} = 2,265 + 0,0161 \cdot (2,414 - 1) \cdot 10,708 = 2,464 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\Gamma} = (V_{RO_2} + V'_{H_2O} + V_{N_2} + V_0 \cdot (\alpha - 1)), \quad (2.14)$$

$$V_{\Gamma} = (1,114 + 2,464 + 8,116 + 10,271 \cdot (2,414 - 1)) = 24,019 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объемные доли компонентов

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}, \quad (2.15)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,114}{24,019} = 0,046.$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}, \quad (2.16)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,464}{24,019} = 0,103.$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{\Gamma}}, \quad (2.17)$$

$$r_{N_2} = \frac{8,116}{24,09} = 0,338.$$

$$r_{v_0} = \frac{(\alpha - 1) \cdot V_0}{V_{\Gamma}}, \quad (2.18)$$

$$r_{V_0} = \frac{(2,2-1) \cdot 10,271}{24,09} = 0,513.$$

Энтальпию чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания, определяем как энтальпию смеси компонентов, кДж/м³

$$h'_{n.c.} = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{v_0} \cdot c_{v_0}) \cdot t_c, \quad (2.19)$$

где $c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$ – изобарные теплоемкости компонентов продуктов сгорания

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c), \quad (2.20)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 1350) = 2,347.$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c), \quad (2.21)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1350) = 1,811.$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c), \quad (2.22)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1350) = 1,429.$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c), \quad (2.23)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1350) = 1,449.$$

$$h_{n.c.}' = 1350 \cdot (2,347 \cdot 0,046 + 0,103 \cdot 1,811 + 0,338 \cdot 1,429 + 0,513 \cdot 1,449) = 2053,248 \text{ кДж/м}^3.$$

Аналогично определяем энтальпию при температуре 25°C. В итоге искомая энтальпия чистых продуктов сгорания, кДж/м³

$$h_{n.c.} = h_{n.c.}'(t_c) - h_{n.c.}'(25), \quad (2.24)$$

$$h_{n.c.} = 2053,248 - 33,157 = 2020,091 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия сухого воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³

$$h_c = h_c'(t_c) - h^B(25) = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25) \cdot 25 \rho_e, \quad (2.25)$$

$$h_c'(t_c) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1350) \cdot 1350 = 1955,792 \text{ кДж/м}^3.$$

$$h_c = 1955,792 - 32,24 = 1923,552 \text{ кДж/м}^3.$$

2.2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

В первом приближении принимаем значение показателя степени для газа $m_\Gamma = 0,248$. Тогда температура газа за турбиной в первом приближении (точка d), °C

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - (\varepsilon \cdot \lambda)^{-m_{r,CP}}) \cdot \eta_T \right), \quad (2.26)$$

$$t_d = T_d - 273,$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda = 16 \cdot 0,95 = 15,2$ – действительное отношение давлений в турбине;
 $\lambda = 0,95$ – коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках;

$$T_d = 1623,15 \cdot (1 - (1 - 15,2^{-0,249}) \cdot 0,88) = 922,266 \text{ К.}$$

$$t_d = 922,266 - 273,15 = 649,116^\circ\text{C.}$$

Энтальпия газов за турбиной, кДж/м³

$$h_d = h'_d(t_d) - h^B(25), \quad (2.27)$$

$$h'_d(t_d) = 649,116 \cdot (2,01 \cdot 0,047 + 1,632 \cdot 0,1 + 1,35 \cdot 0,34 + 1,363 \cdot 0,51) = 920,421 \text{ кДж/м}^3.$$

$$h_d = 920,421 - 33,157 = 887,264 \text{ кДж/м}^3.$$

Средняя объемная изобарная теплоемкость газов в турбине, кДж/(м³·град)

$$c_p^{r'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d}, \quad (2.28)$$

$$c_p^{r'} = \frac{2020,091 - 887,264}{1350 - 649,115} = 1,616 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{град)}.$$

Средняя массовая изобарная теплоемкость газов в турбине, кДж/(кг·град)

$$c_p^r = \frac{c_p^{r'}}{\rho_2}, \quad (2.29)$$

$$c_p^r = \frac{1,616}{1,261} = 1,281 \text{ кДж/(кг·град)}.$$

Уточняем средний показатель степени процесса расширения турбины

$$m_{\Gamma}' = \frac{R_z}{c_p}, \quad (2.30)$$

$$m_{\Gamma}' = \frac{0,294}{1,281} = 0,23.$$

Уточняем температуру газов за турбиной, °С

$$T_d = 1623,15 \cdot (1 - (1 - 16 \cdot 0,95^{-0,23}) \cdot 0,88) = 959,609 \text{ К.}$$

$$t_d = 959,609 - 273,15 = 686,459^{\circ}\text{C.}$$

Энтальпию чистых продуктов сгорания при температуре в точке d за турбиной определяем как энтальпию смеси компонентов, кДж/м³

$$h_d' = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_d, \quad (2.31)$$

где t_d – температура после камеры сгорания, °С;

$c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$ – изобарные теплоемкости компонентов продуктов сгорания

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_d), \quad (2.32)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 686,459) = 2,028.$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_d), \quad (2.33)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 686,459) = 1,645.$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_d), \quad (2.34)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 686,459) = 1,356.$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d), \quad (2.35)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 686,459) = 1,369.$$

$$h_d^{(t_d)} = 686,459 \cdot (2,028 \cdot 0,046 + 1,645 \cdot 0,102 + 1,356 \cdot 0,338 + 1,369 \cdot 0,513) = 977,139 \text{ кДж/м}^3.$$

Аналогично определяем энтальпию при температуре 25°C. В итоге искомая энтальпия чистых продуктов сгорания, кДж/м³

$$h_d = h_d'(t_d) - h'_{n.c.} \quad (2.36)$$

$$h_d = 977,139 - 33,157 = 943,982 \text{ кДж/м}^3.$$

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/м³

$$H_T = \frac{h_c - h_d}{\rho_2}, \quad (2.37)$$

$$H_T = \frac{2020,091 - 946,448}{1,261} = 851,177 \text{ кДж/м}^3.$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³

$$H_K = (T_b - T_a) \cdot c'_{p.v.} - h_a, \quad (2.38)$$

$$H_K = (676,234 - 288,15) \cdot 1,337 - 12,914 = 518,795 \text{ кДж/м}^3.$$

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³

$$H_e = H_T \cdot \eta_M \cdot \rho_2 - b \cdot H_K, \quad (2.39)$$

где b – коэффициент, учитывающий изменение расхода воздуха и газов вследствие утечек.

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.40)$$

$$b = \frac{2,200 \cdot 10,271 \cdot (1+0,005)}{1+2,200 \cdot 10,271} = 0,962.$$

$$H_e = 851,052 \cdot 0,99 \cdot 1,261 - 0,962 \cdot 519,033 = 563,228 \text{ кДж/м}^3.$$

Расход газа через турбину, м³/с

$$G_T = \frac{N_e}{H_e \cdot \eta_{e,z}}, \quad (2.41)$$

$$G_T = \frac{82000}{563,228 \cdot 0,983} = 148,107 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воздуха, подаваемого компрессором, м³/с

$$G'_K = G_K \cdot (1 + \alpha_y) = b \cdot G_T, \quad (2.42)$$

$$G'_K = 0,962 \cdot 148,107 = 142,54 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход топлива, м³/с

$$B = \frac{G_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)}, \quad (2.43)$$

$$B = \frac{148,107}{1+2,200 \cdot 10,271} = 6,276 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность газовой турбины, МВт

$$N_T = G_T \cdot H_T \quad (2.44)$$

$$N_T = 186,817 \cdot 851,052 = 158,990 \text{ МВт}.$$

Мощность, потребляемая компрессором, МВт

$$N_K = G'_K \cdot H_K, \quad (2.45)$$

$$N_K = 142,54 \cdot 519,033 = 73,98 \text{ МВт}.$$

Мощность, отпускаемой турбиной электроэнергии, МВт

$$N_9 = N_T - N_K, \quad (2.46)$$

$$N_9 = 158,990 - 73,98 = 85 \text{ МВт.}$$

Коэффициент полезной работы ГТУ

$$\varphi = \frac{(N_T - N_K)}{N_T}, \quad (2.47)$$

$$\varphi = \frac{158,990 - 73,982}{158,990} = 0,524.$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ)

$$\eta_9 = \frac{G_T \cdot H_e \cdot \eta_{9,2}}{B \cdot K_T} = \frac{N_9}{B \cdot K_T}, \quad (2.48)$$

$$\eta_9 = \frac{85008}{6,276 \cdot 36320} = 0,373.$$

Относительный расход воздуха на охлаждение турбины, м³/м³

$$g_B = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (2.49)$$

где t_w – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности, $t_w = 800-850$ °С

$$g_B = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1350 - 900) = 0,164 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Ориентировочная температура газов после первой ступени, К, (если принять число ступеней газовой турбины $z=3$ и считать работу всех ступеней одинаковой.)

$$T_2'' = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_T}{c_p^r}, \quad (2.50)$$

$$T_2' = 1623,15 - \frac{851,052}{3 \cdot 1,286} = 1402,509 \text{ К.}$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины

$$\gamma = \gamma_K - \gamma_B + \gamma_T \quad (2.51)$$

где γ – коэффициент снижения работы турбины за счет затрат на сжатие дополнительного воздуха, подаваемого на охлаждение;

γ_T – коэффициент снижения работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

γ_B – коэффициент увеличения работы турбины за счет дополнительной работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть.

$$\gamma = \frac{1}{0,535} \cdot \left(1 - 0,535 - \frac{3-1}{3} \cdot \frac{676,234}{1402,51} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,535} = 0,55.$$

Располагаемая работа ГТУ, кДж/м³

$$H = H_T \cdot \rho_2 - b \cdot H_K, \quad (2.52)$$

$$H = 851,052 \cdot 1,261 - 0,962 \cdot 518,795 = 574,192 \text{ кДж/м}^3.$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждаемой турбиной, кДж/м³

$$H_{\text{охл}} = H \cdot (1 - \gamma \cdot g_B), \quad (2.53)$$

$$H_{\text{охл}} = 574,192 \cdot (1 - 0,164 \cdot 0,55) = 522,432 \text{ кДж/м}^3.$$

Расход газа на турбину с охлаждением, м³/с

$$G_T = \frac{N_{\text{э}}}{H_{\text{охл}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{эГ}}}, \quad (2.54)$$

$$G_T = \frac{8508}{522,4317 \cdot 0,981 \cdot 0,983} = 168,685 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждаемой турбиной, м³/с

$$B_{\text{охл}} = \frac{G_T}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.55)$$

$$B_{\text{охл}} = \frac{168,685}{1 + 2,200 \cdot 10,271} = 7,149 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воздуха на входе в камеру сгорания, м³/с

$$G_K = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_T, \quad (2.56)$$

$$G_K = \frac{2,200 \cdot 10,271}{1 + 2,200 \cdot 10,271} \cdot 168,685 = 161,536 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение турбины, м³/с

$$G'_K = (b + g_B) \cdot G_T, \quad (2.57)$$

$$G'_K = (0,962 + 0,164) \cdot 168,685 = 190,008 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход газа на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения, м³/с

$$G'_T = (1 + g_B) \cdot G_T, \quad (2.58)$$

$$G'_T = (1 + 0,164) \cdot 168,685 = 196,349 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением

$$\eta_{\text{э охл}} = \eta_{\text{э}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_B), \quad (2.59)$$

$$\eta_{\text{э охл}} = 0,373 \cdot (1 - 0,55 \cdot 0,164) = 0,339.$$

2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.4.

Нагрузка отбора турбины, кВт

$$Q_{от}^{турб} = Q_{от}^{max} \cdot \alpha \quad (2.60)$$

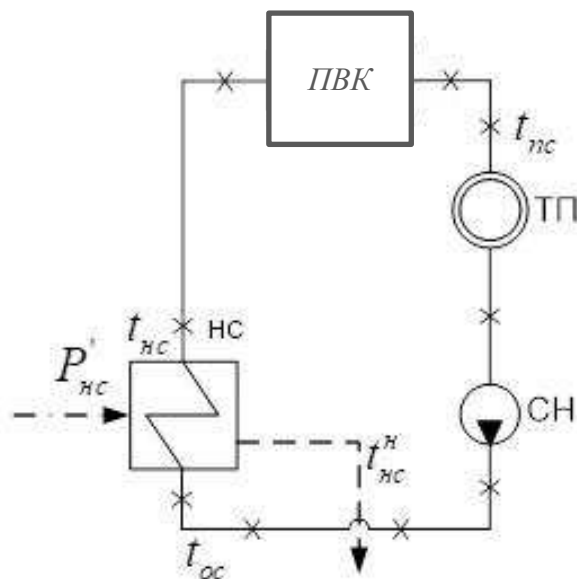
где α – коэффициент теплофикации, $\alpha=0,2$.

$$Q_{от}^{турб} = 435260 \cdot 0,2 = 87050 \text{ кВт.}$$

Расход сетевой воды, кг/с

$$G_{св} = \frac{Q_{от}^{max}}{C_B \cdot \Delta t} \quad (2.61)$$

$$G_{св} = \frac{435260}{4,186 \cdot (130 - 70)} = 1733 \text{ кг/с.}$$



ТП – тепловой потребитель; ПВК – пиковый водогрейный котел; СН – сетевой насос; НС – нижний сетевой подогреватель; ВС – верхний сетевой подогреватель.

