

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Е.А. Бойко  
подпись                      инициалы, фамилия

«    » \_\_\_\_\_ 2020г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект двухтопливной ПГУ ТЭЦ 380 МВт

тема

Руководитель

\_\_\_\_\_   
подпись, дата

профессор, д.т.н.

должность, ученая степень

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник

\_\_\_\_\_   
подпись, дата

Н.С. Рыжков

инициалы, фамилия

Тех. контроль

\_\_\_\_\_   
подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_   
подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2020

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

---

институт

Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Е.А. Бойко  
Подпись                      инициалы, фамилия

«    » \_\_\_\_\_ 2020г.

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

Студенту

Рыжкову Никите Сергеевичу

Группы

ФЭ16 – 02Б

Направление (специальность)

13.03.01

номер группы

код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект двухтопливной ПГУ  
ТЭЦ 380 МВт

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

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, профессор, доктор. техн. наук, кафедра ТЭС

инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 380 МВт, район

размещения – город Прокопьевск Кемеровской области, топливо – каменный

уголь кузнецкий Д, Р, СШ и газ Самотлорского месторождения

Перечень разделов ВКР введение, расчетная часть, экологическая оценка

Перечень графического материала

Лист 1. Тепловая схема двухтопливной ТЭС

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. Разрез главного корпуса

Лист 4. Разрезы газовой и паровой турбины

Лист 5. Разрез котла-утилизатора

Лист 6. Разрез пылеугольного котла

Лист 7. Схема технического водоснабжения

Руководитель ВКР

подпись

Е.А. Бойко

инициалы и фамилия

Задания принял к исполнению

подпись

Н.С. Рыжков

инициалы и фамилия

«    »                      2020г.

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа на тему «Проект двухтопливной ПГУ ТЭЦ 380 МВт» состоит из 54 страниц текстового документа, 7 листов графического материала. Было использовано 10 источников литературы.

Ключевые слова: ДВУХТОПЛИВНАЯ ПГУ, ТУРБОАГРЕГАТ, ГАЗОВАЯ ТУРБИНА, КОТЕЛ УТИЛИЗАТОР, КОТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА.

Объект выпускной квалификационной работы – блок в состав которого входят газовая турбина ГТД-110, котел утилизатор, прямоточный котел П-59 и турбоагрегат Т-260-240.

Цель работы: поиск места строительства станции, подбор основного оборудования, расчет основных параметров.

В ходе работы был произведен тепловой расчет газового оборудования; упрощенный расчет котельного агрегата; расчет принципиальной тепловой схемы; рассчитано воздействие объекта на окружающую среду; разработан генеральный план и компоновка главного корпуса.

Результаты работы представлены в заключении, а также в тексте документа и графической части посредством схем, таблиц и чертежей.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
1 Обоснование актуальности .....	7
1.1 Место строительства .....	7
1.2 Вид используемого топлива .....	7
1.3 Экологическая обстановка в регионе.....	7
2 Расчетная часть.....	10
2.1 Разработка ПТС .....	10
2.2 Тепловой расчет ГТУ .....	11
2.2.1 Предварительный расчет тепловой схемы ГТУ .....	12
2.2.2 Уточненный расчет тепловой схемы ГТУ .....	14
2.3 Тепловой расчет котла-утилизатора.....	18
2.4 Расчет парового котла.....	23
2.4.1 Исходные данные .....	23
2.4.2 Коэффициент избытка воздуха в верхней части топки и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева .....	24
2.4.3 Расчет объемов воздуха и газов .....	26
2.4.4 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания .....	27
2.4.5 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел	29
2.5 Расчет тепловой схемы .....	31
2.5.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту .....	31
2.5.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды.....	34
2.5.3 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме.....	35
2.5.4 Определение параметров по элементам схемы.....	39
2.5.5 Определение предварительного расхода пара на турбину .....	41
2.5.6 Расчет регенеративной схемы ПВД.....	42
2.5.7 Расчет деаэрата .....	43
2.5.8 Расчет регенеративной схемы ПНД .....	44
2.5.9 Расчет технико-экономических показателей работы станции ...	48
3 Расчет и выбор дымовой трубы .....	50
4 Экологическая оценка .....	52
5 Общая часть.....	54
5.1 Генеральный план .....	54
5.2 Компоновка главного корпуса .....	55
Заключение.....	57
Список использованных источников .....	58

## ВВЕДЕНИЕ

Город Прокопьевск находится в Кемеровской области, на юге Западной Сибири, в южной части Кузнецкого угольного бассейна (Кузбасса). В рейтинге городов он занимает третье место - по количеству жителей, и пятое - по площади. Образован на месте села Прокопьевского. С 1917 года ведется разработка угольного рудника Прокопьевский.

Общая численность населения на 2019 год составляет 191 839 человек.

Город входит в Новокузнецкую (Кузбасскую) агломерацию. По данным на 2010 год, население которой насчитывает 1,15 млн человек. Кузбасская агломерация занимает 12-е место по величине в России и 4-е в Сибири, после Новосибирской, Красноярской и Омской городских агломераций. Кузбасская агломерация включает такие города, как Новокузнецк, Калтан, Киселёвск, Междуреченск, Мыски, Осинники, Прокопьевск, а также поселения Междуреченского городского округа, Новокузнецкого и Прокопьевского муниципальных районов Кемеровской области.

После Великой Отечественной войны в городе функционировали шахты: Прокопьевская, Красногорская, Зиминка, Северный Маганак и Зенковские уклоны. Город являлся одним из крупнейших угледобывающих центров СССР и за вклад в развитие угольной промышленности в 1981 году город Прокопьевск получил Орден Трудового Красного Знамени. День города приурочен к важному для большинства жителей профессиональному празднику — Дню Шахтера и празднуется ежегодно в последнее воскресенье августа.

Распоряжением Правительства РФ от 29.07.2014 N 1398-р (ред. от 13.05.2016) «Об утверждении перечня моногородов», включен в категорию моногородов Российской Федерации, как город, с наиболее сложным социально-экономическим положением и рисками ухудшения экономической ситуации.

Постановлением Правительства Российской Федерации от 03.12.2018 № 1470 в границах Прокопьевского городского округа создана Территория опережающего социально-экономического развития (ТОСЭР).

В Кузбассе и даже по России город Прокопьевск, занимал ведущие позиции и являлся одним из основных центров добычи коксующегося угля. В годы расцвета угольной промышленности город насчитывал шестнадцать угольных шахт. В 2016 году действует одна — имени Дзержинского (ликвидирована в 2019 году). Недалеко от города Берёзовский разрез.

## **1 Обоснование актуальности**

### **1.1 Место строительства**

Местом строительства выбран город Прокопьевск Кемеровской области из-за своего географического положения, а именно непосредственной близости к угольным разрезам и газовым месторождениям, что является одним из основных условий проектирования данной ТЭЦ. Так же на территории города нет ни одной ТЭЦ, все теплоснабжение города приходится на котельные, которые являются устаревшими и с не экологичной технологией.

По данным администрации города Прокопьевска прирост жилищного фонда с 2017 г. по 2028 г. прогнозируется на уровне 726 817 м<sup>2</sup>, а прирост тепловой нагрузки за этот же период составит 47,784 Гкал/ч. Эти данные дают основание предполагать, что в рассматриваемом городе существует потребность в увеличении нагрузки теплоэнергетической компании.

### **1.2 Вид используемого топлива**

В проектируемой ТЭЦ планируется использовать два типа топлива, уголь и природный газ. Город Прокопьевск расположен на территории Кузбасского угольного бассейна, в самом городе расположено порядка 27 угольных шахт и прокопьевско-киселевский угольный разрез. Уголь в данном районе каменный слабоспекающийся, с теплотой сгорания не ниже 21 Мдж/кг.

Так же по территории Кемеровской области проходит газопровод Нижневартовский газоперерабатывающий завод – Парабель - Кузбасс.

### **1.3 Экологическая обстановка в регионе**

По данным за 1998 год полные выбросы вредных веществ в атмосферу составили 1237,655 тыс. т. Сюда входят выбросы от стационарных (предприятия и заводы) и передвижных (транспорт) источников. Соотношение выбросов по видам:

- Твердые – 227,773 тыс. т;
- Диоксид серы – 135,492 тыс. т;
- Оксиды углерода – 579,762 тыс. т;
- Оксиды азота – 132,321 тыс. т;
- Углеводороды – 143,674 тыс. т;
- Прочие газообразные – 18,633 тыс. т.

Продукты сгорания различных видов топлив составляют большую часть общего выброса вредных веществ.

Выбросы от транспорта составляют 237,423 тыс. т (19,2%), в том числе:

- автомобильный транспорт – 225,116 тыс. т;

- железнодорожный транспорт – 11,65 тыс. т;
- воздушный транспорт – 0,655 тыс. т.

По отдельным веществам выбросы от транспорта составляют:

- сажа – 0,767 тыс. т;
- оксиды углерода – 170,011 тыс. т;
- оксиды азота – 36,487 тыс. т;
- углеводороды – 27,101 тыс. т;
- диоксид серы – 2,846 тыс. т;
- свинец – 0,211 тыс. т.

Выбросы автотранспорта составляют 94,8% от всех передвижных источников загрязнения.

Вклад автотранспорта в загрязнение составляет 18,4% в целом по области, но в отдельных городах он значительно выше, так в Анжеро-Судженске – 34,5%, в Междуреченске – 35,2%, Кемерово – 42,2%. По сравнению с 1997 г. выбросы от автотранспорта увеличились на 2,8% (6,408 тыс. тонн).

Сведения об охране атмосферного воздуха за 1998 год по форме статистической отчетности №2-ТП (воздух) получены от 1384 предприятий, учреждений, организаций области.

От стационарных источников загрязнения в атмосферу поступает 1000,232 тыс. т загрязняющих веществ (при лимите выбросов 1042,499 тыс. т), в том числе:

- твердые – 226,795 тыс. т;
- диоксид серы – 132,646 тыс. т;
- оксиды углерода – 409,751 тыс. т;
- оксиды азота – 95,834 тыс. т;
- углеводороды – 116,573 тыс. т;
- прочие газообразные – 18,633 тыс. т.

По некоторым данным в окружающую среду попадает около 200 видов различных загрязняющих веществ, которые чаще всего являются высокотоксичными и канцерогенными. Это бенз(а)пирен, различные примеси металлов, кремния, цианиды, фториды, широкий спектр углеводородов, включая летучие органические соединения. В атмосфере они способны вступать в фотохимические реакции с образованием озона и других окислителей.

Количество выбросов, приходящееся на основные виды промышленности Кемеровской области, распределились следующим образом:

- металлургия – 392,360 тыс. т;
- энергетика – 199,259 тыс. т;
- топливная промышленность – 173,184 тыс. т;
- химическая промышленность – 3,257 тыс. т;
- другие отрасли – 232,172 тыс. т.



В сравнении с 1997 годом количество выбросов топливной промышленности в атмосферу увеличился на 38,700 тыс. тонн, в связи с уточнением источников выброса метана, в электроэнергетике на 10,87 тыс. тонн, за счет увеличения количества сожженного топлива, в отрасли жилищно-коммунального хозяйства на 17,573 тыс. тонн, так как происходит увеличение количества источников выбросов. В 1998 году введено в эксплуатацию 109 новых предприятий, при этом 237 предприятий ликвидировано или реорганизовано. В металлургической и химической промышленности объем выбросов уменьшился на 30,793 тыс. тонн и 1,529 тыс. тонн соответственно. Это объясняется сокращением уровня производства. В целом по Кемеровской области увеличение за данный период составило 40,822 тыс. тонн.

С 1993 по 1998 годы, выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников уменьшились на 102,468 тыс. тонн, что составляет 9,3% от общего количества. Такая ситуация обусловлена спадом уровня производства в основных отраслях народного хозяйства.

По данным в 1998 году на промышленных предприятиях Кемеровской области уловлено 3,992 млн. тонн загрязняющих веществ, что составляет 80,0% от общего количества выбросов. Наиболее эффективная степень улавливания отмечена в энергетике – 92,3%, в химической промышленности – 88,7%. Наиболее низкая степень улавливания загрязняющих веществ отмечена в отрасли цветной металлургии – 36,5%, жилищно-коммунальном хозяйстве – 32,7%, на предприятиях транспортного и дорожного хозяйства – 35,2%, торговых предприятиях – 18,3%, здравоохранении – 6,2%. Вредные вещества от предприятий сферы образования, отрасли связи и материально-технического снабжения поступают в окружающую атмосферу без очистки.

## **2 Расчетная часть**

### **2.1 Разработка ПТС**

ПТС двухтопливной ПГУ включает в себя газовую турбину ГТД-110, котел-утилизатор, паровой пылеугольный котел П-59 и турбоагрегат Т-260-240.

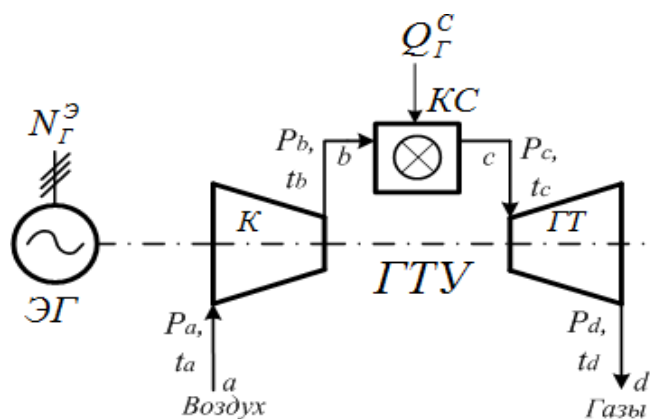
Пар в данной тепловой схеме образуется в пылеугольном котле и в котле-утилизаторе, работающем от уходящих газов газовой турбины. Основной пар с давлением 23,5 Мпа и температурой 545 °С получается в пылеугольном котле, пар из тракта высокого давления котла утилизатора поступает в турбину вместе с паром промежуточного перегрева.

