

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

институт
Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е.А Бойко

подпись инициалы, фамилия
« _____ » _____ 20 ____ Г.

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

Красноярск 2023

Студенту Ефимову Константину Алексеевичу
фамилия, имя, отчество

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

Теплоэнергетика и теплотехника

полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект строительства
Артемовской ТЭЦ-2

Утверждена приказом по университету № 2972/с от 20.02.23

Руководитель ВКР С.Р. Янов, канд. техн. наук, доцент кафедры ТЭС
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 450 МВт,
тепловая нагрузка 702 Гкал/ч, размещение – город Артем Приморский
край, топливо – природный газ Сахалинского месторождения

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

Перечень графического материала

Лист 1. Разрез главного корпуса по газовой турбине

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. Принципиальная тепловая схема

Лист 4. Компоновка главного корпуса

Руководитель ВКР

подпись

С.Р. Янов

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

К.А. Ефимов

подпись, инициалы и фамилия студента

« _____ » _____ 20 ____ г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект строительства Артемовской ТЭЦ-2» содержит 103 страницы текстового документа, 14 иллюстраций, 12 таблиц, 10 использованных источников, 4 листа графического материала.

Ключевые слова: ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.

Место строительства – город Артем, Приморский край.

Цель проекта: проектирование объекта энергосистемы, который заменит уже существующий, а также позволит увеличить снабжение населенного пункта тепловой и электрической энергией.

В результате работы был произведен расчет принципиальной тепловой схемы турбоустановки и котельного агрегата. Произведено технико-экономическое обоснование предлагаемого решения. Посчитано и выбрано вспомогательное оборудование. Оценено влияние ТЭС на окружающую среду. Разработаны компоновка главного корпуса и генплан. Создана 3D-модель проектируемой станции.

В рамках работы был произведен расчет принципиальной тепловой схемы, укрупненный расчет парогазовой установки. Было выбрано как основное оборудование, так и вспомогательное. Рассчитаны выбросы вредных веществ в атмосферу. Разработан главный корпус и генеральный план. Спроектирована схема выдачи мощности и собственных нужд станции. Произведена экономическая оценка проекта.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭЦ.....	9
1.1 Обоснование актуальности строительства Артемовской ТЭЦ-2.....	9
1.2 Задачи при проектировании Артемовской ТЭЦ-2.....	11
1.3 Обоснование технического и технологического решения	11
1.4 Технико-экономическое обоснование выбора состава основного оборудования проектируемой ТЭС.....	12
1.5 Постановка задач.....	18
2 Расчетная часть.....	19
2.1 Разработка ПТС	19
2.2 Тепловой расчет ГТУ	21
2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре.....	21
2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания.....	23
2.2.3 Определение параметров процесса расширения в турбине	29
2.2.4 Учет охлаждения турбины ГТУ	35
2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды	38
2.4 Расчет котла утилизатора.....	41
2.5 Конструкторский расчет котла-утилизатора.....	49
2.6 Определение габаритных размеров КУ	49
2.7 Определение поверхности теплообмена одной секции	51
2.8 Определение площади теплообмена ППВД.....	52
2.9 Определение поверхности теплообмена испарительной части высокого давления	55
2.10 Определение поверхности теплообмена экономайзера высокого давления	58
2.11 Определение площадей поверхностей теплообмена контура низкого давления	60
2.12 Укрупненный расчет паровой турбины.....	61
2.13 Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ	69
2.14 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха.....	71
2.14.1 Выбор сетевых подогревателей.....	71
2.14.2 Выбор сетевых насосов	72
2.14.3 Выбор конденсатных насосов	73
2.14.4 Выбор циркуляционных насосов	74

2.14.5 Выбор питательных насосов.....	75
3 Охрана окружающей среды	76
3.1 Расчет выбросов вредных веществ в атмосферу	77
3.1.1 Расчет выбросов оксида азота	77
3.1.2 Расчет выбросов оксида углерода и несгоревших углеродов	78
3.2 Выбор дымовой трубы.....	79
4 Общая часть	81
4.1 Схема технического водоснабжения	81
4.2 Газовое хозяйство	83
4.3 Электрическая часть	84
4.4 Выбор генератора.....	84
4.4.1 Выбор трансформатора	85
4.4.2 Выбор высоковольтного вспомогательного оборудования для схемы выдачи мощности и схемы собственных нужд станции.....	86
4.5 Компоновка главного корпуса.....	87
4.5.1 Расчет габаритов турбинного цеха.....	88
4.5.2 Расчет высоты турбинного цеха.....	89
4.6 Компоновка генерального плана	90
5 Экономическая часть	92
5.1 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии.....	92
5.2 Расчет срока окупаемости капитальных вложений и оценка экономической эффективности строительства ПГУ-ТЭЦ	94
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	100
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	101
ПРИЛОЖЕНИЕ А Схема выдачи мощности	102
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Схема собственных нужд проектируемой ТЭЦ	103

ВВЕДЕНИЕ

Энергия, свет и тепло – слова, которые являются самыми значимыми в нашей жизни. Человечеству потребовались тысячи лет, чтобы достигнуть таких масштабов развития, которые сегодня позволяют не только использовать, но и производить энергию, давать свет и тепло. Все процессы, способствующие этому, объединяет одна область науки и отрасль промышленности – энергетика. Одна из главных и традиционных отраслей энергетики является теплоэнергетика, занимающаяся преобразованием теплоты в другие виды энергии, главным образом в механическую и электрическую, что и происходит на тепловых электрических станциях.

Характерной чертой традиционной энергетики является её давняя и хорошая освоенность, она прошла длительную проверку в разнообразных условиях эксплуатации.

Задачей теплоэнергетики в 21 веке является повышение эффективности работы тепломеханического оборудования. Современные специалисты в области теплоэнергетики, опираясь на знания теории горения и теплообмена, заняты улучшением уже существующих энергетических установок, анализируют теплофизические характеристики различных теплоносителей и работают над сокращением негативного экологического воздействия от функционирования тепловых электростанций.

Независимо от первичного источника энергии работа тепловой электрической станции (ТЭС) нацелена на получение электрической энергии – самой востребованной в мире. Механизм преобразования энергии из одного вида в другой является сложным и многоступенчатым, объединяющим комбинированные химические, физические и физико-химические процессы, протекающие одновременно.

Устройства для преобразования энергии на каждом из этапов можно составить в следующие цепочки технологического оборудования:

-Гидроэлектростанция (ГЭС): гидротурбина–гидрогенератор–силовой трансформатор;

-Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ): паровой котел (энергетический) - паровая турбина - турбогенератор - силовой трансформатор;

-Атомная электростанция (АЭС): реактор–парогенератор–паровая турбина –турбогенератор–силовой трансформатор;

-Парогазовая установка (ПГУ): газовая турбина - паровой котел (энергетический) - паровая турбина - турбогенератор - силовой трансформатор;

-Газотурбинная установка (ГТУ): компрессор–камера сгорания – газовая турбина–турбогенератор–силовой трансформатор.

Несмотря на то, что теплоэнергетика довольно хорошо освоена, она имеет достаточно много проблем, которые в настоящее время занимают одно из главных мест в России. Проблемы теплоэнергетики в России возникли давно, но в последние несколько лет они стали развиваться очень быстро.

Основные проблемы теплоэнергетики в России, выделяемые специалистами, включают:

1. Физический и моральный износ основного фонда является одной из главных проблем теплоэнергетики в России. Многие тепловые электростанции были построены в период с 1950-х по 1980-е годы, и многие из них не были модернизированы достаточно долгое время. Это приводит к тому, что оборудование изнашивается, становится неэффективным и требует ремонта и замены.

2. Проблемы с экологической безопасностью, связанные с выбросами вредных веществ, таких как оксиды азота и серы, а также углекислый газ, вызывающие загрязнение окружающей среды и негативные последствия для здоровья людей.

3. Отсутствие четкого и долгосрочного плана развития теплоэнергетики является одной из главных проблем отрасли в России. Отказ от плановой экономики, присущей Советскому Союзу, привел к тому, что в настоящее время отсутствует единая стратегия развития теплоэнергетики, что приводит к разбросанности и несогласованности мероприятий. В результате отсутствия четкого плана развития теплоэнергетики, государственное финансирование отрасли не всегда направляется на те проекты, которые могут дать максимальный эффект в долгосрочной перспективе. Это приводит к задержкам в ремонтах и модернизации оборудования, а также к снижению качества обслуживания потребителей.

4. Проблемы с кадрами. За последние десять-двадцать лет произошли значительные изменения в приоритетах населения при выборе профессии, что привело к снижению качества и количества квалифицированных технических специалистов в отрасли.

5. Нерациональное использование ресурсов. Устаревшее оборудование и отсутствие современной теплоизоляции трубопроводов приводят к расточительному расходу топлива и других ресурсов, что увеличивает затраты на производство тепла и электроэнергии.

В данной работе необходимо выполнить проект Артемовской ТЭЦ-2 для замещения мощностей выработавшей свой парковый ресурс Артемовской ТЭЦ.

В ходе выполнения выпускной работы необходимо выполнить расчет тепловой схемы парогазовой установки (ПГУ) с котлом утилизатором. Для этого необходимо выполнить следующие расчеты:

- Тепловой расчет газотурбинной установки (ГТУ);
- Тепловой и конструкторский расчет котла-утилизатора (КУ);
- Укрупненный расчет паровой турбины (ПТ);
- Расчет экономических и технических характеристик работы парогазовых установок (ПГУ).

Перед выполнением расчетов необходимо произвести подбор оборудования для проектируемой ТЭЦ, полная электрическая мощность которой составляет 400-500 МВт, тепловая нагрузка – в диапазоне 300 – 350 Гкал/ч.

1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭЦ

1.1 Обоснование актуальности строительства Артемовской ТЭЦ-2

Артемовская ТЭЦ была введена в эксплуатацию в 1936 году и находится в городе Артем Приморского края. Сегодня она является практически единственным источником теплоснабжения для жителей Артемовского городского округа, обеспечивая более 90% общей потребности в тепле.

Артемовская тепловая электростанция имеет установленную электрическую мощность 400 МВт и тепловую мощность 297 Гкал/ч. Годовая выработка электроэнергии составляет 2 млрд кВт*ч, а выработка тепла - 630-700 тыс. Гкал. В год на станции используются электрические мощности в течение 5500-6000 часов.

Тепловая схема станции выполнена с поперечными связями. Для производства энергии используются каменные угли месторождений Приморского края и угли других регионов: ургальского, черемховского, нерюнгринского, хакасского, кузнецкого, уртуйского в качестве топлива.

Система охлаждения обратная с градирнями, для водоснабжения станции используется водозаборный узел на реке Артёмовка, а также водохранилище на реке Кучелинова падь.

Основное оборудование станции включает в себя четыре турбогенератора ТВФ-100, работающие с двумя турбоагрегатами К-100-90-6 и двумя турбоагрегатами КТ-115-8,8-2, введенными в эксплуатацию в 1966, 1967, 2000 и 2004 годах. Пар для турбин вырабатывают восемь котлоагрегатов БКЗ-220-100ф с паропроизводительностью 220 т/ч каждый.

Выдача электроэнергии и мощности станции в энергосистему производится через открытые распределительные устройства (ОРУ) напряжением 220, 110 и 35 кВ.

В связи с тем, что некоторое оборудование на Артемовской ТЭЦ находится на пределе своего ресурса и ряд зданий и сооружений имеют ограниченную работоспособность, что делает невозможным модернизацию оборудования, рассматривается постепенное прекращение эксплуатации Артемовской ТЭЦ. Для замещения её мощностей запланировано строительство Артёмовской ТЭЦ-2 мощностью в диапазоне 400-500 МВт, с тепловой нагрузкой в диапазоне 300-350 Гкал/ч. На проектируемой станции планируется использовать природный газ в качестве основного топлива.

Строительство новой Артемовской ТЭЦ-2 позволит решить следующие задачи:

1. Увеличение энергетической независимости региона.
2. Сокращение затрат на производство и передачу электроэнергии благодаря использованию современных технологий и материалов.
3. Обеспечение надежности и стабильности энергоснабжения в регионе.
4. Так как основным топливом выбран природный газ, строительство

станции способствует газификации г. Артём.

5. Улучшение экологической ситуации в регионе за счет уменьшения выбросов вредных веществ в атмосферу.

6. Создание новых рабочих мест и развитие экономики региона через привлечение инвестиций.

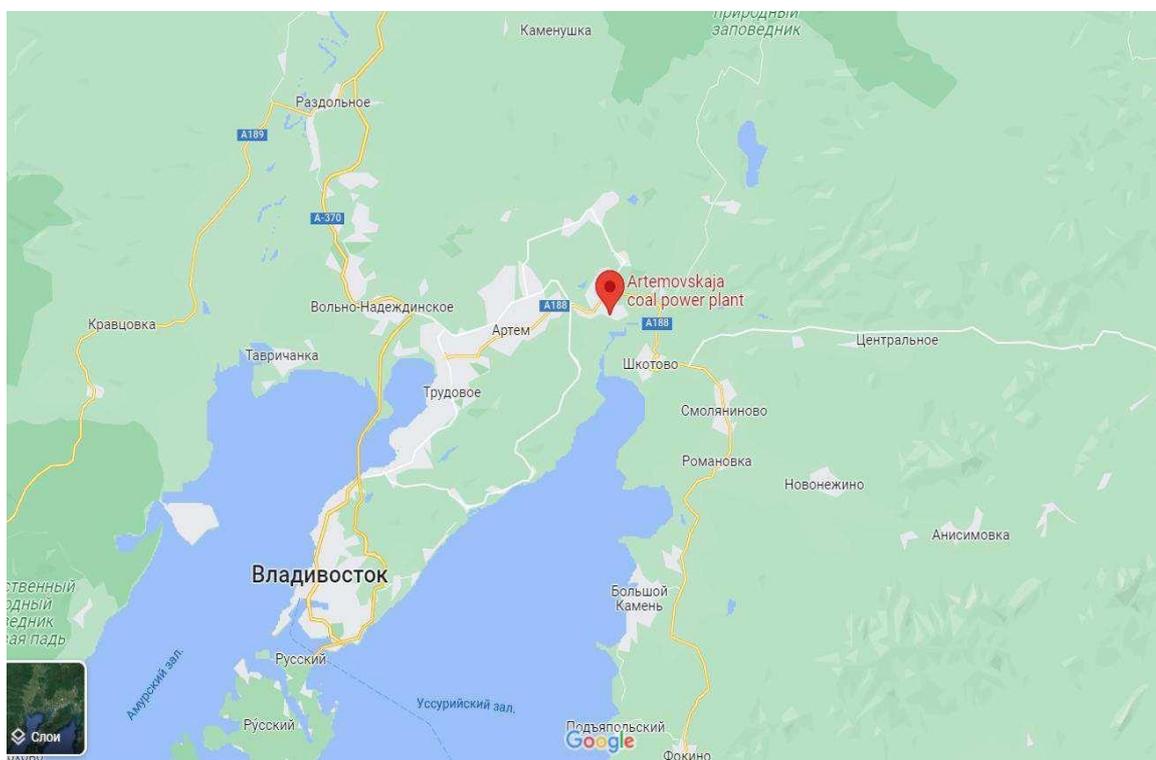


Рисунок 1 – Местоположение Артёмовской ТЭЦ на карте



Рисунок 2 – Расположение действующей Артёмовской ТЭЦ

1.2 Задачи при проектировании Артемовской ТЭЦ-2

При проектировании рассматривалось две площадки строительства: на территории золоотвала действующей ТЭЦ и недалеко от поселка Суражевка.

Первая площадка не подошла из-за стесненности во время строительства, так как Артемовская ТЭЦ будет продолжать работать до ввода в эксплуатацию ТЭЦ-2. Поэтому была выбрана вторая площадка.

Так как в рамках программы газификации Приморского края от магистрального газопровода Сахалин-Хабаровск-Владивосток был проложен газопровод до г. Артём и построена газораспределительная станция основным топливом проектируемой станции был выбран природный газ.

При проектировании была выбрана обратная система технического водоснабжения, которая включает градирни. Забор воды будет производиться от реки Артемовка.

Подъездной железнодорожный путь Артемовской ТЭЦ-2 будет примыкать к путям общего пользования станции Артем-Приморский-3. Место примыкания предусматривается до железнодорожного моста через р. Артемовка.

Связь ТЭЦ с сетью автомобильных дорог города Артема будет осуществляться съездом с автомобильной дороги к поселкам Суражевка и Заводской. Предусматривается один подъезд к главной проходной ТЭЦ и второй подъезд к грузовой проходной.

1.3 Обоснование технического и технологического решения

Изначально рассматривался проект использования трех паросиловых установок блочного типа с паровыми турбинами КТ-136-12/8 и дубльблоком паровых котлов Е-320-140.

По результатам анализа местности выбраны две площадки строительства: на территории золоотвала действующей ТЭЦ и в поселке Суражевка.

Площадка №1:

Плюсы:

- участок в аренде у ДГК;
- не требуется перевод категории земель;
- значительно меньший объем работ по внешним линейным объектам (тепловая сеть, водоснабжение; ж/д подъездной путь).

Минусы:

- стесненность для производства работ в условиях действующей ТЭЦ;
- часть золоотвала должна оставаться в работе;
- необходимость устройства свайных оснований.

Площадка №2:

Плюсы:

- пологий рельеф;
- отсутствие стесненности для производства работ.

Минусы:

- участок сельхоз назначения, находящийся в постоянном бессрочном пользовании ФГУП «Дальневосточное» (подведомственное Минобрнауки РФ. Требуется перевод;
- протяженные трассы внешних коммуникаций;
- близость жилой застройки.



Рисунок 3 – Площадки для строительства

В качестве альтернативного варианта был рассмотрен проект строительства Артемовской ТЭЦ-2 с использованием паросиловых установок, работающих на природном газе.

1.4 Технико-экономическое обоснование выбора состава основного оборудования проектируемой ТЭС

Основные технико-экономические показатели проектируемой станции представлены в таблицах 1 и 2.

Расчет производится для следующего оборудования паросиловой установки мощностью 408 МВт:

- три паровые турбины КТ-136-12,8
- шесть котлов БКЗ-320-140.

Также можно провести аналогичный расчет для парогазовой установки, которая имеет мощность 450 МВт и состоит из двух газовых турбин ГТЭ-160 МВт, двух котлов утилизатора и одной паровой турбины Т-150-7,7.

Таблица 1 – Основные технико-экономические показатели для угольной ТЭЦ

Наименование показателя	Значение показателя
Установленная мощность, МВт	408
Состав основного оборудования	КТ-136-12,8 БКЗ-320-140
Число часов использования установленной мощности, ч/год	6782
Тепловая нагрузка, Гкал/ч	300
Годовая выработка электрической энергии, МВт·ч /год	2767056
Годовая выработка тепловой энергии, Гкал/год	2034600
Расход топлива, кг/с	76,43
Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг	18040
Удельный расход топлива на тепловую энергию, кг/ГДж	32,771
Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, кг/кВт·ч	0,243
Доля собственных нужд станции, %	2
Капитальные вложения, млн руб.	29720
Тариф на отпущенную электрическую энергию, руб./кВт·ч	3,8
Тариф на отпущенную тепловую энергию, руб./Гкал	2848
Цена топлива, руб./т.у.т.	1650

Таблица 2 – Основные технико-экономические показатели для газовой ТЭЦ

Наименование показателя	Значение показателя
Установленная мощность, МВт	450
Состав основного оборудования	ГТЭ-160 Т-150-7,7
Число часов использования установленной мощности, ч/год	7308
Тепловая нагрузка, Гкал/ч	421,2
Годовая выработка электрической энергии, МВт·ч /год	3288600
Годовая выработка тепловой энергии, Гкал/год	3078129,6
Расход топлива, м ³ /с	25,571
Низшая теплота сгорания газа, кДж/кг	36680
Удельный расход топлива на тепловую энергию, м ³ /ГДж	0,206

Окончание таблицы 2

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, м ³ /кВт·ч	32,677
Доля собственных нужд станции, %	2
Капитальные вложения, млн руб.	23810
Тариф на отпущенную электрическую энергию, руб./кВт·ч	3,8
Тариф на отпущенную тепловую энергию, руб./Гкал	2848
Цена топлива, руб./м ³	5,37

В проектных технико-экономических расчетах эксплуатационные расходы группируются в укрупненные статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

где $U_{\text{т}}$ - затраты на топливо;
 $U_{\text{зп}}$ - расходы на оплату труда;
 $U_{\text{а}}$ - амортизация основных производственных средств;
 $U_{\text{тр}}$ - расходы на ремонт основных средств;
 $U_{\text{пр}}$ - прочие расходы.

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_{\text{т}} = \text{Ц} \cdot (b_{\text{э}} \cdot W_{\text{э}} + b_{\text{т}} \cdot W_{\text{т}}) \cdot k \cdot 10^{-6}, \quad (1.2)$$

где Ц – цена топлива, руб./т.у.т.
 $b_{\text{т}}$ - удельный расход топлива на выработку тепла, м³/ГДж (кг/ГДж)
 $W_{\text{т}}$ - выработка тепловой энергии, Гкал/год;
 $b_{\text{э}}$ - удельный расход топлива на выработку электроэнергии, м³/кВт·ч (кг/кВт·ч);
 $W_{\text{э}}$ - выработка электрической энергии, кВт·ч/год;
 k - коэффициент, учитывающий потери топлива в неустановившемся режиме (2%).

Затраты на топливо для угольной станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{т}} = 1650 \cdot (0,243 \cdot 2767056 + 32,771 \cdot 2034600) \cdot 1,02 \cdot 10^{-6} = 1133,47$$

Затраты на топливо для газовой станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{т}} = 5,37 \cdot (0,206 \cdot 3288600 + 32,677 \cdot 3078129,6) \cdot 1,02 \cdot 10^{-6} = 554,65$$

Расчёт заработной платы по станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{зп}} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6} \quad (1.3)$$

где n_y – штатный коэффициент, чел./МВт;

$\Phi_{\text{зп}}$ – средняя зарплата одного работника за год.