Рисунок 2.3 – Схема подогрева сетевой воды

Температура сетевой воды после сетевого подогревателя, °С

$$t_{вс} = t_{ос} + \frac{Q_{отб}^{турб}}{G_{св} \cdot C_B} \quad (2.62)$$

$$t_{bc} = 70 + \frac{87052}{1732,999 \cdot 4,186} = 82^\circ\text{C}$$

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе $\vartheta = 5^\circ\text{C}$, температура насыщения конденсирующегося пара верхнего сетевого подогревателя составит, $^\circ\text{C}$

$$t_{bc}^H = t_{bc} + \vartheta \quad (2.63)$$

$$t_{bc}^H = 82 + 5 = 87^\circ\text{C}.$$

Энтальпия насыщения конденсирующегося пара верхнего сетевого подогревателя, кДж/кг

$$\bar{t}_{bc}^H = 364,352 \text{ кДж/кг}.$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя [8], МПа

$$P'_{bc} = 0,063 \text{ МПа}.$$

Давление пара в отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5%, МПа

$$P_{турб}^{bc} = \frac{P'_{bc}}{0,95} \quad (2.64)$$

$$P_{турб}^{bc} = \frac{0,063}{0,95} = 0,066 \text{ МПа}.$$

Расход пара из турбины на сетевой подогреватель определяем по формуле, кг/с

$$D_{bc} = G_{cv} \cdot (t_{bc} - t_{oc}) \cdot C_v / (h_{bc}^{6c} - \bar{t}_{bc}^H) \cdot 0,98, \quad (2.65)$$

$$D_{bc} = 1732,999 \cdot (82 - 70) \cdot 4,186 / (2555 - 364,352) \cdot 0,98 = 40,549 \text{ кг/с}.$$

2.4 Расчет двухконтурной комбинированной энергоустановки

2.4.1 Исходные данные

Тепловая схема (рисунок 2.5) включает в себя ГТУ, КУ с газовым подогревателем конденсата (ГПК), деаэратор и паровую турбину с одним теплофикационным отбором. Деаэратор питается паром из коллектора, к которому присоединены трубопроводы контура низкого давления КУ. ГТУ сбрасывает выхлопные газы в КУ. Потoki перегретого пара, выходящие из контура высокого давления КУ подаются к паровой турбине. Потoki пара вышедшие из контуров низкого давления подаются в камеру смешения, расположенную перед ЧНД.

Расчет производится по следующей методике [7].

ГТУ имеет следующие характеристики:

- электрическая мощность $N_э = 82$ МВт;
- расход уходящих газов $G_э = 275,726$ кг/с;
- температура газов на выходе $t_d = 619,281$ °С;
- электрический КПД ГТУ $\eta_э^{ГТУ} = 35,2\%$.

Уходящие газы ГТУ представляют собой смесь атмосферного воздуха и чистых продуктов сгорания.

Температура наружного воздуха $t_{н.в.} = 15$ °С, давление $p_{н.в.} = 10^5$ Па.

Давление в конденсаторе $p_{н.в.} = 3,5$ кПа; допустимая влажность $y_k = 10\%$.

Давление в контурах КУ: $p_0^{6d} = 8,8$ МПа; $p_0^{nd} = 0,7$ МПа.

Давление в деаэраторе $p^D = 0,6$ МПа.

Необходимыми температурными напорами будем задаваться в процессе расчета. В расчетах будем пренебрегать падением давления воды вследствие гидравлических сопротивлений по трактам котла-утилизатора (КУ), а также увеличением энтальпии и температуры воды за счет сжатия в насосах.

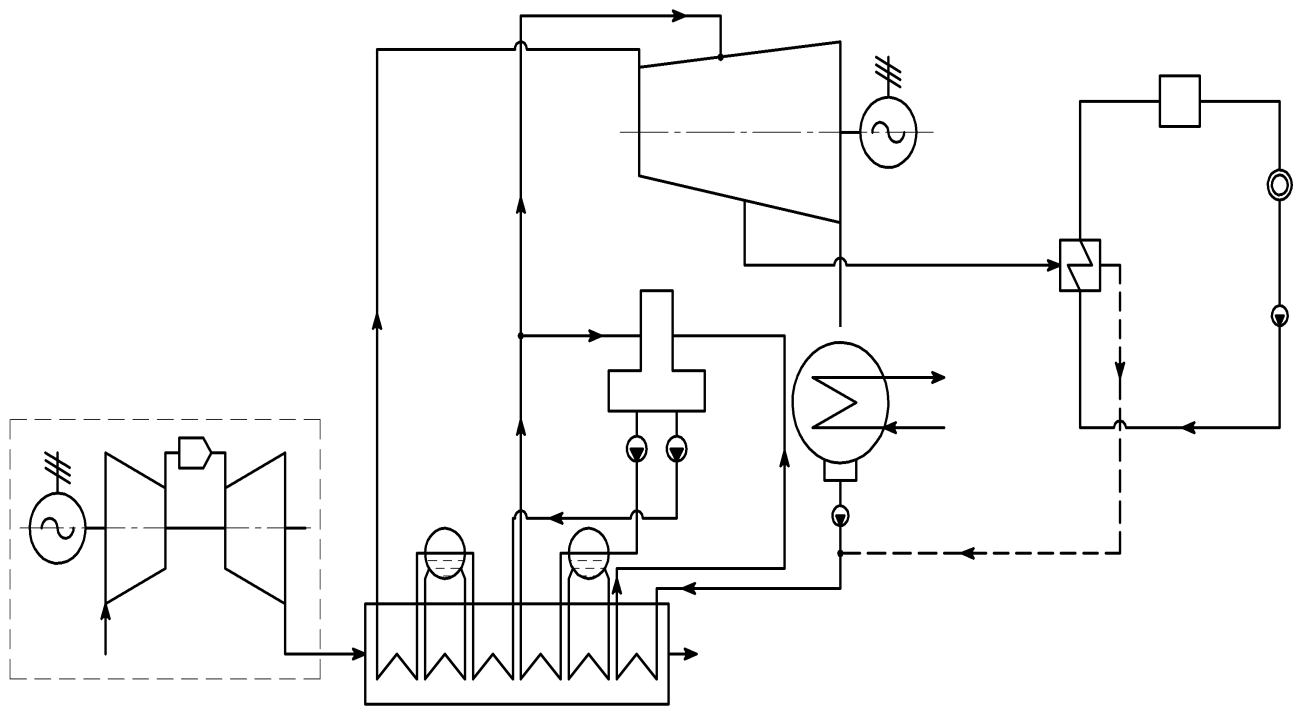


Рисунок 2.4 – Схема ПГУ

2.4.2 Тепловой расчет котла-утилизатора

По приведенной схеме можно составить уравнения теплового и материального баланса для различных элементов КУ.

Уравнение теплового баланса для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления КУ

$$G_2 \cdot (I_d - I_{\text{ЭК}}^{6\text{д}}) = G_{\text{П}}^{6\text{д}} \cdot (h_0^{6\text{д}} - h_{\text{ЭК}}^{6\text{д}}), \quad (2.66)$$

где G_2 – расход газов на котел, кг/с;

I_d – энтальпия газов на входе в котел, кДж/кг;

$h_0^{6\text{д}}$ – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя высокого давления котла при $p_0^{6\text{д}}$, кДж/кг;

$h_{\text{ЭК}}^{6\text{д}}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления (в состоянии насыщения при давлении $p_0^{6\text{д}}$), кДж/кг.

Выбрав температурный напор $\delta t_{\text{ЭК}} = 80^\circ\text{C}$, находим температуру газов перед экономайзером высокого давления, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{ЭК}}^{6\text{д}} = t_{\text{вд}} + \delta t_{\text{ЭК}} = 371,738 + 80 = 381,738^\circ\text{C}. \quad (2.67)$$

где $t_{вд}$ – температура насыщения воды на выходе из экономайзера высокого давления (ВД) по $p_0^{вд}$, °С.

С помощью $g_{эк}^{60}$ находим энтальпию газов перед экономайзером высокого давления, кДж/кг

$$I_{эк}^{60} = 389,347 \text{ кДж/кг.}$$

Из уравнения (2.66) определяем расход пара высокого давления, генерируемый КУ, кг/с

$$G_{II}^{60} = G_2 \cdot (I_d - I_{эк}^{60}) / (h_0^{60} - h_{эк}^{60}), \quad (2.68)$$

$$G_{II}^{60} = 275,726 \cdot \frac{(663,594 - 389,347)}{(3409,291 - 1354,545)} = 35,422 \text{ кг/с.}$$

Для экономайзера контура высокого давления будет справедливым следующее соотношение

$$G_2 \cdot (I_{эк}^{60} - I_{yx}^{60}) = G_{II}^{60} \cdot (h_{эк}^{60} - h_d), \quad (2.69)$$

где h_d – энтальпия питательной воды, поступающей из деаэратора, кДж/кг;
 I_{yx}^{60} – энтальпия газов, покидающих теплообменники контура ВД, кДж/кг.

$$I_{yx}^{60} = I_{эк}^{60} - G_{II}^{60} \cdot (h_{эк}^{60} - h_d) / G_2, \quad (2.70)$$

$$I_{yx}^{60} = 389,347 - \frac{35,422 \cdot (1354,545 - 670,501)}{275,726} = 301,469 \text{ кДж/кг.}$$

Данная энтальпия соответствует температуре газов $t_{yx}^{60} = 348,817^\circ\text{С}$.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ

$$G_2 \cdot (I_{yx}^{60} - I_{ГПК}) = G_{II}^{н0} \cdot (h_0^{н0} - h_6^{н0}). \quad (2.71)$$

В этом соотношении энтальпия газов на входе в ГПК $I_{ГПК}$ определяется по температуре, °С

$$g_0^{нд} = t_{нд} + \delta t_0^{нд}, \quad (2.72)$$

где $\delta t_0^{нд} = 20^\circ\text{С}$ – выбранный температурный напор.

$$g_0^{нд} = 164,953 + 35 = 199,953^\circ\text{С}.$$

С помощью $g_0^{нд}$ находим энтальпию газов перед ГПК, кДж/кг

$$I_{гк}^{нд} = 187,652 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпию пара на выходе из контура низкого давления определяем по давлению в контуре $p_0^{нд}$, МПа и температуре на выходе из контура, °С

$$t_0^{нд} = 220^\circ\text{С}.$$

Находим $h_0^{нд} = 2889,540$ кДж/кг.

Энтальпия воды в барабане контура низкого давления (энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении $p_0^{нд}$)

$$h_6^{нд} = 697,143 \text{ кДж/кг}.$$

Из уравнения (2.157) определяем расход пара через контур низкого давления КУ, кг/с

$$G_{II}^{нд} = G_2 \cdot \frac{I_{yx}^{нд} - I_{ГПК}}{h_0^{нд} - h_6^{нд}}, \quad (2.73)$$

$$G_{II}^{нд} = 275,726 \cdot \frac{301,469 - 187,652}{2889,540 - 697,143} = 14,314 \text{ кг/с}.$$

Будем считать, что нагрев конденсата в ГПК и деаэраторе осуществляется примерно равномерно. Примем энтальпию воды за ГПК $h_{ГПК} = 620$ кДж/кг, ей соответствует температура $t_{ГПК} = 151,8^\circ\text{С}$.

Составляем уравнение теплового баланса для деаэратора

$$[(G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial}) - G^{\partial}]h_{ГПК} + G^{\partial} \cdot h_0^{н\partial} = (G_{II}^{н\partial} + G_{II}^{6\partial})h_{\partial}, \quad (2.74)$$

Расход пара на деаэратор определяем из выражения, кг/с

$$G^{\partial} = (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial}) \cdot \frac{h_{\partial} - h_{ГПК}}{h_0^{н\partial} - h_{ГПК} - h_{\partial}}, \quad (2.75)$$

$$G^{\partial} = (35,422 + 14,314) \cdot \frac{670,501 - 640}{2889,540 - 640 - 670,501} = 0,961 \text{ кг/с.}$$

Энтальпия питательной воды на входе в ГПК, кДж/кг

$$h_{нв} = \frac{(G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial} - G^{\partial}) \cdot h_K + G_{сн} \cdot (h_{сн} - h_K)}{G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial} - G^{\partial}}, \quad (2.76)$$

$$h_{нв} = \frac{(35,422 + 14,314 - 0,961) \cdot 111,836 + 40,549 \cdot (364,352 - 111,836)}{35,422 + 14,314 - 0,961} = 321,763 \text{ кДж/кг.}$$

Ей соответствует температура $t_{нв} = 76,866 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Составляем уравнение теплового баланса для ГПК

$$G_2 \cdot (I_{ГПК} - I_{yx}) = (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial} - G^{\partial}) \cdot (h_{ГПК} - h_{нв}). \quad (2.77)$$

Определяем энтальпию уходящих газов КУ, кДж/кг

$$I_{yx} = I_{ГПК} - (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial} - G^{\partial}) \cdot (h_{ГПК} - h_{нв}) / G_2 \quad (2.78)$$

$$I_{yx} = 187,652 - (35,422 + 14,314 - 0,961) \cdot (640 - 321,762) / 275,726 = 131,356$$

кДж/кг.