Подогрев сетевой воды производится в пяти подогревателях низкого давления и трех подогревателях высокого давления. Деаэрирование питательной воды происходит в деаэраторе при давлении 0,7 МПа. Потери конденсата в тракте восполняются химически очищенной водой, которая подводится в конденсатор.

## 2.2 Тепловой расчет ГТУ

При тепловом расчете ГТУ исходными величинами, заданными или принимаемыми по [2,3] являются:

- электрическая мощность  $N_e = 118$  МВт;
- температура газов перед газовой турбиной  $T_T = 1100$  К;
- температура воздуха на входе в компрессор  $T_B = 288$  К;
- показатель адиабаты для воздуха в компрессоре  $k = 1,4$ ;
- удельная изобарическая теплоемкость при средней температуре процесса сжатия  $c_{pк} = 1,01$  кДж/(кг·К);
- механический КПД турбины  $\eta_{мех} = 0,98$ ;
- изоэнтропийный КПД компрессора  $\eta_{к} = 0,742$ ;
- удельная изобарическая теплоемкость при средней температуре процесса расширения в турбине  $c_{pт} = 1,1$  кДж/(кг·К);
- изоэнтропийный КПД турбины  $\eta_{т} = 0,9$ ;
- коэффициент гидравлических потерь давления по тракту  $\zeta_{тр} = 0,05$ ;
- средняя удельная теплоемкость продуктов сгорания при средней температуре в процессе подвода теплоты в камеру сгорания  $c_{pкс} = 1,1$  кДж/(кг·К);
- расход охлаждающего воздуха  $q_{охл} = 0,12$ ;
- КПД камеры сгорания  $\eta_{кс} = 0,995$ .



ЭГ – электрический генератор, К – компрессор, КС – камера сгорания,  
ГТ – газовая турбина.

Рисунок 1 – Схема простой ГТУ

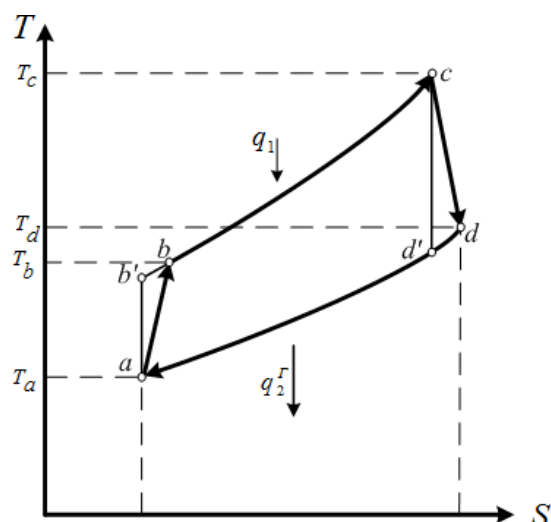


Рисунок 2 – Цикл простой ГТУ

### 2.2.1 Предварительный расчет тепловой схемы ГТУ

Расчет тепловой схемы ГТУ приведен в Таблице 1, а результаты изображены на Рисунках 3 и 4.

Таблица 1 – Предварительный расчет ГТУ

Величина	Обозначение	Формула	ед. изм.	Варианты				
				1	2	3	4	5
Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_k$	Задается	-	4	7	10	13	16
Комплекс работы сжатия компрессора	$\bar{H}_k$	$\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1$	-	0,485	0,743	0,93	1,08	1,208
Удельная работа сжатия компрессора	$H_k$	$\frac{c_{pk} \cdot T_b \cdot \bar{H}_k}{\eta_k}$	кДж/кг	190,52	291,52	364,85	423,77	473,63
Температура воздуха за компрессором	$T_k$	$T_b + \frac{H_k}{c_{pk}}$	К	476,63	576,63	649,24	707,57	756,94
Суммарная степень расширения в турбинах	$\pi_{T\Sigma}$	$\pi_k \cdot (1 - \zeta_{тр})$	-	3,8	6,65	9,5	12,35	15,2
Удельная работа расширения турбины компрессора	$\pi_T$	$\frac{\pi_{T\Sigma}}{\left[1 - \frac{H_k}{c_{pt} \cdot \eta_T \cdot T_T}\right]^{\frac{k}{1-k}}}$	-	1,785	1,952	1,904	1,768	1,596
Удельная работа расширения силовой турбины	$H_T$	$c_{pt} \cdot T_T \cdot \left(1 - \pi_T^{\frac{1-k}{k}}\right) \cdot \eta_T$	кДж/кг	152,55	174,12	168,2	150,25	124,95

Окончание таблицы 1

Удельная эффективная работа	$H_e$	$H_T \cdot \eta_{\text{мех}}$	кДж/кг	155,67	177,67	171,63	153,32	127,5
Температура продуктов сгорания за турбиной	$T_T$	$T_T - \frac{H_e}{c_{pT}}$	К	961,31	941,7	947,08	963,4	986,4
Количество теплоты, подведенное к продуктам сгорания в камере сгорания	$Q_{\text{КС}}$	$c_{p\text{КС}} \cdot T_T \cdot (1 - q_{\text{охл}})$	кДж/кг	1064,8	1064,8	1064,8	1064,8	1064,8
Эффективный КПД	$\eta_e$	$\frac{H_e \cdot \eta_{\text{КС}}}{Q_{\text{КС}}}$	-	0,142	0,162	0,157	0,140	0,116

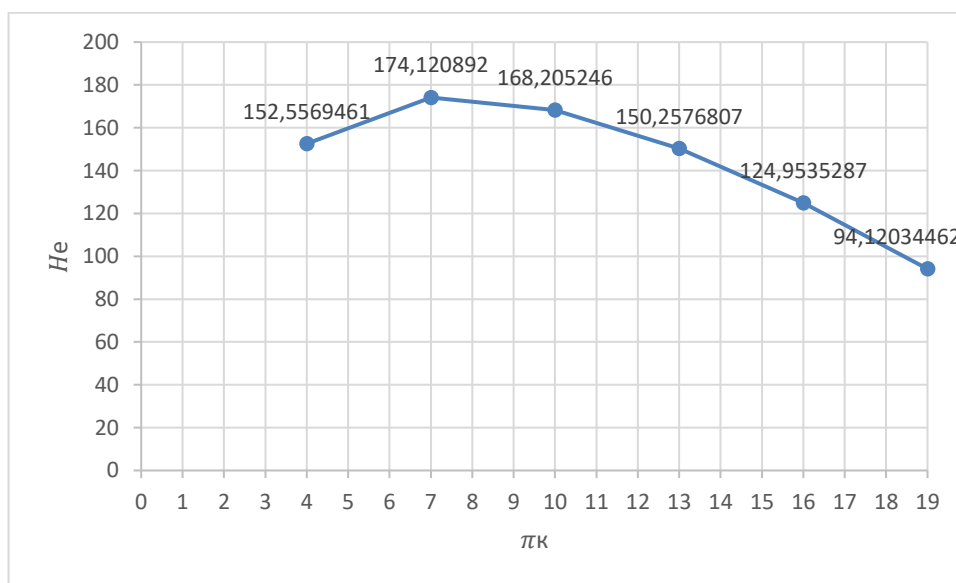


Рисунок 3 – Зависимость  $H_e$  от  $\pi_k$ .

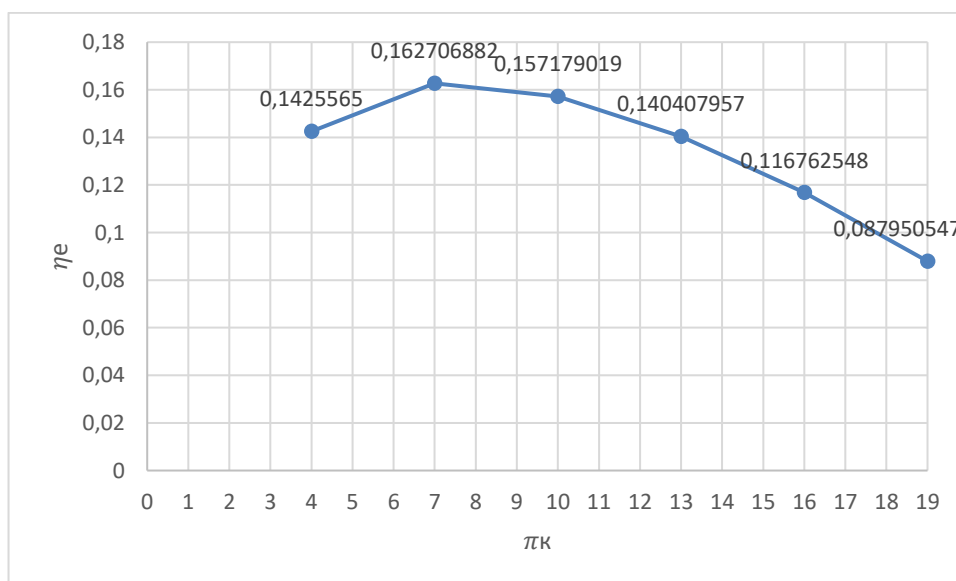


Рисунок 4 – Зависимость  $\eta_e$  от  $\pi_k$ .

## 2.2.2 Уточненный расчет тепловой схемы ГТУ

В соответствии с предварительным расчетом принято номинальное значение степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k = 7$ . Расчет проводим в следующем порядке.

КПД осевого компрессора определяется по формуле:

$$\eta_k = \frac{T_B \cdot \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_K - T_B}, \quad (1)$$

где  $T_B = 278,15$  К – температура воздуха на входе в компрессор;

$T_K = 500$  К – температура воздуха на выходе из компрессора;

$k = 1,4$  – показатель адиабаты для воздуха в компрессоре.

$$\eta_k = \frac{278,15 \cdot \left( 7^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)}{500 - 278,15} = 0,932.$$

Удельная работа сжатия воздуха в компрессоре, кДж/кг:

$$H_k = \varphi_a \cdot c_{pk} \cdot T_B \cdot \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \eta_k^{-1}, \quad (2)$$

где  $\varphi_a = 1,0099$  – поправка в значение работы сжатия зависящая от относительной влажности;

$c_{pk} = 1,01$  кДж/(кг · К) – удельная изобарическая теплоемкость при средней температуре процесса сжатия.

$$H_k = 1,0099 \cdot 1,01 \cdot 278,15 \cdot \left( 7^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot 0,932^{-1} = 224,987.$$

Температура воздуха за компрессором, К:

$$T_K = T_B + \frac{H_k}{c_{pk}}, \quad (3)$$

$$T_K = 278,15 + \frac{224,987}{1,01} = 500,91.$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в компрессоре, К:

$$T_{cp} = \frac{T_K + T_B}{2}, \quad (4)$$

$$T_{\text{cp}} = \frac{500,91+278,15}{2} = 389,53.$$

Далее уточняются теплоемкость и показатель адиабаты в соответствии с полученной средней температурой по [1]:

$$c'_{\text{pk}} = 1,009 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$k' = 1,397.$$

Уточненное значение удельной работы сжатия компрессора, кДж/кг:

$$H'_{\text{к}} = 1,009 \cdot 278,15 \cdot \left( 7^{\frac{1,397-1}{1,397}} - 1 \right) \cdot 0,932^{-1} = 222,282.$$

Уточненная температура воздуха за компрессором, К:

$$T'_{\text{к}} = 278,15 + \frac{222,282}{1,009} = 498,45.$$

Уточненная средняя температура процесса сжатия в компрессоре, К:

$$T'_{\text{cp}} = \frac{498,45+278,15}{2} = 388,3.$$

Ввиду малого изменения средней температуры процесса сжатия воздуха, дальнейшего уточнения теплотехнических параметров не требуется.

Определяется коэффициент избытка воздуха продуктов сгорания по формуле:

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{3000-0,367 \cdot T_{\text{г}}}{T_{\text{г}}-T'_{\text{к}}}, \quad (5)$$

где  $T_{\text{г}} = 1100 \text{ К}$  – температура газов на выходе из камеры сгорания.