Заработная плата для угольной станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{зп}} = 408 \cdot 0,32 \cdot 582630 \cdot 10^{-6} = 76,07$$

Заработная плата для газовой станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{зп}} = 450 \cdot 0,32 \cdot 582630 \cdot 10^{-6} = 83,9$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (1.4)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом;

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

Размер амортизационных отчислений для угольной станции, млн. руб./год:

$$U_a = 29720 \cdot 0,066 = 1961,52$$

Размер амортизационных отчислений для газовой станции, млн. руб./год:

$$U_a = 23810 \cdot 0,066 = 1571,46$$

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot H_{\text{тр}}, \quad (1.5)$$

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

Расходы по ремонту для угольной станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = 29720 \cdot 0,05 = 1486,$$

Расходы по ремонту для газовой станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = 23810 \cdot 0,05 = 1190,5,$$

Рассчитаем прочие расходы, к которым относится:

- 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 страховых взносов, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (1.6)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды, млн. руб./год

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

$$\text{СОЦ} = N_{\text{св}} \cdot U_{\text{зп}} \quad (1.7)$$

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

$$\text{СОЦ} = 0,3 \cdot 76,07 = 22,82$$

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

$$\text{СОЦ} = 0,3 \cdot 83,9 = 25,17$$

Прочие расходы для угольной станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (1961,52 + 1486 + 76,06) + 22,82 = 727,54$$

Прочие расходы для газовой станции, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (1571,46 + 1190,5 + 83,9) + 25,17 = 594,34$$

Эксплуатационные расходы для угольной станции, млн. руб./год:

$$U_s = 1133,47 + 76,07 + 1961,52 + 1486 + 727,54 = 5384,6$$

Эксплуатационные расходы для газовой станции, млн. руб./год:

$$U_3 = 1571,46 + 83,9 + 1571,46 + 1190,5 + 594,34 = 3994,85$$

3. SWOT-анализ выбранных вариантов оборудования представлен в таблице

Таблица 3– SWOT-анализ

Варианты критериев	Основной	Альтернативный
(S) сильные стороны	<ul style="list-style-type: none"> - Низкая стоимость производства энергии по сравнению с другими источниками энергии; - Большой запас угля для производства энергии на длительный период времени; - Надежность и стабильность работы ТЭС при правильном техническом обслуживании и ремонте. 	<ul style="list-style-type: none"> - Высокая эффективность работы и производительность; - Гибкость и быстрое реагирование на изменения нагрузки в сети; - Сравнительно низкие затраты на обслуживание и эксплуатацию.
(W) слабые стороны	<ul style="list-style-type: none"> - Высокие эксплуатационные расходы на очистку выбросов и загрязнение окружающей среды; - Зависимость от угля как основного топлива, которое имеет негативное влияние на окружающую среду; - Общественное негативное отношение к ТЭС из-за их вредного влияния на окружающую среду. 	<ul style="list-style-type: none"> - Высокие инвестиционные затраты при строительстве и установке; - Зависимость от поставщиков газа; - Высокие экологические риски из-за выбросов парниковых газов.
(O) возможности	<ul style="list-style-type: none"> - Развитие новых технологий для улучшения экологической безопасности и эффективности работы ТЭС; - Развитие рынка возобновляемых источников энергии, которые могут повлиять на снижение зависимости от угля; - Повышение энергетической эффективности и снижение затрат на производство энергии благодаря использованию новых технологий и методов. 	<ul style="list-style-type: none"> - Использование газа, получаемого из биомассы, предоставляет возможность уменьшить экологические риски и уменьшить зависимость от нестабильных поставщиков газа, что является преимуществом. - Предоставляет возможности для оптимизации процессов и снижения эксплуатационных расходов.

Окончание таблицы 3

(Т) угрозы	- Введение жестких экологических норм	- Рост цен на газ и
-------------------	---------------------------------------	---------------------

	<p>и требований может привести к сокращению объема производства энергии и увеличению расходов на очистку выбросов;</p> <p>- Увеличение цен на уголь может сказаться на стоимости производства энергии;</p> <p>- Конкуренция со стороны других источников энергии, таких как возобновляемые источники, может привести к тому, что они станут более предпочтительными благодаря своей экологической безопасности и эффективности.</p>	<p>нестабильность в поставках;</p> <p>- Развитие регулирования и законодательства в области экологии и выбросов парниковых газов, которые могут повысить затраты на эксплуатацию и уменьшить прибыльность;</p> <p>- Конкуренция со стороны других типов электростанций и альтернативных источников энергии.</p>
--	---	---

После рассмотрения двух вариантов, выбран второй проект как наиболее предпочтительный.

Основным оборудованием Артемовской ТЭЦ-2 выбраны две ПГУ мощностью 160 МВт каждая и одна паровая турбина Т-150-7,7. Каждая парогазовая установка будет состоять из газотурбинной установки ГТЭ-160 и двухконтурного барабанного котла-утилизатора Пр-228/47-7,86/0,62-515/230 с башенной компоновкой поверхностей нагрева и принудительной циркуляцией в испарительных контурах высокого давления и низкого давления.

1.5 Постановка задач

В ходе выполнения дипломного проекта необходимо произвести тепловой расчет газотурбинной установки, расчет тепловой схемы, расчет конструкторский котла-утилизатора, укрупненный расчет паровой турбины и оценку технико-экономических показателей. Кроме того, необходимо провести подбор и расчет вспомогательного оборудования. Для осуществления расчетов следует использовать информацию, содержащуюся в таблице 4 в качестве исходных данных.

Таблица 4 – Исходные данные

Наименование	Значение
Электрическая мощность N_3 , МВт;	157
Температура газов перед турбиной t_c , °С;	1060
Температура воздуха перед компрессором t_a , °С	15
КПД электрогенератора $\eta_{э.г}$	0,982
КПД турбины η_T	0,88
Изоэнтروпийный КПД компрессора η_k	0,86

Окончание таблицы 4

Коэффициент утечек α_y	0,005
Коэффициент потерь давления λ	0,95
Коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{к.с}$	0,995
Механический КПД турбины η_m	0,99
Число ступеней газовой турбины z	4
Наибольшая допустимая температура металла лопаток турбины $t_w, ^\circ\text{C}$.	850

Артемовская ТЭЦ-2 использует природный газ, добываемый на месторождении Сахалина, в качестве основного топлива. В случае возникновения аварийных ситуаций на станции, сухой природный газ используется в качестве альтернативного топлива.

Характеристики этих двух видов газа представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Характеристика природного газа

Состав газа, %, по объему								$Q_p^H,$ кДж/м ³	$\rho,$ г/м ³
CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	CO	N_2		
95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	0,2	0	1	36680	0,756

2 Расчетная часть

2.1 Разработка ПТС

Передовая газотурбинная установка (ПГУ) является комбинацией газотурбинной установки (ГТУ) и паротурбинной установки (ПТУ). В ГТУ твердое или газообразное топливо сгорает, вращая турбину. Турбина и электрогенератор находятся на одном валу, что позволяет вырабатывать электрический ток. Продукты сгорания поступают через газовую турбину, передавая часть своей энергии компрессору и сохраняя при этом высокую температуру на выходе. Затем эти газы проходят в ПТУ, где используется котел-утилизатор для производства водяного пара необходимых параметров. Этот пар используется в паровой турбине для генерации электрической энергии.

Приведен расчет энергоустановки ГТЭ-160 на основании разработанной принципиальной тепловой схемы, представленной на рисунке 4.

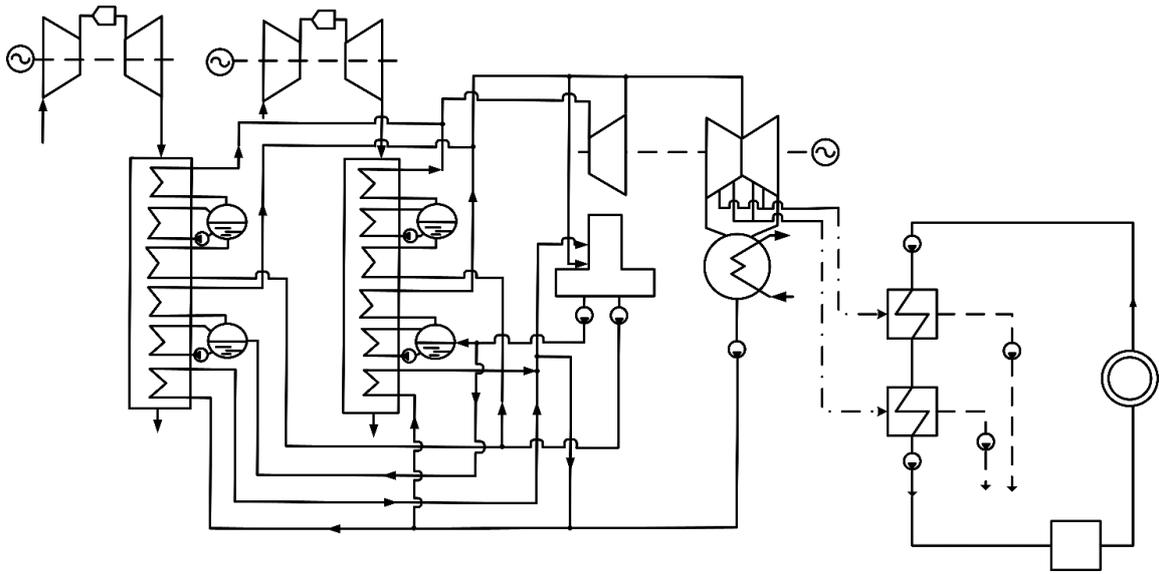
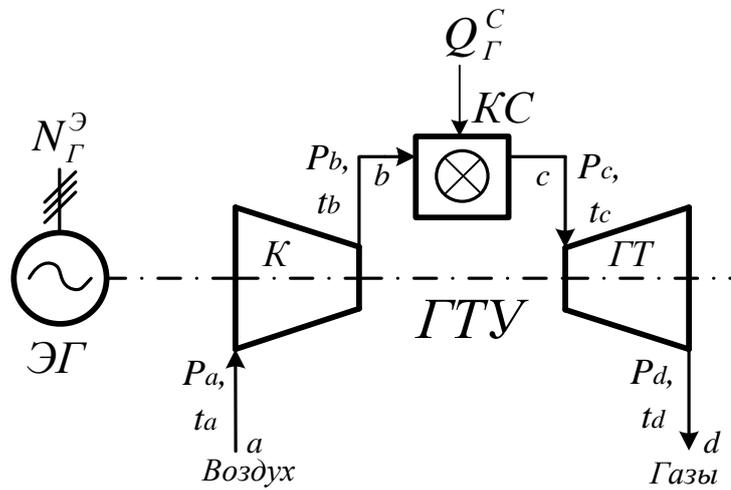


Рисунок 4 – Схема ПГУ



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

Рисунок 5 – Принципиальная схема газотурбинной установки

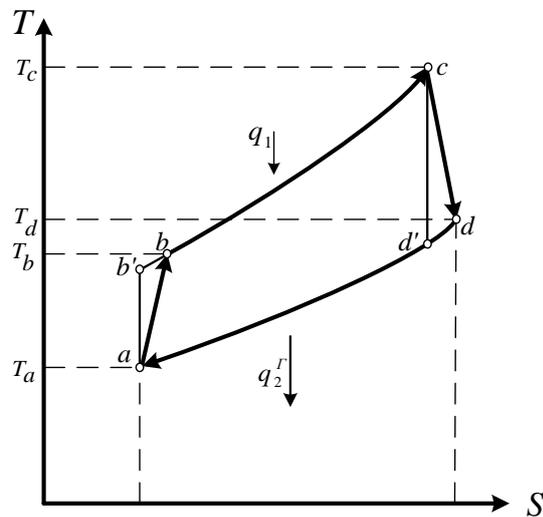


Рисунок 6 - Цикл ГТУ

2.2 Тепловой расчет ГТУ

2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

Температура воздуха перед компрессором (точка a), K :

$$T_a = t_a + 273, \quad (2.1)$$

где $t_a = 15^\circ C$ - температура воздуха перед компрессором, $^\circ C$.

$$T_a = 15 + 273 = 288$$

Теплоемкость воздуха при температуре t_a перед компрессором, $кДж/м^3$:

$$c_p^B(t_a) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a \quad (2.2)$$

$$c_p^B(t_a) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 15 = 1,288$$

Теплоемкость воздуха при температуре $25^\circ C$, $кДж/м^3$:

$$c_p^B(25^\circ) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 \quad (2.3)$$

$$c_p^B(25^\circ) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 = 1,29$$

Энтальпия вещества определяется как разность его значений при заданной температуре и при стандартной температуре $25^\circ C$.

Объемная энтальпия воздуха перед компрессором, $кДж/м^3$:

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

$$h'_a(t_a) = c_p^B(t_a) \cdot t_a = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 15) \cdot 15 = 19,32$$

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

$$h^B(25) = c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = 32,25$$

$$h_a = 19,32 - 32,25 = -12,93. \quad (2.6)$$

Принимаем значение показателя степени в процессе сжатия для воздуха

$$m_b = 0,278.$$

Тогда температура воздуха за компрессором °С:

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_b} - 1}{\eta_k} \right), \quad (2.7)$$

где ε - степень сжатия в компрессоре;

m_b - показатель степени сжатия воздуха;

η_k - КПД компрессора.

$$T_b = 288 \left(1 + \frac{13^{0,278} - 1}{0,86} \right) = 636,683$$

$$t_b = T_b - 273. \quad (2.8)$$

$$t_b = 636,683 - 273,15 = 363,533$$

Объемная теплоемкость воздуха при температуре t_b за компрессором, кДж/м³:

$$c_p^B(t_b) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b \quad (2.9)$$

$$c_p^B(t_b) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 363,533 = 1,33$$

Объемная энтальпия воздуха за компрессором в реальном процессе (точка b), кДж/м³:

$$h_b = h_b'(t_b) - h^B(25^\circ) = c_p^B(t_b) \cdot t_b - c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ. \quad (2.10)$$

где $c_p^B(25^\circ)$ - объемная теплоемкость воздуха при температуре 25 °С, кДж/м³

$$c_p^B(25^\circ) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 \quad (2.11)$$

$$c_p^B(25^\circ) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 = 1,29$$

Тогда объемная энтальпия воздуха за компрессором равняется, кДж/м³.

$$h_b = 1,33 \cdot 363,533 - 1,29 \cdot 25 = 451,612$$

Средняя объемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(м³·град):

$$c_p^{B'} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} \quad (2.12)$$

$$c_p^{B'} = \frac{451,612 - (-12,93)}{353,533 - 15} = 1,333$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(кг·град):

$$c_p^B = \frac{c_p^{B'}}{\rho_B}, \quad (2.13)$$

где $\rho_B = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условиях.

$$c_p^B = \frac{1,333}{1,293} = 1,031$$

Уточнение показателя степени m_B :

$$m_B = \frac{R_B}{c_p^B}, \quad (2.14)$$

где $R_B = 0,287$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

$$m_B = \frac{0,287}{1,031} = 0,278,$$

2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Методика определения энтальпии чистых продуктов сгорания ($\alpha=1$) (кДж/м³) при температуре t_c точки с (после камеры сгорания) основана на расчете теоретического объема воздуха, необходимого для полного сгорания 1 м³ газа ($\alpha=1$), м³/м³ (м³ воздуха на 1 м³ сжигаемого газа). Такой подход позволяет определить количество тепла, выделяющегося при сгорании данного газа, исходя из его состава:

$$V_0 = 0,0476 \left[0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + \sum (m + n / 4) C_m H_n + 1,5 \cdot H_2S \right]. \quad (2.15)$$

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

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 2 \cdot 95,5 + 3,5 \cdot 2,7 + 5 \cdot 0,4 + 6,5 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,1) = 9,737$$

Объем трехатомных газов в чистых продуктах сгорания, m^3/m^3 :

$$V_{RO_2} = 0,01 \left[CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n \right], \quad (2.16)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0,2 + 0 + 95,5 + 2 \cdot 2,7 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,1) = 1,036$$

Теоретический объем водяных паров в чистых продуктах сгорания, m^3/m^3 :

$$V'_{H_2O} = 0,01 \left[H_2S + H_2 + \sum (n/2)C_mH_n \right] + 0,0161 \cdot V_0. \quad (2.17)$$

$$V'_{H_2O} = 0,01(0 + 2 \cdot 95,5 + 3 \cdot 2,7 + 4 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 9,737 = 2,18$$

Теоретический объем азота, m^3/m^3 :

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2. \quad (2.18)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 9,737 + 0,01 \cdot 1 = 7,702$$

Теплоемкости компонентов после камеры сгорания при температуре t_c , $kJ/(m^3 \cdot \text{град})$:

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c, \quad (2.19)$$

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 1060 = 2,208$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c, \quad (2.20)$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 1060 = 1,738$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c, \quad (2.21)$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 1060 = 1,397$$

$$c_{V0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c, \quad (2.22)$$

$$c_{V0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 1060 = 1,414$$

Теплоемкости компонентов при температуре 25°C:

$$c_{RO_2}(25) = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 25 \quad (2.23)$$

$$c_{RO_2}(25) = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 25 = 1,711$$

$$c_{H_2O}(25) = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 25, \quad (2.24)$$

$$c_{H_2O}(25) = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 25 = 1,48$$

$$c_{N_2}(25) = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 25, \quad (2.25)$$

$$c_{N_2}(25) = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 25 = 1,283$$

$$c_{V0}(25) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25. \quad (2.26)$$

$$c_{V0}(25) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 = 1,29$$

Суммарный объем чистых продуктов сгорания и водяных паров после камеры сгорания при $\alpha = 1$:

$$V'_\Gamma = V'_{RO_2} + V'_{H_2O} + V'_{N_2}. \quad (2.27)$$

$$V'_\Gamma = 1,036 + 2,16 + 7,702 = 10,918$$

Объемные доли компонентов в чистых продуктах сгорания

$$r'_{RO_2} = \frac{V'_{RO_2}}{V'_\Gamma} \quad (2.28)$$

$$r'_{RO_2} = \frac{1,036}{10,918} = 0,095$$

$$r'_{H_2O} = \frac{V'_{H_2O}}{V'_\Gamma} \quad (2.29)$$

$$\dot{r}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2,16}{10,918} = 0,2$$

$$\dot{r}_{\text{N}_2} = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\Gamma}} \quad (2.30)$$

$$\dot{r}_{\text{N}_2} = \frac{7,702}{10,918} = 0,705$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания, кДж/м³:

$$h_{c1} = h_{c1}(t_c) - h_{\Gamma1}(25^\circ). \quad (2.31)$$

где $h_{c1}(t_c)$ - энтальпия чистых продуктов сгорания при температуре t_c , кДж/м³;
 $h_{\Gamma1}$ - энтальпия продуктов сгорания при температуре 25°C

$$h_{c1} = \left(\dot{r}_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + \dot{r}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{r}_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2} \right) \cdot t_c. \quad (2.32)$$

$$h_{c1} = (0,095 \cdot 2,208 + 0,2 \cdot 1,738 + 0,705 \cdot 1,397) \cdot 1060 = 1634,723$$

$$h_{\Gamma1} = \left(\dot{r}_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2}(25^\circ) + \dot{r}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}}(25^\circ) + \dot{r}_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}(25^\circ) \right) \cdot 25. \quad (2.33)$$

$$h_{\Gamma1} = (0,095 \cdot 1,711 + 0,2 \cdot 1,48 + 0,705 \cdot 1,283) \cdot 25 = 34,066$$

Тогда энтальпия чистых продуктов сгорания, кДж/м³:

$$h_{c1} = 1634,723 - 34,066 = 1600,658$$

Объемная энтальпия воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c^B = h_c^B(t_c) - h^B(25^\circ) = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ, \quad (2.34)$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) \cdot t_c - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ. \quad (2.35)$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1060) \cdot 1060 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = 1466,5$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_p^H \cdot \eta_{к.с} + V_0 \cdot h_c^B + h_{ТП} - (1 + V_0) \cdot h_{с1}}{V_0 \cdot (h_c^B - h_b)} \quad (2.36)$$

где $h_{ТП}$ - энтальпию топлива, поступающего в камеру сгорания.

$$\alpha = \frac{36,68 \cdot 10^6 \cdot 0,995 + 9,737 \cdot 1466,5 + 0 - (1 + 9,737) \cdot 1634,723}{9,737 \cdot (1466,5 - 451,612)} = 3,999$$

Суммарный объем водяных паров после камеры сгорания при $\alpha > 1$:

$$V_{H_2O} = V'_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0. \quad (2.37)$$

$$V_{H_2O} = 2,18 + 0,0161 \cdot (3,999 - 1) \cdot 9,737 = 2,556$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания при $\alpha > 1$:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0. \quad (2.38)$$

$$V_{\Gamma} = 1,036 + 2,719 + 7,556 + (3,999 - 1) \cdot 9,737 = 34,654$$

Объемные доли компонентов в суммарном объеме газов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}} \quad (2.39)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,036}{34,654} = 0,03$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}} \quad (2.40)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,556}{34,654} = 0,074$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{\Gamma}} \quad (2.41)$$

$$r_{N_2} = \frac{7,702}{34,654} = 0,222$$

$$r_{V_0} = (\alpha - 1) \cdot \frac{V_0}{V_{\Gamma}} \quad (2.42)$$

$$r_{V_0} = (3,999 - 1) \cdot \frac{9,737}{34,654} = 0,674$$

Энтальпия газов при температуре t_c после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_c = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c \quad (2.43)$$

$$h'_c = (0,003 \cdot 2,208 + 0,074 \cdot 1,738 + 0,222 \cdot 1,397 + 0,674 \cdot 1,414) \cdot 1060 = 1545,312$$

Энтальпия газов при температуре 25°C определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h_{\Gamma}(25^{\circ}) = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot 25 \quad (2.44)$$

$$h_{\Gamma}(25^{\circ}) = (0,003 \cdot 1,711 + 0,074 \cdot 1,48 + 0,222 \cdot 1,283 + 0,674 \cdot 1,29) \cdot 25 = 32,867$$

Объемная энтальпия газов после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c = h'_c(t_c) - h_{\Gamma}(25^{\circ}). \quad (2.45)$$

$$h_c = 1545,312 - 32,867 = 1512,445$$

Объемная теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(м³·град):

$$c_p^{\Gamma} = \frac{h_c}{t_c} \quad (2.46)$$

$$c_p^{\Gamma} = \frac{1512,445}{1060} = 1,427$$

Молекулярная масса газов перед турбиной, кг/моль:

$$\mu_{\Gamma} = 28,15 \cdot r_{N_2} + 44,01 \cdot r_{RO_2} + 18,02 \cdot r_{H_2O} + 28,97 \cdot r_{V_0}. \quad (2.47)$$

$$\mu_{\Gamma} = 28,15 \cdot 0,222 + 44,01 \cdot 0,003 + 18,02 \cdot 0,074 + 28,97 \cdot 0,674 = 28,43$$

Плотность газов перед турбиной при нормальных условиях, кг/м³:

$$\rho_{\Gamma} = \frac{\mu_{\Gamma}}{22,41} \quad (2.48)$$

где 22,41 м³/моль - Объем 1 моля для всех газов при нормальных условиях (давлении 1 бар, температуре 0 °С).

$$\rho_{\Gamma} = \frac{28,43}{22,41} = 1,269$$

Массовая теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(кг·град):

$$c_{\text{p}}^{\Gamma} = \frac{c_{\text{p}}^{\Gamma'}}{\rho_{\Gamma}} \quad (2.49)$$

$$c_{\text{p}}^{\Gamma} = \frac{1,427}{1,269} = 1,225$$

Газовая постоянная, кДж/(кг·град):

$$R_{\Gamma} = \frac{8,314}{\mu_{\Gamma}} \quad (2.50)$$

$$R_{\Gamma} = \frac{8,314}{28,43} = 0,292$$

Показатель степени для газов перед турбиной:

$$m_{\Gamma} = \frac{R_{\Gamma}}{c_{\text{p}}^{\Gamma}} \quad (2.51)$$

$$m_{\Gamma} = \frac{0,292}{1,125} = 0,26$$

2.2.3 Определение параметров процесса расширения в турбине

Для оценки температуры газов за турбиной (точка d в реальных условиях), можно использовать найденное значение показателя степени газов m_{Γ} . Это приближенный метод, который позволяет оценить температуру газов на этой стадии процесса, исходя из значения показателя степени, который

характеризует изменение термодинамических свойств газа при прохождении через турбину:

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_T}) \cdot \eta_T \right), \quad (2.52)$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda$ – действительное отношение давлений в турбине;

$\lambda = 0,95$ - коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках;

$$\delta = 13 \cdot 0,95 = 12,35.$$

$$T_d = 1333 \left(1 - (1 - 12,35^{-0,26}) \cdot 0,88 \right) = 770,238$$

$$t_d = T_d - 273, \quad (2.53)$$

$$t_d = 770,238 - 273 = 497,238$$

Объемные теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре t_d , кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_d), \quad (2.54)$$