Находим температуру уходящих газов

$$t_{yx} = 100,36^{\circ}\text{C.}$$

Определяем энтальпию газа на входе в испаритель ВД, кДж/кг

$$I_{исп}^{6\partial} = I_{вх} - G_{II}^{6\partial} \cdot (h_0^{6\partial} - h_s^{6\partial}) / G_2 \quad (2.79)$$

$$I_{исп}^{6\partial} = 663.594 - 35,422 \cdot (3489,291 - 2746.164) / 275,726 = 568,126 \text{ кДж/кг.}$$

Находим температуру газов на входе в испаритель ВД $t_{исп}^{6\partial} = 493,523 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определяем энтальпию газа на входе в испаритель НД, кДж/кг

$$I_{исп}^{н\partial} = I_{зпк} + G_{II}^{н\partial} \cdot (h_s^{н\partial} - h_{\partial}) / G_2 \quad (2.80)$$

$$I_{исп}^{н\partial} = 187,652 + 14,314 \cdot (2762,749 - 670,501) / 275,726 = 296,27 \text{ кДж/кг.}$$

Находим температуру газов на входе в испаритель НД $t_{исп}^{н\partial} = 252,57 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определим КПД КУ

$$\eta_{ку} = (I_{вх} - I_{yx}) / (I_{вх} - I_a), \quad (2.81)$$

$$\eta_{ку} = (663,594 - 131,563) / (663,594 - 19,326) = 0,826.$$

Тепло, отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл, кВт

$$Q_{газ} = G_2 (I_{вх} - I_{yx}), \quad (2.82)$$

$$Q_{газ} = 275,726 \cdot (663,594 - 131,356) = 146751,769 \text{ кВт.}$$

Тепло, полученное паром, кВт

$$Q_{пар} = G_{II}^{6\partial} \cdot h_0^{6\partial} + (G_{II}^{н\partial} - G^{\partial}) \cdot h_0^{н\partial} - G_{сн} \cdot h_{сн} - (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial} - G^{\partial} - G_{сн}) \cdot h_k \quad (2.84)$$

$$Q_{нар} = 35,422 \cdot 3489,291 + (14,314 - 0,961) \cdot 2889,540 - 40,549 \cdot 364,352 - (35,422 + 14,314 - 0,961 - 40,549) \cdot 111,836 = 146488,968 \text{ кВт.}$$

Тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах КУ, кВт

$$Q_{ГПК} = (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{нд} - G^{\partial}) \cdot (h_{ГПК} - h_{нс}), \quad (2.85)$$

$$Q_{ГПК} = (35,422 + 14,314 - 0,961) \cdot (640 - 321,762) = 15522,182 \text{ кВт.}$$

Для испарителя низкого давления, кВт

$$Q_{исп}^{нд} = G_{II}^{нд} \cdot r^{нд}, \quad (2.86)$$

где $r^{нд} = 2065,657$ кДж/кг – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{нд}$.

$$Q_{исп}^{нд} = 14,314 \cdot 2065,6057 = 29657,411 \text{ кВт.}$$

Для пароперегревателя низкого давления, кВт

$$Q_{пп}^{нд} = G_{II}^{нд} \cdot (h_0^{нд} - h_s^{нд}), \quad (2.87)$$

$$Q_{пп}^{нд} = 14,314 \cdot (2889,540 - 2762,749) = 1815 \text{ кВт.}$$

Для экономайзера высокого давления, кВт

$$Q_{эк}^{6\partial} = G_{II}^{6\partial} \cdot (h_{эк}^{6\partial} - h_{\partial}), \quad (2.88)$$

$$Q_{эк}^{6\partial} = 35,422 \cdot (1354,545 - 670,501) = 24230,277 \text{ кВт.}$$

Для испарителя высокого давления, кВт

$$Q_{исп}^{6\partial} = G_{II}^{6\partial} \cdot r^{6\partial}, \quad (2.89)$$

где $r^{6\partial} = 1391,619$ кДж/кг – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{6\partial}$.

$$Q_{исп}^{6\partial} = 35,422 \cdot 1391,619 = 49293,971 \text{ кВт.}$$

Для пароперегревателя высокого давления, кВт

$$Q_{пн}^{нд} = G_{П}^{нд} \cdot (h_0^{6\partial} - h_s^{6\partial}), \quad (2.90)$$

$$Q_{пн}^{6\partial} = 35,422 \cdot (3489,291 - 2746,164) = 26323,067 \text{ кВт.}$$

Соответствующие относительные величины

$$\overset{-}{Q}_{ГПК} = Q_{ГПК} / Q_{ку} = 15522,182 / 73244,484 = 0,212;$$

$$\overset{-}{Q}_{исп}^{нд} = Q_{исп}^{нд} / Q_{ку} = 29657,411 / 73244,484 = 0,404;$$

$$\overset{-}{Q}_{пн}^{нд} = Q_{пн}^{нд} / Q_{ку} = 1815 / 73244,484 = 0,025;$$

$$\overset{-}{Q}_{эк}^{6\partial} = Q_{эк}^{6\partial} / Q_{ку} = 24230,277 / 73244,484 = 0,331;$$

$$\overset{-}{Q}_{пн}^{6\partial} = Q_{пн}^{6\partial} / Q_{ку} = 26323,067 / 73244,484 = 0,359;$$

$$\overset{-}{Q}_{исп}^{6\partial} = Q_{исп}^{6\partial} / Q_{ку} = 49293,971 / 73244,484 = 0,673. \quad (2.91)$$

Тепловая диаграмма КУ показана на рисунке 2.5.

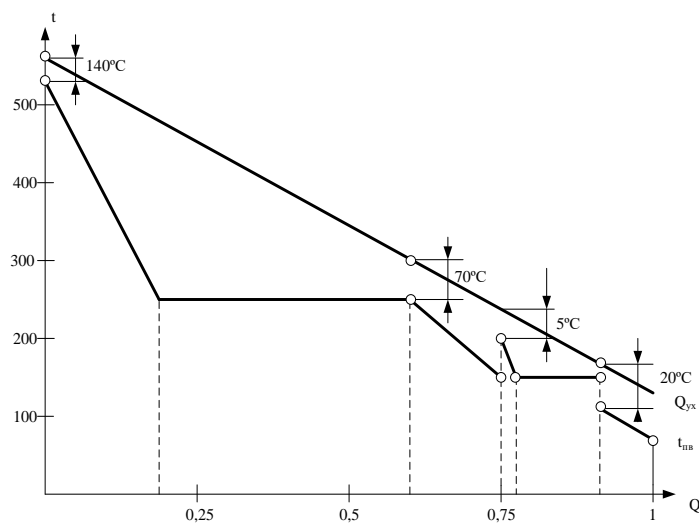


Рисунок 2.5 – Тепловая диаграмма

2.4.3 Конструкторский расчет котла-утилизатора

Для выполнения конструкторского расчета КУ необходимо первоначально провести конструктивную проработку стандартной секции КУ, то есть выбрать все конструктивные характеристики секции, а также тип и характеристики оребрения труб.

Крупнейшим производителем КУ и оребренных труб для их поверхностей. Поверхности нагрева имеют шахматное расположение труб единого сортамента (сталь 20, кроме пароперегревателя ВД, для которого использована сталь 12Х1МФ). Параметры оребрения следующие:

диаметр труб $d = 32 \times 4$ мм;

шаг ребра $b_{\text{реб}} = 5$ мм;

высота ребра $h_{\text{реб}} = 9$ мм;

толщина ребра $\delta_{\text{реб}} = 1$ мм;

поперечный шаг труб $s_1 = 72$ мм;

продольный шаг труб $s_2 = 85$ мм.

Типовая секция (рис. 2.6), используемая во всех поверхностях котлов, состоит из двух рядов оребренных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами диаметром 168 мм, толщиной 15 мм. Ширина типовой секции $b_{\text{сек}} = 2500$ мм (по осям труб), а длина $l_{\text{сек}} = 12700$ мм (по осям коллекторов). В одном ряду по ходу газов принимаем число секций $m_{\text{сек}} = 2$.

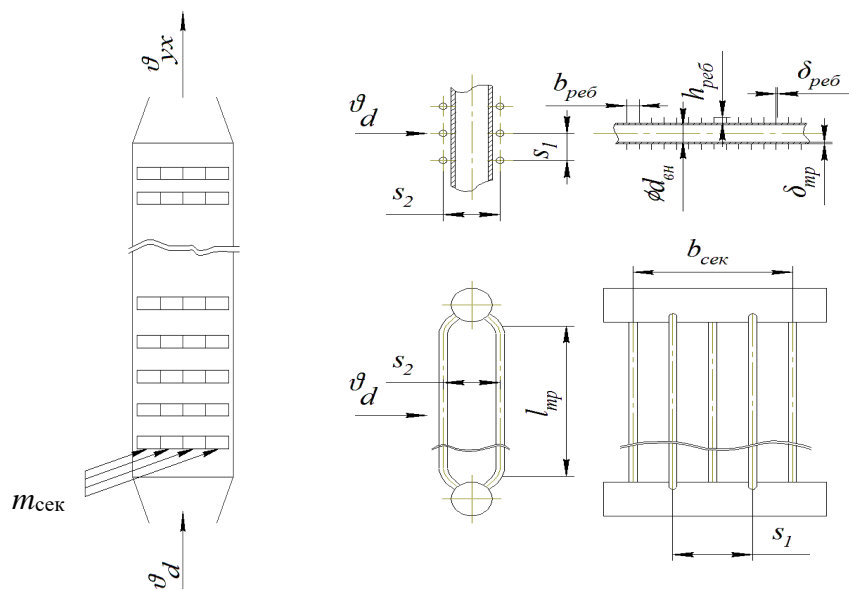


Рисунок 2.6 – Конструкционные параметры типовой секции поверхностей нагрева котла-утилизатора

Рекомендуемые значения скоростей [3]

для газа $\omega_2 = 15$ м/с;

для пара $\omega_n = 10$ м/с;

для воды $\omega_6 = 1,2$ м/с;

Температуры теплоносителей и тепловые нагрузки поверхностей нагрева берутся из теплового расчета котла-утилизатора.

2.4.3.1 Определение габаритных размеров котла-утилизатора

Задавшись в первом приближении условной скоростью газов ω_2^{ycl} в газоходе в диапазоне 7-9 м/с, можно определить площадь поперечного сечения газохода КУ, м²

$$f = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\theta_{ППср} + 273)}{\omega_2^{ycl} \cdot 273} \quad (2.92)$$

где $V_2 = 1/\rho_2$, м³/кг;

ρ_2 – плотность газов при нормальных условиях, кг/м³;

G_2 – массовый расход газов, кг/с;

$\theta_{ППср} = (\theta_d + \theta_1)/2$ – средняя температура газов в ПП, °С.

$$f = \frac{218,138 \cdot (556,402 + 273)}{7 \cdot 273} = 94,675 \text{ м}^2.$$

Задаваясь числом секций в ряду $m_{сек} = 2$ и шириной секции $b_{сек} = 2,5$ м, определим ширину котла, м

$$b_{котла} = b_{сек} \cdot m_{сек}. \quad (2.93)$$

$$b_{котла} = 2,5 \cdot 3 = 7,5 \text{ м}.$$

Тогда длина труб, м

$$l_{тр} = \frac{f}{b_{котла}}. \quad (2.94)$$

$$l_{тр} = \frac{94,675}{7,5} = 12,623 \text{ м}.$$

2.4.3.2 Определение поверхности теплообмена одной секции

Наружный диаметр трубы, м

$$d_n = d_{вн} + 2 \cdot \delta_{ст}, \quad (2.95)$$

$$d_n = 0,032 + 2 \cdot 0,004 = 0,04 \text{ м.}$$

Площадь поверхности гладкой трубы, м²

$$F_{гл.тр.} = \pi \cdot d_n \cdot l_{тр}, \quad (2.96)$$

$$F_{гл.тр.} = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 12,62 = 1,586 \text{ м}^2.$$

Площадь боковой поверхности ребра, м²

$$F_{реб} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[(d_n + 2 \cdot h_{реб})^2 - d_n^2 \right], \quad (2.97)$$

$$F_{реб} = \frac{3,14}{2} \cdot \left[(0,04 + 2 \cdot 0,009)^2 - 0,04^2 \right] = 0,002771 \text{ м}^2.$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м²

$$F_{вн.реб} = \pi \cdot d_n \cdot \delta_{реб} \quad (2.98)$$

$$F_{вн.реб} = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,001 = 0,0001257 \text{ м}^2.$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м²

$$F_{н.реб} = \pi \cdot (d_n + 2 \cdot h_{реб}) \cdot \delta_{реб}, \quad (2.99)$$

$$F_{н.реб} = 3,14 \cdot (0,04 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,000182 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена оребренной трубы, м²

$$F_{тр} = F_{гл.тр.} + (F_{реб} + F_{н.реб} - F_{вн.реб}) \cdot \frac{l_{тр}}{b_{реб}}, \quad (2.100)$$

$$F_{тр} = 1,586 + (0,0027 + 0,000182 - 0,0001257) \cdot \frac{12,623}{0,005} = 8,725 \text{ м}^2.$$