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{3000-0,367 \cdot 1100}{1100-498,45} = 3,987.$$

Степень расширения продуктов сгорания в турбине ГТУ:

$$\pi_{\Sigma} = \pi_k \cdot (1 - \zeta_{\text{тр}}), \quad (6)$$

где  $\zeta_{\text{тр}} = 0,05$  – коэффициент гидравлических потерь давления по тракту.

$$\pi_{\Sigma} = 7 \cdot (1 - 0,05) = 6,65.$$

Удельная работа расширения турбины компрессора, кДж/кг:

$$H_{\text{T1}} = \frac{H_k}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (7)$$

$$H_{\text{T1}} = \frac{222,282}{0,98} = 226,819.$$

Степень расширения продуктов сгорания в силовой турбине:

$$\pi_{\text{T}} = \frac{\pi_{\Sigma}}{\left[1 - \frac{H_{\text{T1}}}{c_{\text{рт}} \cdot T_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{T}}}\right]^{\frac{k}{1-k}}}, \quad (8)$$

$$\pi_{\text{T}} = \frac{6,65}{\left[1 - \frac{226,819}{1,01 \cdot 1100 \cdot 0,9}\right]^{\frac{1,352}{1-1,352}}} = 2,476.$$

Удельная работа расширения силовой турбины, кДж/кг:

$$H_{\text{T}} = c_{\text{рт}} \cdot T_{\Gamma} \cdot \left(1 - \pi_{\text{T}}^{\frac{1-k}{k}}\right) \cdot \eta_{\text{T}}, \quad (9)$$

$$H_{\text{T}} = 1,01 \cdot 1100 \cdot \left(1 - 2,476^{\frac{1-1,352}{1,352}}\right) \cdot 0,9 = 210,2.$$

Температура продуктов сгорания за силовой турбиной, К:

$$T_{\text{T}} = T_{\Gamma} - \frac{H_{\text{T}}}{c_{\text{рт}}}, \quad (10)$$

$$T_{\text{T}} = 1100 - \frac{210,2}{1,01} = 891,881.$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в силовой турбине, К:



$$T_{\text{cp}} = \frac{T_{\text{T}} + T_{\text{Г}}}{2}, \quad (11)$$

$$T_{\text{cp}} = \frac{891,881 + 1100}{2} = 995,941.$$

Далее уточняются теплоемкость и показатель адиабаты в соответствии с полученной средней температурой по [1]:

$$c'_{\text{pT}} = 1,088 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$k' = 1,357.$$

Уточненное значение удельной работы расширения силовой турбины, кДж/кг:

$$H'_{\text{T}} = 1,088 \cdot 1100 \cdot \left(1 - 2,476^{\frac{1-1,357}{1,357}}\right) \cdot 0,9 = 228,532.$$

Уточненная температура продуктов сгорания за силовой турбиной, К:

$$T'_{\text{T}} = 1100 + \frac{228,532}{1,088} = 889,952.$$

Уточненная средняя температура процесса сжатия в компрессоре, К:

$$T'_{\text{cp}} = \frac{1100 + 889,952}{2} = 994,976.$$

Ввиду малого изменения средней температуры процесса сжатия воздуха, дальнейшего уточнения теплофизических параметров не требуется.

Полезная работа ГТУ:

$$H_{\text{e}} = H'_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (12)$$

$$H_{\text{e}} = 228,532 \cdot 0,98 = 223,961.$$

Теплота, поступающая с воздухом, кДж/кг:

$$Q_{\text{в}} = c'_{\text{рк}} \cdot T'_{\text{к}} \cdot (1 - q_{\text{ут}} - q_{\text{ох}}), \quad (13)$$

где  $q_{\text{ут}} = 0,015$  – утечки воздуха через лабиринтовые уплотнения;

$q_{\text{ох}} = 0,12$  – расход охлаждающего воздуха.

$$Q_{\text{в}} = 1,009 \cdot 498,45 \cdot (1 - 0,015 - 0,12) = 435,04.$$

Количество теплоты, подведенное к рабочему телу в камере сгорания, кДж/кг:

$$Q_{\text{КС}} = \frac{c_{\text{ркс}} \cdot T_{\text{Г}} \cdot (1 - q_{\text{ох}})}{\eta_{\text{КС}}} - Q_{\text{в}}, \quad (14)$$

где  $c_{\text{ркс}} = 1,082 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – теплоемкость продуктов сгорания при подводе теплоты в камеру сгорания;

$\eta_{\text{КС}} = 0,995$  – КПД камеры сгорания.

$$Q_{\text{КС}} = \frac{1,082 \cdot 1100 \cdot (1 - 0,12)}{0,995} - 435,04 = 628,286.$$

Эффективный КПД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{\text{КС}}}, \quad (15)$$

$$\eta_e = \frac{223,961}{628,286} = 0,356.$$

Расход рабочего тела в ГТУ:

$$G_{\text{Т}} = \frac{N_e}{H_e}, \quad (16)$$

$$G_{\text{Т}} = \frac{118000}{223,961} = 526,877.$$

### 2.3 Тепловой расчет котла-утилизатора

Исходные данные для проведения расчета:

- расход перегретого пара в тракте высокого давления  $D_{\text{пе}} = 150$  т/ч;
- давление перегретого пара в тракте высокого давления  $P_{\text{пе}} = 3,68$  МПа;
- температура перегретого пара в тракте высокого давления  $t_{\text{пе}} = 540^\circ\text{C}$ ;
- гидравлическое сопротивление пароперегревателя в тракте высокого давления  $\Delta P_{\text{пе}} = 0,3$  МПа;
- давление перегретого пара в тракте низкого давления  $P_{\text{пе.нд}} = 0,3$  МПа;
- температура перегретого пара в тракте низкого давления  $t_{\text{пе.нд}} = 250^\circ\text{C}$ ;
- гидравлическое сопротивление пароперегревателя в тракте низкого давления  $\Delta P_{\text{пе.нд}} = 0,03$  МПа;
- расход газа через КУ  $G_{\text{к.т.}} = 505,406$  кг/с;
- температура продуктов горения на входе в котел  $t_{\text{к.т.}} = 622,874^\circ\text{C}$ ;
- температура продуктов горения на выходе из котла  $t_{\text{к.т.}} = 200^\circ\text{C}$ .

В качестве топлива принимаем природный газ Самотлорского месторождения, имеющий низшую рабочую теплоту сгорания  $Q_{\text{Н}}^{\text{р}} = 30$  МДж/кг и имеющий состав [3]:

$$\text{CO}_2 = 0,59\%; \text{N}_2 = 1,48\%; \text{CH}_4 = 60,64\%; \text{C}_2\text{H}_6 = 4,13\%; \text{C}_3\text{H}_8 = 13,05\%; n\text{C}_4\text{H}_{10} = 4,04\%; i\text{C}_4\text{H}_{10} = 8,6\%; n\text{C}_5\text{H}_{12} = 2,52\%; i\text{C}_5\text{H}_{12} = 2,65\%.$$

Давление в барабане высокого давления, МПа:

$$P_{\text{б.вд}} = P_{\text{пе}} + \Delta P_{\text{пе}}, \quad (17)$$

$$P_{б.вд} = 3,68 + 0,3 = 3,98.$$

Давление питательной воды в тракте высокого давления, МПа:

$$\begin{aligned} P_{пв.вд} &= 1,15 \cdot P_{б.вд}, \\ P_{пв.вд} &= 1,15 \cdot 3,98 = 4,577. \end{aligned} \quad (18)$$

Давление воды за экономайзером высокого давления, МПа:

$$\begin{aligned} P_{эк.вд} &= 1,05 \cdot P_{б.вд}, \\ P_{эк.вд} &= 1,05 \cdot 3,98 = 4,179. \end{aligned} \quad (19)$$

Температура воды за экономайзером высокого давления, °С:

$$T_{эк}^{ввых} = T_s(P_{эк.вд}) - 10^\circ\text{C}, \quad (20)$$

где  $T_s(P_{эк.вд}) = 252,967^\circ\text{C}$  – температура насыщения при давлении за экономайзером.

$$T_{эк}^{ввых} = 252,967 - 10^\circ\text{C} = 242,967.$$

Давление в барабане низкого давления, МПа:

$$\begin{aligned} P_{б.нд} &= P_{пе.нд} + \Delta P_{пе.нд}, \\ P_{б.нд} &= 0,3 + 0,03 = 0,33. \end{aligned} \quad (21)$$

Давление питательной воды в тракте низкого давления, МПа:

$$\begin{aligned} P_{пв.нд} &= 1,15 \cdot P_{б.нд}, \\ P_{пв.нд} &= 1,15 \cdot 0,33 = 0,38. \end{aligned} \quad (22)$$

Давление воды за экономайзером низкого давления, МПа:

$$\begin{aligned} P_{эк.нд} &= 1,05 \cdot P_{б.нд}, \\ P_{эк.нд} &= 1,05 \cdot 0,33 = 0,347. \end{aligned} \quad (23)$$

Для расчета энтальпий газов потребуется рассчитать теплофизические параметры продуктов горения.

Теоретический объем воздуха в продуктах сгорания, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$\begin{aligned} V_B^0 &= 0,0476 \cdot \left[ \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m C_n \right], \\ V_B^0 &= 0,0476 \cdot \left[ \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 60,64 + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 4,13 + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) \cdot \right. \end{aligned} \quad (24)$$

$$\cdot 13,05 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 4,04 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 8,6 + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot 2,52 + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot 2,65] = 15,446.$$

Теоретический объем азота, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,01 \cdot N_2, \quad (25)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 15,446 + 0,01 \cdot 1,48 = 12,229.$$

Объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (CO_2 + \sum mC_mH_n), \quad (26)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0,59 + 1 \cdot 60,64 + 2 \cdot 4,13 + 3 \cdot 13,05 + 4 \cdot 4,04 + 4 \cdot 8,6 + 5 \cdot 2,52 + 5 \cdot 2,65) = 1,851.$$

Теоретический объем водяных паров, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot \left(\sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_r\right) + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (27)$$

где  $d_r = 10 \frac{r}{m^3}$  – влагосодержание газообразного топлива.

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot \left(\frac{4}{2} \cdot 60,64 + \frac{6}{2} \cdot 4,13 + \frac{8}{2} \cdot 13,05 + \frac{10}{2} \cdot 4,04 + \frac{10}{2} \cdot 8,6 + \frac{12}{2} \cdot 2,52 + \frac{12}{2} \cdot 2,65 + 0,124 \cdot 10\right) + 0,0161 \cdot 15,446 = 3,062.$$

Теоретический объем продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (28)$$

$$V_r^0 = 1,851 + 12,229 + 3,062 = 17,13.$$

Объемная доля азота в продуктах сгорания:

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}^0}{V_r^0}, \quad (29)$$

$$r_{N_2} = \frac{12,229}{17,13} = 0,713.$$

Объемная доля трехатомных газов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r^0}, \quad (30)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,851}{17,13} = 0,108.$$

Объемная доля водяных паров:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^0}{V_{\Gamma}^0}, \quad (31)$$

$$r_{RO_2} = \frac{3,062}{17,13} = 0,179.$$

Объемная доля воздуха в продуктах сгорания:

$$r_B = \frac{(\alpha_B - 1) \cdot V_B^0}{V_{\Gamma}^0}, \quad (32)$$

где  $\alpha_B = 4,316$  – избыток воздуха в продуктах сгорания.

$$r_{RO_2} = \frac{(4,316 - 1) \cdot 15,446}{17,13} = 2,99.$$

Теплоемкости составляющих продуктов сгорания на входе в КУ, кДж/(кг·°C):

$$C_{N_2} = 1,699 + 0,0004798 \cdot t_{к.т.} = 1,699 + 0,0004798 \cdot 622,874 = 1,998;$$

$$C_{RO_2} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot t_{к.т.} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 622,874 = 1,629;$$

$$C_{H_2O} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot t_{к.т.} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 622,874 = 1,349;$$

$$C_B = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_{к.т.} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 622,874 = 1,361.$$

Энтальпия продуктов сгорания на входе в КУ, кДж/кг:

$$h_{к.т.} = \frac{(r_{N_2} \cdot C_{N_2} + r_{RO_2} \cdot C_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot C_{H_2O} + r_B \cdot C_B) \cdot t_{к.т.}}{\rho_{\Gamma}}, \quad (33)$$

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

$$h_{к.т.} = \frac{(0,713 \cdot 1,998 + 0,108 \cdot 1,629 + 0,179 \cdot 1,349 + 2,99 \cdot 1,361) \cdot 622,874}{1,3} = 2833,149.$$

Теплоемкости составляющих продуктов сгорания на выходе из КУ, кДж/(кг·°C):

$$C_{N_2} = 1,699 + 0,0004798 \cdot t_{yx} = 1,699 + 0,0004798 \cdot 200 = 1,998;$$

$$C_{RO_2} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot t_{yx} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 200 = 1,629;$$

$$C_{H_2O} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot t_{yx} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 200 = 1,349;$$

$$C_B = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_{yx} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 200 = 1,361.$$

Энтальпия продуктов сгорания на выходе из КУ, кДж/кг:

$$h_{yx} = \frac{(r_{N_2} \cdot C_{N_2} + r_{RO_2} \cdot C_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot C_{H_2O} + r_B \cdot C_B) \cdot t_{yx}}{\rho_{\Gamma}}, \quad (34)$$

$$h_{yx} = \frac{(0,713 \cdot 1,998 + 0,108 \cdot 1,629 + 0,179 \cdot 1,349 + 2,99 \cdot 1,361) \cdot 200}{1,3} = 861,032.$$

Далее составим уравнения теплового и материального баланса. Уравнение для пароперегревателя высокого давления будет иметь вид:

$$G_{\text{к.т.}} \cdot (h_{\text{к.т.}} - h_1) = D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе.вд}} - h'_{\text{вд}}), \quad (35)$$

где  $h_{\text{пе.вд}} = h(P_{\text{пе}}, t_{\text{пе}}) = 3540,455$  кДж/кг – энтальпия перегретого пара тракта высокого давления;

$h'_{\text{вд}} = h''(P_{\text{б.вд}}) = 2800,993$  кДж/кг – энтальпия пара на входе в пароперегреватель.