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 497,238 = 1,938,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_d), \quad (2.55)$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 497,238 = 1,598,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_d), \quad (2.56)$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 497,238 = 1,335,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d). \quad (2.57)$$

$$c_{V_0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 497,238 = 1,346$$

Объемные теплоемкости компонентов газа при температуре 25°C, кДж/(м³·град):

$$c_{\text{RO}_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 25), \quad (2.58)$$

$$c_{\text{RO}_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 25 = 1,711,$$

$$c_{\text{H}_2\text{O}} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25), \quad (2.59)$$

$$c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 25 = 1,48,$$

$$c_{\text{N}_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25), \quad (2.60)$$

$$c_{\text{N}_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 25 = 1,283,$$

$$c_{\text{V}_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25). \quad (2.61)$$

$$c_{\text{V}_0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 = 1,29.$$

Энтальпия газов при температуре t_d определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_d = (r_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2} + r_{\text{V}_0} \cdot c_{\text{V}_0}) \cdot t_d. \quad (2.62)$$

$$h'_d = (0,003 \cdot 1,938 + 0,074 \cdot 1,598 + 0,222 \cdot 1,35 + 0,674 \cdot 1,711) \cdot 497,238 = 686,186$$

Энтальпия газов при температуре 25°C, кДж/м³:

$$h_{\Gamma}(25^\circ) = (r_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2} + r_{\text{V}_0} \cdot c_{\text{V}_0}) \cdot 25. \quad (2.63)$$

$$h_{\Gamma}(25^\circ) = (0,003 \cdot 1,711 + 0,074 \cdot 1,48 + 0,222 \cdot 1,283 + 0,674 \cdot 1,29) \cdot 25 = 32,867$$

Объемная энтальпия газов за турбиной, кДж/м³:

$$h_d = h'_d - h_{\Gamma}(25^\circ). \quad (2.64)$$

$$h_d = 686,186 - 32,867 = 653,319.$$

Массовая энтальпия газов за турбиной, кДж/кг:

$$I_d = \frac{h_d}{\rho_\Gamma} \quad (2.65)$$

где ρ_Γ – плотность газов при нормальных условиях.

$$I_d = \frac{653,319}{1,269} = 514,985$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м³·град):

$$c_p^{\Gamma'} = \frac{h_d}{t_d} \quad (2.66)$$

$$c_p^{\Gamma'} = \frac{653,319}{497,088} = 0,848$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град):

$$c_p^\Gamma = \frac{c_p^{\Gamma'}}{\rho_\Gamma} \quad (2.67)$$

$$c_p^\Gamma = \frac{0,848}{1,269} = 0,669$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м³·град):

$$c_{\text{рсп}}^\Gamma = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d}. \quad (2.68)$$

$$c_{\text{рсп}}^\Gamma = \frac{1503,445 - 653,319}{1060 - 497,088} = 2,965$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{\text{рсп}}^\Gamma = \frac{c_{\text{рсп}}^{\Gamma'}}{\rho_\Gamma} \quad (2.69)$$

$$c_{\text{рсп}}^{\Gamma} = \frac{2,965}{1,269} = 2,337$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{\Gamma\text{сп}} = \frac{R_{\Gamma}}{c_{\text{рсп}}^{\Gamma}} \quad (2.70)$$

$$m_{\Gamma\text{сп}} = \frac{0,292}{2,337} = 0,125$$

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

$$H_{i\Gamma} = (h_c - h_d) / \rho_{\Gamma}. \quad (2.71)$$

$$H_{i\Gamma} = (1503,445 - 653,319) / 1,269 = 677,215.$$

Располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_{0\Gamma} = \frac{H_{i\Gamma}}{\eta_{\Gamma}} \quad (2.72)$$

$$H_{0\Gamma} = \frac{677,215}{0,88} = 769,563$$

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

$$H_K = h_b - h_a. \quad (2.73)$$

$$H_K = 451,612 - (-12,93) = 464,542.$$

Коэффициент, учитывающий утечки воздуха:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.74)$$

где α – коэффициент избытка воздуха;

α_y – коэффициент утечек.

$$b = \frac{3,999 \cdot 9,737(1 + 0,005)}{1 + 3,999 \cdot 9,737} = 0,976$$

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³:

$$H_e = H_{iT} \cdot \eta_M \cdot \rho_T - b \cdot H_K. \quad (2.75)$$

$$H_e = 677,215 \cdot 0,99 \cdot 1,272 - 0,976 \cdot 464,542 = 397,363$$

Объемный расход газов на турбину, м³/с:

$$G'_T = N_{\Xi} / (H_e \cdot \eta_{\Xi T}). \quad (2.76)$$

$$G'_T = 157 \cdot 10^6 / (3397,363 \cdot 0,832) = 402,347$$

Массовый расход газов на турбину, кг/с:

$$G_T = G'_T \cdot \rho_T. \quad (2.77)$$

$$G_T = 402,347 \cdot 1,269 = 510,425$$

Объемный расход воздуха, подаваемого компрессором, с учетом утечек, м³/с:

$$G_K = b \cdot G'_T. \quad (2.78)$$

$$G_K = 0,976 \cdot 402,347 = 392,5$$

Расход топлива на ГТУ без охлаждения, м³/с:

$$B = \frac{G'_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)}. \quad (2.79)$$

$$B = \frac{402,347}{(1 + 3,999 \cdot 7,737)} = 11,8.$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной, МВт:

$$N_{iT} = G_T \cdot H_{iT}. \quad (2.80)$$

$$N_{iT} = 510,425 \cdot 677,215 = 345,667.$$

Мощность, потребляемая компрессором, МВт:

$$N_K = G_K \cdot H_K. \quad (2.81)$$

$$N_K = 392,5 \cdot 464,542 = 182,333$$

Мощность, отпускаемой турбиной электроэнергии, МВт:

$$N_{\text{э}} = (N_T - N_K) \cdot \eta_{\text{эТ}} \quad (2.82)$$

$$N_{\text{э}} = (345,667 - 182,333) \cdot 0,982 = 161,943$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{N_{iT} - N_K}{N_{iT}}. \quad (2.83)$$

$$\varphi = \frac{345,667 - 182,333}{345,667} = 0,473.$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ) без охлаждения:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{(N_{iT} - N_K) \cdot \eta_{\text{эГ}}}{B \cdot Q_H^p}. \quad (2.84)$$

$$\eta_{\text{э}} = \frac{(345,667 - 182,333) \cdot 0,832}{11,8 \cdot 36,68} = 0,371.$$

2.2.4 Учет охлаждения турбины ГТУ

Относительный расход воздуха, который отводится от компрессора для охлаждения турбины, выражается как, м³/м³:

$$g_B = \frac{G_{\text{охл}}}{G_T} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (2.85)$$

где t_w – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая

по условиям прочности, $t_w = 800-850$ °С.

$$g_b = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1060 - 850) = 0,087,$$

Если предположить, что все ступени газовой турбины имеют одинаковые теплоперепады, то ориентировочная температура газов после первой ступени, К, может быть рассчитана при условии, что число ступеней турбины равно 4 ($z = 4$):

$$T_2^1 = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_{iT}}{c_{\Gamma}^{\text{рсп}}}. \quad (2.86)$$

$$T_2^1 = 1333 - \frac{1}{4} \cdot \frac{677,215}{2,337} = 1260,71.$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_b}{T_2^1} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi}. \quad (2.87)$$

$$\gamma = \frac{1}{0,473} \cdot \left(1 - 0,473 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{636,683}{1260,71} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,473} = 0,632.$$

Располагаемая работа ГТУ без охлаждения, кДж/м³:

$$H_{\text{ГТУ}} = H_{iT} \cdot \rho_{\Gamma} - b \cdot H_{\text{К}}. \quad (2.88)$$

$$H_{\text{ГТУ}} = 677,215 \cdot 1,269 - 0,976 \cdot 464,542 = 405,954.$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждением, кДж/м³:

$$H_{\text{ГТУ}}^{\text{охл}} = H_{\text{ГТУ}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_b). \quad (2.89)$$

$$H_{\text{ГТУ}}^{\text{охл}} = 405,954 \cdot (1 - 0,632 \cdot 0,087) = 383,575.$$

Механический КПД ГТУ:

$$\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{М}} = 1 - \frac{(1 - \eta_{\text{М}})}{\varphi}. \quad (2.90)$$

$$\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{М}} = 1 - \frac{(1 - 0,99)}{0,473} = 0,979.$$

Объемный расход газов на турбину с охлаждением, м³/с:

$$G_{\text{T}}^{\text{охл}'} = \frac{N_{\text{Э}}}{H_{\text{ГТУ}}^{\text{охл}} \cdot \eta_{\text{ГТУ}}^{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Э.Г.}}}. \quad (2.91)$$

$$G_{\text{T}}^{\text{охл}'} = \frac{160,394}{383,575 \cdot 0,979 \cdot 0,982} = 435,028.$$

Массовый расход газов на турбину с охлаждением, кг/с:

$$G_{\text{T}}^{\text{охл}} = G_{\text{T}}^{\text{охл}'} \cdot \rho_{\text{T}}. \quad (2.92)$$

$$G_{\text{T}}^{\text{охл}} = 435,028 \cdot 1,269 = 551,884.$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждением, м³/с:

$$B_{\text{охл}} = \frac{G_{\text{T}}^{\text{охл}'}}{1 + \alpha \cdot V_0}. \quad (2.93)$$

$$B_{\text{охл}} = \frac{435,028}{1 + 3,999 \cdot 9,737} = 12,759$$

Расход воздуха в камеру сгорания с учетом расхода на охлаждение, м³/с:

$$G_{\text{КС}}^{\text{охл}} = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_{\text{T}}^{\text{охл}'}. \quad (2.94)$$

$$G_{\text{КС}}^{\text{охл}} = \frac{3,999 \cdot 9,737}{1 + 3,999 \cdot 9,737} \cdot 12,759 = 422,269$$

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

$$G_{\text{К}}^{\text{охл}'} = (b + g_{\text{В}}) \cdot G_{\text{T}}^{\text{охл}'}. \quad (2.95)$$

$$G_{\text{К}}^{\text{охл}'} = (0,976 + 0,087) \cdot 435,028 = 462,315.$$

Объемный расход газов на выходе из турбины, учитывая воздух, который

сбрасывается в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), определяет общий объем газов, который поступает в систему котел-утилизатора, м³/с:

$$G'_{\text{КУ}} = (1 + g_{\text{в}}) \cdot G_{\text{T}}^{\text{охл}}. \quad (2.96)$$

$$G'_{\text{КУ}} = (1 + 0,087) \cdot 435,028 = 472,962.$$

Массовый расход газов на выходе из турбины, который учитывает воздух, сбрасываемый в проточную часть из системы охлаждения (также называемый расход газов в котел-утилизатор), определяет общую массу газов, которая поступает в систему котел-утилизатора, кг/с:

$$G_{\text{T}} = G'_{\text{КУ}} \cdot \rho_{\text{T}}. \quad (2.97)$$

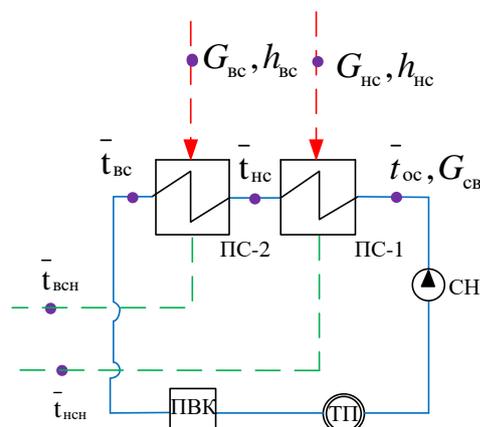
$$G_{\text{T}} = 472,962 \cdot 1,269 = 600,008.$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{охл}} = \eta_{\text{Э}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_{\text{в}}). \quad (2.98)$$

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{охл}} = 0,371 \cdot (1 - 0,632 \cdot 0,087) = 0,35.$$

2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды



ТП – тепловой потребитель; СН – сетевой насос; ПС-1 – нижний сетевой подогреватель; ПС-2 – верхний сетевой подогреватель; ПВК – пиковая водогрейная котельная.

Рисунок 7 – Схема подогрева сетевой воды

Нагрузка отбора турбины, кВт:

$$Q_{\text{отб}}^{\text{турб}} = 489856$$

Тепловая нагрузка пикового водогрейного котла составляет, кВт:

$$Q_{\text{ПВК}} = Q_{\text{от}}^{\text{макс}} - Q_{\text{от}}^{\text{баз}} \quad (2.99)$$

$$Q_{\text{ПВК}} = 816426 - 489856 = 326570$$

Коэффициент теплофикации:

$$\alpha = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{баз}}}{Q_{\text{от}}^{\text{макс}}} \quad (2.100)$$

$$\alpha = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{баз}}}{Q_{\text{от}}^{\text{макс}}} = \frac{489856}{816426} = 0,6$$

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{блок}}^{\text{макс}}}{c_{\text{в}} \cdot \Delta t} \quad (2.101)$$

где $c_{\text{в}} = 4,186$ кДж/кг · К – удельная теплоемкость воды;

Δt - разность температур между прямой и обратной температурой сетевой воды, °С;

$$\Delta t = 110 - 70 = 40.$$

$$G_{\text{св}} = \frac{489856}{4,19 \cdot 40} = 2925,559$$

Температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{вс}} = t_{\text{ос}} + \frac{Q_{\text{от}}^{\text{баз}}}{G_{\text{св}} \cdot c_{\text{в}}} \quad (2.102)$$

$$t_{\text{вс}} = 70 + \frac{293,913}{2925,559 \cdot 4,19} = 94$$

Для определения температуры сетевой воды после прохождения через нижний подогреватель можно использовать условие равномерного нагрева

воды во всех подогревателях, которое позволит определить температуру воды после прохождения через этот подогреватель, °С:

$$t_{\text{нс}} = t_{\text{ос}} + \frac{t_{\text{вс}} - t_{\text{ос}}}{2} \quad (2.103)$$

$$t_{\text{нс}} = 70 + \frac{94 - 70}{2} = 82$$

Если в верхний сетевой подогреватель будет подана вода с температурой ниже оптимальной $\vartheta = 5^\circ\text{C}$, то определить температуру насыщения конденсирующего пара в этом подогревателе можно следующим образом, °С:

$$t_{\text{вс}}^{\text{H}} = t_{\text{вс}} + \vartheta \quad (2.104)$$

$$t_{\text{вс}}^{\text{H}} = 94 + 5 = 99$$

Энтальпия насыщенного конденсирующего пара в верхнем сетевом подогревателе будет определена в зависимости от давления в системе и составит, кДж/кг:

$$t_{\text{вс}}^{\text{H}} = 414,88 \quad (2.105)$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{вс}} = 0,0978 \quad (2.106)$$

Определение давления пара в шестом отборе турбины с учетом потерь давления в трубопроводе на 5% , МПа:

$$P_{\text{отб.вс}} = \frac{P'_{\text{вс}}}{0,95} = 0,103 \quad (2.107)$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе $\vartheta = 5^\circ\text{C}$, температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя составит, °С:

$$t_{\text{нс}}^{\text{H}} = t_{\text{нс}} + \vartheta \quad (2.108)$$

$$t_{\text{нс}}^{\text{H}} = 82 + 5 = 87$$

Энтальпия насыщенного конденсирующего пара в нижнем сетевом

подогревателе, кДж/кг:

$$t_{\text{нс}}^{-\text{н}} = 364,352 \quad (2.109)$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{нс}} = 0,062 \quad (2.110)$$

Определение давления пара в седьмом отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5%, МПа:

$$P_{\text{отб.нс}} = \frac{P'_{\text{нс}}}{0,95} = 0,066 \quad (2.111)$$

2.4 Расчет котла утилизатора

Котел-утилизатор Пр-228/47-7,86/0,62-515/230 представляет собой котел башенной компоновки с поверхностями нагрева, оснащенный барабанным двухконтурным механизмом. Он оснащен системой принудительной циркуляции в испарительных контурах высокого и низкого давлений и предназначен для производства перегретого пара высокого и низкого давлений, а также нагрева конденсата паровой турбины до температуры, близкой к насыщению. Котел-утилизатор предназначен для использования в составе парогазовой установки и работает на продуктах сгорания природного газа, сгорающих в камерах сгорания газовой турбины ГТЭ-160.

Для расчета необходимых параметров парогазовой установки (ПГУ) используется следующая методика. Для описания работы установки известны ее основные характеристики:

- электрическая мощность $N_{\text{э}} = 157$ МВт;
- расход уходящих газов $G_{\text{г}} = 600,008$ кг/с;
- температура уходящих газов $t_{\text{д}} = 497,238$ °С;
- электрический КПД ГТУ $\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} = 35$ %;
- уходящие газы ГТУ являются смесью атмосферного воздуха и продуктов сгорания;
- температура наружного воздуха $t_{\text{н.в}} = 15$ °С, давление $p_{\text{н.в}} = 10^5$ Па;
- давление в конденсаторе $p_{\text{к}} = 0,05$ Мпа;
- давление в контурах КУ: $p_0^{\text{в.д}} = 7,73$ МПа, $p_0^{\text{н.д}} = 0,66$ Мпа;
- давление в деаэраторе $p_{\text{д}} = 0,6$ МПа.

На рисунке 8 представлена схема двухконтурной ПГУ с двумя контурными установками.

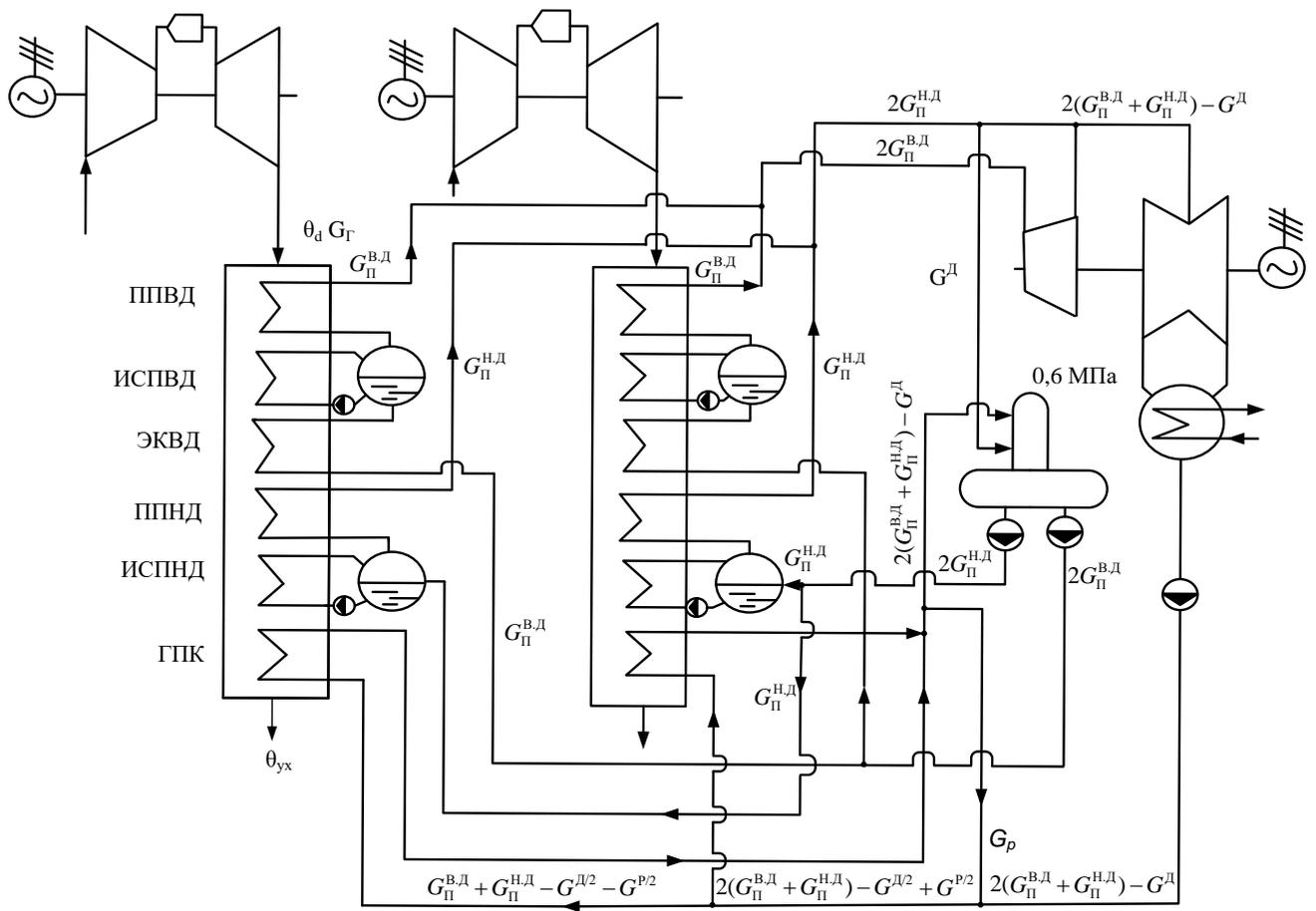


Рисунок 8 – Схема двухконтурной ПГУ с двумя КУ

Уравнение теплового баланса для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления КУ выглядит следующим образом:

$$G_r \cdot (I_d - I_{ЭК}^{В,Д}) = G_{П}^{В,Д} \cdot (h_0^{В,Д} - h_{ЭК}^{В,Д}) \quad (2.112)$$

где G_r – расход газов, покидающих одну ГТУ, кг/с;

$I_d = 514,985$ кДж/кг – энтальпия газов, покидающих ГТУ;

$h_0^{В,Д} = h(p_0^{В,Д}, t_0^{В,Д}) = 3444,287$ кДж/кг – энтальпия пара на выходе из перегревателя высокого давления КУ, где $p_0^{В,Д} = 7,73$ МПа; $t_0^{В,Д} = 517$ °С;

$h_{ЭК}^{В,Д} = h'(p_0^{В,Д}) = 1304,014$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления.

$I_{ЭК}^{В,Д}$ – энтальпия газов перед экономайзером высокого давления.

Энтальпия газов перед экономайзером высокого давления, кДж/кг:

$$I_{ЭК}^{В,Д} = h(ts(\mathcal{G}_{ЭК}^{В,Д})),$$

где $g_{ЭК}^{B,Д}$ – температура газов перед экономайзером высокого давления.

Для определения температуры газов перед экономайзером высокого давления используется следующая формула, °С:

$$I_{ЭК}^{B,Д} = c_{г}^{ЭК} \cdot g_{ЭК}^{B,Д}, \quad (2.113)$$

$$g_{ЭК}^{B,Д} = t_{в} + \delta_{ЭК}$$

где $t_{в} = Ts(p_0^{B,Д}) = 292,622$ – температура воды на выходе из экономайзера высокого давления, °С;

$\delta_{ЭК} = 70$ °С – температурный напор.