Число оребренных труб в одном ряду каждой секции, шт

$$m_{mp} = \frac{b_{сек}}{s_1} - 1 \quad (2.101)$$

$$m_{mp} = \frac{2,5}{0,072} - 1 = 34 \text{ шт.}$$

Площадь проходного сечения котла для газов, м²

$$F_{np} = f - 2m_{mp} \cdot m_{сек} \cdot (d_{нар} \cdot l_{mp} + 2 \cdot \frac{l_{mp}}{b_{реб}} \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб}), \quad (2.102)$$

$$F_{np} = 94,674 - 3 \cdot 34 \cdot (0,04 \cdot 12,623 + 2 \cdot \frac{12,623}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001) = 38,536 \text{ м}^2.$$

Скорость газов в ПП, м/с

$$\omega_2 = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\theta_{ППср} + 273)}{F_{np} \cdot 273}, \quad (2.103)$$

$$\omega_2 = \frac{141,978 \cdot (585,06 + 273)}{25,949 \cdot 273} = 17,197 \text{ м/с.}$$

Уточнение скорости пара в трубках ПП, м/с

$$\omega_n = \frac{4 \cdot G_{II}^{60} \cdot v_{пара}}{2 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot 2 \cdot m_{mp} \cdot m_{секц}}, \quad (2.104)$$

$$\omega_n = \frac{4 \cdot 35,422 \cdot 0,038}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 2 \cdot 34 \cdot 3} = 4,155 \text{ м/с.}$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции, м²

$$F_{сек} = F_{mp} \cdot m_{mp} \cdot 2, \quad (2.105)$$

$$F_{сек} = 8,725 \cdot 34 \cdot 2 = 593,274 \text{ м}^2.$$

2.4.3.3 Определение площади поверхности теплообмена ППВД

Среднелогарифмический температурный напор пароперегревателя, °С:

$$\Delta t_{ППВД} = \frac{t_{\delta} - t_{\mathcal{M}}}{\ln\left(\frac{t_{\delta}}{t_{\mathcal{M}}}\right)}, \quad (2.106)$$

где $t_{\mathcal{M}}$ – меньшая разность температур между теплоносителями, для ППВД $t_{\mathcal{M}} = \mathcal{G}_d - t_{ne}^{BD}$;

t_{δ} – большая разность температур между теплоносителями, для ППВД $t_{\delta} = \mathcal{G}'_{ППВД} - t'_{ППВД}$;

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке, Вт/(м·К)

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_2}{d_n} \left(\frac{\omega_2 \cdot d_n}{\nu_2} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_2^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (2.107)$$

где $\lambda_2, \nu_2, \text{Pr}_2$ – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для газа принимается по [10];

C_z – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов;

z_2 – число рядов труб по ходу газа;

C_s – поправка на компоновку пучка.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м·К)

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_n}{d_{вн}} \left(\frac{\omega_n \cdot d_{вн}}{\nu_n} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_n^{0,4}, \quad (2.108)$$

где $\lambda_n, \nu_n, \text{Pr}_n$ – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для пара [10].

Коэффициент теплопередачи пароперегревателя, Вт/(м²·К)

$$k_{ППВД} = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (2.109)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, для газа $\psi = 0,85$.

Площадь поверхности теплообмена ППВД, м²

$$F_{ППВД} = \frac{Q_{ППВД} \cdot 10^3}{k_{ППВД} \cdot \Delta t_{ППВД}}. \quad (2.110)$$

Количество рядов труб ППВД по ходу газов, шт.

$$z_{ППВД} = \frac{F_{ППВД}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} \cdot 2. \quad (2.111)$$

2.4.3.4 Определение площади поверхности теплообмена ИСПВД

Среднегеометрический температурный напор испарителя, °С, определяем по формуле (2.192), в которой $t_m = \vartheta''_{ИСПВД} - t'_{ИСПВД}$ и $t_b = \vartheta''_{ППВД} - t'_{ППВД}$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке, Вт/(м·К), для ИСПВД определяем по формуле (2.195).

Коэффициентом теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводяному рабочему телу можно пренебречь, т.к. в испарителе происходит процесс кипения воды, при котором коэффициент теплоотдачи очень велик, и величина $\frac{1}{\alpha_2}$ стремится к нулю.

Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м²·К)

$$k_{ИСПВД} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_m}}, \quad (2.112)$$

где λ_m – коэффициент теплопроводности, для стали 20

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{cp}^{cm} - 100) \quad (2.113)$$

Здесь средняя температура стенки, °С

$$t_{cp}^{cm} = \frac{\frac{\vartheta''_{ИСПВД} + \vartheta''_{ППВД}}{2} + \frac{t'_{ИСПВД} + t'_{ППВД}}{2}}{2} \quad (2.114)$$

Площадь поверхности теплообмена ИСПВД, м², и количество рядов труб по ходу газов определяем, соответственно, по формулам (2.110 и 2.111).

2.4.3.5 Определение площади поверхности теплообмена экономайзера

Среднеарифметический температурный напор экономайзера, °С, определяем по формуле (2.192), в которой $t_m = \mathcal{G}''_{ИСПВД} - t'_{ИСПВД}$ и $t_\delta = \mathcal{G}''_{ЭК} - t'_{ЭК}$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке для экономайзера, Вт/(м·К)

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_2}{d_H} \left(\frac{\omega_2 \cdot d_H}{\nu_2} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_2^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (2.115)$$

где $\lambda_2, \nu_2, \text{Pr}_2$ – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для газа, принимаем по [10];

Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м²·К)

$$k_{ЭК} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1}, \quad (2.116)$$

где ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, для газа $\varepsilon = 0,003$;

Площадь поверхности теплообмена экономайзера, м², и количество рядов труб по ходу газов определяем, соответственно, по формулам (2.196 и 2.197).

2.4.3.6 Определение площадей поверхностей теплообмена поверхностей низкого давления

Расчет площадей поверхностей контура низкого давления соответствует вышеизложенной методике для контура ВД, а именно

- расчет площади ППНД соответствует расчету ППВД, формулы (2.192-2.197),

где $t_m = \mathcal{G}''_{ЭК} - t'_{ППНД}$ и $t_\delta = \mathcal{G}''_{ППНД} - t'_{ППНД}$;

- расчет площади ИСПНД соответствует расчету ИСПВД, формулы (2.198-2.200),

где $t_m = \mathcal{G}''_{ИСПНД} - t'_{ИСПНД}$ и $t_\delta = \mathcal{G}''_{ИСПНД} - t'_{ИСПНД}$;

- расчет площади ГПК соответствует расчету экономайзера, формулы (2.201-2.202),

где $t_m = \mathcal{G}''_{ИСПНД} - t'_{ГПК}$ и $t_\delta = \mathcal{G}_{yx} - t_{ng}$;

На основе полученных геометрических размеров поверхностей нагрева был начерчен продольный разрез КУ, который представлен на четвертом листе графической части.

Результаты конструкторского расчета сведены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты конструкторского расчета КУ

Наименование величины	Обозначение	Значение
Температурный напор ППВД, °С	$\Delta t_{ППВД}$	127,357
Коэффициент теплопередачи ППВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ППВД}$	78,589
Площадь теплообмена ППВД, м ²	$F_{ППВД}$	2629,99
Число рядов секций по ходу газов ППВД, шт	$z_{ППВД}$	2
Скорость газа в ППВД, м/с	ω_2	17,197
Скорость пара в трубках ППВД, м/с	ω_n	4,155
Температурный напор ИСПВД, °С	$\Delta t_{ИСПВД}$	127,849
Коэффициент теплопередачи ИСПВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ИСПВД}$	132,68
Площадь теплообмена ИСПВД, м ²	$F_{ИСПВД}$	2919
Число рядов секций по ходу газов ИСПВД, штук	$z_{ИСПВД}$	2
Скорость газа в ИСПВД, м/с	ω_2	14,735
Температурный напор экономайзера, °С	$\Delta t_{ЭК}$	88,91
Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м ² ·К)	$k_{ЭК}$	84,463
Площадь теплообмена экономайзера, м ²	$F_{ЭК}$	3227
Число рядов секций по ходу газов экономайзера, шт	$z_{ЭК}$	2
Скорость газа в ЭКВД, м/с	ω_2	12,286

Окончание таблицы 2.1

Наименование величины	Обозначение	Значение
Температурный напор ППНД, °С	$\Delta t_{ППНД}$	58,914
Коэффициент теплопередачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ППНД}$	47,33
Площадь теплообмена ППНД, м ²	$F_{ППНД}$	650,881
Число рядов секций по ходу газов ППНД, штук	$z_{ППНД}$	1
Скорость газа в ППНД, м/с	ω_2	10,946

Скорость пара в трубках ППНД, м/с	ω_n	11,971
Температурный напор ИСПНД, °С	$\Delta t_{ИСПНД}$	57,318
Коэффициент теплопередачи ИСПНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ИСПНД}$	84,105
Площадь теплообмена ИСПНД, м ²	$F_{ИСПНД}$	5967
Число рядов секций по ходу газов ИСПНД, штук	$z_{ИСПНД}$	4
Скорость газа в ИСПНД, м/с	ω_2	10,352
Температурный напор ГПК, °С	$\Delta t_{ГПК}$	34,362
Коэффициент теплопередачи ГПК, Вт/(м ² ·К)	$k_{ГПК}$	76,895
Площадь теплообмена ГПК, м ²	$F_{ГПК}$	5875
Число рядов секций по ходу газов ГПК, штук	$z_{ГПК}$	4
Скорость газа в ГПК, м/с	ω_2	8,774

2.5 Питательные насосы

Питательные насосы являются важнейшими из вспомогательных машин паротурбинной электростанции, их рассчитывают по производительности и давлению нагнетания.

Суммарное гидравлическое сопротивление, МПа:

$$\sum \Delta P_c = \Delta P_k + \Delta P_{РПК} + \Delta P_{ПВД} + \Delta P_{Тр} = 0,75 + 0,1 + 0,25 = 1,1. \quad (2.117)$$

где $\Delta P_k = 0,7$ – гидравлическое сопротивление котла-утилизатора, МПа;

$\Delta P_{РПК} = 0,1$ – сопротивление регулирующего клапана питания котла, МПа;

$\Delta P_{Тр} = 0,25$ – сопротивление трубопроводов от насоса до экономайзера котла, МПа.

Давление нагнетания питательного насоса, МПа:

$$P_n = P_{пе} + \Delta P_{ПК} + \sum \Delta P_c + H g \rho \cdot 10^{-6} = 8,8 + 0,1 + 1,1 + 27 \cdot 9,81 \cdot 910,65 \cdot 10^{-6} = 10,34, \quad (2.118)$$

где $\Delta P_{ПК} = 0,1$ – запас давления на открытие предохранительных клапанов, МПа;

$H = 27$ – разница геометрических отметок между точками перемещения среды, м;

$\rho = 910,65$ – среднее значение плотности паро-водяной смеси, кг/м³.

Давление во всасывающей патрубке, МПа:

$$P_B = P_d + H_d g \rho \cdot 10^{-6} - \sum \Delta P_c = 0,6 + 3 \cdot 9,81 \cdot 1034,2 \cdot 10^{-6} - 0,01 = 0,62, \quad (2.119)$$

где P_d – давление в деаэраторе, МПа (см. таблицу 2);

$H_d = 3$ – высота установки бака деаэратора относительно оси насоса, м;

$\sum \Delta P_c = 0,01$ – суммарное гидравлическое сопротивление водяного тракта до входа в питательный насос, МПа.

Напор насоса, МПа:

$$\Delta P = P_n - P_B = 10,34 - 0,62 = 9,72. \quad (2.120)$$

Производительность насосов определяется максимальным расходом питательной воды на котел с запасом 7%, т/ч:

$$D_{пн} = 1,07 \cdot G_{пв} = 1,07 \cdot 109 = 116,3. \quad (2.121)$$

Выбираем питательный электронасос ПЭ-120-120 со следующей характеристикой:

Подача: 120 м³/ч;

Напор: 1200 м.в.ст.;

Частота вращения: 3000 об/мин;

Приводом служит электродвигатель 4АРМ-315/6000 УХЛ4.

2.6 Конденсатные насосы

Тип и количество насосов должны быть выбраны, поскольку технические решения по выбору этих насосов зависят от конкретных условий тепловой схемы.

Устанавливаем два конденсатных насоса, на 100%-ую производительность каждый. Конденсатные насосы выбираются по производительности и напору.