Уравнение испарительной поверхности тракта высокого давления:

$$G_{\text{к.т.}} \cdot (h_1 - h_2) = D_{\text{пе}} \cdot (h''_{\text{вд}} - h_{\text{эк}}), \quad (36)$$

где  $h''_{\text{вд}} = h'_{\text{вд}} = 2800,993$  кДж/кг – энтальпия пара на выходе из испарителя;

$h_{\text{эк}} = h(P_{\text{эк}}, t_{\text{эк}}) = 1051,756$  кДж/кг – энтальпия пара на входе в испаритель.

Уравнение экономайзера тракта высокого давления:

$$G_{\text{к.т.}} \cdot (h_2 - h_3) = D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{эк}} - h_{\text{пн}}), \quad (37)$$

где  $h_{\text{пн}} = h_{\text{д}} + \Delta h$  – энтальпия пара на входе в экономайзер;

$$\Delta h = \frac{\Delta P \cdot v}{\eta_{\text{н}}} = \frac{3,877 \cdot 0,001}{0,8} = 5,369 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{\text{пн}} = 697,143 + 5,369 = 702,513 \text{ кДж/кг}.$$

Уравнение для пароперегревателя низкого давления:

$$G_{\text{к.т.}} \cdot (h_3 - h_4) = D_{\text{пе.нд}} \cdot (h_{\text{пе.нд}} - h'_{\text{нд}}), \quad (38)$$

где  $h_{\text{пе.нд}} = h(P_{\text{пе.нд}}, t_{\text{пе.нд}}) = 3017,54$  кДж/кг – энтальпия перегретого пара тракта низкого давления;

$h'_{\text{нд}} = h''(P_{\text{б.нд}}) = 2764,513$  кДж/кг – энтальпия пара на входе в пароперегреватель низкого давления.

Уравнение испарительной поверхности тракта низкого давления:

$$G_{\text{к.т.}} \cdot (h_4 - h_5) = D_{\text{пе.нд}} \cdot (h''_{\text{нд}} - h_{\text{эк.нд}}), \quad (39)$$

где  $h''_{\text{нд}} = h'_{\text{нд}} = 2764,513$  кДж/кг – энтальпия пара на выходе из испарителя низкого давления;

$h_{\text{эк.нд}} = h(P_{\text{эк.нд}}, t_{\text{эк.нд}}) = 653,767$  кДж/кг – энтальпия пара на входе в испаритель.

Уравнение экономайзера тракта низкого давления:

$$G_{\text{к.т.}} \cdot (h_5 - h_{\text{ух}}) = D_{\text{пе.нд}} \cdot (h_{\text{эк.нд}} - h_{\text{пн.нд}}), \quad (40)$$

где  $h_{\text{пн.нд}} = h_{\text{д}} + \Delta h$  – энтальпия пара на входе в экономайзер;

$$\Delta h = \frac{\Delta P \cdot v}{\eta_{\text{н}}} = \frac{0,14 \cdot 0,001}{0,8} = 0,193 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{\text{пн.нд}} = 697,143 + 0,193 = 697,337 \text{ кДж/кг}.$$

Решая данную систему уравнений, мы получим следующие значения:

$$h_1 = 2751,793 \text{ кДж/кг};$$

$$h_2 = 2559,339 \text{ кДж/кг};$$

$$h_3 = 2520,915 \text{ кДж/кг};$$

$$h_4 = 2336,434 \text{ кДж/кг};$$

$$h_5 = 829,265 \text{ кДж/кг};$$

$$D_{\text{пе.нд}} = 276,119 \text{ кг/с}.$$

## 2.4 Расчет парового котла

### 2.4.1 Исходные данные

Исходные данные необходимые для расчета парового котла представлены в Таблицах 2 и 3.

Таблица 2 – Исходные данные для расчета

Прототип котла	П-59
Топливо	Кузнецкий Д, Р, СШ
Паропроизводительность	$D_{\text{пе}} = 980 \text{ т/ч}$
Давление острого пара	$P_{\text{пе}} = 24 \text{ МПа}$
Температура острого пара	$t_{\text{пе}} = 545^\circ\text{C}$
Температура питательной воды	$t_{\text{пв}} = 263^\circ\text{C}$
Температура уходящих газов	$\vartheta_{\text{ух}} = 150^\circ\text{C}$
Температура холодного воздуха	$t_{\text{хв}} = 5^\circ\text{C}$

Таблица 3 – Теплотехнические характеристики топлива

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, V <sub>г</sub> , %	Теплота сгорания топлива, Q <sub>н</sub> <sup>p</sup> , кДж/кг	Температуры плавления зола, °С		
		W <sup>p</sup>	A <sup>p</sup>	S <sup>p</sup>	C <sup>p</sup>	H <sup>p</sup>	N <sup>p</sup>	O <sup>p</sup>			t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>3</sub>
Галимовское месторождение	A, P	11,5	15,9	0,4	56,4	4	1,9	9,9	40,5	21900	1160	1310	1440

#### 2.4.2 Коэффициент избытка воздуха в верхней части топки и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha_t$  обеспечивает практически полное сгорание топлива, он выбирается в соответствии типу топочного устройства и вида сжигаемого топлива. Для камерной топки с твердым шлакоудалением рекомендуемое значение составляет от 1,15 до 1,2 [4]. Принимаем коэффициент избытка воздуха  $\alpha_t = 1,2$ .

При сжигании твердых топлив в системе пылеприготовления, работающей под разрежением, также имеют место присосы  $\Delta\alpha_{пл}$ , которые поступают в горелки вместе с транспортирующей топливо средой. Значение коэффициента присосов воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разрежением, принимается учитывая тип мельницы и характеристики пылесистемы [4]. Для молотковой мельницы с прямым вдуванием пыли в топку коэффициент присосов воздуха имеет значение  $\Delta\alpha_{пл} = 0,04$ .

Присос холодного воздуха в топке для топочной камеры, предназначенной для сжигания твердых топлив, с  $D_{пе} > 89$  кг/с рекомендуется брать в пределах 0,05 - 0,07 [4]. Значение присоса холодного воздуха в топке принимается:  $\Delta\alpha_t = 0,06$ .

Коэффициент присоса воздуха в пароперегревателе, расположенного в горизонтальном газоходе составляет  $\Delta\alpha_{пл} = 0,03$  [4].

Присос воздуха в водяной экономайзер принимается равным  $\Delta\alpha_{взк} = 0,02$  [4].

Присос воздуха в трубчатый воздухоподогреватель принимается  $\Delta\alpha_{твп} = 0,03$  [4].



Избыток холодного воздуха после пароперегревателя высокого давления определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{кп.вд}} = \alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{пп}}, \quad (41)$$

$$\alpha''_{\text{кп.вд}} = 1,2 + 0,03 = 1,23.$$

Избыток холодного воздуха после первого пароперегревателя низкого давления определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{кп.нд1}} = \alpha''_{\text{кп.вд}} + \Delta\alpha_{\text{пп}}, \quad (42)$$

$$\alpha''_{\text{кп.нд1}} = 1,23 + 0,03 = 1,26.$$

Избыток холодного воздуха после второго пароперегревателя низкого давления определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{кп.нд2}} = \alpha''_{\text{кп.нд1}} + \Delta\alpha_{\text{пп}}, \quad (43)$$

$$\alpha''_{\text{кп.нд2}} = 1,26 + 0,03 = 1,29.$$

Избыток холодного воздуха после зоны большой теплоемкости определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{збт}} = \alpha''_{\text{кп.нд2}} + \Delta\alpha_{\text{пп}}, \quad (44)$$

$$\alpha''_{\text{збт}} = 1,29 + 0,03 = 1,32.$$

Избыток холодного воздуха после воздухоподогревателя второй ступени определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{твп2}} = \alpha''_{\text{збт}} + \Delta\alpha_{\text{твп}}, \quad (45)$$

$$\alpha''_{\text{твп2}} = 1,32 + 0,03 = 1,35.$$

Избыток холодного воздуха после водяного экономайзера определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{вЭК}} = \alpha''_{\text{твп2}} + \Delta\alpha_{\text{вЭК}} \quad (46)$$

$$\alpha''_{\text{вЭК}} = 1,35 + 0,02 = 1,37$$

Избыток холодного воздуха после воздухоподогревателя второй ступени определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{твп1}} = \alpha''_{\text{вЭК}} + \Delta\alpha_{\text{твп}} \quad (47)$$

$$\alpha''_{\text{твп1}} = 1,37 + 0,03 = 1,4$$

### 2.4.3 Расчет объемов воздуха и газов

Для твердого топлива расчет теоретических объемов воздуха, м<sup>3</sup>/кг, и продуктов сгорания производят, исходя из состава рабочей массы топлива (см. Таблицу 3).

Теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг при сжигании 1 кг топлива рассчитывается по следующей формуле:

$$V_B^\circ = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P \quad (48)$$

где  $C^P$  – количество углерода на рабочую массу топлива, %, (см. Таблицу 3);  
 $S^P$  – количество серы на рабочую массу топлива, %, (см. Таблицу 3);  
 $H^P$  – количество водорода на рабочую массу топлива, %, (см. Таблицу 3);  
 $O^P$  – количество кислорода на рабочую массу топлива, %, (см. Таблицу 3).

$$V_B^\circ = 0,0889 \cdot (56,4 + 0,375 \cdot 0,4) + 0,265 \cdot 4 - 0,0333 \cdot 9,9 = 5,758$$

Объем азота, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

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

где  $N^P$  – количество азота на рабочую массу топлива, %, (см. Таблицу 3).

$$V_{N_2}^\circ = 0,79 \cdot 5,758 + 0,8 \cdot \frac{0,4}{100} = 4,564$$

Объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100}, \quad (50)$$

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{56,4 + 0,375 \cdot 0,4}{100} = 1,055$$

Объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{H_2O}^\circ = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^\circ, \quad (51)$$

где  $W^P$  – влажность топлива на рабочую массу, %, (см. Таблицу 3).

$$V_{H_2O}^\circ = 0,111 \cdot 4 + 0,0124 \cdot 11,5 + 0,0161 \cdot 5,758 = 0,679.$$

Объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_\Gamma^\circ = V_{RO_2} + V_{N_2}^\circ + V_{H_2O}^\circ, \quad (52)$$

$$V_\Gamma^\circ = 1,055 + 4,564 + 0,679 = 6,298.$$

Расчет объемов продуктов сгорания в поверхностях нагрева сводим в Таблицу 4. Объемы газов и водяных паров определяются по среднему значению коэффициента избытка воздуха в поверхности нагрева  $\alpha_{\text{ср}}$ , равному полусумме значений на входе в поверхность и на выходе из нее. В Таблице 4 приведены также объемные доли трехатомных газов и концентрация золотых частиц в продуктах сгорания для последующего расчета лучистого теплообмена. Доля золы, уносимой потоком газа  $a_{\text{ун}}$ , принимается согласно рекомендациям:  $a_{\text{ун}} = 0,95$ .

Таблица 4 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и ее обозначение	Топочная камера	КП.В Д	КП.НД 1	КП.НД 2	ЗБТ	ТВП 2	ВЭК	ТВП 1
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_{\text{T}} + \sum \alpha_i$	1,2	1,23	1,26	1,29	1,32	1,35	1,37	1,4
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{\text{ср}}$	1,2	1,215	1,245	1,275	1,305	1,335	1,36	1,385
Объем водяных паров, $\text{м}^3 / \text{кг}$ $V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V_{\text{B}}^0$	0,698	0,699	0,702	0,705	0,708	0,71	0,713	0,715
Полный объем газов, $\text{м}^3 / \text{кг}$ , $V_{\text{T}} = V_{\text{T}}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V_{\text{B}}^0$	7,468	7,556	7,731	7,907	8,082	8,258	8,404	8,55
Объемная доля трехатомных газов $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\text{T}}$	0,141	0,14	0,136	0,133	0,131	0,128	0,126	0,123
Объемная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{T}}$	0,093	0,093	0,091	0,089	0,088	0,086	0,085	0,084
Суммарная объемная доля $r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,235	0,232	0,227	0,223	0,218	0,214	0,211	0,207
Масса дымовых газов $G_{\text{T}} = 1 - 0,01 \cdot A^{\text{p}} + 1,306 \cdot \alpha_{\text{ср}} \cdot V_{\text{B}}^0$	9,864	9,977	10,203	10,428	10,65 4	10,87 9	11,06 7	11,25 5
Концентрация золовых частиц, $\text{кг} / \text{кг}$ , $\mu_{\text{зл}} = A^{\text{p}} \cdot a_{\text{ун}} / 100 \cdot G_{\text{T}}$	0,015	0,015	0,015	0,014	0,014	0,014	0,014	0,013

#### 2.4.4 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Необходимое значение энтальпии газов (воздуха) на произвольную температуру выполняется в два этапа: первый - находят энтальпию газа(воздуха)

при температуре 2200 °С и заданном избытке воздуха, второй – с помощью формулы пересчета находят ее для искомой температуры.