Тогда температура газов перед экономайзером высокого давления, °С:

$$g_{ЭК}^{B,Д} = 292,622 + 70 = 362,622$$

Энтальпия газов перед экономайзером высокого давления, кДж/кг:

$$I_{ЭК}^{B,Д} = c_{г}^{ЭК} \cdot g_{ЭК}^{B,Д}, \quad (2.114)$$

где $c_{г}^{ЭК}$ – средняя объемная теплоемкость газов, кДж/(м³·град):

$$c_{г}^{ЭК} = \frac{r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}}{\rho_{г}}, \quad (2.115)$$

$$c_{г}^{ЭК} = \frac{0,03 \cdot 1,938 + 0,074 \cdot 1,598 + 0,222 \cdot 1,335 + 0,674 \cdot 1,346}{1,269} = 1,088,$$

$$I_{ЭК}^{B,Д} = 1,088 \cdot 362,622 = 394,621$$

Из уравнения (2.112) определим расход пара высокого давления, генерируемый КУ, кг/с:

$$G_{П}^{B,Д} = \frac{G_{г} \cdot (I_{д} - I_{ЭК}^{B,Д})}{h_0^{B,Д} - h_{ЭК}^{B,Д}} \quad (2.116)$$

$$G_{П}^{B,Д} = \frac{600,008 \cdot (514,985 - 394,621)}{3444,287 - 1304,014} = 33,743$$

Уравнение теплового баланса, применяемое для экономайзера контура высокого давления, позволяет определить соотношение между поступающей и

отдаваемой тепловой энергией в процессе работы экономайзера:

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}} - I_{\text{УХ}}^{\text{В.Д}}) = G_{\Pi}^{\text{В.Д}} \cdot (h_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}} - h_{\text{Д}}^{\text{В.Д}}) \quad (2.117)$$

где $h_{\text{Д}}^{\text{В.Д}} = h'(p_{\text{Д}}) = 670,501$ кДж/кг – энтальпия питательной воды, поступающей из деаэратора;

$I_{\text{УХ}}^{\text{В.Д}}$ – энтальпия газов, покидающих теплообменники контура ВД (энтальпия газов за экономайзером контура высокого давления), которую требуется определить:

$$I_{\text{УХ}}^{\text{В.Д}} = I_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}} - \frac{G_{\Pi}^{\text{В.Д}} \cdot (h_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}} - h_{\text{Д}}^{\text{В.Д}})}{G_{\Gamma}} \quad (2.118)$$

$$I_{\text{УХ}}^{\text{В.Д}} = 394,621 - \frac{33,743 \cdot (1304,014 - 670,501)}{600,006} = 358,993,$$

Что соответствует температуре газов $\vartheta_{\text{УХ}}^{\text{В.Д}} = 330$ °С.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ применяется следующая формула:

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{УХ}}^{\text{В.Д}} - I_{\text{ГПК}}) = G_{\Pi}^{\text{Н.Д}} \cdot (h_0^{\text{Н.Д}} - h_6^{\text{Н.Д}}) \quad (2.119)$$

где $h_0^{\text{Н.Д}} = h(p_0^{\text{Н.Д}}, t_0^{\text{Н.Д}}) = 3060,528$ кДж/кг – энтальпия пара на выходе из контура низкого давления, где $p_0^{\text{Н.Д}} = 0,66$ МПа, $t_0^{\text{Н.Д}} = \vartheta_{\text{УХ}}^{\text{В.Д}} - \delta t^{\text{Н.Д}} = 330 - 30 = 300$ °С, где $\delta t^{\text{Н.Д}}$ – принятый температурный напор;

$h_6^{\text{Н.Д}} = h'(p_0^{\text{Н.Д}}) = 686,861$ кДж/кг – энтальпия воды в барабане контура низкого давления.

$I_{\text{ГПК}}$ – энтальпия газов на входе, кДж/кг.

Энтальпия газов на входе в ГПК $I_{\text{ГПК}}$ определяется по температуре:

$$\theta_0^{\text{Н.Д}} = ts(p_{\text{Д}}) + \delta t_0^{\text{Н.Д}} \quad (2.120)$$

где $\delta t_0^{\text{Н.Д}} = 20$ °С – выбранный температурный напор в пинч-точке.

$$\theta_0^{\text{Н.Д}} = 158,832 + 20 = 178,832$$

Тогда, энтальпия газов на входе в ГПК, кДж/кг:

$$I_{\text{ГПК}} = c_{\Gamma}^{\text{ЭК}} \cdot \theta_0^{\text{Н.Д}} = 1,088 \cdot 178,832 = 194,696$$

Из уравнения (2.117) определяем расход пара через контур низкого давления КУ, кг/с:

$$G_{\Pi}^{\text{Н.Д}} = \frac{G_r \cdot (I_{\text{ук}}^{\text{В.Д}} - I_{\text{ГПК}})}{(h_0^{\text{Н.Д}} - h_6^{\text{Н.Д}})} \quad (2.121)$$

$$G_{\Pi}^{\text{Н.Д}} = \frac{600,008 \cdot (358,993 - 194,696)}{(3060,528 - 686,861)} = 41,531$$

Принимаем температуру питательной воды на входе в ГПК $t_{\text{П.В}} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда ей соответствует энтальпия $h_{\text{П.В}} = 355,946 \text{ кДж/кг}$.

Предположим, что процесс нагрева конденсата в греющем парогенераторе (ГПК) и деаэраторе протекает практически равномерно, без значительных отклонений от средней температуры. Примем энтальпию воды за ГПК $h_{\text{ГПК}} = 461,363 \text{ кДж/кг}$, ей соответствует температура $t_{\text{ГПК}} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$.

Из уравнения теплового баланса для деаэратора:

$$\left[2 \cdot (G_{\Pi}^{\text{В.Д}} + G_{\Pi}^{\text{Н.Д}}) - G^{\text{Д}} \right] \cdot h_{\text{ГПК}} + G^{\text{Д}} \cdot h_0^{\text{Н.Д}} = 2 \cdot (G_{\Pi}^{\text{В.Д}} + G_{\Pi}^{\text{Н.Д}}) \cdot h_{\text{Д}} \quad (2.122)$$

Найдем расход пара на деаэратор, кДж/кг:

$$G^{\text{Д}} = 2 \cdot (G_{\Pi}^{\text{В.Д}} + G_{\Pi}^{\text{Н.Д}}) \cdot \frac{h_{\text{Д}} - h_{\text{ГПК}}}{h_0^{\text{Н.Д}} - h_{\text{ГПК}}}, \quad (2.123)$$

$$G^{\text{Д}} = 2 \cdot (33,743 + 41,531) \cdot \frac{670,501 - 461,363}{3060,528 - 461,363} = 12,114$$

Уравнение теплового баланса для точки смешения потоков конденсата из конденсатора и линии рециркуляции позволяет определить соотношение между тепловыми потоками в процессе смешения:

$$\left[2 \cdot (G_{\Pi}^{\text{В.Д}} + G_{\Pi}^{\text{Н.Д}}) - G^{\text{Д}} \right] \cdot h_{\text{к}} + G^{\text{П}} \cdot h_{\text{ГПК}} = \left[2 \cdot (G_{\Pi}^{\text{В.Д}} + G_{\Pi}^{\text{Н.Д}}) - G^{\text{Д}} + G^{\text{П}} \right] \cdot h_{\text{П.В}} \quad (2.124)$$

где $h_{\text{к}} = h'(p_{\text{к}}) = 340,476$ – энтальпия конденсата, кДж/кг.

Расход рециркуляции, кг/с:

$$G^{\text{П}} = \left[2 \cdot (G_{\Pi}^{\text{В.Д}} + G_{\Pi}^{\text{Н.Д}}) - G^{\text{Д}} \right] \cdot \frac{h_{\text{П.В}} - h_{\text{к}}}{h_{\text{ГПК}} - h_{\text{П.В}}} \quad (2.125)$$

$$G^{\text{П}} = \left[2 \cdot (33,743 + 41,531) - 12,114 \right] \cdot \frac{355,946 - 340,476}{461,363 - 355,946} = 20,315$$

Из уравнения теплового баланса для ГПК:

$$G_{\Gamma}(I_{\text{ГПК}} - I_{\text{yx}}) = (G_{\text{II}}^{\text{B,Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H,Д}} - \frac{G^{\text{Д}}}{2} + \frac{G^{\text{P}}}{2}) \cdot (h_{\text{ГПК}} - h_{\text{П.В}}) \quad (2.126)$$

Рассчитаем энтальпию уходящих газов КУ, кДж/кг:

$$I_{\text{yx}} = I_{\text{ГПК}} - \frac{(G_{\text{II}}^{\text{B,Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H,Д}} - \frac{G^{\text{Д}}}{2} + \frac{G^{\text{P}}}{2}) \cdot (h_{\text{ГПК}} - h_{\text{П.В}})}{G_{\Gamma}} \quad (2.127)$$

$$I_{\text{yx}} = 194,696 - \frac{(33,743 + 41,531 - \frac{12,114}{2} + \frac{20,315}{2}) \cdot (461,363 - 355,946)}{600,008} = 180,751$$

Температура уходящих газов $\vartheta_{\text{yx}} = 166^{\circ}\text{C}$.

КПД КУ определим по формуле:

$$\eta_{\text{КУ}} = \frac{I_{\text{d}} - I_{\text{yx}}}{I_{\text{d}} - I_{\text{a}}}, \quad (2.128)$$

$$\eta_{\text{КУ}} = \frac{514,985 - 180,751}{514,985 - 19,32} = 0,674$$

Тепло, отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл, кВт:

$$Q_{\text{ГАЗ}} = 2G_{\Gamma}(I_{\text{d}} - I_{\text{yx}}) \quad (2.129)$$

$$Q_{\text{ГАЗ}} = 2 \cdot 600,008(514,985 - 180,751) = 401084,814$$

Тепло, полученное паром,

$$Q_{\text{ПАР}} = 2G_{\Gamma} \cdot h_0^{\text{B,Д}} + (2G_{\text{II}}^{\text{H,Д}} - G^{\text{Д}}) \cdot h_0^{\text{H,Д}} - [2(G_{\text{II}}^{\text{B,Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H,Д}}) - G^{\text{Д}}] \cdot h_{\text{к}} \quad (2.130)$$

$$Q_{\text{ПАР}} = 2 \cdot 33,743 \cdot 3444,286 + (2 \cdot 41,531 - 12,114) \cdot 3060,528 - [2(33,743 + 41,531) - 12,114] \cdot 340,476 = 402445,644$$

В дальнейшем будем считать, что тепловая мощность одного КУ равна среднему значению:

$$Q_{\text{КУ}} = \frac{401084,814 - 402445,644}{2} = 401766,229 \text{ кВт.}$$

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

-для ГПК

$$Q_{\text{ГПК}} = (G_{\text{П}}^{\text{В.Д}} + G_{\text{П}}^{\text{Н.Д}} - \frac{G^{\text{Д}}}{2} + \frac{G^{\text{Р}}}{2}) \cdot (h_{\text{ГПК}} - h_{\text{П.В}}) \quad (2.131)$$

$$Q_{\text{ГПК}} = (33,743 + 41,531 - \frac{12,114}{2} + \frac{20,315}{2}) \cdot (461,363 - 355,946) = 8367,423$$

-для испарителя низкого давления

$$Q_{\text{ИСП}}^{\text{И.Д}} = G_{\text{П}}^{\text{Н.Д}} \cdot r^{\text{Н.Д}}, \quad (2.132)$$

где $r^{\text{Н.Д}} = 2037,7$ кДж/кг – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{\text{Н.Д}}$;

$$Q_{\text{ИСП}}^{\text{И.Д}} = 41,531 \cdot 2037,7 = 84626,795,$$

-для пароперегревателя низкого давления

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{Н.Д}} = G_{\text{П}}^{\text{Н.Д}} \cdot (h_0^{\text{Н.Д}} - h_s^{\text{Н.Д}}) \quad (2.133)$$

где $h_s^{\text{Н.Д}} = 2760,5$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара при давлении $p_0^{\text{Н.Д}}$

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{Н.Д}} = 41,531 \cdot (3060,528 - 2760,5) = 12460,314$$

-для экономайзера высокого давления

$$Q_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}} = G_{\text{П}}^{\text{В.Д}} \cdot (h_0^{\text{Н.Д}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}}) \quad (2.134)$$

$$Q_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}} = 33,743 \cdot (3060,528 - 686,861) = 80095,19$$

-для испарителя высокого давления

$$Q_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = G_{\text{П}}^{\text{В.Д}} \cdot r^{\text{В.Д}} \quad (2.135)$$

где $r^{\text{В.Д}} = 1457,199$ кДж/кг – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{\text{В.Д}}$;

$$Q_{\text{исп}}^{\text{В.Д}} = 33,743 \cdot 1457,199 = 49170,501$$

-для пароперегревателя высокого давления

$$Q_{\text{пп}}^{\text{В.Д}} = G_{\text{п}}^{\text{В.Д}} \cdot (h_0^{\text{В.Д}} - h_s^{\text{В.Д}}) \quad (2.136)$$

где $h_s^{\text{В.Д}} = 2761,3$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара при давлении $p_0^{\text{В.Д}}$;

$$Q_{\text{пп}}^{\text{В.Д}} = 33,743 \cdot (3060,528 - 2761,3) = 10096,888$$

Соответствующие относительные величины:

$$Q_{\text{гпк}} = \frac{Q_{\text{гпк}}}{Q_{\text{ку}}} \quad (2.137)$$

$$Q_{\text{гпк}} = \frac{8367,423}{401766,229} = 0,021$$

$$Q_{\text{исп}}^{\text{И.Д}} = \frac{Q_{\text{исп}}^{\text{И.Д}}}{Q_{\text{ку}}} \quad (2.138)$$

$$Q_{\text{исп}}^{\text{И.Д}} = \frac{84626,795}{401766,229} = 0,211$$

$$Q_{\text{пп}}^{\text{Н.Д}} = \frac{Q_{\text{пп}}^{\text{Н.Д}}}{Q_{\text{ку}}} \quad (2.139)$$

$$Q_{\text{пп}}^{\text{Н.Д}} = \frac{12460,314}{401766,229} = 0,031$$

$$Q_{\text{эк}}^{\text{В.Д}} = \frac{Q_{\text{эк}}^{\text{В.Д}}}{Q_{\text{ку}}} \quad (2.140)$$

$$Q_{\text{эк}}^{\text{В.Д}} = \frac{80095,019}{401766,229} = 0,199$$

$$Q_{\text{исп}}^{\text{В.Д}} = \frac{Q_{\text{исп}}^{\text{В.Д}}}{Q_{\text{ку}}} \quad (2.141)$$

$$Q_{\text{исп}}^{\text{В.Д}} = \frac{49170,501}{401766,229} = 0,122$$

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{В,Д}} = \frac{Q_{\text{ПП}}^{\text{В,Д}}}{Q_{\text{КУ}}} \quad (2.142)$$

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{В,Д}} = \frac{10096,888}{401766,229} = 0,025$$

2.5 Конструкторский расчет котла-утилизатора

Для проведения конструкторского расчета котла-утилизатора (КУ) необходимо сначала выполнить конструктивную проработку стандартной секции КУ, выбрав все необходимые конструктивные характеристики секции и определив тип и характеристики оребрения труб.

Среди параметров оребрения, необходимых для проведения расчета, можно выделить следующие:

- длина оребренной части трубы $l_{\text{тр}} = 12 \text{ м}$;
- диаметр труб $d = 32 \times 4 \text{ мм}$;
- шаг ребра $b_{\text{реб}} = 5 \text{ мм}$;
- высота ребра $h_{\text{реб}} = 9 \text{ мм}$;
- толщина ребра $\delta_{\text{реб}} = 1 \text{ мм}$;
- поперечный шаг труб (поперек котла) $s_1 = 72 \text{ мм}$;
- продольный шаг труб по ходу газов $s_2 = 85 \text{ мм}$;
- ширина секции $b_{\text{сек}} = 1,5 \text{ м}$;
- число секций $m_{\text{сек}} = 5$
- ширина котла $b_{\text{котла}} = b_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}} = 1,5 \cdot 5 = 7,5 \text{ м}$.

Значения скоростей:

- для газа $\omega_{\text{г}} = 15 \text{ м/с}$;
- для пара $\omega_{\text{п}} = 10 \text{ м/с}$;
- для воды $\omega_{\text{в}} = 1,2 \text{ м/с}$.

2.6 Определение габаритных размеров КУ

Площадь поперечного сечения газохода, м^2 :

$$f = \frac{G_{\text{г}} \cdot V_{\text{г}} \cdot (T_{\text{д}} + 273)}{\omega_0 \cdot 273} \quad (2.143)$$

где $V_{\text{г}} = \frac{1}{\rho_{\text{г}}} = \frac{1}{1,269} = 0,788$ - объем газов при нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{кг}$;

ρ_r - плотность газов при нормальных условиях, кг/м³, определена в тепловом расчете ГТУ;

G_r - массовый расход газов, кг/с, определен в тепловом расчете ГТУ;

T_d –температура газов перед КУ, °С.

$$f = \frac{600,008 \cdot 0,788 \cdot (497,238 + 273)}{7 \cdot 273} = 190,63$$

Высота котла, м:

$$l_{\text{тр}} = \frac{f}{b_{\text{котла}}} \quad (2.144)$$

$$l_{\text{тр}} = \frac{190,63}{7,5} = 25,417$$

Число труб в одном ряду каждой секции:

$$m_{1\text{тр}} = \frac{b_{\text{сек}}}{s_1} - 1 \quad (2.145)$$

$$m_{1\text{тр}} = \frac{1,5}{0,072} - 1 = 19$$

Полное число труб в каждой секции:

$$m_{\text{тр}} = 2 \cdot m_{1\text{тр}} \quad (2.146)$$

$$m_{\text{тр}} = 2 \cdot 19 = 38$$

Площадь проходного сечения котла для газов в зоне ПП, м²:

$$F_{\text{пр}} = f - m_{1\text{тр}} \cdot m_{\text{сек}} (d_{\text{нар}} \cdot l_{\text{тр}} + 2 \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{реб}}} \cdot h_{\text{реб}} \cdot \delta_{\text{реб}}) \quad (2.147)$$

$$F_{\text{пр}} = 190,63 - 19 \cdot 5(0,032 \cdot 43,362 + 2 \cdot \frac{25,417}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001) = 104,668$$

Скорость газов в межтрубном пространстве ПП, м/с:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma} \cdot (T_{\text{ППср}} + 273)}{F_{\text{пр}} \cdot 273}, \quad (2.148)$$

где $T_{\text{ППср}} = \frac{T_d + T_1}{2}$ - средняя температура газов в ПП, К,

$$\text{где } T_1 = \frac{T_d + g_{\text{ЭК}}^{\text{В,Д}}}{2} = \frac{770,238 + 635,772}{2} = 703,005 \text{ К.}$$

$$T_{\text{ППср}} = \frac{770,238 + 703,005}{2} = 736,621$$

$$\omega_{\Gamma} = \frac{600,008 \cdot 0,788 \cdot (463,471 + 273)}{104,668 \cdot 273} = 12,192$$

Скорость пара в трубках ПП, м/с:

$$\omega_{\text{II}} = \frac{4 \cdot G_0 \cdot v_{\text{пара}}}{2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot m_{\text{тр}} \cdot m_{\text{секц}}}, \quad (2.149)$$

где $v_{\text{пара}} = v(p_0, t_{\text{ППср}}) = 0,036$ – удельный объем пара в ПП, м³/кг,

где $t_{\text{ППср}} = \frac{t_0 + t_s}{2} = 404,811$ - средняя температура в пароперегревателе °С ;

$m_{\text{тр}}$ – число труб в одной секции;

$m_{\text{секц}}$ – число секций в одном ряду.

$$\omega_{\text{II}} = \frac{4 \cdot 33,743 \cdot 0,036}{2 \cdot \pi \cdot 0,024^2 \cdot 38 \cdot 5} = 7,09$$

2.7 Определение поверхности теплообмена одной секции

Площадь поверхности гладкой трубы, м²:

$$F_{\text{гл.тр.}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l_{\text{тр}} \quad (2.150)$$

где $d_{\text{н}} = d_{\text{вн}} + 2 \cdot \delta_{\text{тр}}$ - наружный диаметр трубы, м;

$$d_{\text{н}} = 0,024 + 2 \cdot 0,004 = 0,032 \quad (2.151)$$

$$F_{\text{гл.тр.}} = \pi \cdot 0,032 \cdot 25,417 = 2,555.$$

Площадь боковых поверхностей ребра, м²:

$$F_{\text{реб}} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(d_{\text{н}} + 2 \cdot h_{\text{реб}})^2 - d_{\text{н}}^2 \right] \quad (2.152)$$

$$F_{\text{реб}} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(0,032 + 2 \cdot 0,005)^2 - 0,032^2 \right] = 0,002$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \delta_{\text{реб}} \quad (2.153)$$

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot 0,032 \cdot 0,001 = 0,000101$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{\text{н.реб}} = \pi \cdot (d_{\text{н}} + 2 \cdot h_{\text{реб}}) \cdot \delta_{\text{реб}} \quad (2.154)$$

$$F_{\text{н.реб}} = \pi \cdot (0,032 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,000157$$

Площадь поверхности теплообмена одной оребренной трубы, м²:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{гл.тр}} + (F_{\text{реб}} + F_{\text{н.реб}} - F_{\text{вн.реб}}) \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{реб}}} \quad (2.155)$$

$$F_{\text{тр}} = 2,555 + (0,002 + 0,000157 - 0,000101) \cdot \frac{25,417}{0,005} = 14,629$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции (двух рядов труб), м²:

$$F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} \cdot m_{\text{тр}} \quad (2.156)$$

$$F_{\text{сек}} = 14,629 \cdot 38 = 555,889$$

2.8 Определение площади теплообмена ППВД

Среднегеометрический температурный напор ППВД, °С:

$$\Delta t_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} = \frac{\Delta t_{\text{Г}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{Г}}}{\Delta t_{\text{М}}} \right)} \quad (2.157)$$

где Δt_M - меньшая разность температур;
 Δt_G - большая разность температур.

Для пароперегревателя высокого давления:

$$\Delta t_M = \vartheta_d - t_{\text{пе}}^{\text{ВД}} = 537 - 517 = 20$$

$$\Delta t_G = \vartheta_{\text{ППВД}}'' - t_{\text{ППВД}}' = 362,622 - 292,622 = 70$$

$$\Delta t_{\text{ПП}}^{\text{В,Д}} = \frac{70 - 20}{\ln\left(\frac{70}{20}\right)} = 39,912$$

Коэффициент теплоотдачи при конвективном теплообмене между газами и стенкой трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_r}{d_H} \left(\frac{\omega_r \cdot d_H}{\nu_r} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_r^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \quad (2.158)$$

где ω_r - скорость газов в ППВД;

$\lambda_r = 0,057$ - теплопроводность газов, Вт/(м·К);

$\nu_r = 60,4 \cdot 10^{-6}$ - кинематическая вязкость, м²/с;

$\text{Pr}_r = 0,64$ - число Прандтля для газов;

$C_s = 0,326$ - поправка на компоновку пучка труб;

$C_z = 1$ - поправка на число рядов труб по ходу газов.

$$\alpha_1 = \frac{0,057}{0,032} \left(\frac{12,192 \cdot 0,032}{60,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,64^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,326 = 96,947$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м²·К):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \left(\frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{п}}} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,4} \quad (2.159)$$

где $\omega_{\text{п}}$ - скорость пара в трубах ППВД;

$\lambda_{\text{п}} = 0,057$ - теплопроводность пара в ППВД, Вт/(м·К);

$\nu_{\text{II}} = 60,4 \cdot 10^{-6}$ - кинематическая вязкость пара, м²/с;
 $Pr_{\text{II}} = 0,64$ - число Прандтля для пара.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,057}{0,024} \left(\frac{7,09 \cdot 0,024}{60,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,64^{0,4} = 26,284$$

Коэффициент теплопередачи ППВД, Вт/(м²·К):

$$k_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (2.160)$$

$$k_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} = \frac{96,947}{1 + 26,678} = 20,678$$

Площадь поверхности теплообмена ППВД, м²:

$$F_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} = \frac{Q_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} \cdot 10^3}{k_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} \cdot \Delta t_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}}}, \quad (2.161)$$

где $Q_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}}$ – тепловая нагрузка ППВД, определена в тепловом расчете.

$$F_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} = \frac{10096,888 \cdot 10^3}{20,678 \cdot 39,912} = 12234,247$$

Общее число труб ПП:

$$z_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} = \frac{F_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}}}{F_{\text{тр}}} \quad (2.162)$$

$$z_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}} = \frac{12234,247}{14,629} = 836,32$$

Число рядов секций ПП по ходу газов, шт.:

$$z_2^{\text{секц}}_{\text{В.Д.ПП}} = \frac{F_{\text{ПП}}^{\text{В.Д}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}}, \quad (2.163)$$

где $m_{\text{сек}}$ – число секций в одном ряду ППВД.

$$z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ПП}} = \frac{12234,247}{555,889 \cdot 5} = 4,402$$

Число рядов секций, округленное до ближайшего целого.

$$z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ПП}} = 5$$

Число рядов труб ППВД по ходу газов, шт.:

$$z_2 = z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ПП}} \cdot 2. \quad (2.164)$$

$$z_2 = 5 \cdot 2 = 10$$

2.9 Определение поверхности теплообмена испарительной части высокого давления

Среднеарифметический температурный напор ИСПВД, °С:

$$\Delta t_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} \quad (2.165)$$

где $\Delta t_{\text{м}}$ - меньшая разность температур между теплоносителями;
 $\Delta t_{\text{б}}$ - большая разность температур.