Производительность конденсатных насосов рассчитывается по максимальному расходу пара в конденсатор, т/ч:

$$D_{кн} = 109 \quad (2.122)$$

Суммарное сопротивление тракта, МПа:

$$\sum \Delta P_c = \Delta P_{\text{ПНД}} + \Delta P_{\text{РПК}} + \Delta P_{\text{тр}} = 0,35 + 0,1 + 0,2 = 0,65 \quad (2.123)$$

где $\Delta P_{\text{ПНД}} = 0,35$ – сопротивление всех ПНД, МПа;

$\Delta P_{\text{РПК}} = 0,1$ – сопротивление регулятора питания уровня конденсата, МПа;

$\Delta P_{\text{тр}} = 0,2$ – суммарное гидравлическое сопротивление трубопроводов, МПа. (2.124)

Давление перед конденсатным насосом должно быть достаточным для предотвращения кавитации и в данном случае принимается равным, МПа:

$$P_b = 0,03.$$

Напор конденсатного насоса КН , МПа:

$$\Delta P = P_n - P_b = 0,65 - 0,03 = 0,62 \quad (2.125)$$

Мощность, потребляемая конденсатным насосом первой ступени КН I, Вт:

$$N_n = \frac{V \cdot \Delta P \cdot 10^6}{\eta_n} = \frac{109 \cdot 0,62 \cdot 10^6}{0,84} = 180766,6, \quad (2.126)$$

где $V = 109$ – объемная производительность насоса, м³/ч;

$\eta_n = 0,84$ – КПД насоса, учитывающий суммарные гидравлические, объемные и механические потери в насосе.

Выбираем два конденсатных насоса КСВ–125–100–2б со следующей характеристикой:

Подача: 125 м³/ч;

Полный напор: 100 м.вод..ст.;

Частота вращения: 3000 об/мин;

Потребляемая мощность: 110 кВт.

2.7 Циркуляционные насосы

На электростанциях блочного типа принята блочная схема водоснабжения. Устанавливаются два циркуляционных насоса по 50 % производительности без резерва. Каждый насос работает на свою систему,

включающую напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод.

Расход охлаждающей воды, т/ч:

$$D_{\text{о.в.}} = m \cdot D_{\text{кн}} = 80 \cdot 109 = 8720 \quad (2.127)$$

где $m = 80$ – кратность охлаждения, кг/кг.

Расчетный расход охлаждающей воды, т/ч:

$$D_{\text{о.в.}}^{\text{р}} = 1,2 \cdot D_{\text{о.в.}} = 1,2 \cdot 8720 = 10464. \quad (2.128)$$

Далее, давление нагнетания циркуляционного насоса, кПа:

$$P_{\text{н}} = \Delta P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{сл}} + (H_{\text{п}} - H_{\text{с}}) \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-3} = 22 + 50 + 22 + (13 - 7) \cdot 9,81 \cdot 910,65 \cdot 10^{-3} = 94,054, \quad (2.103)$$

где $\Delta P_{\text{вх}} = 22$ – сопротивление входного тракта, кПа;

$\Delta P_{\text{к}} = 50$ – сопротивление конденсатора, кПа;

$\Delta P_{\text{сл}} = 22$ – сопротивление сливного тракта, кПа;

$H_{\text{п}} = 13$ – геодезический напор воды от уровня в приемном колодце до верха конденсатора, м;

$H_{\text{с}} = 7$ – величина сифона, м.

Давление во всасывающей патрубке циркуляционного насоса определяется допустимым кавитационным запасом и в данном случае принимается, кПа: $P_{\text{в}} = 50$

Напор циркуляционного насоса, кПа:

$$\Delta P = P_{\text{н}} - P_{\text{в}} = 94,054 - 50 = 44,054 \quad (2.129)$$

Следовательно, выбирается два циркуляционных насоса типа Д 6300-80б со следующими характеристиками:

Производительность: 6300 м³/ч;

Полный напор: 60 м.вод.ст;

Число оборотов: 750 об/мин;

КПД: 86 %.

2.8 Сетевые насосы

Сетевые насосы устанавливаются на каждую турбоустановку, устанавливаются в количестве двух на турбину, рассчитывая их на 50 %-ную производительность.

Производительность сетевого насоса зависит от расхода сетевой воды, кг/с:

$$D_{\text{св}} = G_{\text{св}} = 1733 \quad (2.130)$$

Следовательно, выбираются сетевые насосы типа СЭ 900-100 со следующими характеристиками:

Подача: 900 м³/ч;

Полный напор: 100 м.в.ст.;

Частота вращения: 3000 об/мин;

КПД: 84 %;

Потребляемая мощность: 250 кВт;

2.9 Деаэратор

По найденному расходу питательной воды $G_{\text{пв}} = 109$ т/ч, выбираем деаэратор смешивающего типа повышенного давления ДП-225 с характеристиками: давление – 6-7 бар; производительностью – 225 т/ч.

Аккумуляторный бак: емкость – 100 м³;

2.10 Сетевой подогреватель

Подогреватели сетевой воды выбираем по расчетному пропуску воды $G_{\text{св}} = 1774$ т/ч, давлению пара в корпусе и температуры пара на входе и воды на выходе.

Таблица 2.2 – Параметры подогревателя

Наименование параметра	Обозначение	Верхний сетевой
Давление греющего пара, МПа	$P_{\text{отб}}$	0,7
Температура греющего пара, °С	$t_{\text{отб}}$	232,068
Энтальпия греющего пара, кДж/кг	$i_{\text{отб}}$	2912,33
Расход пара на подогреватель, кг/с	$D_{\text{сп}}$	40,549
КПД подогревателя	$\eta_{\text{то}}$	0,98

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогревателе, кВт:

$$Q_{\text{вс}} = 80750$$

Значение температурного напора при принятых исходных данных, °С:

$$\Delta t = \frac{(t_{\text{отб}} - t_{\text{сп}}'') - (t_{\text{сп}}^{\text{H}} - t_{\text{сп}}')}{\ln \frac{(t_{\text{отб}} - t_{\text{сп}}'')}{(t_{\text{сп}}^{\text{H}} - t_{\text{сп}}')}} \quad (2.131)$$

$$\Delta t_{\text{BC}} = \frac{(232 - 87) - (87 - 70)}{\ln \frac{(232 - 87)}{(87 - 70)}} = 59,8$$

Требуемая площадь поверхности теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи, м²:

$$F_{\text{сп}} = \frac{Q_{\text{сп}}}{k \cdot \Delta t'} \quad (2.132)$$

где $k = 2,3$ – коэффициент теплопередачи для подогревателей с U-образными латунными трубами обычно равен $2,3 \div 3$ кВт/м²·К.

$$F_{\text{BC}} = \frac{80750}{2,3 \cdot 52,44} = 587,1$$

Для BC и HC выбираем ПСГ-800-3-8-I– давление по пару 0,39 МПа, давление по воде – 0,8 МПа. Площадь теплообмена: 800 м²; Для ПС выбираем 1 х ПСГ-800-3-8-I.

3 Охрана окружающей среды

Состав природного газа:

CH₄=91,84 %; C₂H₆=4,33 %; C₃H₈=1,9 %; C₄H₁₀=0,9 %; C₅H₁₂=0,2 %;
CO₂=0,56 %; CO=0 %; H₂=0%; N₂=0,18 %;

Расход топлива на ГТУ: $B_{\text{T}} = 7,149$

3.1 Расчет выбросов и высоты дымовой трубы

При сжигании углеводородных топлив в газовых турбинах в продуктах сгорания образуются токсичные соединения, все многообразие которых можно разделить на следующие группы:

продукты полного сгорания горючих компонентов топлива – углекислый газ CO₂, водяные пары H₂O, оксиды серы SO₂ и SO₃;

компоненты неполного сгорания топлива – свободный углерод С, оксид углерода СО, различные углеводороды C_xH_y – летучие органические соединения (в том числе бензапирен $C_{20}H_{12}$); оксиды азота NO и $NO_2 - NO_x$; золовые частицы, образующиеся из негорючих минеральных примесей.

Наиболее опасными выбросами ТЭС являются оксиды азота. Содержание оксидов азота определяет токсичность продуктов сгорания природного газа на 90-95%.

Большая часть оксидов азота образуется при связывании атмосферного азота в пламени КС, их называют термическими. Оксиды азота получают также в результате реакции химически связанного азота, присутствующего в топливе.

Скорость образования термических оксидов NO_x , имеет экспоненциальную зависимость от температуры пламени. Количество образующихся оксидов азота является функцией не только температуры пламени, но также и времени, в течение которого смесь горючих газов находится при температуре пламени. Данная зависимость является почти линейной функцией времени. Таким образом, температура и время нахождения газов при этой температуре определяют уровень выхода термических оксидов азота и являются важнейшими переменными, которыми конструктор должен оперировать, чтобы снизить уровни выбросов NO_x .

Годовой расход натурального топлива на блок ПГУ-100 равен в тыс. m^3 в год:

$$V_{\text{нат}} = B \cdot 60 \cdot 60 \cdot 7560/1000 \text{ тыс. } m^3$$

$$V_{\text{нат}} = 7,149 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 7560/1000 = 194567 \text{ тыс. } m^3$$

Выход оксида углерода, $kg/тыс. m^3$ можно посчитать, как:

$$C_{CO} = q_3 \cdot R \cdot Q_{\text{нр}} = 0,05 \cdot 0,5 \cdot 37,01 = 0,925$$

где q_3 – потеря тепла в следствии химического недожога топлива

R – коэффициент, учитывающий долю потери теплоты в следствии химического недожога топлива, обусловленный наличием оксида углерода.

Валовый выброс оксида углерода, т/год:

$$M_{CO} = C_{CO} \cdot V_{\text{нат}} \cdot (1 - \frac{q_4}{100})/1000 = 0,925 \cdot 194567000 \cdot 1/1000 = 179,9$$

Максимальный разовый выброс, кг/с:

$$G_{CO} = C_{CO} \cdot B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) / 1000 = 0,0066$$

Максимальный разовый выброс оксида азота, г/с:

$$G_{NO} = C_{NOm} \cdot V_{гн} \cdot B / 1000 \quad (3.1)$$

где $V_{гн}$ – м³/м³, объем продуктов сгорания при сжигании 1 м³ топлива, равен 27,46.

C_{NOm} – массовая концентрация оксидов азота в уходящих газах, определяется как:

$$G_{NOm} = 2,053 \cdot C_{NOv} = 8,2$$

где C_{NOv} – концентрация оксидов азота в уходящих газах, для камеры сгорания принимаем равной 4 ppm.

$$G_{NO} = 8,2 \cdot 27,46 \cdot 7,149 / 1000 = 1,61$$

Валовый выброс оксидов азота, т/год:

$$G_{NO} = C_{NOm} \cdot V_{гн} \cdot \frac{B_{нат}}{1000000} = 8,2 \cdot 27,46 \cdot 194,567 = 43811,04$$

Минимально допустимая высота трубы определяется по формуле, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot m \cdot n \cdot \eta}{\text{ПДК}_{NO_x}} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{V_r \cdot \Delta t}}} \quad (3.2)$$

где A – коэффициент учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе, принимаем равным 200 [7];

m, n – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья источника выброса;

$N=1$ – количество дымовых труб;

V_r – объем удаляемых дымовых газов через трубу, равен 196,31 м³/с;

η - коэффициент, учитывающий рельеф местности ($u_M > 2$, то $\eta = 1$);

Δt - разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха.

Принимаем высоту трубы равную $H=50$ м. Далее находим следующие коэффициенты.

$$f = \frac{10^3 \cdot \omega_0 \cdot D}{H^2 \cdot \Delta t} = \frac{10^3 \cdot 16.1 \cdot 4.5}{50^2 \cdot 150} = 0.193$$

где D – диаметр устья трубы, м.

Скорость газов в устье дымовой трубы, м/с:

$$\omega_0 = \frac{4 \cdot V_r}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 196.31}{\pi \cdot 4.5^2} = 12.34$$

$$u_M = 0.65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_r \cdot \Delta t}{H}} = 0.65 \cdot \sqrt[3]{\frac{196.31 \cdot 100}{50}} = 4.75$$

$$m = \frac{1}{0.67 + 0.1 \cdot \sqrt{f} + 0.34 \cdot \sqrt[3]{f}} = \frac{1}{0.67 + 0.1 \cdot \sqrt{0.193} + 0.34 \cdot \sqrt[3]{0.193}} = 1.1$$

$$C_{\max} = \frac{A \cdot M \cdot m \cdot n \cdot \eta}{H^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{V_r \cdot \Delta t}} = \frac{200 \cdot 1.51 \cdot 1.1 \cdot 1 \cdot 1}{50^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{196.31 \cdot 100}} = 0.0049$$

$C_{\max} < 0.06 < \text{ПДК}_{\text{NO}_2}$, принимаем дымовую трубу высотой 50м, изготавливаем из стали.

Эффективная высота дымовой трубы определяется по формуле, м:

$$H_{\text{эф}} = H + 1.9 \cdot \frac{D \cdot \omega_0}{v \cdot \phi} = 50 + 1.9 \cdot \frac{4.5 \cdot 12.34}{5 \cdot 1.54} = 63.7$$

где v - скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, принимаем равной 5 м/с [7];

ϕ - коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы, по высоте выбранной трубе принимаем 1.54 [7].