Теоретическая энтальпия газов при температуре 2200°С определяется по формуле, кДж/кг:

$$H_{Г2200}^0 = V_{Г}^0 \cdot c_{Г} \cdot \vartheta_{Г}, \quad (52)$$

где  $c_{Г} = 1,71 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{°С})$  – теплоемкость продуктов сгорания;  
 $\vartheta_{Г} = 2200\text{°С}$  – расчетная температура газов.

$$H_{Г2200}^0 = 6,298 \cdot 1,71 \cdot 2200 = 23693,996.$$

Теоретическую энтальпию воздуха можно определить по формуле, кДж/кг:

$$\begin{aligned} H_{В2200}^0 &= 3403 \cdot V_{В}^0, \\ H_{В2200}^0 &= 3403 \cdot 5,758 = 19593,198. \end{aligned} \quad (53)$$

Исходное значение энтальпии газов при температуре 2200°С и избытке воздуха  $\alpha_{у\text{х}}$  составляет, кДж/кг(м3):

$$H_{у\text{х.Г}}^{2200} = H_{Г2200}^0 + (\alpha_{у\text{х}} - 1) \cdot H_{В2200}^0, \quad (54)$$

$$H_{у\text{х.Г}}^{2200} = 23693,996 + (1,4 - 1) \cdot 19593,198 = 31531,275.$$

Энтальпия уходящих газов, кДж/кг:

$$H_{у\text{х}} = H_{у\text{х.Г}}^{2200} \cdot \frac{\vartheta_{у\text{х}}}{2650 - 0,3 \cdot \vartheta_{у\text{х}}}, \quad (55)$$

где  $\vartheta_{у\text{х}}$  – смотреть Таблицу 2.

$$H_{у\text{х}} = 31531,275 \cdot \frac{150}{2650 - 0,3 \cdot 150} = 1815,62.$$

Энтальпия холодного воздуха, кДж/кг:

$$H_{хв} = \frac{\beta_{ГВ} \cdot H_{В2200}^0 \cdot t_{хв}}{2610 - 0,25 \cdot t_{хв}}, \quad (56)$$

где  $\beta_{ГВ} = 1,1$  – относительный избыток воздуха;

$t_{хв} = 5\text{°С}$  – температура холодного воздуха.

## 2.4.5 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел

Потеря теплоты с уходящими газами  $q_2$ , %, зависит от заданной температуры уходящих газов и избытка воздуха продуктов сгорания, покидающих котел:

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{xв}^{\circ})(100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (57)$$

где  $H_{yx}$  – энтальпия уходящих газов, кДж/кг;

$\alpha_{yx}$  – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;

$H_{xв}^{\circ}$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;

$Q_p^p$  – располагаемая теплота сжигаемого топлива кДж/кг, принимается равной  $Q_H^p$  (см. Таблицу 3);

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %, который зависит от вида топлива и способа его сжигания [1]: для каменных углей, сжигаемых в камерной топке с твердым шлакоудалением, принимается  $q_4 = 1$ .

$$q_2 = \frac{(1815,62 - 1,4 \cdot 41,308)(100 - 1)}{21900} = 7,946.$$

Потеря теплоты с химическим недожогом топлива  $q_3$ , %, зависит от вида сжигаемого топлива. Так как котел пылеугольный, тогда  $q_3 = 0$ .

Потеря теплоты от наружного охлаждения  $q_5$ , %, через внешние поверхности в котлах большой тепловой мощности невелика и уменьшается с ростом единичной мощности котла. Ее значение при номинальной расчетной нагрузке можно определить из следующих зависимостей:

$$q_5^H = \frac{\left(\frac{60}{D_{\text{НОМ}}}\right)^{0,5}}{\lg D_{\text{НОМ}}}, \quad (58)$$

где  $D_{\text{НОМ}}$  – номинальная нагрузка котла.

$$q_5^H = \frac{\left(\frac{60}{272,222}\right)^{0,5}}{\lg 272,222} = 0,193.$$

При нагрузках, отличающихся от номинальной, потеря теплоты  $q_5$  изменяется и пересчитывается по формуле:

$$q_5 = q_5^H \cdot \frac{D_{\text{НОМ}}}{D_{\text{пе}}}, \quad (59)$$

$$q_5 = 0,193 \cdot \frac{272,222}{272,222} = 0,193.$$

Разбивка потери тепла от наружного охлаждения котла по отдельным газоходам практически не сказывается на результатах расчета. Доли этой потери, приходящиеся на отдельные газоходы, для упрощения принимаются

пропорциональными количеству тепла, отдаваемого газами в соответствующих газоходах. Поэтому при определении количества тепла, отданного газами, потери от наружного охлаждения учитываются введением коэффициента сохранения тепла:

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

$$\varphi = 1 - \frac{0,193}{100} = 0,998.$$

При твердом шлакоудалении потеря теплоты с физическим теплом шлака  $q_6$ , %, учитывается только в случае для многозольных топлив, когда  $A^p > 2,5Q_H^p$ :  $15,9 \neq 54,75$ , значит  $q_6 = 0$ .

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется методом обратного баланса:

$$\eta_{ка}^{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (61)$$

$$\eta_{ка}^{бр} = 100 - (7,946 + 0 + 1 + 0,193 + 0) = 90,861.$$

Полезный расход топлива  $B$ , т/ч, подаваемого в топочную камеру парового котла, определяется из баланса между полезным тепловыделением при горении топлива и тепловосприятием рабочей среды в паровом котле:

$$B = \frac{D_{пе}(h_{пе} - \bar{t}_{пв}) + D_{вп}(h_{вп} - \bar{t}_{пв})}{Q_H^p \cdot \eta_{ка}^{бр}}, \quad (62)$$

где  $D_{вп} = 233,056$  кг/с – расход через вторичный пароперегреватель.

$h_{пе}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг, которая определяется по соответствующей температуре пара и давлению перегретого пара [5]:

$h_{пе} = f(P_{пе}, t_{пе})$ . Здесь  $P_{пе}$  – давление перегретого пара, МПа, и  $t_{пе}$  – температура перегретого пара, °С. Следовательно:  $h_{пе} = 3334,92$ ;

$\bar{t}_{пв}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг, которая определяется по соответствующей температуре пара и давлению пароводяного тракта [5]:

$\bar{t}_{пв} = f(P_{пв}, t_{пв})$ . Здесь  $P_{пв}$  – давление питательной воды, МПа, которое принимается:  $P_{пв} = 34$ , и  $t_{пв}$  – температура питательной воды, °С, Следовательно:  $\bar{t}_{пв} = 1149,022$ ;

$h_{вп}$  – энтальпия пара промперегрева, кДж/кг, которая определяется по соответствующей температуре пара и давлению пароводяного тракта [5]:

$h_{вп} = f(P_{вп}, t_{вп})$ . Здесь  $P_{вп}$  – давление в контуре промперегрева, МПа, которое принимается:  $P_6 = 3,68$ , и  $t_{вп}$  – температура пара промперегрева, °С. Следовательно:  $h_{вп} = 3551,84$ .

$$B = \frac{272,222 \cdot (3334,92 - 1149,022) + 233,056 \cdot (3551,84 - 1149,022)}{21900 \cdot 0,9086} = 58,046$$

Значение расчетного расхода сгоревшего топлива  $B_p$ , кг/с, на основе которого производится определение полного расхода газов и воздуха в газоздушном тракте котла:

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4), \quad (63)$$

$$B_p = 58,046 \cdot \left(1 - \frac{1}{100}\right) = 57,466.$$

## 2.5 Расчет тепловой схемы

### 2.5.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту

Произвести расчет тепловой схемы и определить технико-экономические показатели турбины Т-260-240 при следующих данных:

- электрическая нагрузка  $W_{э} = 260$  МВт;
- максимальная отопительная нагрузка  $Q_{от}^{max} = 2000$  ГДж/ч.

Принципиальная тепловая схема турбины Т-260-240 представлена на Рисунке 5. Из тепловой схемы видно, отпуск тепла осуществляется из двух теплофикационных регулируемых отборов. Отборный пар поступает на сетевой подогреватель.

Система регенерации состоит из пяти подогревателей низкого давления (ПНД), деаэратора и трех подогревателей высокого давления (ПВД). Слив конденсата из ПВД – каскадный в деаэратор. Слив конденсата из ПНД – с помощью дренажных насосов (ДН) в линию основного конденсата. В схеме используется прямоточный котел. Пар из уплотнений поступает в сальниковый подогреватель – охладитель уплотнений (ОУ), а из основных эжекторов конденсатора – в охладитель эжекторного пара (ОЭ), что способствует дополнительному подогреву основного конденсата.

Восполнение потерь конденсата химически очищенной водой осуществляется в конденсатор.

Заводские данные для турбины Т-260-240 представлены в Таблице 5.

Таблица 5 – Заводские данные турбины Т-260-240

Электрическая мощность $W_{э}$ , МВт	260
Максимальная отопительная нагрузка $Q_{от}^{max}$ , МВт	555,556
Тепловая мощность отопительных отборов $Q_{от}^{баз}$ , МВт	406,994
Начальные параметры пара:	
Давление $P_0$ , МПа	23,5
Температура $t_0$ , °С	540
Давление в конденсаторе турбины $P_k$ , кПа	5,8

Число отборов пара на регенерацию – 9;

Давление в отборах:

$P_1 = 5,62$  МПа;  
 $P_2 = 4,06$  МПа;  
 $P_3 = 2,5$  МПа;  
 $P_4 = 1,72$  МПа;  
 $P_5 = 0,976$  МПа;  
 $P_6 = 0,395$  МПа;  
 $P_7 = 0,284$  МПа;  
 $P_8 = 0,093$  МПа;  
 $P_9 = 0,027$  МПа.

Расчётные значения внутреннего относительного КПД турбины Т-260-240:

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = 82,5\%;$$

$$\eta_{oi}^{ЦСД} = 91,5\%;$$

$$\eta_{oi}^{ЦСД2} = 90\%;$$

$$\eta_{oi}^{ЦНД} = 84\%.$$

Расход пара на собственные нужды;  $\alpha_{сн} = 2,0\%$ ;

Внутростанционные потери конденсата;  $\alpha_{ут} = 1,1\%$ ;

Потери пара на уплотнения;  $\alpha_{упл} = 1,0\%$ ;

Потери пара на эжекцию;  $\alpha_{эж} = 0,5\%$ ;

Температура химически очищенной воды;  $t_{х.в.} = 30^\circ\text{C}$ ;

Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях;  $\Delta t_{эж} + \Delta t_{сп} = 15$   
 $^\circ\text{C}$ ;

КПД подогревателей поверхностного типа:  $\eta_{то} = 0,98$ .

Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД;  $\vartheta_{ПВД} = 3^\circ\text{C}$ .

Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД;  $\vartheta_{ПНД} = 2^\circ\text{C}$ .

Температурный график сети принимаем 130/70  $^\circ\text{C}$ .



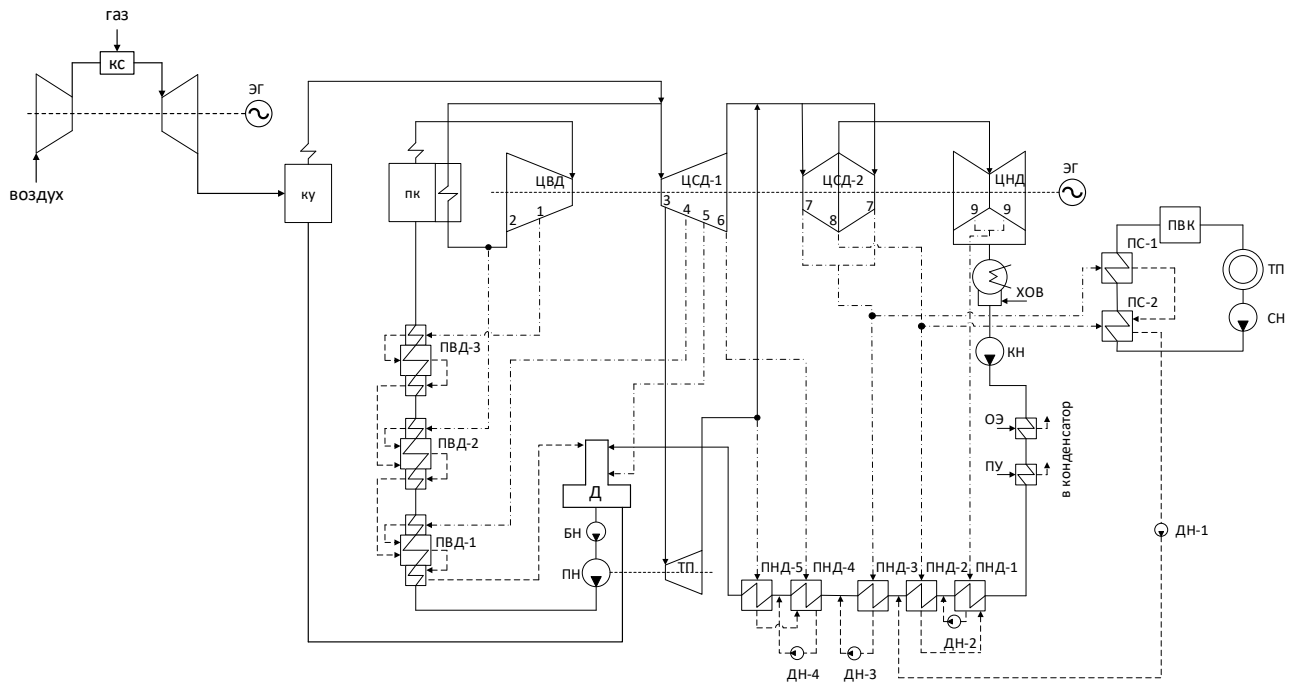


Рисунок 5 – Принципиальная тепловая схема турбины Т-260-240

## 2.5.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на Рисунке 6.

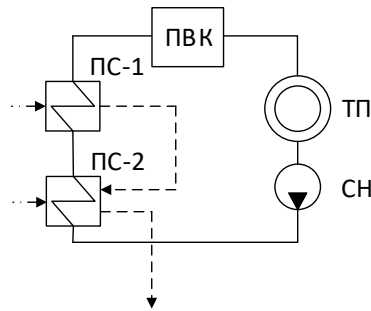


Рисунок 6 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{max}}}{C_{\text{в}} \cdot \Delta t} = \frac{555,556}{4,19 \cdot (130 - 70)} = 2209,847 \quad (64)$$