Для испарителя высокого давления:

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta_{\text{ППВД}}'' - t_{\text{ППВД}}' = 362,622 - 292,622 = 70$$

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta_{\text{ИСПВД}}'' - t_{\text{ИСПВД}}' = 429,855 - 292,622 = 137,233$$

$$\Delta t_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = \frac{137,233 - 70}{\ln\left(\frac{137,233}{70}\right)} = 99,873$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\text{H}}} \left(\frac{\omega_{\Gamma} \cdot d_{\text{H}}}{\nu_{\Gamma}} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\Gamma}^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \quad (2.166)$$

где ω_{Γ} - скорость газов в ИСПВД;

$\lambda_{\Gamma} = 0,057$ - теплопроводность газов, Вт/(м·К);

$\nu_{\Gamma} = 60,4 \cdot 10^{-6}$ - кинематическая вязкость, м²/с;

$\text{Pr}_{\Gamma} = 0,64$ - число Прандтля для газов;

$C_s = 0,326$ - поправка на компоновку пучка труб;

$C_z = 1$ - поправка на число рядов труб по ходу газов.

$$\alpha_1 = \frac{0,057}{0,032} \left(\frac{12,192 \cdot 0,032}{60,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,64^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,326 = 96,947$$

Так как процесс кипения воды происходит в испарителе, коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводяному рабочему телу α_2 можно пренебречь. В данном процессе коэффициент теплоотдачи α_2 очень велик, а значение термического сопротивления $\frac{1}{\alpha_2}$ стремится к нулю.

Коэффициент теплопередачи испарителя высокого давления, Вт/(м²·К):

$$k_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{м}}}} \quad (2.167)$$

где $\delta_{\text{тр}} = 0,004$ – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_{\text{м}}$ - коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К). Для стали 20.

$$\lambda_{\text{м}} = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{\text{ср}}^{\text{ст}} - 100) \quad (2.168)$$

где $t_{\text{ср}}^{\text{ст}}$ - средняя температура стенки, °С:

$$t_{\text{ср}}^{\text{ст}} = \frac{\frac{\theta_1 + \theta_{\text{ЭК}}}{2} + t_s}{2} \quad (2.169)$$

$$t_{\text{ср}}^{\text{ст}} = \frac{\frac{429,362 + 362,622}{2} + 292,622}{2} = 344,43$$

$$\lambda_{\text{м}} = 50,6 - 0,0263 \cdot (344,43 - 100) = 44,171$$

$$k_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = \frac{1}{\frac{1}{96,947} + \frac{0,004}{44,171}} = 96,103$$

Площадь поверхности теплообмена ИСПВД, м²:

$$F_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = \frac{Q_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} \cdot 10^3}{k_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} \cdot \Delta t_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}}}, \quad (2.170)$$

где $Q_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}}$ – тепловая нагрузка ИСПВД, определена в тепловом расчете.

$$F_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = \frac{49170,501 \cdot 10^3}{96,103 \cdot 99,873} = 5122,933$$

Общее число труб ИСПВД:

$$z_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = \frac{F_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}}}{F_{\text{тр}}} \quad (2.171)$$

$$z_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}} = \frac{5122,933}{14,629} = 350,198$$

Число рядов секций ИСПВД по ходу газов, шт.:

$$z_{2 \text{ ВД.ИСП}}^{\text{секц}} = \frac{F_{\text{ИСП}}^{\text{В.Д}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}}, \quad (2.172)$$

где $m_{\text{сек}}$ – число секций в одном ряду ИСПВД.

$$z_{2 \text{ ВД.ИСП}}^{\text{секц}} = \frac{5122,933}{555,889 \cdot 5} = 1,843$$

Число рядов секций, округленное до ближайшего целого.

$$z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ИСП}} = 2$$

Число рядов труб ППВД по ходу газов, шт.:

$$z_2 = z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ИСП}} \cdot 2. \quad (2.173)$$

$$z_2 = 2 \cdot 2 = 4$$

2.10 Определение поверхности теплообмена экономайзера высокого давления

Среднеарифметический температурный напор ВЭКВД, °С:

$$\Delta t_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} \quad (2.174)$$

где $\Delta t_{\text{м}}$ - меньшая разность температур между теплоносителями;
 $\Delta t_{\text{б}}$ - большая разность температур.

Для водяного экономайзера высокого давления:

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta_{\text{ИСПВД}}'' - t_{\text{ИСПВД}}' = 429,855 - 392,622 = 137,233$$

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta_{\text{ЭК}}'' - t_{\text{ЭК}}' = 330 - 158,832 = 171,168$$

$$\Delta t_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} = \frac{171,168 - 137,233}{\ln\left(\frac{171,168}{137,233}\right)} = 153,576$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{н}}} \left(\frac{\omega_{\text{г}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{г}}} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{г}}^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \quad (2.175)$$

где $\omega_{\text{г}}$ - скорость газов в ВЭКВД;

$\lambda_{\text{г}} = 0,048$ - теплопроводность газов, Вт/(м·К);

$\nu_{\text{г}} = 45,8 \cdot 10^{-6}$ - кинематическая вязкость, м²/с;

$Pr_r = 0,65$ - число Прандтля для газов;

$C_s = 0,326$ - поправка на компоновку пучка труб;

$C_z = 1$ - поправка на число рядов труб по ходу газов.

$$\alpha_1 = \frac{0,048}{0,032} \left(\frac{12,192 \cdot 0,032}{45,8 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,65^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,326 = 96,878$$

Коэффициент теплопередачи ВЭКВД, Вт/(м²·К):

$$k_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} = \alpha_1 \quad (2.176)$$

$$k_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} = 96,878$$

Площадь поверхности теплообмена ВЭКВД, м²:

$$F_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} = \frac{Q_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} \cdot 10^3}{k_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} \cdot \Delta t_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}}}, \quad (2.177)$$

где $Q_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}}$ – тепловая нагрузка ВЭКВД, определена в тепловом расчете.

$$F_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} = \frac{80095,019 \cdot 10^3}{96,878 \cdot 153,576} = 5383,398$$

Общее число труб ВЭКВД:

$$z_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} = \frac{F_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}}}{F_{\text{тр}}} \quad (2.178)$$

$$z_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}} = \frac{5383,389}{14,629} = 368,003$$

Число рядов секций ВЭКВД по ходу газов, шт.:

$$z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ВЭК}} = \frac{F_{\text{ВЭК}}^{\text{В.Д}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}}, \quad (2.179)$$

где $m_{\text{сек}}$ – число секций в одном ряду ВЭКВД.

$$z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ВЭК}} = \frac{5383,398}{555,889 \cdot 5} = 1,937$$

Число рядов секций, округленное до ближайшего целого.

$$z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ВЭК}} = 2$$

Число рядов труб ППВД по ходу газов, шт.:

$$z_2 = z_2^{\text{секц}}_{\text{ВД.ВЭК}} \cdot 2. \quad (2.180)$$

$$z_2 = 2 \cdot 2 = 4$$

2.11 Определение площадей поверхностей теплообмена контура низкого давления

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

-расчет площади ППНД соответствует расчету ППВД, формулы (2.157 – 2.164),

$$\begin{aligned} \text{где } \Delta t_m &= \vartheta_{\text{ЭК}}'' - t_{\text{ППНД}}^{\text{пе}} \\ \Delta t_{\delta} &= \vartheta_{\text{ППНД}}'' - t_{\text{ППНД}}'; \end{aligned}$$

-расчет площади ИСПНД соответствует расчету ИСПВД, формулы (2.165 – 2.173),

$$\begin{aligned} \text{где } \Delta t_m &= \vartheta_{\text{ИСПНД}}'' - t_{\text{ИСПНД}}' \\ \Delta t_{\delta} &= \vartheta_{\text{ИСПНД}}'' - t_{\text{ИСПНД}}'; \end{aligned}$$

-расчет площади ГПК соответствует расчету экономайзера, формулы (2.174 – 2.180),

$$\begin{aligned} \text{где } \Delta t_m &= \vartheta_{\text{ух}} - t_{\text{пв}} \\ \Delta t_{\delta} &= \vartheta_{\text{ИСПНД}}'' - t_{\text{ГПК}}. \end{aligned}$$

В таблице 6 представлены результаты конструкторского расчета поверхностей теплообмена контура низкого давления.

Таблица 6 – Результаты конструкторского расчета поверхностей теплообмена низкого давления

Наименование величины	Обозначение	Значение
Температурный напор ППНД, °С	$\Delta t_{\text{ПП}}^{\text{Н.Д}}$	46,759
Коэффициент теплоотдачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ПП}}^{\text{Н.Д}}$	96,878
Коэффициент теплоотдачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{2\text{ПП}}^{\text{Н.Д}}$	33,661
Коэффициент теплопередачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ПП}}^{\text{Н.Д}}$	24,981
Площадь теплообмена ППНД, м ²	$F_{\text{ПП}}^{\text{Н.Д}}$	10667,2
Число рядов труб по ходу газов ППНД, штук	$z_{2\text{ПП}}^{\text{Н.Д}}$	729,198
Число рядов секций по ходу газов ППНД, штук	$z_{2\text{ПП}}^{\text{секцН.Д}}$	4
Число рядов труб по ходу газов ППНД, штук	$z_{2\text{ПП}}^{\text{Н.Д}}$	8
Температурный напор ИСПНД, °С	$\Delta t_{\text{ИСП}}^{\text{Н.Д}}$	101,999
Коэффициент теплоотдачи ИСПНД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ИСП}}^{\text{Н.Д}}$	99,628
Коэффициент теплопередачи ИСПНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ИСП}}^{\text{Н.Д}}$	98,846
Площадь теплообмена ИСПНД, м ²	$F_{\text{ИСП}}^{\text{Н.Д}}$	8393,746
Число рядов секций по ходу газов ИСПНД, штук	$z_{2\text{ИСП}}^{\text{секцН.Д}}$	4
Число рядов труб по ходу газов ИСПНД, штук	$z_{2\text{ИСП}}^{\text{Н.Д}}$	8
Температурный напор ГПК, °С	$\Delta t_{\text{ГПК}}$	109,669
Коэффициент теплоотдачи ГПК, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ГПК}}$	99,628
Коэффициент теплопередачи ГПК, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ГПК}}$	99,628
Площадь теплообмена ГПК, м ²	$F_{\text{ГПК}}$	765,818
Число рядов секций по ходу газов ГПК, штук	$z_{2\text{ГПК}}^{\text{секц}}$	1
Число рядов труб по ходу газов ГПК, штук	$z_{2\text{ГПК}}$	2

2.12 Укрупненный расчет паровой турбины

Для вычисления внутреннего относительного КПД паровой турбины применяется упрощенная методика, которая состоит из двух этапов. На первом этапе производится расчет КПД высоко давления $\eta_{oi}^{\text{ВД}}$, и определяются параметры пара на входе в камеру сгорания. На втором этапе производится расчет параметров пара в камере смешения и вычисляется внутренний

относительный КПД низкого давления $\eta_{oi}^{нд}$.

Турбина Т-150-7,7 является двухцилиндровой теплофикационной турбиной без промежуточного перегрева пара, предназначенной для работы в ПГУ. Она оснащена двумя регулируемым отборами пара, при этом регулирование давления производится поворотной диафрагмой в нижнем отборе и регулирующим клапаном в верхнем отборе.

Для проведения расчетов с использованием данной турбины необходимы исходные данные, которые представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Исходные данные

Номинальная электрическая мощность $N_{э}^н$, МВт	Давление пара в контуре высокого давления, $P_0^{в.д}$, МПа	Температура пара в контуре высокого давления $t_0^{в.д}$, °С	Давление пара в контуре низкого давления, $P_0^{н.д}$, МПа	Температура пара в контуре низкого давления $t_0^{н.д}$, °С	Конечное давление пара $P_к$, МПа
150	7,6	510	0,62	195	0,05

Процесс расширения пара в турбине в h,s диаграмме показан на рисунке 9.

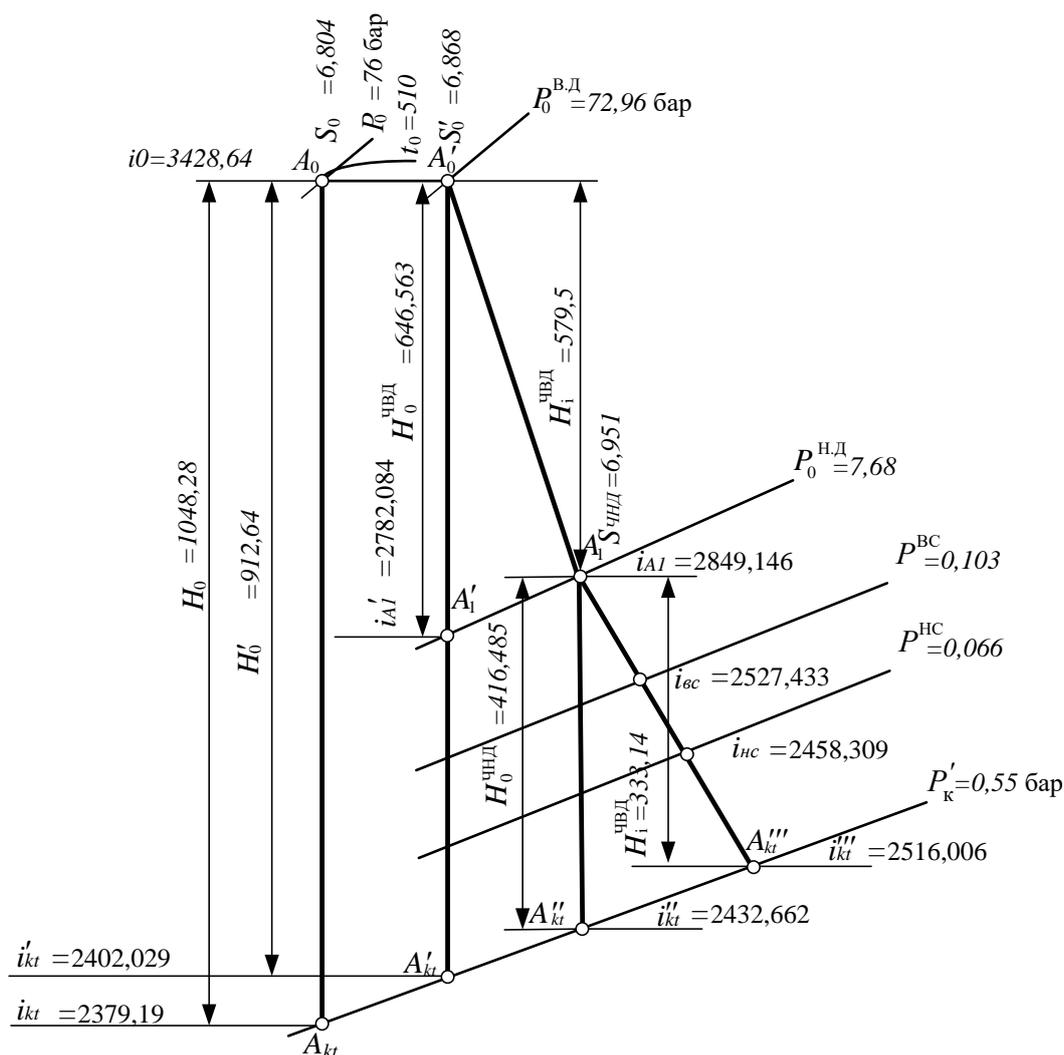


Рисунок 9 – Процесс расширения

Экономическая мощность проточной части паровой турбины определяется в зависимости от ее предназначения и типа. Для расчета экономической мощности используется специальная формула, которая учитывает указанные параметры, кВт:

$$N_{\text{эк}} = 0,75 \cdot N_{\text{н}} \quad (2.181)$$

$$N_{\text{эк}} = 0,75 \cdot 150000 = 112500$$

Давление перед цилиндром высокого давления с учетом потерь в стопорных и регулирующих клапанах, бар:

$$P'_0 = P_0 \cdot 0,96 \quad (2.182)$$

$$P'_0 = 76 \cdot 0,96 = 72,96$$

Давление за последней ступенью с учетом потерь в выхлопном патрубке, бар:

$$P'_k = P_k \cdot \left[1 + \lambda \cdot \left(\frac{C_{\text{вп}}}{100} \right)^2 \right], \quad (2.183)$$

где $\lambda = (0,08 \div 0,10) = 0,09$;

$C_{\text{вп}} = (100 \div 120) = 110$ – скорость потока в выхлопном патрубке, м/с.

$$P'_k = 0,5 \cdot \left[1 + 0,09 \cdot \left(\frac{110}{100} \right)^2 \right] = 0,55$$

Найдем начальную энтальпию по давлению и температуре пара, кДж/кг:

$$i_0 = f(p_0, t_0) = f(76; 510) = 3428,64 \quad (2.184)$$

Начальная энтальпия перед цилиндром высокого давления, кДж/кг:

$$i'_0 = i_0 \quad (2.185)$$

Определим энтропию пара перед цилиндром высокого давления, кДж/кг·К:

$$s'_0 = f(p'_0, i'_0) = f(72,96; 3428,64) = 6,804 \quad (2.186)$$

Определим удельный объем пара перед цилиндром высокого давления, м³/кг:

$$v'_0 = f(p'_0, i'_0) = f(72,96; 3428,64) = 0,047 \quad (2.187)$$

Располагаемый теплоперепад проточной части, кДж/кг:

$$H'_0 = f(p'_0, i'_0, p'_k) = f(72,96; 3428,64; 0,55) = 1048,28 \quad (2.188)$$

Для определения КПД отсеков турбины оценивается в первом приближении расход пара (без учета регенеративных и регулируемых отборов), кг/с:

$$G' = \frac{N_{\text{эк}}}{H'_0 \cdot \eta_{\text{ос}}}, \quad (2.189)$$

где $\eta_{\text{ос}}$ – относительный электрический КПД, в первом приближении принимается по N_s : $\eta_{\text{ос}} = 0,8$

$$G' = \frac{112500}{1048,28 \cdot 0,8} = 134,14$$

Найдем теоретическую энтальпию пара на входе в цилиндр низкого давления, кДж/кг:

$$h_{\text{чнд}}^i = h(p_0^{\text{Н.Д}}, s_0') = f(6,2; 6,804) = 2782,084 \quad (2.190)$$

Определим удельный объем пара перед цилиндром низкого давления, м³/кг:

$$v_{\text{ит}} = f(p_0^{\text{Н.Д}}, s_0') = f(6,2; 6,804) = 0,315 \quad (2.191)$$

Средний удельный объем для ЧВД, м³/кг:

$$V_{\text{ср}}^{\text{ЧВД}} = \sqrt{v_0' \cdot v_{\text{ит}}} \quad (2.192)$$

$$V_{\text{ср}}^{\text{ЧВД}} = \sqrt{0,047 \cdot 0,315} = 0,121$$

Определим теплоперепад ЧВД, кДж/кг:

$$h_0^{\text{ЧВД}} = i_0' - h_{\text{чнд}}^i, \quad (2.193)$$

$$h_0^{\text{ЧВД}} = 3428,64 - 2782,084 = 646,563$$

Определим КПД ЧВД:

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЧВД}} = \left(0,925 - \frac{0,5}{G' \cdot V_{\text{ср}}^{\text{ЧВД}}} \right) \cdot \left(1 + \frac{h_0^{\text{ЧВД}} - 600}{20000} \right), \quad (2.194)$$

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЧВД}} = \left(0,925 - \frac{0,5}{134,148 \cdot 0,121} \right) \cdot \left(1 + \frac{646,563 - 600}{20000} \right) = 0,896$$

Полезно использованный теплоперепад ЧВД, кДж/кг:

$$H_i^{\text{ЧВД}} = H_0^{\text{ЧВД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЧВД}}, \quad (2.195)$$

$$H_i^{\text{ЧВД}} = 646,563 \cdot 0,896 = 579,5$$

Найдем действительную энтальпию пара на входе в цилиндр низкого давления, кДж/кг:

$$h_{\text{чнд}} = i'_0 - H_i^{\text{ЧВД}} \quad (2.196)$$

$$h_{\text{чнд}} = 3428,64 - 579,5 = 2849,146$$

Определим действительную энтропию пара перед цилиндром высокого давления, кДж/кг·К:

$$s_{\text{чнд}} = f(p_0^{\text{НД}}, h_{\text{чнд}}) = f(6,2; 2849,146) = 6,951 \quad (2.197)$$

Определим удельный объем пара за цилиндром низкого давления, м³/кг:

$$v_{1t} = f(p'_k, s_{\text{чнд}}) = f(0,55; 6,951) = 2,664 \quad (2.198)$$

Средний удельный объем для ЧНД, м³/кг:

$$V_{\text{ср}}^{\text{ЧНД}} = \sqrt{v_{\text{чнд}} \cdot v_{2t}} \quad (2.199)$$

$$V_{\text{ср}}^{\text{ЧНД}} = \sqrt{0,34 \cdot 2,664} = 0,95$$

Найдем теоретическую энтальпию пара на выходе из цилиндра низкого давления, кДж/кг:

$$h_k^i = f(p'_k, s_{\text{чнд}}) \quad (2.200)$$

$$h_k^i = f(0,55; 6,951) = 2432,662$$

Определим теплоперепад ЧНД, кДж/кг:

$$h_0^{\text{ЧНД}} = h_{\text{чнд}} - h_k^i, \quad (2.201)$$

$$h_0^{\text{ЧВД}} = 2849,146 - 2432,662 = 416,485$$

Определим КПД ЧНД:

$$\eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = 0,870 \cdot \left(1 + \frac{h_0^{\text{ЧНД}} - 400}{10000} \right) \cdot k_{\text{вл}} - \xi_{\text{вс}}, \quad (2.202)$$

где $\xi_{\text{вс}}$ – относительная потеря с выходной скоростью ЧНД:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{H_0^{\text{ЧНД}}}, \quad (2.203)$$

где $\Delta H_{\text{вс}} = 16 \div 20$ – кДж/кг, принимаем 20.