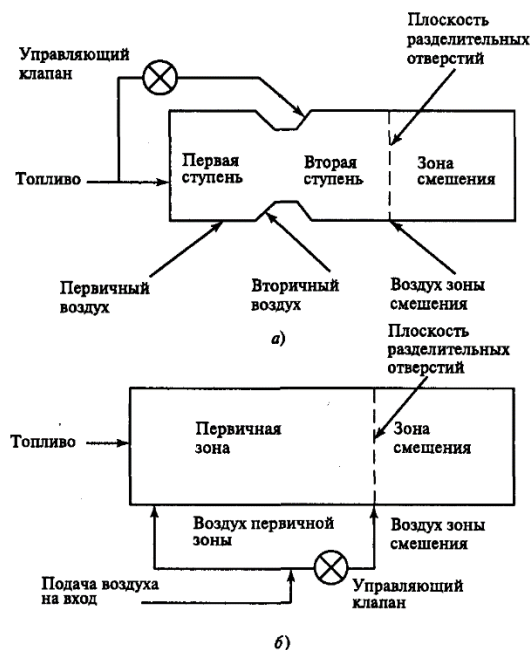
3.2 Мероприятия, направленные на уменьшение выбросов NOx

Техническими решениями, улучшающими экологические характеристики камер сгорания являются:

1. Деление КС ГТУ на две зоны. Оно осуществляется либо по воздуху (рисунок 3.1а), либо по топливу (рисунок 3.1б).

В пространстве, ограниченном корпусом КС (пламенной трубы), выделяют зону горения. В эту зону подают только часть общего количества воздуха. Вместе с топливом это количество обеспечивает образование высокореакционной смеси, сгорающей достаточно быстро при температуре около 1500 °С. Другая часть воздуха подается в зону смешения, где она формирует заданную начальную температуру. Небольшое количество воздуха через специальные щели и отверстия охлаждает корпус и детали пламенной трубы.

Обеспечение равенства скоростей потока и распространения пламени. Для его реализации применяют специальные технические решения. Прежде всего стремятся турбулизировать поток в зоне горения, что интенсифицирует процесс тепло- и массообмена, улучшает смесеобразование и увеличивает скорость распространения пламени. Для турбулизации потока используют лопаточные завихрители или плохобтекаемые тела, располагаемые во фронтальном устройстве пламенной трубы. За этими элементами возникает зона обратных токов (ЗОТ) с пониженным статическим давлением. Создается эжекция газа кольцевой струей, вытекающей из лопаточного завихрителя, что стабилизирует положение фронта пламени и обеспечивает зажигание всей топливной смеси. При такой аэродинамической рециркуляции происходит перенос горячих газов навстречу поступающим свежим порциям топлива. За счет теплоты подсосываемых к корню факела продуктов сгорания происходит подогрев, испарение и зажигание свежих порций топлива.



а – многоступенчатая по топливу;
 б – многоступенчатая по воздуху

Рисунок 3.1 – Камеры сгорания

Переход к микрофакельному сжиганию топлива с увеличением числа горелок (например, в кольцевых КС их число достигает до 100— 150 шт.) сокращает длину пламени факелов и общую длину КС.

Сжигание топлива в КС энергетических ГТУ характеризуется изменением параметров сжигаемого в компрессоре воздуха, нагрузки и режима работы, поэтому в таких условиях для стабилизации процесса горения используют еще один способ – дежурные горелки, служащие источником постоянного поджога топлива.

Перечисленные технические решения не всегда позволяют добиться удовлетворительных экологических показателей работы КС энергетических ГТУ.

В определенных режимах их переводят в так называемый мокрый режим работы, впрыскивая в поток газов определенное количество воды (пара). Это позволяет значительно сократить количество NOx в газах.

Побочным явлением такого решения являются:

- сокращение периодов между профилактическим техобслуживанием и уменьшение срока службы;
- дополнительные затраты на подготовку и впрыск воды (пара);
- увеличение эмиссии CO.

Находят применение сухие малотоксичные КС с экологическими горелками.

Экологическая горелка состоит из двух конусов, которые смещены один относительно другого в осевом направлении. В результате их смещения образуются два шлица по всей длине горелки. Через эти шлицы в горелку поступает воздух для горения, который перемешивается с природным газом, вводимым через небольшие отверстия по краям шлицов. Благодаря специальной форме внутри горелки образуется топливовоздушная смесь, которая покидает конус и поступает в факел. Последний стабилизируется рециркуляционной зоной перед горелкой без помощи механического стабилизатора пламени.

В результате того что обтекающий горелку «холодный» воздух для горения поступает внутрь и факел не имеет контакта с корпусом горелки, последняя остается сравнительно «холодной» и таким образом не подвергается износу.

При работе на природном газе без впрыска пара (воды) горелки гарантируют выбросы NO_x меньше 7 ppm.

Высокие экологические показатели КС и всей ГТУ можно получить такими основными способами:

- а) применением мокрых КС обычной конструкции с диффузионным факелом и с впрыском воды (пара);
- б) использованием микрофакельного многоступенчатого сжигания сильно обедненной топливной смеси в сухих КС;
- в) применением первых двух технических решений совместно с каталитической очисткой выхлопных газов ГТУ;
- г) ультрафиолетовое облучение дымовых газов на входе в дымовую трубу;
- д) абсорбция окислов азота водой с использованием озона.

Процесс селективного каталитического восстановления – наиболее широко применяемая технология восстановления оксидов азота NO_x в выхлопных газах ГТУ. Восстановление оксидов азота происходит при впрыске восстанавливающего агента – водного раствора аммиака в выхлопные газы ГТУ при температуре 300-420 °С и последующем пропуске смеси аммиак-выхлопные газы через катализатор. Из-за ограничения температур данные процессы осуществляются в котле-утилизаторе либо при охлаждении дымовых газов за счет подогрева воздуха.

Катализатор СКВ – это рифленый монолитный катализатор на волокнистом носителе, усиленном TiO_2 . Его изготавливают в виде

элементов, заключенных в стальные пластины размером 466 x 466 x 572 мм. В качестве каталитически активных материалов используют оксиды металлов (например, пентоксид ванадия), что позволяет связывать до 90 % оксидов азота.

4 Общая часть

Охлаждение конденсаторов паровых турбин, вспомогательного оборудования газовых турбин и котлов обеспечивается оборотной системой технического водоснабжения на базе испарительных вентиляторных градирен. Применение вентиляторных градирен целесообразно в оборотных системах с небольшими расходами охлаждающей воды. Вентиляторные градирни компактны, имеют относительно небольшую металлоёмкость, более короткие сроки строительства и более быстрый ввод в эксплуатацию.

К установке предлагается две 4-х секционных вентиляторных градирни производительностью по 8 400 м³/ч каждая с водосборным бассейном, аванкамерой.

Для обеспечения требуемого напора и расхода охлаждающей воды на энергоблоки, каждую вентиляторную градирню оборудуют двумя циркуляционными насосами типа Д 6300-80б. Каждый насос работает на свою систему, включающую напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод. Для предотвращения загрязнения трубопроводов охлаждающей воды на всасах насосов устанавливаются фильтры.

Охлаждённая вода из водосборного бассейна градирни подается в главный корпус по двум циркуляционным водоводам на охлаждение конденсатора и другого вспомогательного оборудования. Нагретая на охлаждаемом оборудовании вода по двум циркуляционным водоводам возвращается в градирню для охлаждения.

Подпитка градирен предусмотрена речной водой от реконструируемой БНА. Для исключения накипеобразования и зарастания оросителей градирни предусматривается реагентная обработка оборотной и добавочной воды. Дозирование химреагентов производится в водоприемную чашу градирни.

4.1 Схема подготовки обессоленной воды для подпитки энергетических котлов

Водоподготовительная установка по приготовлению глубоко обессоленной воды выполнена на основе мембранных технологий

промышленной водоподготовки, обеспечивающих получение высокочистой воды.

В составе схемы ВПУ:

- установка ультрафильтрации;
- установка обратного осмоса с мембранной декарбонизацией;
- установка электродеионизации.

4.1.1 Установка ультрафильтрации

Исходная вода с расходом 136-170 м³/ч (в зависимости от нагрузки) при давлении 0,2 МПа и температуре +5...+25 °С подается на установку ультрафильтрации. Предварительно поток проходит фильтрацию 200 мкм через 2 параллельных сетчатых самопромывных фильтра. Промывка фильтра осуществляется при превышении заданного перепада давления. Промывные воды от самопромывного фильтра сбрасываются в дренажные каналы и далее самотеком в систему дождевой канализации.

В поток исходной воды перед установкой ультрафильтрации дозируются реагенты:

- реагент для бактерицидной обработки воды;
- метабисульфит натрия для удаления остаточных следов активного хлора, который может
- разрушать материал мембраны;
- водный раствор кислоты для корректировки рН обрабатываемой воды;
- раствор коагулянта для укрупнения размеров коллоидно-дисперсных частиц перед фильтрацией на мембранах.

Поток исходной воды подогревается сетевой водой до температуры +20...+25 °С с помощью 2-ух параллельных пластинчатых теплообменников.

В состав установки ультрафильтрации входят два параллельных блока. Каждый блок оснащается электромагнитным расходомером для контроля производительности и датчиком давления для контроля перепада давления на мембранах. Качество фильтрата контролируется по показаниям датчика мутности. Фильтрат отводится в два бака фильтрата объемом по 63 м³ каждый. Переливы и опорожнение емкостей направляются в дренажные каналы и далее самотеком в систему дождевой канализации.

Для удаления отфильтрованных загрязнений периодически производятся:

- обратная водовоздушная промывка фильтратом с помощью насоса (1 в работе + 1 резерв) и компрессора. Блоки, находящиеся в работе,

промываются последовательно. Для каждого блока обратная промывка проводится через каждые 20-60 минут работы в течение 20-40 секунд. Частота и длительность промывки определяются в ходе пуско-наладочных работ и могут изменяться оператором сезонно в ходе эксплуатации. Промывные воды отводятся в два бака нейтрализатора $V=100 \text{ м}^3$, далее приводятся к допустимым концентрациям в сточных водах при сборе в водоприемник промливневых сточных вод (протоку Амурскую);

– щелочная химически усиленная обратная промывка, при которой дополнительно дозируются биоцид для бактерицидной обработки мембран и щелочь для удаления органических коллоидных отложений. Сточные воды отводятся в два бака-нейтрализатора $V=100 \text{ м}^3$, далее приводятся к допустимым концентрациям в сточных водах при сборе в водоприемник промливневых сточных вод (протоку Амурскую);

– кислотная химически усиленная обратная промывка, при которой дополнительно дозируется водный раствор кислоты для удаления неорганических отложений. Кислотная химически усиленная обратная промывка включает три стадии: обратная промывка с дозированием кислоты, замачивание мембран в кислотном растворе, стандартная обратная промывка для отмывки мембран. Сточные воды отводятся в два бака-нейтрализатора $V=100 \text{ м}^3$, далее приводятся к допустимым концентрациям в сточных водах при сборе в водоприемник промливневых сточных вод (протоку Амурскую).

Работа установки ультрафильтрации контролируется датчиками уровня, установленными в баках фильтрата. Из баков фильтрат с расходом $104 \text{ м}^3/\text{ч}$ с помощью двух параллельных насосов подается на двухступенчатую установку обратного осмоса.

4.1.2 Установка обратного осмоса с мембранной декарбонизацией

Установка обратного осмоса включает в себя две ступени фильтрации для получения обессоленной воды требуемого качества. Перед каждой ступенью обратного осмоса фильтрат после установки ультрафильтрации проходит предварительную очистку на картриджных фильтрах 5 мкм.

В состав первой ступени обратного осмоса входит два параллельных подблока. Каждый подблок оснащается ротаметрами для контроля производительности, датчиками давления для контроля перепада давления на картриджах и мембранах, кондуктометром для контроля качества (электропроводности) очищенного фильтрата - пермеата. Концентрат после первой ступени обратного осмоса (концентрат № 1)

отводится в бак сбора сточных вод ($V=63 \text{ м}^3$). Пермеат после первой ступени обратного осмоса (пермеат № 1) подаётся для дальнейшей очистки на 2-ую ступень установки обратного осмоса. В состав второй ступени обратного осмоса входят два параллельных блока. Каждый блок оснащается ротаметрами для контроля производительности, датчиками давления для контроля перепада давления на мембранах, кондуктометром для контроля качества (электропроводности) пермеата. Концентрат второй ступени обратного осмоса отводится в бак фильтрата установки ультрафильтрации. Пермеат второй ступени обратного осмоса отводится в бак сбора перм. Работа установок обратного осмоса контролируется датчиками уровня, установленными в емкостях пермеата.

Из бака пермеат с помощью параллельных частотно-регулируемых насосов может подаваться на установку мембранной декарбонизации или на установку электродеионизации.