Коэффициент теплофикации:

$$\alpha = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{баз}}}{Q_{\text{от}}^{\text{max}}} = \frac{406,944}{555,556} = 0,733 \quad (65)$$

Температура насыщения верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{н.вс}} = t_{\text{о.с.}} + \frac{Q_{\text{от}}^{\text{баз}}}{C_{\text{в}} \cdot G_{\text{св}}} + \vartheta, \quad (66)$$

$$t_{\text{н.вс}} = 70 + \frac{406,944}{4,19 \cdot 2209,847} + 5 = 118,95.$$

Энтальпия насыщения греющего пара верхнего сетевого подогревателя,

кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{н.вс}} = 499,322$$

Давление сетевой воды в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P_{\text{с.в.}} = 0,192$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя с учетом потери давления в трубопроводе, МПа:

$$P'_5 = \frac{P_{\text{с.в.}}}{0,95} = 0,202.$$

Температура насыщения нижнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{н.нс}} = t_{\text{о.с.}} + \frac{(t_{\text{н.вс}} - 5) - t_{\text{о.с.}}}{2} + \vartheta, \quad (67)$$

$$t_{н.нс} = 70 + \frac{(118,95-5)-70}{2} + 5 = 96,975.$$

Энтальпия насыщения греющего пара нижнего сетевого подогревателя, кДж/кг:

$$\bar{t}_{н.нс} = 406,342$$

Давление сетевой воды в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P_{с.н.} = 0,091$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя с учетом потери давления в трубопроводе, МПа:

$$P'_5 = \frac{P_{с.н.}}{0,95} = 0,096.$$

### 2.5.3 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме

Из характеристик турбины имеем:

Начальные параметры пара перед стопорным клапаном:

Давление  $P_0 = 23,5$  МПа;

Температура  $t_0 = 540^\circ\text{C}$ ;

Находим на i-s диаграмме точку  $A_0$ , смотри рисунок 7. С учётом дросселирования пара в регулирующих органах цилиндра давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{др}^{ЦВД} = 23,5 \cdot 0,949 = 22,302$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P'_0$  до давления  $P_3$  изображается линией  $A_0B_0$ . При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке “В” можно определить, кДж/кг:

$$i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД},$$

где  $i_{B_0} = 2965,247$  кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;

$i_{A_0} = 3339,259$  кДж/кг – энтальпия острого пара;

$\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,825$  внутренний относительный коэффициент полезного действия

цилиндра высокого давления.

$$i_B = 3339,259 - (3339,259 - 2965,247) \cdot 0,825 = 3030,699.$$

Точку “В” определим с учетом дросселирования пара, МПа:

$$P_0^{\text{ЧСД}} = P_{\text{пп}} \cdot (1 - \Delta P_{\text{пп}}) \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЧСД}}, \quad (68)$$

$$P_0^{\text{ЧСД}} = 3,68 \cdot (1 - 0,095) \cdot 0,95 = 3,164.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P_0^{\text{ЧСД}}$  до давления  $P_6$  изображается линией BC<sub>0</sub>. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке “С” можно определить, кДж/кг:

$$i_C = i_B - (i_B - i_{C_0}) \cdot \eta_{oi}^{\text{ЧСД}}, \quad (69)$$

где  $i_B = 3422,124$  кДж/кг – энтальпия пара после дросселирование,

$i_{C_0} = 2925,848$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара в точке “С<sub>0</sub>”;

$\eta_{oi}^{\text{ЧСД}} = 0,915$  – внутренний относительный коэффициент полезного действия

для цилиндра среднего давления.

$$i_C = 3422,124 - (3422,124 - 2925,848) \cdot 0,915 = 3112,846.$$

Точку “С” определим с учетом дросселирования пара, МПа:

$$P_0^{\text{ЧСД2}} = P_6 \cdot (1 - \Delta P_{\text{пп}}) \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЧСД}}, \quad (70)$$

$$P_0^{\text{ЧСД2}} = 0,395 \cdot (1 - 0,095) \cdot 0,95 = 0,34.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P_0^{\text{ЧСД2}}$  до давления  $P_8$  изображается линией CD<sub>0</sub>. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке “D” можно определить, кДж/кг:

$$i_D = i_C - (i_C - i_{D_0}) \cdot \eta_{oi}^{\text{ЧСД2}}, \quad (71)$$

где  $i_C = 2923,685$  кДж/кг – энтальпия пара после дросселирования;

$i_{D_0} = 2733,359$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара в точке “С<sub>0</sub>”;

$\eta_{oi}^{\text{ЧСД2}} = 0,9$  – внутренний относительный коэффициент полезного

действия для цилиндра среднего давления.

$$i_D = 2923,685 - (2923,685 - 2733,359) \cdot 0,9 = 2766,666.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P_0^{\text{ЧНД}}$  до давления  $P_k$  изображается линией DE<sub>0</sub>. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке “Е” можно определить, кДж/кг:

$$i_E = i_D - (i_D - i_{E_0}) \cdot \eta_{oi}^{\text{ЧНД}}, \quad (72)$$

где  $i_D = 2734,568$  кДж/кг – энтальпия пара после дросселирования;

$i_{E_0} = 2068,695$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара в точке “С<sub>0</sub>”;

$\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,84$  внутренний относительный коэффициент полезного действия

для цилиндра среднего давления.

$$i_E = 2734,568 - (2734,568 - 2068,695) \cdot 0,84 = 2175,235.$$

Дополнение к п.п. 2.5.2:

Определим расход пара на сетевые подогреватели и посчитаем, составив уравнение, кг/с:

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

$$D_{BC} = \frac{G_{c.v.} \cdot \Delta t_{BC} \cdot C_B}{(h_7 - \bar{t}_{h,BC}) \cdot \eta_{п}}, \quad (73)$$

$$D_{BC} = \frac{2209,847 \cdot 16,05 \cdot 4,19}{(2500,492 - 499,322) \cdot 0,98} = 75,778.$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, МВт:

$$Q_{BC} = G_{c.v.} \cdot \Delta t_{BC} \cdot C_B, \quad (74)$$

$$Q_{BC} = 2209,847 \cdot 16,05 \cdot 4,19 = 148,611.$$

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

$$D_{HC} = \frac{G_{c.v.} \cdot \Delta t_{HC} \cdot C_B}{(h_8 - \bar{t}_{h,HC}) \cdot \eta_{п}}, \quad (75)$$

$$D_{HC} = \frac{2209,847 \cdot 21,975 \cdot 4,19}{(2347,174 - 406,342) \cdot 0,98} = 106,977.$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, МВт:

$$Q_{HC} = G_{c.v.} \cdot \Delta t_{HC} \cdot C_B, \quad (76)$$

$$Q_{HC} = 2209,847 \cdot 21,975 \cdot 4,19 = 203,472.$$

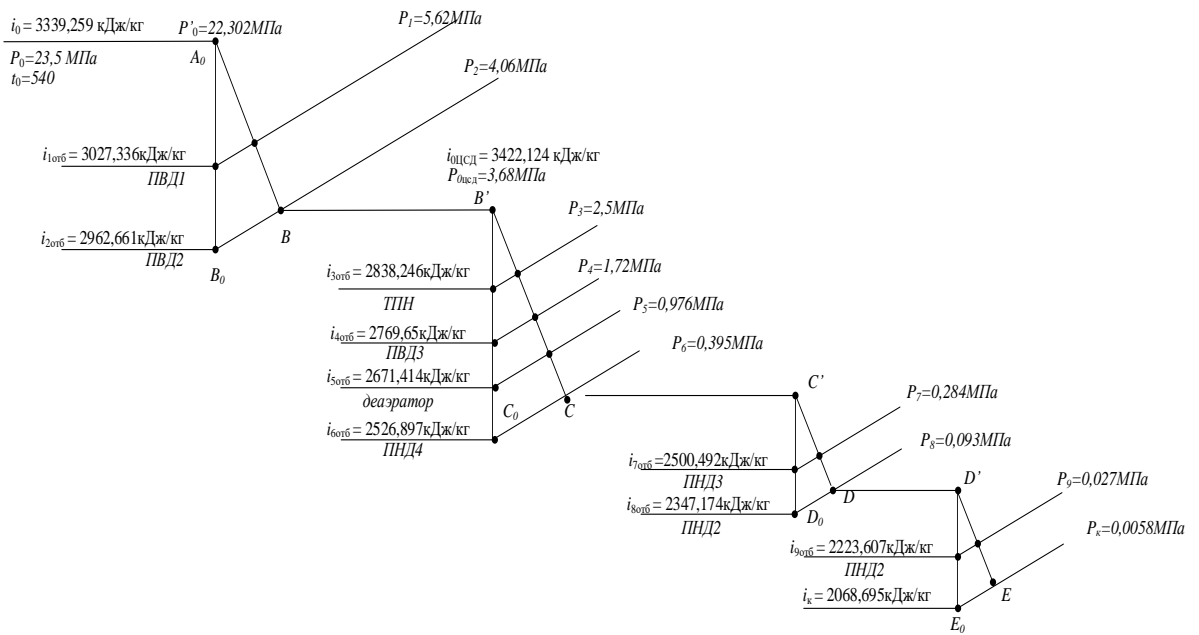


Рисунок 7 – Процесс расширения пара в турбине Т-260-240 в *i-s* диаграмме

## 2.5.4 Определение параметров по элементам схемы

Подогреватель высокого давления (ПВД 3). Давление пара в отборе 5,62 МПа. Принимая потерю давления 5%, находим давление пара у подогревателя, МПа:

$$P_{\text{ПВД3}} = 5,62 \cdot 0,95 = 5,339 \quad (77)$$

Температура насыщения греющего пара, °С:

$$t_n = 268,075$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{сп.д.ПВД3}} = 1175,319$$

Температура питательной воды за подогревателем с учётом недогрева, °С:

$$t_{\text{пв}} = t_n - \vartheta_{\text{ПВД}} = 268,075 - 2 = 266,075 \quad (78)$$

Энтальпия питательной воды, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{сп.пв.ПВД3}} = 1165,171$$

Энтальпия греющего пара (из i-s диаграммы), кДж/кг:

$$h_1 = 3027,336$$

Использованный теплоперепад турбиной до отбора на ПВД, кДж/кг:

$$h = h_0 - h_1 = 3339,259 - 3027,336 = 311,923 \quad (79)$$

Также определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в Таблицу 6.

Таблица 6 – Параметры элементов тепловой схемы

Величина	Давление отборного пара, МПа	Энтальпия пара, кДж/кг	Температура насыщения греющего пара, °С	Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	Температура воды за подогревателем, °С	Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	Использованный теплосрепад, кДж/кг
ПВД3	5,62	3027,336	268,075	1175,319	266,075	1165,171	311,923
ПВД2	4,06	2962,661	248,208	1076,988	246,208	1067,317	64,675
ПВД1	2,5	2838,246	202,392	863,19	200,392	854,188	124,415
Деаэратор	1,72	2769,65	202,392	-	164,953	697,143	124,415
ПНД5	0,976	2671,414	155,041	654,054	152,041	641,095	98,235
ПНД4	0,395	2526,897	141,324	594,887	138,324	582,03	144,517
ПНД3	0,284	2500,492	129,943	546,145	126,943	533,36	26,405
ПНД2	0,093	2347,174	96,18	402,99	93,18	390,359	153,319
ПНД1	0,027	2223,607	65,538	274,332	62,538	261,777	123,566
Конденсатор	0,0058	2068,695	35,543	-	35,543	148,916	154,912



## 2.5.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительных отборов:

для теплофикационного отбора:

$$y_T = \frac{h_i - h_K}{h_0 - h_K}, \quad (80)$$

$$y_{T1} = \frac{2500,492 - 2068,695}{3339,259 - 2068,695} = 0,34,$$

$$y_{T2} = \frac{2347,174 - 2068,695}{3339,259 - 2068,695} = 0,219,$$

$$y_{T3} = \frac{2838,246 - 2068,695}{3339,259 - 2068,695} = 0,606.$$

Принимая коэффициент регенерации  $K_p = 1,064$  расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_T = K_p \cdot \left( \frac{W_{\Sigma}}{H_i \cdot \eta_{\text{ЭМ}}} + y_{T1} \cdot D_{\text{вс}} + y_{T2} \cdot D_{\text{нс}} + y_{T3} \cdot D_3 + D_{\text{ку}} \right), \quad (81)$$

где  $H_i = 1270,563$  кДж/кг – теплоперепад срабатываемый турбиной;

$\eta_{\text{ЭМ}} = 0,98$  – электромеханический КПД;

$D_3$  – расход пара на турбопривод питательного насоса, кг/с:

$$D_3 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (P_{\text{пв}} - P_{\text{бн}}) \cdot v}{\eta_n \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot H_{\text{тп}}},$$

$$D_3 = \frac{1354,501 \cdot (34 - 1,5) \cdot 0,001}{0,8 \cdot 0,98 \cdot 358,586} = 43,496.$$

$$D_T = 1,064 \cdot \left( \frac{260000}{1270,563 \cdot 0,98} + 0,34 \cdot 75,778 + 0,219 \cdot 106,977 + 0,606 \cdot 43,496 + 4,667 \right) = 346,794.$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_T + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} + G_{\text{пр}}, \quad (82)$$

где  $D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_T$  – расход пара на эжектор, кг/с;

$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_T$  – расход пара на уплотнение турбины, кг/с;

$D_{\text{ут}} = 0,011 \cdot D_T$  – утечки пара и конденсата, кг/с;

$D_{\text{сн}} = 0,02 \cdot D_T$  – расход пара на собственные нужды, кг/с.

$$G_{\text{пв}} = 125,972 + 1,734 + 3,468 + 3,815 + 6,936 + 10,751 = 373,497.$$

### 2.5.6 Расчет регенеративной схемы ПВД

Расчетная схема ПВД представлена на Рисунке 8.