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{H_0^{\text{ЧНД}}} = \frac{20}{416,485} = 0,048$$

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (y_1 + y_2) \cdot \frac{H_0^{\text{вл}}}{H_0^{\text{ЧНД}}} = 1 - 0,4 \cdot (0 + 0,0944) \cdot \left(\frac{297,88}{416,485} \right) = 0,973 \quad (2.204)$$

$$\eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = 0,870 \cdot \left(1 + \frac{416,485 - 400}{10000} \right) \cdot 0,973 - 0,048 = 0,799$$

Полезно использованный теплоперепад ЧНД, кДж/кг:

$$H_i^{\text{ЧНД}} = H_0^{\text{ЧНД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = 416,485 \cdot 0,799 = 333,14 \quad (2.205)$$

Полезно использованный теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_i = H_i^{\text{ЧВД}} + H_i^{\text{ЧНД}}, \quad (2.206)$$

$$H_i = 579,5 + 333,14 = 912,64$$

Уточняем расход пара на турбину, кг/с:

$$G = \frac{N_{\text{эк}}}{H_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}}, \quad (2.207)$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД механический;

$\eta_{\text{г}} = 0,965$ – КПД генератора.

$$G = \frac{112500}{912,64 \cdot 0,98 \cdot 0,965} = 130,34$$

Энтальпия пара в отборе турбины на верхний сетевой подогреватель,

кДж/кг:

$$h_{\text{вс}} = f(P_{\text{отб.вс}}, s_{\text{чнд}}) = f(0,103; 6,951) = 2527,433 \quad (2.208)$$

Энтальпия пара в отборе турбины на нижний сетевой подогреватель, кДж/кг:

$$h_{\text{нс}} = f(P_{\text{отб.нс}}, s_{\text{чнд}}) = f(0,066; 6,951) = 2458,309 \quad (2.209)$$

Расход греющего пара на верхний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{\text{вс}} = \frac{G_{\text{св}} \cdot \Delta t_{\text{вс}} \cdot C_{\text{в}}}{(h_{\text{вс}} - t_{\text{вс}}^{\text{н}}) \cdot \eta_{\text{т}}} = \frac{2925,559 \cdot 12 \cdot 4,19}{(2527,433 - 414,88) \cdot 0,98} = 70,983 \quad (2.210)$$

где $\Delta t_{\text{вс}} = t_{\text{вс}} - t_{\text{нс}} = 94 - 82 = 12$ - разность температур входа и выхода воды в верхний сетевой подогреватель;

$\eta_{\text{т}}$ - КПД теплообменника.

Расход греющего пара на нижний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{\text{нс}} = \frac{G_{\text{св}} \cdot \Delta t_{\text{нс}} \cdot C_{\text{в}}}{(h_{\text{нс}} - t_{\text{нс}}^{\text{н}}) \cdot \eta_{\text{т}}} = \frac{2925,559 \cdot 12 \cdot 4,19}{(2458,309 - 364,352) \cdot 0,98} = 71,614, \quad (2.211)$$

где $\Delta t_{\text{нс}} = t_{\text{нс}} - t_{\text{обр}} = 82 - 70 = 12$ - разность температур входа и выхода воды в нижний сетевой подогреватель.

Располагаемая мощность паровой турбины, кВт:

$$N_0^{\text{пт}} = G \cdot h_0^{\text{чвд}} + (G - G_{\text{д}} - G_{\text{вс}} - G_{\text{нс}}) \cdot h_0^{\text{чнд}} \quad (2.212)$$

$$N_0^{\text{пт}} = 130,34 \cdot 646,563 + (130,34 - 70,983 - 71,614) \cdot 416,485 = 79175,136$$

Внутренняя мощность паровой турбины, кВт:

$$N_i^{\text{пт}} = G \cdot H_i^{\text{чвд}} + (G - G_{\text{д}} - G_{\text{вс}} - G_{\text{нс}}) \cdot H_i^{\text{чнд}} \quad (2.213)$$

$$N_i^{\text{пт}} = 130,34 \cdot 579,5 + (130,34 - 70,983 - 71,614) \cdot 333,14 = 71454,75$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины:

$$\eta_{oi}^{пт} = \frac{N_i^{пт}}{N_0^{пт}}, \quad (2.214)$$

$$\eta_{oi}^{пт} = \frac{71454,75}{79175,136} = 0,902$$

2.13 Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ

Общий расход топлива на ПГУ, м³/с:

$$B_{пгу} = B_{пгу}^э + B_{пгу}^т = 2 \cdot B_{ггу} \quad (2.215)$$

$$B_{пгу} = 2 \cdot 12,759 = 25,517$$

$$\frac{B_{пгу}^э}{B_{пгу}} = \frac{N_{пгу}^э}{N_{пгу}^э + \eta \cdot Q_t} \quad (2.216)$$

где $N_{пгу}^э$ - установленная мощность ПГУ, кВт;

Q_t - тепловая нагрузка ПГУ, кДж/с;

η - коэффициент пропорциональности, принимаем 0,6.

Количество топлива, расходуемого на производство электроэнергии, м³/с:

$$B_{пгу}^э = \frac{B_{пгу} \cdot N_{пгу}^э}{N_{пгу}^э + \eta \cdot Q_t}, \quad (2.217)$$

$$B_{пгу}^э = \frac{25,517 \cdot 450000}{450000 + 0,6 \cdot 489855,6} = 15,436$$

Количество топлива, расходуемого на производство тепловой энергии, м³/с:

$$B_{пгу}^т = B_{пгу} - B_{пгу}^э \quad (2.218)$$

$$B_{пгу}^т = 25,517 - 15,436 = 10,082$$

КПД производства электроэнергии:

$$\eta_{пгу}^э = \frac{N_{пгу}^э}{B_{пгу}^э \cdot Q_H^э \cdot \rho_t}, \quad (2.219)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{450000}{15,436 \cdot 36680 \cdot 1,269} = 0,627,$$

Удельный расход топлива на единицу производимой электроэнергии, кг/(кВт·ч):

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{0,1288}{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}} \quad (2.220)$$

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{0,1288}{0,627} = 0,206$$

КПД производства тепловой энергии:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = \frac{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{\eta}, \quad (2.221)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = \frac{0,627}{0,6} = 1,044$$

Удельный расход топлива на единицу производимой теплоты, кг/(ГДж):

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = \frac{34,121}{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{т}}} \quad (2.222)$$

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = \frac{34,121}{1,044} = 32,677$$

Абсолютный внутренний КПД ПТУ:

$$\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{и}} = \frac{N_{\text{и}}^{\text{пт}}}{Q_{\text{КУ}}} \quad (2.223)$$

$$\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{и}} = \frac{71454,75}{401766,229} = 0,178$$

Абсолютный электрический КПД ПСУ:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}} = \eta_{\text{и}}^{\text{ПТУ}} \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эг}} \quad (2.224)$$

где $\eta_{\text{ку}} = 0,873$ - КПД котла утилизатора.

$$\eta_3^{\text{ПСУ}} = 0,178 \cdot 0,873 \cdot 0,99 \cdot 0,982 = 0,151$$

Электрическая мощность ПГУ, МВт:

$$N_3^{\text{ПГУ}} = 2 \cdot N_3^{\text{ГТУ}} + N_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{э}}, \quad (2.225)$$

$$N_3^{\text{ПГУ}} = 2 \cdot 157 + 71,455 \cdot 0,99 \cdot 0,982 = 390,256$$

Тепло, подведенное в камеры сгорания ГТУ, МВт:

$$Q_{\text{к.с}} = \frac{2 \cdot N_3^{\text{ГТУ}}}{\eta_{\text{ГТУ}}} \quad (2.226)$$

$$Q_{\text{к.с}} = \frac{2 \cdot 157}{0,35} = 916,161$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{N_3^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{к.с}}}, \quad (2.227)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{390,256}{916,161} = 0,426$$

2.14 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха

2.14.1 Выбор сетевых подогревателей

При выборе подогревателей для сетевой воды учитывается ряд параметров, которые влияют на их производительность и эффективность. В число таких параметров входят расчетный пропуск воды, давление пара в корпусе, температура пара на входе в подогреватель, а также температура воды на выходе из него. Учитывая эти параметры, можно выбрать наиболее подходящий подогреватель для конкретных условий и требований.

Расчетный пропуск сетевой воды $G_{\text{св}} = 2925,559 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 10532,012 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$. Для обеспечения такой производительности установим подогреватели ПСГ 5000-2,5-8-I с характеристиками:

- Избыточное давление в паровом пространстве 3,5 кгс/см²;
- Избыточное давление в водяном пространстве 8 кгс/см²;
- Площадь поверхности теплообмена 5000 м².

2.14.2 Выбор сетевых насосов

Для выбора подходящих сетевых насосов для системы подогрева воды учитываются производительность и напор насосов. При выборе насосов для конкретной индивидуальной установки, обычно используется схема с тремя насосами, каждый из которых обеспечивает производительность, равную 33% от общей производительности системы. Также обычно на складе предусматривается один дополнительный насос в резерве на случай аварии или необходимости замены. Применяется двухподъемная схема.

Производительность насосов, м³/ч:

$$Q = \frac{G_{\text{св}}}{\rho_{\text{в}}} \quad (2.228)$$

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

$$\rho_{\text{в}} = \frac{\rho_{\text{внс}} + \rho_{\text{впс}}}{2}, \quad (2.229)$$

$$\rho_{\text{в}} = \frac{965,319 + 950,953}{2} = 958,136$$

$$Q = \frac{2925,559 \cdot 3600}{958,136} = 10992,189,$$

где 3600 – коэффициент перевода из с в ч.

Давление нагнетания первой ступени составит, МПа:

$$P_{\text{н}}^{\text{I}} = \Delta P_{\text{сн1}} + \Delta P_{\text{сн2}} + P_{\text{в}}^{\text{II}} \quad (2.230)$$

где $\Delta P_{\text{сн1}} = 0,095$ – сопротивление первого сетевого подогревателя, МПа;

$\Delta P_{\text{сн2}} = 0,095$ – сопротивление второго сетевого подогревателя, МПа;

$P_{\text{в}}^{\text{II}}$ – кавитационный запас, МПа.

$$P_{\text{н}}^{\text{I}} = 0,095 + 0,095 + 0,3 = 0,49$$

Давление на линии всасывания второй ступени равняется, МПа:

$$P_{\text{в}}^{\text{II}} = P_{\text{н}}^{\text{I}} \quad (2.231)$$

Давления на линии нагнетания второй ступени, МПа:

$$P_{\text{н}}^{\text{II}} = 1,6 \quad (2.232)$$

Выбираем сетевой насос первого подъема СЭ-5000-70-5 с характеристиками:

- Потребляемая мощность - 1250 кВт;
- Напор – 70 м;
- Производительность - 5000 м³/ч;
- Частота вращения 1500 об. /мин.

Выбираем сетевой насос второго подъема СЭ-5000-160-10 с характеристиками:

- Потребляемая мощность - 3150 кВт;
- Напор – 160 м;
- Производительность - 5000 м³/ч;
- Частота вращения 3000 об. /мин.

2.14.3 Выбор конденсатных насосов

Выбор конденсатных насосов осуществляется для летнего режима работы.

Общая подача конденсатных насосов, кг/с:

$$G_{\text{кн}} = 88 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 316,8 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$$

Производительность насоса КН рассчитывается по формуле, м³/с:

$$Q_{\text{кн}} = \frac{G_{\text{кн}}}{\rho_{\text{кн}}}, \quad (2.233)$$

где $\rho_{\text{кн}} = \frac{\rho_{\text{внс}} + \rho_{\text{впс}}}{2}$ - средняя плотность основного конденсата, кг/ м³;

$$\rho_{\text{кн}} = \frac{971,315 + 970,954}{2} = 971,13$$

$$Q_{\text{кн}} = \frac{88 \cdot 3600}{970,954} = 326,27,$$

где 3600 – коэффициент перевода из с в ч.

Для этой установки были выбраны два конденсатных насоса, каждый из

которых обладает производительностью в 100% и один из них является резервным. После проведения расчетов производительности, давления нагнетания и потребляемой мощности был выбран насос КсВ-500-150, который обладает следующими параметрами:

- производительность - 500 м³/ч;
- частота вращения - 1500 мин⁻¹;
- напор - 150 м вод. ст.

2.14.4 Выбор циркуляционных насосов

Расчетный расход охлаждающей воды составит, кг/с:

$$D_{об}^p = 1,1 \cdot m \cdot D_k, \quad (2.234)$$

где $m = 100$ - кратность охлаждения, кг/кг.

$$D_{об}^p = 1,1 \cdot 100 \cdot 88 = 9680$$

Производительность насоса рассчитывается по формуле, м³/ч:

$$Q_n = \frac{D_{об}^p}{\rho_{цн}}, \quad (2.235)$$

где $\rho_{цн} = 1000$ - плотность воды перед насосами, кг/м³.

$$Q_n = \frac{9680 \cdot 3600}{1000} = 34848$$

где 3600 – коэффициент перевода из с в ч.

Для данной установки выбраны два циркуляционных насоса, каждый из которых обладает производительностью 50%. На каждый насос возложена работа по обеспечению циркуляции в своей системе, включая напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод. В данном случае не предусмотрен резервный насос.

Для данной задачи были выбраны насосы ОП6-145 со следующими характеристиками:

- производительность - 18700 м³/ч;
- частота вращения - 365 об/мин;
- полный напор - 4,9 м вод. ст.;
- КПД - 86%.

2.14.5 Выбор питательных насосов

Для блочных электростанций производительность питательных насосов обычно выбирают с запасом 6-8% от расчетного расхода питательной воды. Такой запас необходим для обеспечения надежной работы системы и учета возможных потерь в процессе транспортировки воды, т/ч:

$$G = G_{\text{пв}} \cdot 1,07, \quad (2.236)$$

Напор питательного насоса принимается на 30-50% больше, чем давление пара перед цилиндром, м вод. ст.:

$$H = P \cdot 1,3 \quad (2.237)$$

Для питательного насоса высокого давления.

Производительность насоса, т/ч:

$$G_{\text{вд}} = G_{\text{п}}^{\text{в.д}} \cdot 1,07 \quad (2.238)$$

где $G_{\text{п}}^{\text{в.д}} = 33,743 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 121,47 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$.

$$G_{\text{вд}} = 121,47 \cdot 1,07 = 129,97$$

Напор насоса, м вод. ст.:

$$H_{\text{вд}} = p_0^{\text{в.д}} \cdot 1,3 \quad (2.239)$$

где $p_0^{\text{в.д}} = 7,73 \text{ МПа} = 788,26 \text{ м вод.ст.}$,

$$H_{\text{вд}} = 788,26 \cdot 1,3 = 1024,738.$$

Для питательного насоса низкого давления

Производительность питательного насоса, т/ч:

$$G_{\text{нд}} = G_{\text{п}}^{\text{н.д}} \cdot 1,07 \quad (2.240)$$

где $G_{\text{п}}^{\text{н.д}} = 41,531 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 149,51 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$.

$$G_{\text{нд}} = 149,51 \cdot 1,07 = 159,97$$

Напор насоса, м вод.ст:

$$H_{\text{нд}} = p_0^{\text{нд}} \cdot 1,3 \quad (2.241)$$

где $p_0^{\text{нд}} = 0,66 \text{ МПа} = 67,3 \text{ м вод.ст}$,

$$H_{\text{нд}} = 67,3 \cdot 1,3 = 87,49$$

Для контура высокого давления будет установлен один насос ПЭ-150-145, обеспечивающий 100% подачу, со следующими характеристиками:

- производительность - 150 м³/ч;
- напор - 1580 м;
- мощность - 825 кВт.

Для контура низкого давления будут установлены два насоса ПЭ-100-53 с производительностью на каждый насос 50% подачи, со следующими характеристиками:

- производительность - 100 м³/ч;
- напор - 580 м;
- мощность - 210 кВт.

3 Охрана окружающей среды

Процесс сжигания топлива оказывает значительное воздействие на окружающую среду, способствуя загрязнению атмосферы, водных и земельных ресурсов. Это может негативно повлиять на здоровье людей.

При проектировании станции необходимо учитывать влияние выбросов на окружающую среду и выбирать высоту дымовой трубы таким образом, чтобы обеспечить соблюдение предельно допустимых концентраций вредных примесей в уходящих дымовых газах.

В случае, когда электростанция работает на газовом топливе, выбросы оксидов серы и золы в уходящих дымовых газах обычно не являются проблемой. Однако, для обеспечения соблюдения требований экологической безопасности, необходимо произвести расчет выбросов оксидов азота из дымовых газов, так как они могут негативно влиять на окружающую среду. После завершения расчетов можно определить оптимальную высоту дымовой трубы, которая обеспечит безопасное удаление дымовых газов из атмосферы.

3.1 Расчет выбросов вредных веществ в атмосферу

3.1.1 Расчет выбросов оксида азота

Суммарное количество оксидов азота (NO и NO₂) в пересчете на диоксид азота, выбрасываемых в атмосферу с отработавшими газами газотурбинных установок, г/с, рассчитывается по формуле:

$$M_{NO_x} = I_{NO_x} \cdot B \cdot \varphi \quad (3.1)$$

где B – расход топлива в камере сгорания, м³/с;

$\varphi = 0,5 - 0,9$ - коэффициент, учитывающий мероприятия по подавлению оксидов азота в топке, выбираю 0,5;

I_{NO_x} - удельный выброс NO_x, г/м³ топлива, определяемый по формуле:

$$I_{NO_x} = C_{NO_x} \cdot V_{\Gamma} \quad (3.2)$$

где $C_{NO_x} = 0,15$ г/м³ - концентрация оксидов азота в отработавших газах в пересчете на NO_x при нормальных условиях;

V_{Γ} - объем дымовых газов за турбиной, м³/м³ топлива, при нормальных условиях равен:

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 0,984 \cdot (\alpha_{об} - 1) \cdot V_{\text{B}}^0 - V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \quad (3.3)$$

где V_{Γ}^0 - теоретический объем газов, м³/м³;

V_{B}^0 - теоретически необходимый объем воздуха, м³/м³;

$\alpha_{об} = 3,999$ - коэффициент избытка воздуха в отработавших газах за турбиной;

$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ - теоретический объем водяных паров, м³/м³.

$$V_{\Gamma} = 34,654 + 0,984 \cdot (3,999 - 1) \cdot 9,737 - 2,556 = 47,951$$

Теоретический объем газов, м³/кг:

$$V_{\Gamma}^0 = \frac{V_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}} \quad (3.4)$$

где $\rho_{\Gamma} = 1,269$ - плотность газов, кг/м³.

$$V_{\Gamma}^0 = \frac{34,654}{1,269} = 27,316$$

Теоретически необходимый объем воздуха, м³/кг:

$$V_B^0 = \frac{V_B^0}{\rho_r} \quad (3.5)$$

$$V_r^0 = \frac{9,737}{1,269} = 7,675$$

Теоретический объем водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O}^0 = \frac{V_{H_2O}^0}{\rho_r} \quad (3.6)$$

$$V_{H_2O}^0 = \frac{2,556}{1,269} = 2,015$$

Удельный выброс NO_x, г/м³ топлива, равняется:

$$I_{NO_x} = 0,15 \cdot 47,951 = 7,193$$

Суммарное количество оксидов азота (NO и NO₂), г/с:

$$M_{NO_x} = 7,193 \cdot 12,759 \cdot 0,5 = 45,884$$

3.1.2 Расчет выбросов оксида углерода и несгоревших углеродов

Суммарное количество оксида углерода и несгоревших углеродов в пересчете на метан M_{CO} и M_{CH_4} , г/с, выбрасываемых в атмосферу с отработавшими газами ГТУ, может быть вычислено по следующей формуле:

$$M_{CO} = I_{CO} \cdot B \quad (3.7)$$

где B - расход топлива в камеры сгорания ГТУ, м³/с;

I_{CO} - удельные выбросы CO, г/м³ топлива, которые находятся по формуле:

$$I_{CO} = \alpha_{CO} \cdot q_3 \quad (3.8)$$

где q_3 - потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива;

α_{CO} - коэффициент, определяемый вид сжигания топлива, $\alpha_{CO} = 22,8$

$$I_{\text{CO}} = 22,8 \cdot 0,5 = 11,4$$

$$M_{\text{CO}} = 11,4 \cdot 12,759 = 145,448$$

$$M_{\text{CH}_4} = I_{\text{CH}_4} \cdot B \quad (3.9)$$

где I_{CH_4} - удельные выбросы CH_4 , г/м³ топлива, которые находятся по формуле:

$$I_{\text{CH}_4} = \alpha_{\text{CH}_4} \cdot q_3 \quad (3.10)$$

где α_{CH_4} - коэффициент, определяемый вид сжигания топлива, для CH_4 :
 $\alpha_{\text{CH}_4} = 5,01$.

$$I_{\text{CH}_4} = 5,01 \cdot 0,5 = 2,505$$

$$M_{\text{CH}_4} = 2,505 \cdot 12,759 = 31,96$$

3.2 Выбор дымовой трубы

При проектировании ТЭС необходимо учитывать влияние выбросов на окружающую среду, включая загрязнение приземного слоя воздуха. Для этого производится выбор высоты и количества устанавливаемых дымовых труб таким образом, чтобы концентрация вредных примесей в выбросах не превышала предельно допустимое значение $C_{\text{пд}} = 0,085$ мг/м³.

По величине ПДК вредных примесей может быть найдена минимально допустимая высота дымовых труб, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{C_{\text{пд}}}} \sqrt[3]{\frac{n}{V \cdot \Delta T}} \quad (3.11)$$

где A - коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния примеси в воздухе, $A = 200$;

M - суммарный выброс оксидов азота, г/с;

F - учитывает характер выбрасываемых загрязнений, $F = 1$;

m - учитывает влияние скорости выхода газов из устья трубы, при, $W_0 = 25$ м/с, $m = 0,9$;

n - число труб, принимаем 1;

V - расход дымовых газов через трубу, м³/кг;

$\Delta T = t_{\text{yx}} - t_{\text{в}} = 166,162 - 20 = 146,162$ °С - разность температур газов, выходящих из трубы, и воздуха (для наиболее благоприятных условий для рассеяния газов).

Суммарный выброс оксидов азота (NO и NO₂) из дымовой трубы, г/с;

$$M = M_{NO_x} \cdot n, \quad (3.12)$$

где n-количество котлов.

$$M = 45,884 \cdot 2 = 91,768$$

Суммарный расход дымовых газов через трубу, м³/с:

$$V = V_r \cdot n \cdot B, \quad (3.13)$$

где n - количество котлов;

V_r - объем дымовых газов за турбиной, м³/м³ топлива (формула 3.3);

$$V = 47,951 \cdot 2 \cdot 12,759 = 1223,614$$

Минимальная высота дымовой трубы составляет, м:

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 91,768 \cdot 0,9 \cdot 1}{0,085}} \sqrt[3]{\frac{1}{1223,614 \cdot 146,162}} = 58,73$$

Таким образом, выбирается дымовая труба стандартной высотой 60 м.

Внутренний диаметр дымовой трубы на выходе можно найти по формуле:

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{V}{\omega_0}}, \quad (3.14)$$

где V- расход дымовых газов через трубу, м³/ч;

ω_0 - скорость газов на выходе из дымовой трубы, м/с.

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{1223,614 \cdot 3600}{25}} = 7,892$$

Принимается стандартный диаметр дымовой трубы, равный 8,4 м.

Эффективная высота выброса дымовых газов может быть найдена по формуле, м:

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{v_e \cdot \varphi}, \quad (3.15)$$

где $v_g = 4$ - скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, м/с;
 $\varphi = 1,42$ - учитывает возрастание скорости ветра с высотой трубы.

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{8,4 \cdot 25}{4 \cdot 1,42} = 70,246$$

Высота подъема факела дымовых газов рассчитывается по формуле, м:

$$H_{\phi} = H + \Delta H, \quad (3.16)$$

$$H_{\phi} = 60 + 70,246 = 130,246$$

Максимальная приземная концентрация при выбросе NO_2 :

$$C_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}} \quad (3.17)$$

$$C_m = \frac{200 \cdot 91,768 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1}{60^2 \sqrt[3]{1223,614 \cdot 146,142}} = 0,011$$

4 Общая часть

4.1 Схема технического водоснабжения

Тепловые электрические станции используют большое количество воды для охлаждения отработавшего пара, газов, воздуха, масла, подшипников вспомогательных механизмов, восполнения потерь пара и конденсата, а также для хозяйственных и бытовых нужд.

Расход воды на охлаждение в конденсаторах отработавшего пара турбин является одним из основных расходов воды на тепловых электростанциях. Расход воды зависит от мощности генерируемой электроэнергии, температуры воды, используемой для охлаждения, а также от условий эксплуатации.

Для проектируемой ТЭЦ будет использоваться оборотная система технического водоснабжения с градирнями. Это позволит эффективно использовать воду и снизить общий расход воды за счет ее повторного использования.