4.1.3 Установка электродеионизации

Установки электродеионизации включает две параллельные ячейки. Каждая ячейка оснащается ротаметрами для контроля производительности, датчиками давления для контроля перепада давления на ячейках, кондуктометром для контроля качества (электропроводности) обессоленной воды. Обессоливание происходит за счет подачи на одну ячейку постоянного электрического тока мощностью до 500 Вт. Концентрат с отводится в баки фильтрата установки ультрафильтрации.

Обессоленная вода проходит бактерицидную обработку через два параллельных ультрафиолетовых стерилизатора и отводится в баки запаса обессоленной воды ёмкостью 250 м³. На выходе установки электродеионизации качество обессоленной воды контролируется рН-метром, кондуктометром

4.2 Схема подготовки подпиточной воды теплосети

Производительность ВПУ по приготовлению подпиточной воды теплосети принята с учетом восполнения потерь в тепловых сетях и отбора теплоносителя на ГВС по открытой схеме. По проекту предлагается реконструкция существующей водоподготовительной установки приготовления добавочной воды для подпитки теплосети ТЭЦ-1 (ХВО-2) с восстановлением проектной производительности.

Проектная производительность ХВО-2 50 тыс. м³ в сутки (2080 м³/ч) с учетом собственных нужд (15-16%). В настоящее время, по причине изношенности оборудования и трубопроводов, производительность ХВО-2 снижена до 1750 м³/ч.

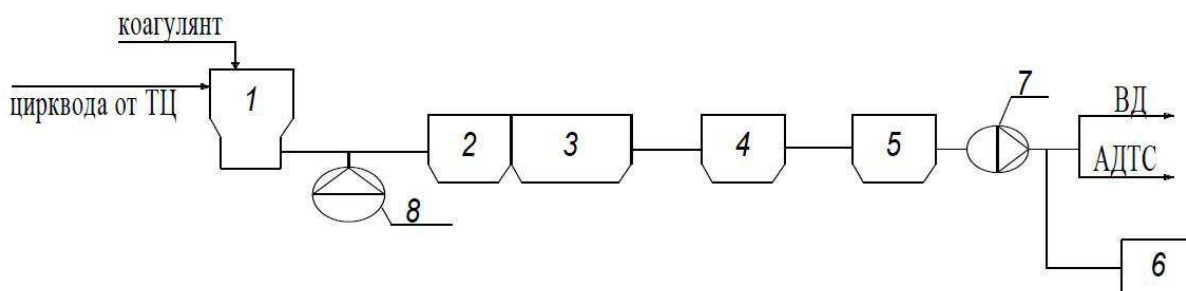
Технологическая схема подготовки очищенной воды происходит в 3 этапа:

1 этап – коагуляция в камерах реакции и отстаивание в горизонтальных отстойниках,

2 этап – осветление на скорых фильтрах, загруженных фильтрующим материалом гранодиарит;

3 этап – обеззараживание очищенной воды дозированием реагента – раствора гипохлорита натрия.

Принципиальная схема существующей ХВО-2 подпитки теплосети приведена на рисунке



- 1 – вертикальный смеситель, 2 – камера реакции, 3 – отстойник горизонтальный,
4 – скорый фильтр, 5 – резервуар очищенной воды, 6 – бак очищенной воды,
7 – насос перекачки очищенной воды, 8 – дренажный насос

Рисунок 4.1 – Принципиальная схема ХВО

Здания и сооружения, технологическое оборудование ХВО-2 имеют высокую степень износа. Для приготовления добавочной воды подпитки теплосети предполагается выполнить глубокую реконструкцию ХВО-2 в части восстановления зданий, сооружений, реконструировать и частично заменить технологическое оборудование очистки исходной воды в части:

- демонтировать изношенные, не подлежащие восстановлению вертикальные смесители с заменой их на новые вихревые смесители;
- предусмотреть подогрев исходной воды до температуры 25-30°С;
- заменить применяемые в настоящее время коагулянт глинозём сульфат алюминия на более современный аналог, позволяющий улучшить процесс коагуляции и оптимизировать схему приготовления рабочего раствора коагулянта без использования ячеек сухого и мокрого хранения;

– применить первичное хлорирование для улучшения процесса коагуляции;

– выполнить замену изношенного насосного оборудования, трубопроводов и арматуры;

– выполнить ремонт камер реакции и хлопьеобразования с гидроизоляцией и заменой изношенных дренажных трубопроводов;

– выполнить ремонт и замену дренажных трубопроводов горизонтальных отстойников, являющихся ключевым элементом применяемой традиционной технологии приготовления питьевой воды. При номинальной производительности одного отстойника, составляющей 360 м³/ч, время реакции коагуляции составляет 2,5 часа. За это время полностью завершается процесс коагуляции, с выделением и осаждением шлама. Правильно организованный процесс отстаивания и фильтрации воды на скорых фильтрах позволит снизить собственные нужды ХВО и максимально улучшить качество обрабатываемой воды. Современные технологии приготовления питьевой воды на основе контактной коагуляции, без продолжительного отстаивания, характеризуются повышенными собственными нуждами и необходимостью дополнительных мер по снижению ряда нормируемых показателей, таких как железо и марганец;

– выполнить реконструкцию и ремонт скорых фильтров с заменой дренажных

– трубопроводов, фильтрующей загрузки, гидроизоляции и химзащиты;

– выполнить очистку, гидроизоляцию резервуаров очищенной воды.

Предусмотренных мер по очистке исходной воды после реконструкции ХВО-2 Технологическая схема сооружений после реконструкции аналогична схеме ХВО-2. Для очистки продувочных сточных вод предлагается применить технологию отстаивания шламовых вод в отстойниках тонкослойных, с обезвоживанием шлама на дегидрататорах шнековых с выделением обводнённого шлама и осветлением продувочных сточных вод.

4.3 Описание компоновочных решений главного корпуса

В главном корпусе располагается три блока ПГУ-11.7 на базе газотурбинной установки 6F.03 с котлом-утилизатором П-88 и паротурбинной установкой КТ-28/35-8,8/0,1, а также вспомогательное оборудование.

Компоновка оборудования главного корпуса принята моноблочная. Расположение турбин – поперечное, параллельно цифровым осям здания.

В поперечном разрезе главный корпус ХТЭЦ-4 представляет собой двухпролетное здание с пристройками в составе следующих отделений:

- турбинное отделение;
- технологическая этажерка;
- котельное отделение;
- электротехнические помещения (пристройка);
- помещения водоподготовки (пристройка);
- административно бытовой корпус (пристройка);
- блоки отключающей арматуры (пристройки);
- ремонтные мастерские (пристройка).

Каркас главного корпуса принят металлический с шагом колонн 6 м. Длина в осях А1-Г – 81,0 м. Ширина в осях без учета пристроек – 198,0 м.

4.3.1 Турбинное отделение

Турбинное отделение располагается в пролете 36,0 м в осях А-Б с отметкой конденсационного пола 0,000 м.

Отметка оперативного обслуживания турбин принята +8,100 м.

В турбинном отделении поперечно располагаются три теплофикационные турбины и три газовые турбины. Теплофикационные турбины типа КТ-28/35-8,8/0,1 в осях 2-6, 18-22 и 24-28 со вспомогательным оборудованием, регенеративной группой, насосами охлаждающей воды.

Газотурбинные установки 6F.03 в осях 6-12, 12-18 и 28-34 со вспомогательным оборудованием в модульном исполнении. Газовые турбины, расположенные в осях 6-18, оснащены общими модулями СПЧ и промывки компрессора, установка антиобледенительной системы выполнена также одна на две газовые турбины.

Для выполнения ремонтных работ предусмотрены ремонтные площадки в осях 1-2 и 22-24

Компоновкой турбоустановок предусматриваются необходимые проходы для обеспечения обслуживания и ремонта оборудования, арматуры и трубопроводов, места для прокладки кабельных трасс. Высота турбинного отделения принята +25,400 м по низу ферм, исходя из установки мостового крана. В турбинном отделении устанавливаются два мостовых крана грузоподъемностью 32/5 тонн каждый, которые выбирались исходя из расчета подъема самой тяжелой детали турбоагрегатов. Отметка

подкрановых рельсов +21,500 м, отметка основного крюка мостового крана +21,200 м. Вдоль оси А, предусматривается автомобильный проезд.

4.3.2 Котельное отделение

Котельное отделение располагается в осях Б-Г, 6-18 и 28-34 с пролетом 36,0 м. В осях 8-11, 14-17 и 30-33 устанавливаются котлы-утилизаторы по типу П-88 со вспомогательным оборудованием. Группы питательных насосов располагаются в осях 8-9, 14-15 и 30-31 на отметке 0,000 м. Два пусковых паровых котла ТТ200 расположены в осях Б-Г, 12-14 на отметке 0,000.

Котельное отделение с отметкой по низу ферм +29,000 м. Для выполнения ремонтных работ предусмотрены ремонтные площадки в осях 8-9, 14-15 и 30-31. В осях 7-8, 11-12, 29-30 предусмотрены автомобильные въезды. По автомобильному въезду в осях 11-12 во время монтажа осуществляется доставка модулей газовой турбины.

Монтаж котла-утилизатора ведется автокраном до возведения ограждающих конструкций котельного отделения.

Отвод дымовых газов от каждого котла-утилизатора осуществляется через свою дымовую трубу высотой 40 м, диаметром 4,0 м. Отвод дымовых газов от двух пусковых паровых котлов осуществляется через дымовую трубу высотой 30 м, диаметром 1,5 м.

4.3.3 Технологическая этажерка

Технологическая этажерка располагается в осях Б-В, 1-6 и 18-28 с пролетом 12,0 м. Высота этажерки по низу ферм 29,0 м.

В технологической этажерке располагается:

- на отметке 0,000 м – группа сетевых насосов;
- на отметке +8,100 м – трубопроводный этаж с экспресс-лабораторией;
- на отметке +12,000 м – технический этаж;
- на отметке +16,500 м – РОУ, БРОУ, деаэратор пускового парового котла.

Для обслуживания сетевых насосов предусмотрен однобалочный подвесной кран грузоподъемностью 10 т. Для обслуживания вентиляционного оборудования, РОУ и БРОУ предусмотрен однобалочный подвесной кран грузоподъемностью 10 т.

5 Экономическая часть

Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемой парогазовой электростанции:

Станция мощностью 351 МВт

Парогазовая установка ПГУ-117 х3.

Расчет производим для следующего оборудования:

газовая турбина 6F.03-82 МВт;

котел-утилизатор П-88;

паровая турбина Т-28/35 МВт, мощность теплового отбора 63,3 Гкал/ч.

Предложенный вариант в совокупности с водогрейной котельной полностью перекрывает тепловую нагрузку существующей Хабаровской ТЭЦ-1. Так же имеется запас по тепловой и электрической энергии с учетом прогнозного прироста потребления энергии в г. Хабаровск в зоне обслуживания Хабаровской ТЭЦ-1.

Таблица 5.1 – Основные технико-экономические показатели станции

Наименование показателя	Значение по ка за те ля
Установленная мощность, МВт	351
Состав основного оборудования	3х(6 F03+Т-28/35)
Число часов использования установленной мощности, ч/год	7560
Тепловая нагрузка, Гкал	189,9
Годовая выработка электрической энергии (за вычетом с.н.), кВт ч/год	2520882000
Годовая выработка тепловой энергии, Гкал/год	1016064
Расход топлива на ПГУ, м ³ /с	7,149
Плотность газа, ρ_g , кг/м ³	0,782
Низшая теплота сгорания газа, кДж/кг	37010
Удельный расход натурального топлива на тепловую энергию, м ³ /Гкал	124,83
Удельный расход натурального топлива на электроэнергию, м ³ /кВт ч	0,191

Доля собственных нужд станции	5%
Капитальные вложения, млн руб.	32818,81
Тариф на отпущенную электрическую энергию, руб/кВт ч	4,55
Тариф на отпущенную тепловую энергию, руб/Гкал	2799,96
Коэффициент штатного персонала, чел./МВт	0,5
Норма отчислений на ремонтное обслуживание от кап вложений в ТЭС	25%
Среднемесячный фонд з/п, руб/мес	73402,3
Норма дисконтирования	0,1
Действующий тариф на покупку э.э. у станции, руб/кВт*ч	3,93
Действующий тариф на покупку т.э. у станции, руб/Гкал	1917

5.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируем в укрупненные статьи калькуляции, млн руб/год.