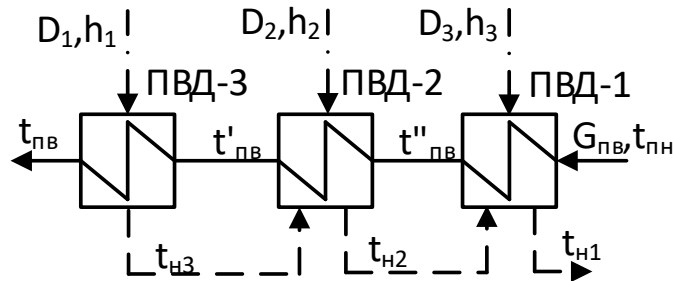


Рисунок 8 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнения теплового баланса для ПВД-3:

$$D_1 \cdot (h_1 - \bar{t}_{\text{оп.д.ПВД3}}) \cdot \eta = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{оп.пв.ПВД3}} - \bar{t}_{\text{сп.пв.ПВД3}}). \quad (83)$$

Расход пара на ПВД-3, кг/с:

$$D_1 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{оп.пв.ПВД3}} - \bar{t}_{\text{сп.пв.ПВД3}})}{(h_1 - \bar{t}_{\text{оп.д.ПВД3}}) \cdot \eta}, \quad (84)$$

$$D_1 = \frac{373,497 \cdot (1171,202 - 1165,171)}{(3027,336 - 2833,682) \cdot 0,98} = 11,871.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2:

$$\begin{aligned} D_2 \cdot (h_2 - \bar{t}_{\text{оп.д.ПВД2}}) \cdot \eta + D_1 \cdot (\bar{t}_{\text{од.д.ПВД3}} - \bar{t}_{\text{сп.д.ПВД2}}) = \\ = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{оп.пв.ПВД2}} - \bar{t}_{\text{сп.пв.ПВД2}}). \end{aligned} \quad (85)$$

Расход пара на ПВД-2, кг/с:

$$D'_2 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{оп.пв.ПВД2}} - \bar{t}_{\text{сп.пв.ПВД2}}) - D_1 \cdot (\bar{t}_{\text{од.д.ПВД3}} - \bar{t}_{\text{сп.д.ПВД2}})}{(h_2 - \bar{t}_{\text{оп.д.ПВД2}}) \cdot \eta}, \quad (86)$$

$$D'_2 = \frac{373,497 \cdot (1076,88 - 1067,317) - 11,871 \cdot (1101,839 - 1076,988)}{(2962,661 - 2838,585) \cdot 0,98} = 29,372.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-1:

$$\begin{aligned} D_4 \cdot (\bar{t}_{\text{оп.д.ПВД1}} - \bar{t}_{\text{сп.д.ПВД1}}) \cdot \eta + (D_2 + D_1) \cdot (\bar{t}_{\text{од.д.ПВД2}} - \bar{t}_{\text{сп.д.ПВД1}}) = \\ = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{сп.пв.ПВД1}} - \bar{t}_{\text{од.пв.ПВД1}}) \end{aligned} \quad (87)$$

Расход пара на ПВД-1, кг/с:

$$D_4 = \frac{G_{пв} \cdot (\bar{t}_{сп.пв.ПВД1} - \bar{t}_{од.пв.ПВД1}) - (D'_2 + D_1) \cdot (\bar{t}_{од.д.ПВД2} - \bar{t}_{сп.д.ПВД1})}{(\bar{t}_{сп.д.ПВД1} - \bar{t}_{од.д.ПВД1}) \cdot \eta}, \quad (88)$$

где  $\bar{t}_{пв.пн}$  - энтальпия питательной воды на входе в ПВД-1, определим с учётом нагрева её в питательном насосе, кДж/кг:

$$\bar{t}_{пв.пн} = \bar{t}_{н.д.} + \frac{\Delta P_{пн} \cdot V}{\eta_n} = 697,143 + \frac{14,66 \cdot 10^3 \cdot 0,001}{0,8} = 715,468$$

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

$V = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$  - удельный объем питательной воды;

$\eta_n = 0,8$  - КПД насоса.

$$D_4 = \frac{373,497 \cdot (854,188 - 762,539) - (29,372 + 11,871) \cdot (861,746 - 863,19)}{(863,19 - 746,501) \cdot 0,98} = 36,393.$$

### 2.5.7 Расчет деаэратора

Схема потоков воды и пара представлена на Рисунке 9.

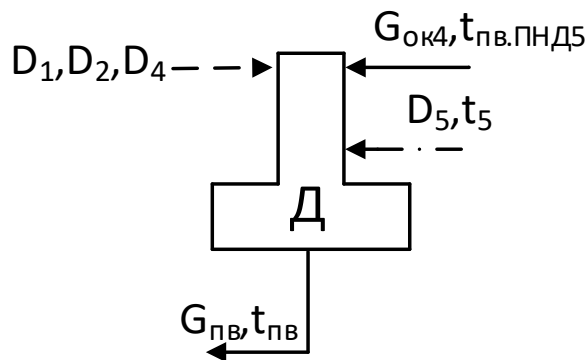


Рисунок 9 – Схема включения деаэратора

Уравнения материального баланса:

$$G_{пв} = G_{ок4} + D_5 + (D_4 + D'_2 + D_1), \quad (89)$$

$$373,497 = G_{ок4} + D_5 + 78,13.$$

Уравнения теплового баланса:

$$G_{пв} \cdot \bar{t}_{н.д.} = G_{ок4} \cdot \bar{t}_{пв.пнд5} + D_5 \cdot h_5 \cdot \eta_T + (D_4 + D'_2 + D_1) \cdot \bar{t}_{од.д.ПВД1}, \quad (90)$$

$$373,497 \cdot 697,143 = G_{ок4} \cdot 641,095 + D_5 \cdot 2671,414 \cdot 0,98 + 78,13 \cdot 746,501.$$

Решив систему уравнений, получим, кг/с:

$$G_{ок4} = 269,992$$

$$D_5 = 11,697$$

### 2.5.8 Расчет регенеративной схемы ПНД

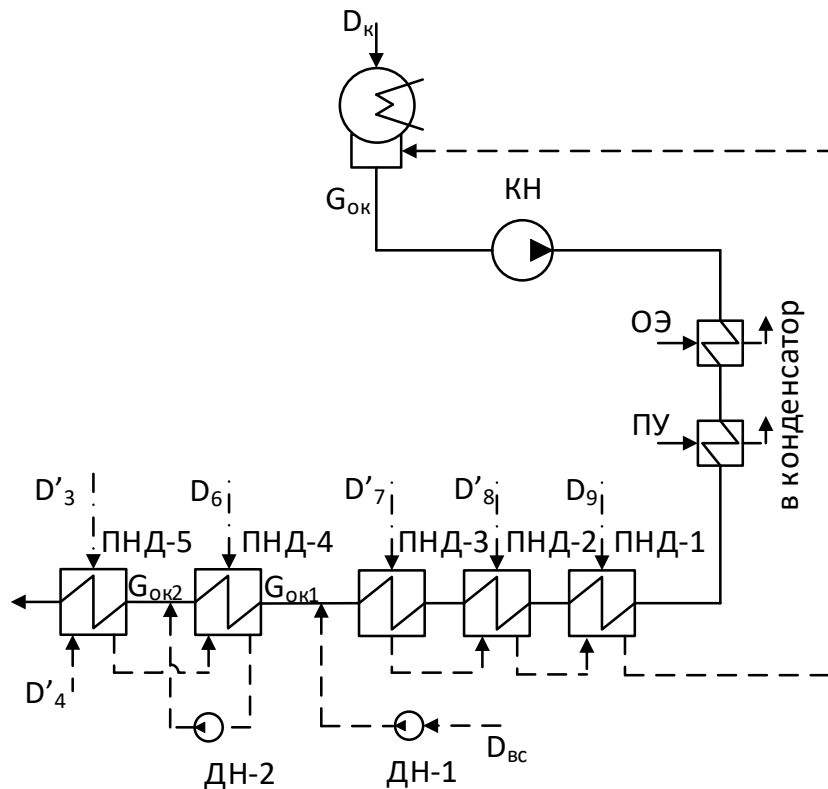


Рисунок 10 – Схема включения подогревателей низкого давления

Расчет ПНД-1:

Уравнение КН:

$$\bar{t}_{ок.кэн.} = \bar{t}_к + \frac{\Delta P_{кн} \cdot V}{\eta_n} = 148,916 + \frac{0,994 \cdot 10^3 \cdot 0,001}{0,8} = 150,159 \quad (91)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-1:

$$D_9 \cdot (h_9 - \bar{t}_{д.ПНД1}) \cdot \eta + D'_8 \cdot (\bar{t}_{д.ПНД2} - \bar{t}_{д.ПНД1}) = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{пв.ПНД1} - \bar{t}_{вх.ПНД1}),$$

$$D_9 = \frac{G_{ок} \cdot (\bar{t}_{пв.ПНД1} - \bar{t}_{вх.ПНД1})}{D'_8 \cdot (\bar{t}_{д.ПНД2} - \bar{t}_{д.ПНД1}) \cdot \eta}$$

Уравнение ДН-1:

$$\bar{t}_{\text{дн1}} = \bar{t}_{\text{н.вс}} + \frac{\Delta P_{\text{дн1}} \cdot V}{\eta_{\text{н}}} = 406,342 + \frac{0,904 \cdot 10^3 \cdot 0,001}{0,8} = 407,472 \quad (92)$$

Система уравнений для точки смешения 1:

$$G_{\text{ок}} + D_9 + D'_8 = G_{\text{ок1}} \quad (93)$$

$$G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{пв.пнд1}} + (D_9 + D'_8) \cdot \bar{t}_{\text{дн2}} = G_{\text{ок1}} \cdot \bar{t}_{\text{вх.пнд2}} \quad (94)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-2:

$$D'_8 \cdot (h_8 - \bar{t}_{\text{д.пнд2}}) \cdot \eta = G_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв.пнд2}} - \bar{t}_{\text{вх.пнд2}}) \quad (95)$$

Уравнение ДН-2:

$$\bar{t}_{\text{дн2}} = \bar{t}_{\text{д.пнд1}} + \frac{\Delta P_{\text{дн1}} \cdot V}{\eta_{\text{н}}} = 274,332 + \frac{0,974 \cdot 10^3 \cdot 0,001}{0,8} = 275,55 \quad (96)$$

Система уравнений для точки смешения 2:

$$G_{\text{ок1}} + D_{\text{вс}} + D_{\text{нс}} = G_{\text{ок2}} \quad (97)$$

$$G_{\text{ок1}} \cdot \bar{t}_{\text{пв.пнд2}} + (D_{\text{вс}} + D_{\text{нс}}) \cdot \bar{t}_{\text{дн1}} = G_{\text{ок2}} \cdot \bar{t}_{\text{вх.пнд3}} \quad (98)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-3:

$$D'_7 \cdot (h_7 - \bar{t}_{\text{д.пнд3}}) \cdot \eta = G_{\text{ок2}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв.пнд3}} - \bar{t}_{\text{вх.пнд3}}) \quad (99)$$

Уравнение ДН-3:

$$\bar{t}_{\text{дн3}} = \bar{t}_{\text{д.пнд3}} + \frac{\Delta P_{\text{дн1}} \cdot V}{\eta_{\text{н}}} = 546,145 + \frac{0,73 \cdot 10^3 \cdot 0,001}{0,8} = 547,058 \quad (100)$$

Система уравнений для точки смешения 3:

$$G_{\text{ок2}} + D'_7 = G_{\text{ок3}} \quad (101)$$

$$G_{\text{ок2}} \cdot \bar{t}_{\text{пв.пнд3}} + D'_7 \cdot \bar{t}_{\text{дн3}} = G_{\text{ок3}} \cdot \bar{t}_{\text{вх.пнд4}} \quad (102)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-4:

$$\begin{aligned} D_6 \cdot (h_6 - \bar{t}_{\text{д.пнд4}}) \cdot \eta + D'_3 \cdot (\bar{t}_{\text{д.пнд5}} - \bar{t}_{\text{д.пнд4}}) = \\ = G_{\text{ок3}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв.пнд4}} - \bar{t}_{\text{вх.пнд4}}). \end{aligned} \quad (103)$$