Расход охлаждающей воды в конденсатор турбины, кг/с:

$$G_{\text{ов}} = m \cdot D_{\text{к}}, \quad (4.1)$$

$$G_{\text{об}} = 100 \cdot 88 = 8800$$

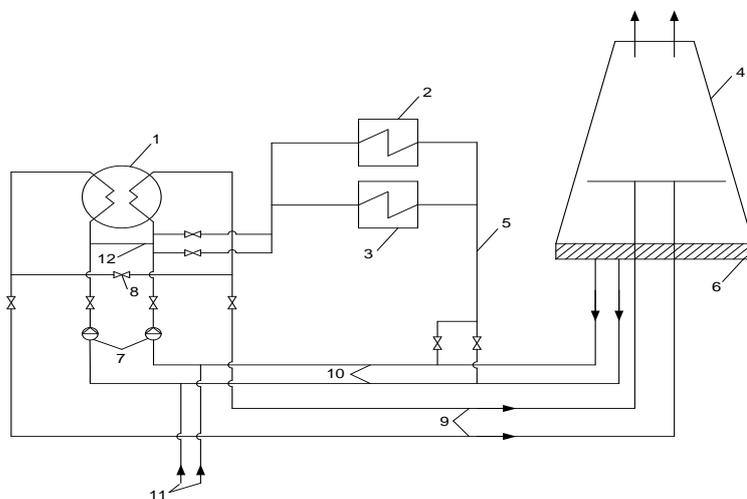
Необходимая площадь орошения для станции может быть рассчитана по формуле, м²:

$$F = \frac{\lambda \cdot G_{\text{об}} \cdot n}{\rho_{\text{в}} \cdot v_{\text{в}}} \quad (4.2)$$

где λ - относительный расход воздуха;
 $G_{\text{об}}$ - расход охлаждающей воды, кг/с;
 $\rho_{\text{в}}$ - плотность воздуха, кг/м³;
 $v_{\text{в}}$ - скорость воздуха, м/с;
 n - количество турбин.

$$F = \frac{0,5 \cdot 8800 \cdot 1}{1,165 \cdot 0,8} = 4721,03$$

Из предложенных в каталоге вариантов выбираем башенную градирню КДБ 2600 с производительностью 13000-39000 м³/ч.



1 — конденсатор турбины; 2 — охладители генератора; 3 — маслоохладители турбины;
 4 — градирня; 5 — трубопровод сбросной воды от охладителей масла и генератора в подводящие водоводы; 6 — водосбросной бассейн градирни; 7 — циркуляционные насосы;
 8 — перемычка между сливными трубопроводами конденсатора; 9 — сливные напорные трубопроводы к градирням; 10 — подводящие самотечные водоводы к циркуляционным насосам; 11 — трубопроводы подпитки циркуляционной системы; 12 — перемычка между напорными водоводами.

Рисунок 10 – Схема оборотного водоснабжения с градирней

4.2 Газовое хозяйство

Тепловые электрические станции могут получать газ от газораспределительных станций (ГРС) через газораспределительные пункты (ГРП). ГРС - это комплекс объектов газоснабжения, который обеспечивает транспортировку газа от мест его добычи и транспортировки до конечных потребителей. ГРП - это объект газоснабжения, который обеспечивает перераспределение транспортируемого газа в соответствии с потребностями конечных потребителей.

Подготовка газообразного топлива на тепловых электрических станциях сводится к очистке газов от механических примесей и его дросселированию (снижению давления) от давления в газовой магистрали ($P = 5 \div 7$ МПа) до давления газа, подаваемого на горелки ($P = 0,15 \div 0,2$ МПа). Такие системы состоят из двух частей:

- первая выполняет общестанционную функцию и называется газораспределительным пунктом (ГРП);

- вторая выполняет функцию распределения газа по всем работающим камерам сгорания.

В ГРП устанавливают обычно три нитки газопроводов, одна из которых – резервная. Так же имеется аварийная – байпасная нитка.

Для повышения надёжности работы ГРП, в них предусматривается двукратное резервирование состава основного оборудования, включающее в себя приборы для определения давления и расхода газа, фильтры для очистки газа, а также предохранительные устройства с регулятором давления.

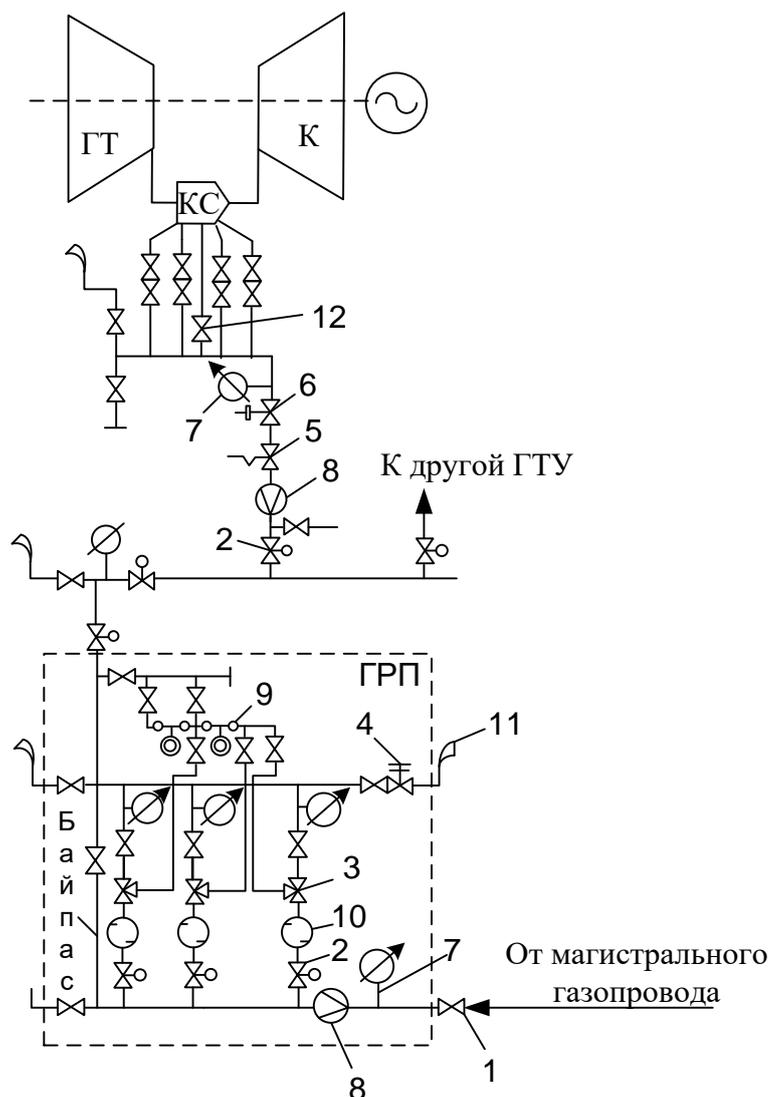
Производительность ГРП рассчитывается на максимальный расход газа всеми ГТУ ТЭЦ, который составляет 120 т/ч.

Одной из крупных проблем эксплуатации таких систем является высокая пожароопасность и взрывоопасность, в связи с чем системы подготовки газа оснащаются таким оборудованием как быстродействующий отсечной клапан, который действует синхронно с импульсным предохранительным клапаном.

Для обеспечения безопасности газовые трубопроводы на тепловых электростанциях периодически продуваются через воздушные клапаны, которые выводятся наружу в безопасные места, где газ не может попасть в здания, и исключена возможность возгорания от любых источников огня. Это позволяет удалить газоздушную смесь из трубопроводов и предотвратить возможность взрыва или пожара.

Перед запуском газовых турбинных установок (ГТУ) также удаляется взрывоопасная газоздушная смесь из газопроводов. Это делается для предотвращения возможности взрыва или пожара при запуске ГТУ. Для удаления газоздушной смеси из газопроводов может использоваться сжатый воздух или другие методы.

Схема газовой системы представлена на рисунке 11.



- 1 – магистральная задвижка с ручным управлением; 2 – задвижка с электрическим приводом;
 3 – регулятор давления газа; 4 – предохранительный клапан; 5 – автоматический регулятор расхода газа (АРР); 6 – отсекающий быстродействующий клапан (БК); 7 – манометр;
 8 – расходомер; 9 – задатчики регуляторов давления; 10 – фильтр; 11 – продувочная «свеча»;
 12 – подвод газа к запальнику горелок

Рисунок 11 – Схема газового хозяйства

4.3 Электрическая часть

4.4 Выбор генератора

Для газовой турбины ГТЭ-160 подбирается генератор ТЗФГ-160-2МУЗ, для паровой турбины подбирается генератор ТЗФП-160-2МУЗ.

На основе оборудования станции составляется структурная схема, представленная на рисунке 12.

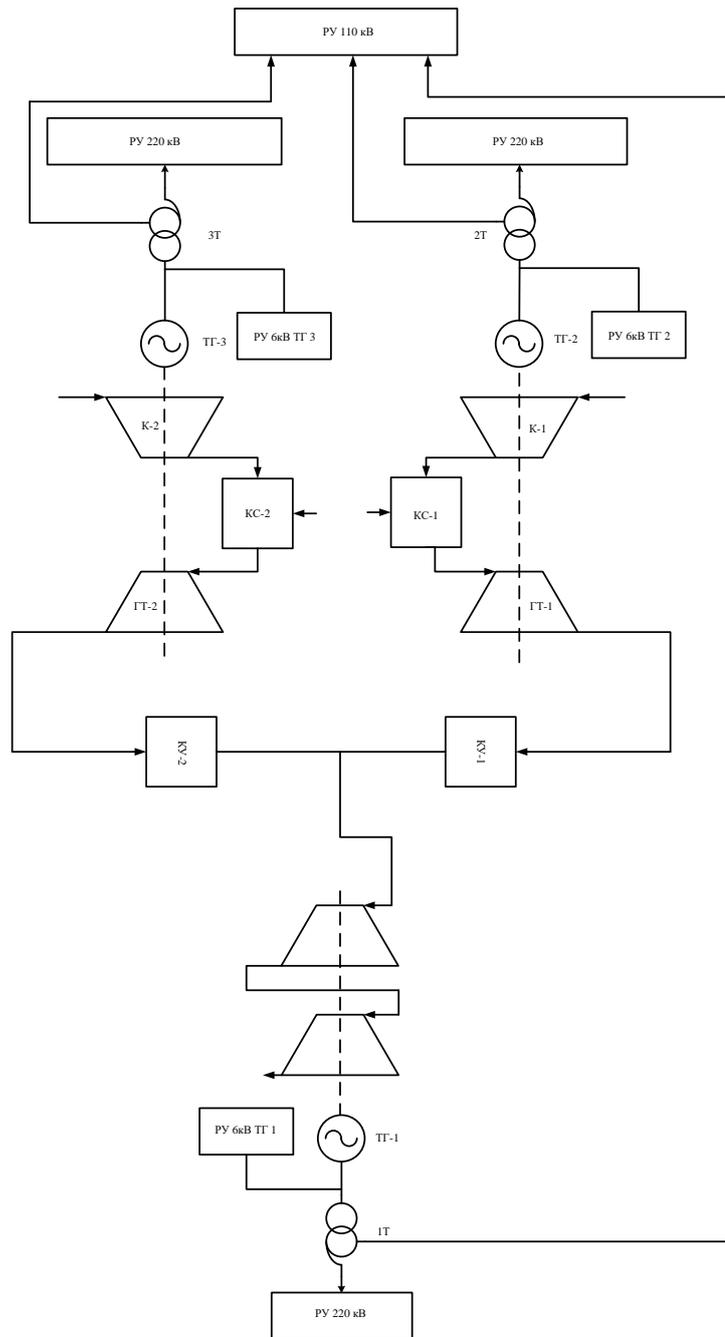


Рисунок 12 – Структурная схема станции

4.4.1 Выбор трансформатора

Трансформатор для генератора подбирается в зависимости от полной мощности генератора.

В соответствии с необходимой полной мощностью генератора и потребностью обеспечить потребителей тремя классами напряжения было решено использовать трехфазные трехобмоточные трансформаторы и автотрансформатор.

Был выбран трансформатор АТДЦТН-200000/220/110 для линии 220 кВт, который так же будет являться понижающим до напряжения 110 кВт. Так же был выбран трансформатор ТДТНЖ-40000/110 для линии 110 кВт, который, в свою очередь, понижает напряжение до 35 кВт.

Так же необходимо выбрать трансформатор собственных нужд и резервный трансформатор собственных нужд. Был выбран трансформатор собственных нужд ТДНС-16000/35, резервный трансформатор собственных нужд ТРДЦН-63000/220.

4.4.2 Выбор высоковольтного вспомогательного оборудования для схемы выдачи мощности и схемы собственных нужд станции

Ток коммутационной аппаратуры класса напряжения 220 кВ:

$$I_{220} = \frac{P_{\text{ген}}}{\sqrt{3} \cdot U_{\text{сети}} \cdot \cos \varphi}, \quad (4.3)$$

$$I_{220} = \frac{160000000}{\sqrt{3} \cdot 220000 \cdot 0,8} = 525$$

Выбранное высоковольтное вспомогательное оборудование для схемы выдачи мощности представлено в таблице 8.

Таблица 8 – Выбранное высоковольтное вспомогательное оборудование

Наименование	Обозначение
Трансформатор тока	ТОГФ-220 (УХЛ1)
Выключатель	ВГТ-УЭТМ-220-40/3150У1
Разъединитель	РПД-220
Ограничитель перенапряжений	ОПН-220
Трансформатор напряжения	НАМИ-220

Оборудование для схемы собственных нужд представлено в таблице 9.

Таблица 9 – Оборудование для схемы собственных нужд станции

Наименование	Обозначение
Комплектное распределительное устройство	КРУ-К-132
Трансформатор тока	ТОЛ-10
Трансформатор напряжения	НТМИ-10
Предохранитель	ПКТ-101
Ограничитель перенапряжения	УЗПН-10

Схема выдачи мощности представлена в приложении 1.

Схема собственных нужд проектируемой ТЭЦ представлена в приложении 2.

4.5 Компоновка главного корпуса

Главный корпус – здание, внутри которого размещается основное и вспомогательное оборудование, непосредственно связанное с основным, осуществляющее главный технологический процесс преобразования энергии теплоты сгорания топлива в электрическую и тепловую энергию.

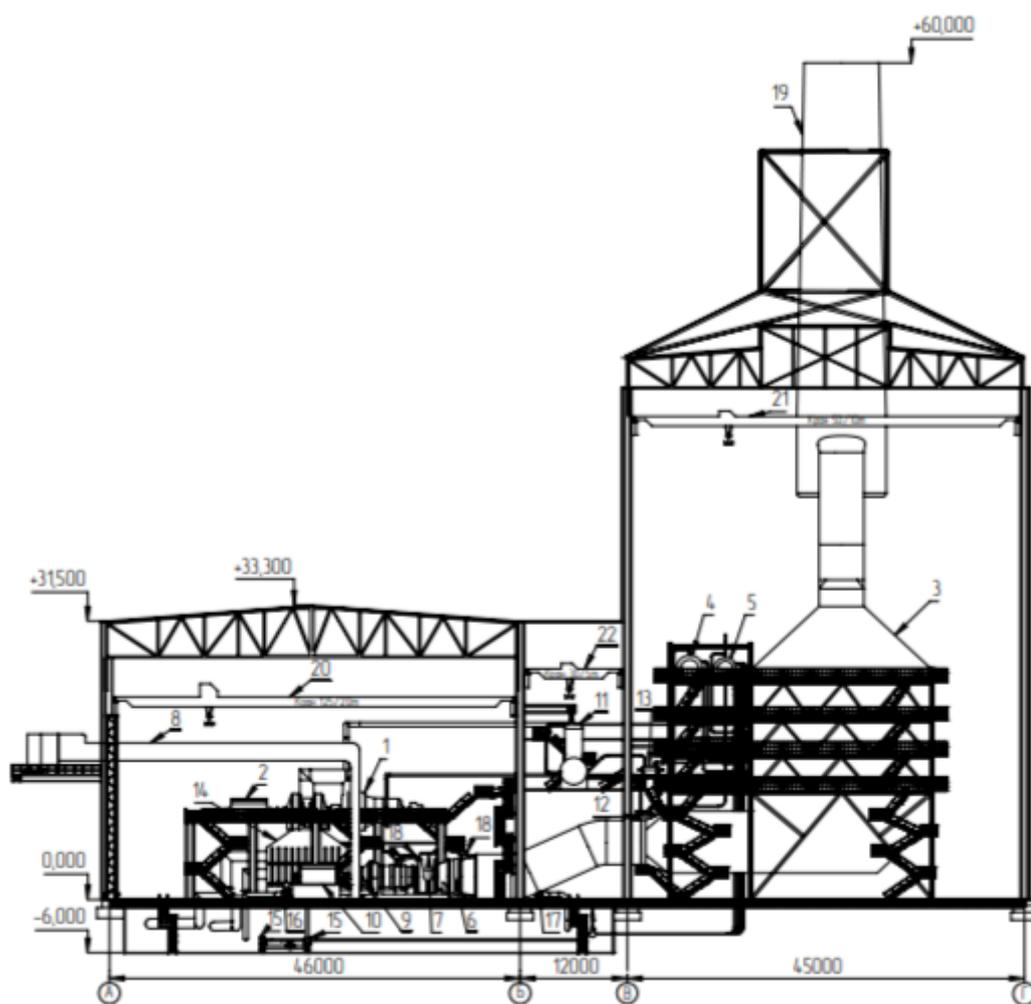
В главном корпусе, как правило, выделяют два основных помещения – котельный цех (котельное отделение) и турбинный цех (машинный зал), также выделяют вспомогательные помещения.

Что должна обеспечивать компоновка главного корпуса:

- Возможность применения промышленных методов строительства и монтажа;
- Санитарно-гигиенические условия труда персонала электростанции и жителей прилегающих территорий;
- Доступность оборудования при обслуживании;
- Удобства и механизацию проведения ремонтных работ;
- Надежную и экономическую эксплуатацию станции с максимально возможной механизацией и автоматизацией технологических процессов;
- Экономичность сооружения (минимальные капитальные затраты);
- Выполнение всех требований правил безопасности и противопожарной охраны.

Энергоблок ПГУ состоит из двух газотурбинных установок ГТУ (ГТЭ)-160, двух котлов утилизаторов Пр-228/47-7,86/0,62-515/230 и паровой теплофикационной турбины Т-150. В конденсационном режиме суммарная электрическая мощность блока составляет 450 МВт. Установка является трехвальной, где каждая турбина приводит в действие свой генератор.

Отметка для обслуживания газовых турбин составляет 3,3 метра, а для паровых – 8,7 метров.



1-паровая турбина; 2-генератор паровой турбины; 3-котел-утилизатор; 4- барабан высокого давления; 5-барабан низкого давления; 6-газовая турбина; 7-выносная камера сгорания; 8- воздухопровод; 9-компрессор газовой турбины; 10-генератор газовой турбины; 11-деаэратор; 12-питательный насос низкого давления; 13- питательный насос высокого давления; 14-конденсатор; 15-конденсатный насос; 16 – сетевой насос первого подъема; 17 – сетевой насос второго подъема; 18 – подогреватель сетевой воды; 19 – дымовая труба; 20 – кран 125/20т; 21 – кран 50/10т; кран 30/5т

Рисунок 13 – компоновка главного корпуса

4.5.1 Расчет габаритов турбинного цеха

Основные габаритные и массовые характеристики турбины и генератора представлены в таблице 10.

Таблица 10 – Основные габаритные и массовые характеристики турбины и генератора

Наименование	Значение
Отметка обслуживания	12
Длина турбины без генератора, м	21,5

Окончание таблицы 10

Длина турбины с генератором, м	35,8
Наибольшая монтажная масса, т	50
Общая масса турбины, т	650
Длина генератора, м	11,32
Ширина генератора, м	3,39
Масса ротора, т	31
Масса статора, т	128
Общая масса (без возбuditеля), т	178

Пролет турбинного отделения при поперечном расположении агрегата, м:

$$L_{\text{то}} = L_{\text{та}} + (7 - 10), \quad (4.4)$$

где $L_{\text{то}} = 35,8$ - длина турбоагрегата, м.

$$L_{\text{то}} = 35,8 + 10 = 45,8$$

На верхнем уровне машинного зала будет установлен мостовой электрический кран, основной крюк которого имеет грузоподъемность 125 тонн, а малый крюк - 20 тонн.

4.5.2 Расчет высоты турбинного цеха

Необходимая расчетная высота подъема над отметкой обслуживания определяется как сумма высот наибольшего габарита оборудования, м:

$$H_{\text{под}} = H_{\text{об}} + H_{\text{стр}} + H_{\text{зап}}, \quad (4.5)$$

где $H_{\text{об}} = 5$ - максимальное значение высоты подогревателя, м,

$H_{\text{стр}} = 3$ - диаметр подогревателя максимальной высоты, м,

$H_{\text{зап}} = 0,5$ - величина запаса, м.

$$H_{\text{под}} = 5 + 3 + 0,5 = 8,5$$

Отметка головки рельса, м:

$$H_{\text{г.р}} = H_{\text{обсл}} + H_{\text{под}} + h_{\text{крюк}} \quad (4.6)$$

где $H_{\text{обсл}} = 12$ - высота отметки обслуживания, м.

$h_{\text{крюк}} = 0,65$ - расстояние по высоте от головки рельса до верхнего положения основного крана, м.

$$H_{г.р} = 12 + 8,5 + 0,65 = 21,15$$

Отметка подкрановой консоли, м:

$$H_{пк} = H_{г.р} - H_{ор} - H_{оп} - H_{пб} - H_{рельс} \quad (4.7)$$

где $H_{ор} = 0,03$ м

$$H_{оп} = 0,02 \text{ м}$$

$$H_{пб} = 1,54 \text{ м}$$

$$H_{рельс} = 0,12 \text{ м}$$

$$H_{пк} = 21,15 - 0,03 - 0,02 - 1,54 - 0,12 = 19,44$$

Величина подкрановой консоли, м, должна быть кратна 300 мм и составляет $H_{пк} = 19,5$ м

Необходимо пересчитать отметку головки рельса, м:

$$H_{г.р} = H_{пк} + H_{ор} + H_{оп} + H_{пб} + H_{рельс} \quad (4.8)$$

$$H_{г.р} = 19,5 + 0,03 + 0,02 + 1,54 + 0,12 = 21,21$$

4.6 Компонировка генерального плана

Генеральный план станции представляет собой схему расположения всех зданий и сооружений, находящихся на выбранной площадке. Он содержит следующие разделы:

1. Здания и сооружения основного производственного назначения, такие как:

- Главный корпус энергоблока;
- Котельная;
- Трансформаторная подстанция;
- Цех по обработке и хранению топлива;
- Системы охлаждения и водоснабжения;
- Прочие здания и сооружения, связанные с производством электроэнергии.

2. Подсобные производственные объекты, которые используются для обслуживания основных объектов, включая:

- Ремонтно-монтажные мастерские;
- Склады запасных частей и материалов;
- Цеха по производству запасных частей;
- Прочие подсобные помещения и объекты.

3. Вспомогательные объекты, такие как:

- Административное здание;
- Блоки жилых помещений для персонала;
- Медицинский пункт;
- Склады и гаражи;
- Прочие вспомогательные объекты.

Генеральный план может также включать в себя дорожную сеть, парковки, зеленые насаждения и другие элементы благоустройства территории.

На генеральном плане станции учитывается преобладающее направление ветра, характеризующееся “розой ветров”.

В первую очередь на генеральном плане располагается главный корпус и к нему привязываются остальные объекты, при этом градирни должны размещаться так, чтобы выпар не попадал на распределительные устройства, линию электропередач и здание главного корпуса.