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}} \quad (5.1)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо, млн руб/год;

$U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда, млн руб/год;

$U_{\text{а}}$ – амортизация основных производственных средств, млн руб/год;

$U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств, млн руб/год;

$U_{\text{пр}}$ – прочие расходы, млн руб/год.

$$U_{\text{т}} = \text{Ц} \cdot (b_{\text{т}} \cdot W_{\text{т}} + b_{\text{э}} \cdot W_{\text{э}}) \cdot k \cdot 10^{-6} \quad (1.7)$$

где Ц – цена топлива, руб/м³;

$b_{\text{т}}$ – удельный расход топлива на выработку тепла, м³/Гкал, таблица 5.1;

$W_{\text{т}}$ – выработка тепловой энергии, Гкал, таблица 5.1;

$b_{\text{э}}$ – удельный расход топлива на выработку электроэнергии, м³/кВт ч, таблица 1.1;

$W_{\text{э}}$ – выработка электрической энергии, кВт ч, таблица 5.1;

k – коэффициент, учитывающий потери топлива в неустановившемся режиме (2%).

$$U_{\text{т}} = 6,7 \cdot (0,191 \cdot 2520882000 + 124,82 \cdot 5651856) \cdot 1,02 \cdot 10^{-6} = 7778,1 \text{ млн руб.}$$

$$U_{\text{зп}} = N_{\text{у}} \cdot n_{\text{у}} \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6} \quad (5.2)$$

где $n_{\text{у}}$ – штатный коэффициент [6];

$N_{\text{у}}$ – установленная мощность ПГУ, МВт;

$\Phi_{\text{зп}}$ – средняя зарплата одного работника за год [7], руб/год.

$$U_{\text{зп}} = (0,5 \cdot 351 + 45226 \cdot 12) = 95,24 \text{ млн руб/год.}$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_{\text{а}} = K \cdot H_{\text{а}}, \quad (5.3)$$

где $H_{\text{а}}$ – средняя норма амортизации станции в целом, принимаем 7,3% ;

K – капитальные вложения в ТЭС, млн. руб./год:

$$U_{\text{а}} = 32818,81 \cdot \frac{7}{100} = 2297,31 \text{ млн руб/год.}$$

$$U_{\text{тр}} = U_{\text{а}} \cdot H_{\text{тр}} \quad (5.4)$$

где $H_{\text{тр}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС [18].

$$U_{\text{тр}} = 2297,31 \cdot 0,2 = 459,46 \text{ млн руб/год.}$$

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, с учётом единого социального налога, млн руб/год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ} \quad (5.5)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды по ставке 30% от расходов на оплату труда.

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (95,24 + 2297,3 + 459,5) + 0,3 \cdot 95,2 = 599 \text{ млн. руб}$$

Эксплуатационные расходы составят, млн руб/год

$$U_3 = 7778,1 + 95,24 + 2297,3 + 459,5 + 599 = 11229,1 \text{ млн руб/год}$$

5.2 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

а) Затраты по каждой стадии распределяются на два вида энергии по физическому методу, т.е. пропорционально расходу топлива, млн руб.

$$Z_{\text{ктц}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{тэц}} \cdot \frac{B_{\text{э/э}}}{B_{\text{тэц}}}, \quad (5.6)$$

$$Z_{\text{кц}}^{\text{э/э}} = 674,34 \cdot \frac{482647}{482647+103825+574437} = 3820,65 \text{ млн руб.}$$

$$Z_{\text{тц}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{тэц}} - Z_{\text{тц}}^{\text{э/э}}, \quad (5.7)$$

$$Z_{\text{ттц}}^{\text{т/э}} = 9189,8 - 3820,65 = 5369,15 \text{ млн руб.}$$

б) Общестанционные расходы на два вида энергии распределяются пропорционально затратам по двум предыдущим стадиям, млн руб.

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{общ}} \cdot \frac{Z_{\text{ктц}}^{\text{э/э}} + Z_{\text{эц}}^{\text{э/э}}}{Z_{\text{ктц}}}, \quad (5.8)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 765 \cdot \frac{3820,65+1273,8}{5369,15} = 372 \text{ млн руб.}$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{общ}} - Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}}, \quad (5.9)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = 765 - 372 = 393 \text{ млн руб.}$$

в) Расчет себестоимости единицы выработанной электрической энергии, руб/кВтч

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{Z_{\Sigma}^{\text{э/э}}}{W_3}, \quad (5.10)$$

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{5477,1}{2520} = 2,17 \text{ руб/кВт} \cdot \text{ч.}$$

д) Расчет себестоимости единицы тепловой энергии, руб/Гкал

$$U_{\text{выр}}^{\text{т}} = \frac{3_{\Sigma}^{\text{т/э}}}{W_{\text{отп}}}, \quad (5.11)$$

$$U_{\text{выр}}^{\text{т}} = \frac{5761,9}{5,65} = 1019,47 \text{ руб/Гкал.}$$

Таблица 5.2 – Калькуляция себестоимости э.э. и т.э.

	Ут	Уам	Узп	Утр	Упр	Всего затрат	э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	7778,095	1148,658	33,336	229,731		9189,821	3820,659	5369,162
ТЦ и ЭЦ		1033,792	33,336	206,758		1273,887	1273,887	
Общ. Расх		114,865	28,573	22,973	598,979	765,391	372,652	392,739
Всего по Тэц	7778,095	2297,317	95,245	459,463	598,979	11229,1	5467,198	5761,902
Себестоимость							2,1688	1019,47

5.3 Расчёт срока окупаемости ГТУ-ТЭЦ

Эффективность инвестиционного проекта характеризуется системой экономических показателей, отражающих соотношение связанных с проектом затрат и результатов, и позволяющих судить об экономической привлекательности проекта для его участников, об экономических преимуществах одних проектов над другими.

Показатели эффективности могут определяться разными методами. Статические методы не учитывают изменения движения капитала в течение времени осуществления проекта, методы дисконтирования позволяют учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течении которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД). Если ЧДД больше нуля, то все затраты по проекту окупаются доходами, т.е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

Чистый дисконтированный доход, млн руб.:

$$\text{ЧДД} = \left\{ \left[(T_{\text{э}} - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{отп}} + (T_{\text{т}} - U_{\text{отп}}^{\text{т}}) \cdot Q_{\text{отп}} + U_{\text{ам}} \right] \cdot \frac{1}{(1+0.1)^n} \right\} - K \quad (5.12)$$

где K – стоимость строительства станции, млн руб;

$U_{\text{отп}}^{\text{э}}$ – себестоимость отпущенной электроэнергии, руб/кВт·ч;

$U_{\text{отп}}^{\text{т}}$ – себестоимость отпущенной тепловой энергии, руб/Гкал.;

$U_{\text{ам}}$ – амортизация основных производственных фондов;

$W_{\text{отп}}$ – годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт;

$Q_{\text{отп}}$ – годовой отпуск тепловой энергии, Гкал;

n – текущий год;

$T_{\text{э}}$ – тариф на отпущенный кВт·ч с учётом планируемой рентабельности, принимаем фиксированный тариф, руб/кВт·ч ;

$T_{\text{т}}$ – тариф на отпущенную Гкал с учётом планируемой рентабельности, принимаем фиксированный тариф, руб/Гкал.

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

$$\text{ВРП} = T_{\text{э}} \cdot W_{\text{отп}} + T_{\text{т}} \cdot Q_{\text{отп}}. \quad (5.13)$$

Доход от основной деятельности, млн. руб.:

$$D_{\text{осн}} = \text{ВРП} - C_{\text{полн}}, \quad (5.14)$$

где $C_{\text{полн}}$ – полная себестоимость производства и отпуска электроэнергии с ТЭЦ, млн. руб.

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

$$N_{\text{пр}} = D_{\text{осн}} \cdot 0,2. \quad (5.15)$$

Чистая прибыль, млн. руб.:

$$ЧП_t = D_{осн} - H_{пр}. \quad (5.16)$$

Чистый денежный поток, млн. руб.:

$$ЧДП_t = ЧП_t + U_a. \quad (5.17)$$

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$ЧДПНИ_t = ЧДПНИ_{t-1} + ЧДП_t. \quad (5.18)$$

В нулевой год принимается равным капитальным затратам со знаком минус. Дисконтированный денежный поток, млн. руб.:

$$ДДП_t = \frac{ЧДП_t}{(1+r)^t}, \quad (5.19)$$

где r – норма дисконта для ТЭЦ принимается равной $r = 10\%$.

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$ДДПНИ_t = ДДПНИ_{t-1} + ДДП_t. \quad (5.20)$$

Расчёт срока окупаемости станции сведём в таблицу 5.3.

Таблица 5.3 – Показатели экономической эффективности

Показатели	Расчетный период											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Денежный поток от инвестиционной деятельности, млн. руб.	-32818,82											
Тариф э/э, руб.		3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44
Тариф т/э, руб.		1917	1917	1917	1917	1917	1917	1917	1917	1917	1917	1917

NPV, млн. руб.	3309,649
Внутренняя норма доходности	16,44%
Резерв безопасности по проекту	6,44%



Рисунок 5.1 – ЧДДНИ проекта ПГУ-ТЭЦ, г. Хабаровск

После определения критериев оценки эффективности проекта можно сделать следующие выводы: проект ПГУ ТЭЦ является эффективным, так как NPV больше 0, почти не рисковым, так как резерв безопасности по проекту составляет 6,44 %, доходным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной работы был разработан проект строительства Хабаровской ТЭЦ-4, на базе 3 блоков ПГУ-117МВт. На проектируемой станции установлены газовая турбина мощностью 82МВт, котел-утилизатор и паровая турбина мощностью 35 МВт. В качестве топлива используется природный газ от газораспределительной станции ГРС-1 с. Ильинка Хабаровского края.

Была выполнена оценка потребления тепловой и электрической энергии с целью определения мощности проектируемой станции. Также была проведена оценка состояния оборудования действующей Хабаровской ТЭЦ-1. Рассмотрена возможность строительства новой ТЭЦ с внеплощадочной инфраструктурой.

Данный проект включает в себя следующие расчеты:

- расчет тепловой схемы, в результате которого были определены суммарный расход газа и воздуха на газовую турбину, тепловая мощность;
- расчет тепловой схемы;
- тепловой и конструкторский расчет котла утилизатора, в результате которого были определены коэффициент теплоотдачи, размеры котла-утилизатора;
- укрупненный расчет паровой турбины;
- произведен расчет и выбор основного оборудования станции.

В разделе «Общая часть» была проведена работа по выбору оборудования ХВО и подпитки тепловой сети. Также было выполнено описание генерального плана станции и главного корпуса проектируемой ТЭЦ.

В разделе «Экологическая часть» произведен расчет выбросов вредных веществ в атмосферу, а также расчет высоты дымовой трубы. Разработаны мероприятия, направленные на уменьшение выбросов NO_x

По итогу была проведена экономическая привлекательность данного проекта. В «Экономической части» произведен расчет срока окупаемости проекта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р.
2. Экономика и управление энергетическими предприятиями. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты : учеб. метод. Пособие [Энергетический ресурс] / Сост. И.А. Астраханцева, Л.В. Голованова, М.В. Зубова. – Электрон.дан. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2014.
3. Приказ ФСТ России от 17 марта 2015 г. №36-э/1 «Об утверждении оптовых цен на газ, добываемый ОАО «Газпром» и его аффилированными лицами, предназначенный для последующей реализации населению». Зарегистрирован Минюстом России 17 марта 2015 г.
4. Постников, А. М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ/ А. М. Постников. – Издательство Самарского научного центра РАН ; 2002г, -286 с.
5. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций : метод. Пособие к курсовому проектированию / Сиб. Федер ун-т ; сост. Л.Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2015.
6. Григорьев, В.А. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / В.А. Григорьев, В.М. Зорин. – М. : Энергоатомиздат, 1982. – 624с.
7. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. – М. : Энергоатомиздат, 1967.
8. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 425 с.
9. Проектирование тепловых электрических станций : Учеб. пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко ; Краснояр. политехн. ин-т. - Красноярск : 1991. – 119
10. Цыганок, А.П. Проект ТЭС (Часть 1) : метод. указ. к дипломному и курсовому проектированию для студентов специальностей 03.01, 03.05 – «Электрические станции», «Тепловые электрические станции» / А.П. Цыганок, Н.А. Сеулин ; Краснояр. политехн. ин-т. - Красноярск : 1981. – 59 с.
11. Цыганок, А.П. Проект ТЭС (Часть 2) : нормативные материалы к дипломному и курсовому проектированию для студентов специальностей

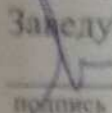
03.01, 03.05 – «Электрические станции», «Тепловые электрические станции» / А.П. Цыганок, Н.А. Сеулин ; Краснояр. политехн. ин-т. - Красноярск : 1981. – 36 с.

12. Михайленко, С.А. Тепловые электрические станции : учеб. пособие. 2е изд. испр. / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 302 с.

13. Цыганок, А.П. Тепловые и атомные электрические станции : учеб. пособие : в 2 ч. / А.П. Цыганок. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2000. – 123 с.

14. 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.

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

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 Е. А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« 27 » 06 2022 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

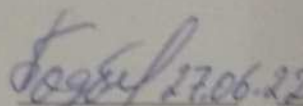
13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

код и наименование специальности

«Проект Хабаровской ТЭЦ-4»

наименование темы

Руководитель


подпись, дата 27.06.22

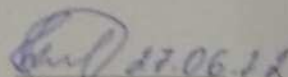
к.т.н., доцент

должность, ученая степень

Л.Н. Подборский

инициалы, фамилия

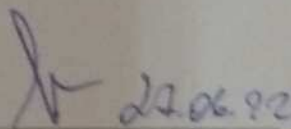
Выпускник


подпись, дата 27.06.22

Р.С. Григорьев

инициалы, фамилия


Технический контроль


подпись, дата 22.06.22

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер


подпись, дата 22.06.22

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022