Для въезда автомобилей в центральный пролет главного корпуса станции предусмотрен проект с двух торцов здания, а железнодорожный въезд доступен только с временного торца. В случае необходимости расширения станции со стороны временного торца предусмотрена возможность установки третьего и последующих энергоблоков.

Населенный пункт должен располагаться так, чтобы преобладающее направление ветров было от него в сторону станции.

Вокруг площадки станции оставляют санитарную зону шириной 500-1000 м. Размер санитарной зоны определяется с учетом вредных выбросов станции и фонового загрязнения воздуха так, чтобы концентрация вредных веществ не превышала ПДК.

Площадь территории промплощадки, м²:

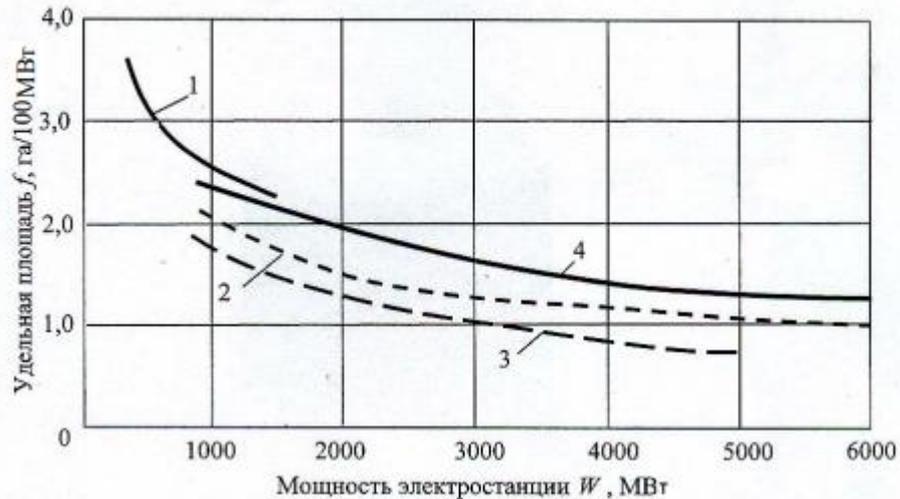
$$F = \frac{f \cdot W \cdot 10000}{100} \quad (4.9)$$

где W - электрическая мощность станции, МВт;

10000 – коэффициент перевода из га в м²;

$f = 3,5$ - удельная площадь площадки, га/МВт;

Значения удельной площади представлены на рисунке 14.



1-ТЭЦ; 2-пылеугольная КЭС; 3-газодизельная КЭС (без дизельного хозяйства); 4-АЭС

Рисунок 14 – Значения удельной площади

$$F = \frac{3,5 \cdot 450 \cdot 10000}{100} = 157500$$

Ширина промплощадки, м:

$$B = \sqrt{\frac{F}{1,5}} \tag{4.10}$$

$$B = \sqrt{\frac{157500}{1,5}} = 324$$

Длина промплощадки, м:

$$L = B \cdot 1,5 \tag{4.11}$$

$$L = 324 \cdot 1,5 = 486.$$

5 Экономическая часть

5.1 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

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

$$U_{\text{тгц}}^{\text{э/э}} = U_{\text{тгц}} \cdot \frac{B_{\text{э/э}}}{B_{\text{тэц}}}, \quad (5.1)$$

$$U_{\text{тгц}}^{\text{т/э}} = U_{\text{тгц}} - U_{\text{тгц}}^{\text{э/э}} \quad (5.2)$$

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

$$U_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = U_{\text{общ}} \cdot \frac{U_{\text{тгц}}^{\text{э/э}} + U_{\text{маш.з}}^{\text{э/э}}}{U_{\text{тгц}} + U_{\text{маш.з}}} \quad (5.3)$$

$$U_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = U_{\text{общ}} - U_{\text{общ}}^{\text{э/э}} \quad (5.4)$$

Себестоимость единицы отпущенной электрической энергии, руб кВт·ч:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{U_{\Sigma}^{\text{э/э}}}{W_{\text{отп}}}, \quad (5.5)$$

где $W_{\text{отп}}$ - годовой отпуск энергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} \cdot (1 - \alpha_{\text{сн}}), \quad (5.6)$$

где $\alpha_{\text{сн}} = 0,02$ - коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции.

Себестоимость единицы тепловой энергии, руб/Гкал:

$$U_{\text{выр}}^{\text{т}} = \frac{U_{\Sigma}^{\text{т/э}}}{W_{\text{отп}}} \quad (5.7)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 11.

Таблица 11 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

Стадии производства	Элементы затрат, млн руб.					Всего затрат, млн руб.	В том числе, млн руб.	
	$U_{\text{т}}$	$U_{\text{а}}$	$U_{\text{зп}}$	$U_{\text{тр}}$	$U_{\text{пр}}$		э/э	т/э
КТЦ	554,7	785,73	29,36	595,25	-	1965	1188	776,3

Окончание таблицы 11

МЗ	-	707,157	29,36	535,73	-	1272	1272	
Общестанционные расходы	-	78,57	25,17	59,525	594,34	757,6	575,9	181,7
Всего по ТЭЦ	554,7	1571,46	83,9	1190,5	594,34	3995	3036	958
Себестоимость отпущенной единицы электроэнергии, руб./кВт·ч							0,96	
Себестоимость отпущенной единицы тепловой энергии, руб./Гкал							2412,24	

5.2 Расчет срока окупаемости капитальных вложений и оценка экономической эффективности строительства ПГУ-ТЭЦ

Жизненный цикл проекта составляет 15 лет.

Тариф на э/э принимаем равным 3,8 руб./кВт·ч, тариф на т/э принимаем равным 2848 руб./Гкал.

Стоимость фондов на начало первого года, млн руб.:

$$\Phi_{нг_1} = K \quad (5.8)$$

где K - капитальные вложения, млн руб.

$$\Phi_{нг_1} = 23810 \quad (5.9)$$

Стоимость фондов на конец первого года, млн руб.:

$$\Phi_{кг_1} = \Phi_{нг_1} - U_a \quad (5.10)$$

$$\Phi_{кг_1} = 23810 - 1571,46 = 22238,54$$

Стоимость фондов на начало второго и последующих годов, млн руб.:

$$\Phi_{нг_t} = \Phi_{кг_{t-1}} \quad (5.11)$$

Стоимость фондов на конец второго и последующих годов, млн руб.:

$$\Phi_{кг_t} = \Phi_{нг_t} - U_a \quad (5.12)$$

Среднегодовая стоимость основных производственных фондов, млн руб.:

$$\Phi_{\text{ср}_t} = \frac{\Phi_{\text{нг}_t} - \Phi_{\text{кг}_t}}{2} \quad (5.13)$$

Среднегодовая стоимость основных производственных фондов первого года, млн руб.:

$$\Phi_{\text{ср}_1} = \frac{\Phi_{\text{нг}_1} - \Phi_{\text{кг}_1}}{2} \quad (5.14)$$

$$\Phi_{\text{ср}_1} = \frac{23810 - 22238,54}{2} = 23024,27$$

Налог на имущество, млн руб.:

$$H_{\text{им}_t} = 2,2\% \cdot \Phi_{\text{ср}_t} \quad (5.15)$$

Налог на имущество для первого года, млн руб.:

$$H_{\text{им}_1} = 2,2\% \cdot \Phi_{\text{ср}_1} \quad (5.16)$$

$$H_{\text{им}_1} = 2,2\% \cdot 23024,27 = 506,53$$

Выручка от реализации электрической энергии, млн руб.:

$$ВРП_{\text{э}} = T_{\text{э}} \cdot W_{\text{отп}} \quad (5.17)$$

$$ВРП_{\text{э}} = 3,8 \cdot 3157,056 = 8569,152$$

Выручка от реализации тепловой энергии, млн руб.:

$$ВРП_{\text{т}} = T_{\text{т}} \cdot Q_{\text{отп}} \quad (5.18)$$

$$ВРП_{\text{т}} = 2848 \cdot 3078,13 \cdot 10^{-3} = 8766,51$$

Доход от основной деятельности, млн руб.:

$$D_{\text{осн}} = (ВРП_{\text{э}} - C_{\text{э}} \cdot W_{\text{отп}}) + (ВРП_{\text{т}} - C_{\text{т}} \cdot Q_{\text{отп}} / 10^{-3}), \quad (5.19)$$

$$D_{\text{осн}} = (8569,152 - 0,96 \cdot 3157,056) + (8766,51 - 2412,24 \cdot 3078,13 / 1000) = 6873,61$$

Чистая прибыль, млн. руб:

$$ЧП = Д_{осн} - Н_{пр,t}, \quad (5.20)$$

где $Н_{пр,t}$ - налог на прибыль по ставке 20%, млн.руб.

$$Н_{пр,t} = Д_{осн} - НОП_t, \quad (5.21)$$

где $НОП_t$ - налогооблагаемая прибыль, $НОП_t = Д_{осн} - Н_{им,t}$.

Чистый денежный поток, млн. руб:

$$ЧДП_t = ЧП_t + U_a, \quad (5.22)$$

Чистый денежный поток нарастающим итогом

$$ЧДПНИ_t = ЧДПНИ_{t-1} + ЧДП_t, \quad (5.23)$$

Дисконтированный денежный поток

$$ДДП_t = \frac{ЧДП_t}{(1+r)^t}, \quad (5.24)$$

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом

$$ДДПНИ_t = ДДПНИ_{t-1} + ДДП_t, \quad (5.25)$$

Расчет показателей эффективности инвестиций строительства ТЭЦ сведем в таблицу 12.

Таблица 12 – Расчет показателей эффективности инвестиций строительства ТЭЦ

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток по инвестиционной деятельности – капиталовложения (К)	-23810	'	'	'	'	'	'	'	'	'	'	'	'	'	'	'

Продолжение таблицы 12

Стоимость фондов на начало года	Стоимость фондов на конец года	Средняя стоимость фондов	Налог на имущество	Доход от основной деятельности	Налог на прибыль	Чистая прибыль	Амортизационные отчисления	Чистый денежный поток (ЧДП)
23810,00	22238,54	23024,27	506,53	6873,62	1273,42	5093,67	1571,46	6665,13
22238,54	20667,08	21452,81	471,96	6873,62	1280,33	5121,32	1571,46	6692,78
20667,08	19095,62	19881,35	437,39	6873,62	1287,25	5148,98	1571,46	6720,44
19095,62	17524,16	18309,89	402,82	6873,62	1294,16	5176,64	1571,46	6748,10
17524,16	15952,70	16738,43	368,25	6873,62	1301,07	5204,30	1571,46	6775,76
15952,70	14381,24	15166,97	333,67	6873,62	1307,99	5231,96	1571,46	6803,42
14381,24	12809,78	13595,51	299,10	6873,62	1314,90	5259,61	1571,46	6831,07
12809,78	11238,32	12024,05	264,53	6873,62	1321,82	5287,27	1571,46	6858,73
11238,32	9666,86	10452,59	229,96	6873,62	1328,73	5314,93	1571,46	6886,39
9666,86	8095,40	8881,13	195,38	6873,62	1335,65	5342,59	1571,46	6914,05
8095,40	6523,94	7309,67	160,81	6873,62	1342,56	5370,24	1571,46	6941,70
6523,94	4952,48	5738,21	126,24	6873,62	1349,48	5397,90	1571,46	6969,36
4952,48	3381,02	4166,75	91,67	6873,62	1356,39	5425,56	1571,46	6997,02
3381,02	1809,56	2595,29	57,10	6873,62	1363,30	5453,22	1571,46	7024,68
1809,56	238,10	1023,83	22,52	6873,62	1370,22	5480,87	1571,46	7052,33

Окончание таблицы 12

Чистый денежный поток нарастающим итогом (ЧДПНИ)	-23810	-17144,87	-10452,09	-3731,65	3016,45	9792,21	16595,63	23426,70	30285,43	37171,82	44085,87	51027,57	57996,93	64993,95	72018,63	79070,96
Дисконтированный денежный поток (ДДП)		6059,21	5531,23	5049,17	4609,04	4207,21	3840,35	3505,42	3199,65	2920,50	2665,66	2433,02	2220,65	2026,79	1849,82	1688,27
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом (ДДПНИ)	-23810	-17750,79	-12219,57	-7170,40	-2561,36	1645,86	5486,21	8991,63	12191,28	15111,78	17777,44	20210,47	22431,12	24457,91	26307,72	27996,00

Чистый дисконтированный доход (NPV):

$$NPV = \frac{\sum_{t=1}^T ЧДП_t}{(1 + 0,1)^t} - K, \quad (5.26)$$

$$NPV = \frac{6665,13 + 6692,78 + \dots + 7024,68 + 7052,33}{(1 + 0,1)^{15}} - 23810 = 27996$$

Индекс доходности дисконтированных инвестиций и затрат:

$$DPI = \frac{NPV}{K} + 1, \quad (5.27)$$

$$DPI = \frac{27996}{23810} + 1 = 2,18$$

Простой срок окупаемости:

$$PP = \frac{(ЧДПНИ)_t}{ЧДП_t} + t, \quad (5.28)$$

$$PP = \left(\frac{-3731,65}{6720,44} \right) + 3 = 3,55$$

Дисконтированный срок окупаемости:

$$DPP = \frac{(\sum_{t=1}^n \frac{ДДПНИ_t}{(1+r)^t})}{ДДП_t} + t, \quad (5.29)$$

$$DPP = \left(\frac{-2561,36}{4207,21} \right) + 4 = 4,6$$

После определения критериев оценки эффективности проекта можно сделать вывод, что он является выгодным для инвестирования, так как индекс доходности больше 1 и составил 2,18, со сроками окупаемости: простой срок окупаемости 3,55, дисконтированный 4,6 лет.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы выполнен тепловой расчет газотурбинной установки ГТЭ-160, в результате которого были определены КПД ГТУ и расход топлива, а также расход, температура и энтальпия уходящих газов, которые необходимы для расчета котла-утилизатора.

В результате расчета котла-утилизатора были рассчитаны основные конструктивные характеристики, габариты КУ и площади теплообмена основных частей КУ. Так же был определен КПД котла-утилизатора.

В результате выполнения расчетов тепловой схемы были получены следующие параметры:

- параметры пара и воды, такие как давление, температура, расход и энтальпия по всему тракту;
- процесс расширения пара в турбине, КПД отсеков паровой турбины, ее мощность и внутренний относительный КПД;
- абсолютный электрический КПД паротурбинной установки;
- КПД парогазовой установки.

После проведения расчетов тепловой схемы были получены такие технико-экономические показатели, как удельные расходы топлива на производство тепловой и электрической энергии.

После этого были произведены расчеты выбросов вредных веществ в атмосферу, а также определена необходимая высота дымовой трубы.

Далее был выполнен выбор основного вспомогательного оборудования, рассмотрена схема газового хозяйства, схема обратного водоснабжения, структурная схема станции, схема выдачи мощности и схема собственных нужд.

Далее были рассчитаны основные габаритные и высотные размеры главного корпуса и генеральный план станции.

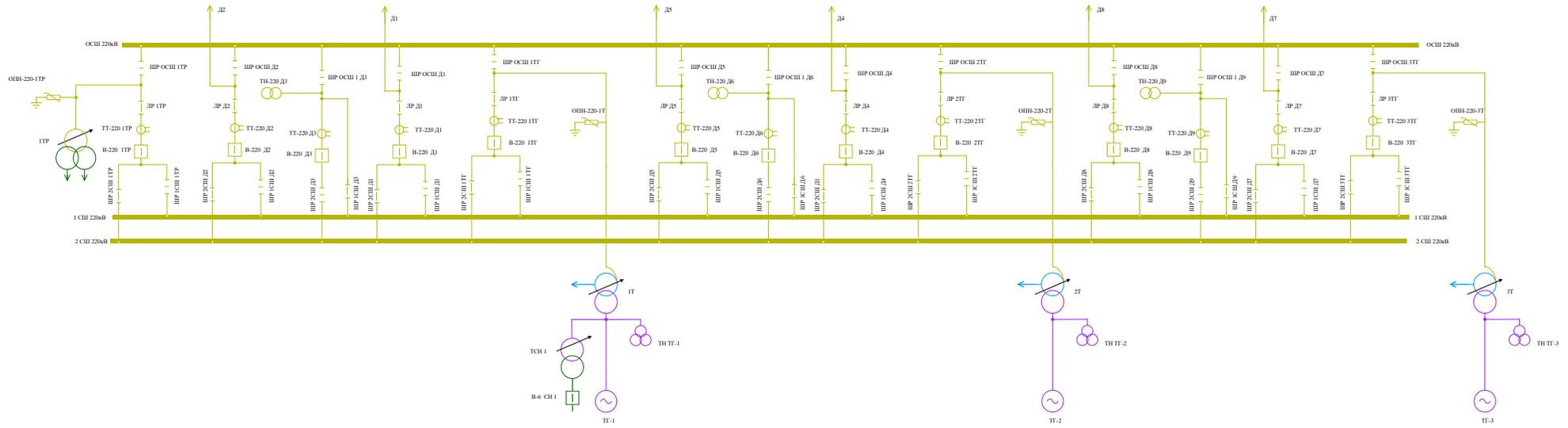
В экономической части определены себестоимости тепловой и электрической энергии и срок окупаемости капитальных вложений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.
2. Подборский, Л. Н. Турбины ТЭС и АЭС : метод. указ. По курсовому проектированию для студентов специальности – «Тепловые электрические станции» / Л. Н. Подборский. – Красноярск : КрПИ, 1991 – 45 с.
3. Михайленко, С.А. Тепловые электрические станции : учеб. пособие / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. –2-е изд., перераб. и доп.– Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. –300 с.
4. Паровые турбины : номенклатурный каталог. / ПО «Силовые машины» СПб, 2005. – 78 с.
5. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара : Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – 2-у изд. доп. и перераб. – Москва : Энергоиздат, 1984. – 80 с.
6. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : учебник для вузов / В. Я. Рыжкин ; под. ред. В.Я. Гиршфельда. – изд. 3-е, перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 327 с.
7. Степанов, И. Р. Парогазовые установки. Основы теории, применение и перспективы / И. Р. Степанов. – Апатиты, 2000. – 166 с.
8. СТУ 7.5–07–2021. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО 4.2–07–2014. Дата введения 20 января 2021 года. Красноярск : ИПК СФУ, 2021. – 61с.
9. Подборский, Л. Н. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций : методическое пособие к курсовому проектированию / Л. Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2015 – 53 с.
10. Цанев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : Учеб. Пособие для вузов / С.В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. –М. : Издательство МЭИ, 2002. – 584с.

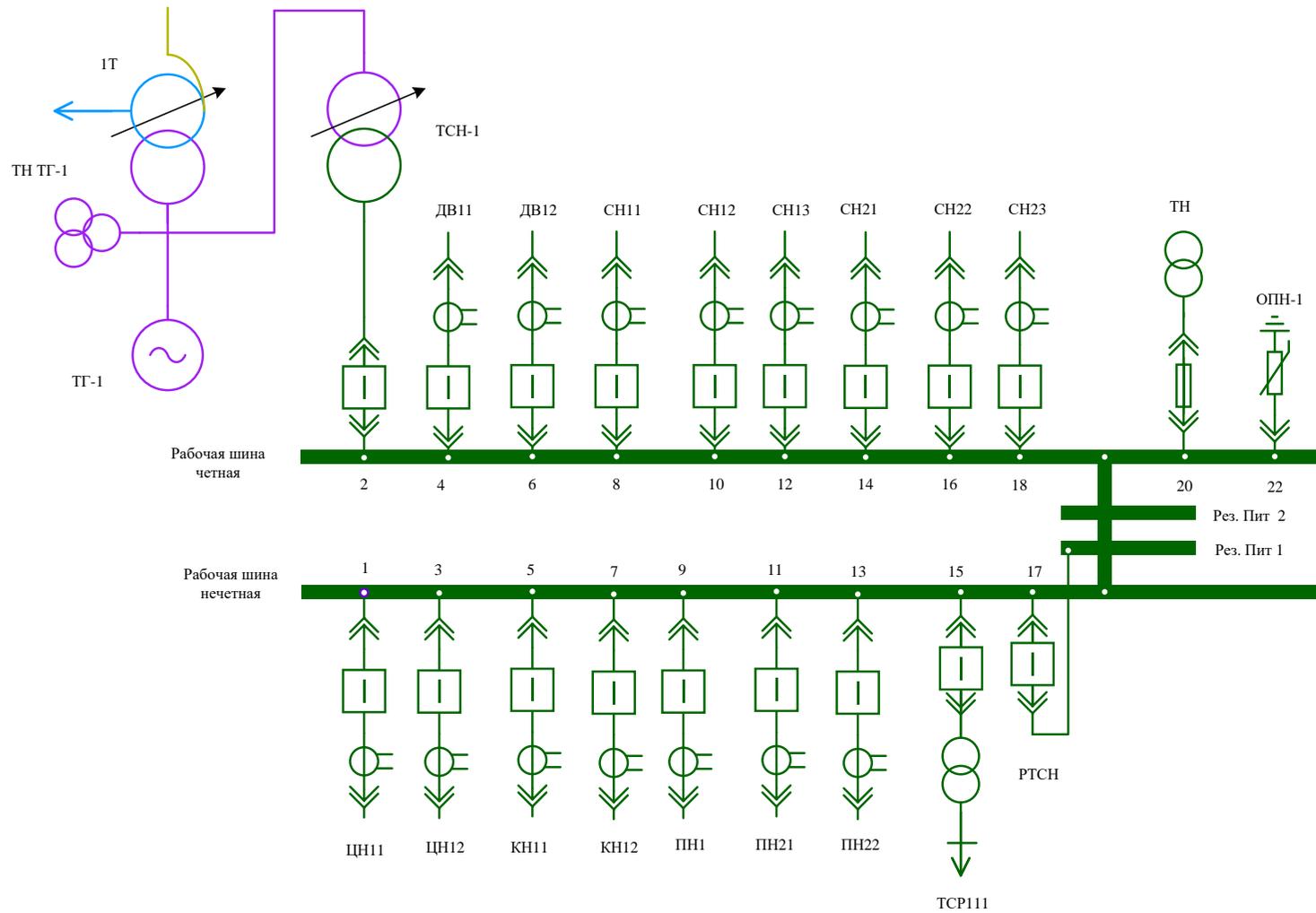
ПРИЛОЖЕНИЕ А

Схема выдачи мощности



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Схема собственных нужд проектируемой ТЭЦ



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

« 26 » 06 20 23 Г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект строительства Артемовской ТЭЦ-2

тема

Руководитель

 22.06.23
подпись, дата

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

С.Р. Янов

инициалы, фамилия

Выпускник

 23.06.23
подпись, дата

К.А. Ефимов

инициалы, фамилия

Тех. Контроль

 26.06.23
подпись, дата

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

 24.06.23
подпись, дата

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2023

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

институт
Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е.А. Бойко

подпись инициалы, фамилия
« 20 » 02 20 23 Г.

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

Красноярск 2023

Студенту Ефимову Константину Алексеевичу
фамилия, имя, отчество

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

Теплоэнергетика и теплотехника

полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект строительства
Артемовской ТЭЦ-2

Утверждена приказом по университету № 2972/с от 20.02.23

Руководитель ВКР С.Р. Янов, канд. техн. наук, доцент кафедры ТЭС
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 450 МВт,
тепловая нагрузка 702 Гкал/ч, размещение – город Артем Приморский
край, топливо – природный газ Сахалинского месторождения

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

Перечень графического материала

Лист 1. Разрез главного корпуса по газовой турбине

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. Принципиальная тепловая схема

Лист 4. Компоновка главного корпуса

Руководитель ВКР


подпись

С.Р. Янов

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению


подпись, инициалы и фамилия студента

К.А. Ефимов

подпись, инициалы и фамилия студента

« 5 » июня 20 23 г.