Уравнение ДН-4:

$$\bar{t}_{дн4} = \bar{t}_{д.ПНД4} + \frac{\Delta P_{дн2} \cdot V}{\eta_n} = 594,887 + \frac{0,625 \cdot 10^3 \cdot 0,001}{0,8} = 595,668 \quad (104)$$

Система уравнений для точки смешения 1:

$$G_{ок3} + (D'_3 + D_6) = G_{ок4} \quad (105)$$

$$G_{ок3} \cdot \bar{t}_{пв.ПНД4} + (D'_3 + D_6) \cdot \bar{t}_{дн4} = G_{ок4} \cdot \bar{t}_{вх.ПНД5} \quad (106)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-5:

$$D'_3 \cdot (h'_3 - \bar{t}_{д.ПНД5}) \cdot \eta = G_{ок4} \cdot (\bar{t}_{пв.ПНД5} - \bar{t}_{вх.ПНД5}) \quad (107)$$

Решив данную систему уравнений, приведенную выше, получим:

$$D'_3 = 8,701 \text{ кг/с};$$

$$D_6 = 6,169 \text{ кг/с};$$

$$D'_7 = 16,206 \text{ кг/с};$$

$$D'_8 = 3,453 \text{ кг/с};$$

$$D_9 = 1,089 \text{ кг/с};$$

$$G_{ок} = 61,62 \text{ кг/с};$$

$$G_{ок1} = 56,162 \text{ кг/с};$$

$$G_{ок2} = 238,917 \text{ кг/с};$$

$$G_{ок3} = 255,122 \text{ кг/с};$$

$$G_{ок4} = 269,992 \text{ кг/с};$$

$$\bar{t}_{вх.ПНД2} = 262,891 \text{ кДж/кг};$$

$$\bar{t}_{вх.ПНД3} = 403,449 \text{ кДж/кг};$$

$$\bar{t}_{вх.ПНД4} = 534,23 \text{ кДж/кг};$$

$$\bar{t}_{вх.ПНД5} = 582,781 \text{ кДж/кг}.$$

Проверка баланса пара в турбине:

$$D_T = D_1 + D'_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D'_7 + D_{вс} + D'_8 + D_{нс} = 342,995$$

$$D'_T = 349$$

Проверка по мощности:

$$W = \left( \sum_{i=1}^n D_i^{\text{отб}} \cdot H_i^{\text{отб}} \right) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (108)$$

$$\begin{aligned} W = & (349 \cdot 311,923 + 337,054 \cdot 64,675 + 307,495 \cdot 124,415 + \\ & + 263,999 \cdot 68,596 + 227,374 \cdot 98,235 + 215,677 \cdot 144,517 + \\ & + 209,508 \cdot 26,405 + 117,525 \cdot 153,319 + 7,094 \cdot 123,566 + 6,006 \cdot \\ & \cdot 154,912) \cdot 0,98 = 260,572. \end{aligned}$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \left| \frac{W_p - W}{W} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{260,572 - 260}{260} \right| \cdot 100\% = 0,22\% \quad (109)$$

Погрешность составляет не более 2 %, что является допустимым.

## 2.5.9 Расчет технико-экономических показателей работы станции

Метод ОРГРЭС для пылеугольной установки.

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ту}} = (D_{\text{т}} - D_{\text{ку}}) \cdot (h_0 - \bar{t}_{\text{оп.пв.пвдз}}) + (D_{\text{т}} - D_{\text{ку}} - D_1 - D'_2) \cdot (h_0^{\text{чсд}} - h_2),$$
$$Q_{\text{ту}} = (349 - 41,667) \cdot (3339,259 - 1171,202) + (349 - 41,667 - 11,946 - 29,559) \cdot (3540,455 - 2962,661) = 819911,195.$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{пс}} = 819911,195 - 359268,707 = 460642,487 \quad (110)$$

Полный расход условного топлива, кг/с

$$B = \frac{D_{\text{т}} \cdot (h_0 - \bar{t}_{\text{оп.пв.пвдз}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} = 28,694 \quad (111)$$

Коэффициенты ценности тепла:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{h_7 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{h_0 - h_7}{h_0 - h_{\text{к}}}\right) = 0,43 \quad (112)$$

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{h_8 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{h_0 - h_8}{h_0 - h_{\text{к}}}\right) = 0,288 \quad (113)$$

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

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{\text{пс}}^{\text{э}} = (Q_{\text{вс}} \cdot (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} \cdot (1 - \xi_{\text{нс}})) \cdot \frac{Q_{\text{пс}}}{Q_{\text{ту}}} = 100657,281 \quad (114)$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + Q_{\text{пс}} + \Delta Q_{\text{пс}}^{\text{э}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + 0,6 \cdot Q_{\text{пс}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} + Q_{\text{ту}}^{\text{т}}} = 0,626 \quad (115)$$



Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_э = B \cdot K_э \cdot \frac{W_э - 0,09 \cdot W_э}{W_э - 0,05 \cdot W_э}, \quad (116)$$

$$B_э = 28,694 \cdot 0,626 \cdot \frac{260 - 0,09 \cdot 260}{260 - 0,05 \cdot 260} = 17,216.$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_Т = B - B_э + \frac{Q_{\text{баз}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot 0,9}, \quad (117)$$

$$B_Т = 28,694 - 17,216 + \frac{406944,444}{29300 \cdot 0,9} = 26,91.$$

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

$$b_э = \frac{B_э}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600, \quad (118)$$

$$b_э = \frac{17,216}{260} \cdot 3600 = 0,238.$$

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

$$b_Т = \frac{B_Т}{Q_{\text{от}}^{\text{max}}} \cdot 10^6, \quad (119)$$

$$b_Т = \frac{26,91}{406944,444} \cdot 10^6 = 67,476.$$

Расчет технико-экономических показателей газового оборудования:

Полный расход условного топлива, кг/с

$$B = \frac{D_{\text{ку}} \cdot (h_0^{\text{ЧСД}} - \bar{t}_{\text{оп.пв.ПВДЗ}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} = 3,744 \quad (120)$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_э = B \cdot K_э \cdot \frac{W_э - 0,09 \cdot W_э}{W_э - 0,05 \cdot W_э}, \quad (121)$$

$$B_э = 3,744 \cdot 0,626 \cdot \frac{260 - 0,09 \cdot 260}{260 - 0,05 \cdot 260} = 2,246.$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_Т = B - B_э + \frac{Q_{\text{баз}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot 0,9}, \quad (122)$$

$$B_T = 3,744 - 2,246 + \frac{406944,444}{29300 \cdot 0,9} = 16,93.$$

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

$$b_э = \frac{B_э}{W_{отп}} \cdot 3600, \quad (123)$$

$$b_э = \frac{2,246}{260} \cdot 3600 = 0,031.$$

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

$$b_T = \frac{B_T}{Q_{от}^{\max}} \cdot 10^6, \quad (124)$$

$$b_T = \frac{16,93}{406944,444} \cdot 10^6 = 42,451.$$

### 3 Расчет и выбор дымовой трубы

Выбор высоты и количества устанавливаемых труб производится таким образом, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из труб не превышало предельно-допустимых концентраций вредных примесей.

Выбросы золы, г/с:

$$M_{\text{зол}} = B \cdot \left(1 - \frac{\eta_{\text{зу}}}{100}\right) \cdot \left(\left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \frac{A^p}{100} \cdot \alpha_{\text{ун}} + \frac{q_4}{100}\right), \quad (125)$$

где  $B = 57451,948$  – расход сжигаемого топлива, г/с.

$$M_{\text{зол}} = 57451,948 \cdot \left(1 - \frac{98}{100}\right) \cdot \left(\left(1 - \frac{1}{100}\right) \cdot \frac{15,9}{100} \cdot 0,95 + \frac{1}{100}\right) = 183,317.$$

Выбросы оксидов серы:

$$M_{\text{SO}_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^p, \quad (126)$$

$$M_{\text{SO}_2} = 0,02 \cdot 57451,948 \cdot 0,4 = 459,616.$$

$$M = M_{\text{зол}} + M_{\text{SO}_2} = 642,933$$

Суммарная масса вредных примесей пересчитывается на выбросы оксидов серы. Отношение среднесуточных ПДК в этой формуле являются коэффициентами, учитывающими вредность золы и оксидов азота по сравнению

с оксидами серы.

Минимально-допустимая высота трубы определяется по формуле, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot F \cdot m \cdot M}{C_{\text{пд}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{n}{V \cdot \Delta T}}}, \quad (127)$$

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

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

$m = 1$  – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скоростей выхода газов из устья трубы;

$M = 642,933$  – суммарный выброс загрязняющего вещества, г/с;

$V = 706,686$  – суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из труб, м<sup>3</sup>/с;

$C_{\text{пд}} = 0,5$  – предельнодопустимая концентрация вредных примесей, мг/м<sup>3</sup>;

$\Delta T = 120$  – разность температур, выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, °С;

$n = 1$  – суммарный выброс загрязняющего вещества, г/с;

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 642,933}{0,5} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{706,686 \cdot 120}}} = 108,2$$

По справочнику выбираем трубу высотой 180 м.

Эффективная высота выброса дымовых газов, м:

$$H_{\text{эф}} = H + \Delta H = H + 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{v_{\text{в}} \cdot \varphi}, \quad (128)$$

где  $d_0 = 8,4$  – диаметр устья трубы, м;

$\omega_0 = 30$  – скорость газов в устье трубы, м/с;

$v_{\text{в}} = 4,5$  – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, м/с;

$\varphi = 1,7$  – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы [3];

$$H_{\text{эф}} = 180 + 1,9 \cdot \frac{8,4 \cdot 30}{4,5 \cdot 1,7} = 242,588$$

#### 4 Экологическая оценка

Выбросы твердых частиц, г/с:

$$M_{\text{ТВ}} = 0,01 \cdot B \cdot \left( \alpha_{\text{ун}} \cdot A_{\text{р}} + q_4 \cdot \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{32,68} \right) \cdot (1 - \eta_{\text{зу}}), \quad (129)$$

где  $B = 57451,948$  – расход сжигаемого топлива, г/с;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 21,9$  – низшая рабочая теплота сгорания, МДж/кг.

$$M_{\text{ТВ}} = 0,01 \cdot 57451,948 \cdot \left( 0,95 \cdot 15,9 + 1 \cdot \frac{21,9}{32,68} \right) \cdot (1 - 0,98) = 181,262$$

Выбросы золы, г/с:

$$M_{\text{зол}} = 0,01 \cdot B \cdot \alpha_{\text{ун}} \cdot A_{\text{р}} \cdot (1 - \eta_{\text{зу}}), \quad (130)$$

$$M_{\text{зол}} = 0,01 \cdot 57451,948 \cdot 0,95 \cdot 15,9 \cdot (1 - 0,98) = 173,562.$$

Удельные выбросы оксидов азота, г/МДж:

$$K_{\text{NO}_2} = 0,7 \cdot N_{\text{т}} \cdot \beta_{\text{аг}} \cdot \beta_{\text{а1}} \cdot \beta_{\text{9}} \cdot \beta_{\text{см}}, \quad (131)$$

где  $N_{\text{т}} = 10 \cdot \frac{N^{\text{р}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = 10 \cdot \frac{1,9}{21,9} = 0,868$  – удельное содержание азота в топливе, г/МДж;

$\beta_{\text{аг}} = (0,35 \cdot a_{\text{г}} + 0,4)^2 = (0,35 \cdot 1,1 + 0,4)^2 = 0,616$  – коэффициент учитывающий влияние коэффициента избытка воздуха в горелке;

$\beta_{\text{а1}} = 1,73 \cdot a_1 + 0,48 = 1,73 \cdot 0,26 + 0,48 = 0,93$  – коэффициент учитывающий влияние доли первичного воздуха в горелке;

$\beta_{\text{9}} = 0,11 \cdot \sqrt[3]{T_{\text{аг}} - 1100} = 0,11 \cdot \sqrt[3]{1433 - 1100} = 0,762$  – коэффициент учитывающий влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота;

$\beta_{\text{см}} = 0,4 \cdot \left( \frac{W_2}{W_1} \right)^2 + 0,32 = 0,4 \cdot 1,3^2 + 0,32 = 0,996$  – коэффициент учитывающий влияние смесеобразования в корне факела горелок.

$$K_{\text{NO}_2} = 0,7 \cdot 0,868 \cdot 0,616 \cdot 0,93 \cdot 0,762 \cdot 0,996 = 0,264.$$

Массовые выбросы оксидов азота, г/с:

$$M_{\text{NO}_2} = K_{\text{NO}_2} \cdot B_p \cdot Q_{\text{H}}^p, \quad (132)$$

где  $B_p = 19,431$  – расход топлива на котел, кг/с.

$$M_{\text{NO}_2} = 0,264 \cdot 57,452 \cdot 21,9 = 332,47.$$

Массовые выбросы оксидов серы найдем по формуле, г/с:

$$M_{\text{SO}_2} = 20 \cdot B \cdot S^p \cdot (1 - \eta'_{\text{SO}_2}) \cdot (1 - \eta''_{\text{SO}_2}), \quad (133)$$

где  $\eta'_{\text{SO}_2} = 0,02$  – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в газоходах котла;

$\eta''_{\text{SO}_2} = 0,075$  – доля окислов серы, улавливаемых в золоуловителе.

$$M_{\text{SO}_2} = 20 \cdot 57,452 \cdot 0,4 \cdot (1 - 0,02) \cdot (1 - 0,075) = 416,642.$$

Концентрация бенз(а)пирена в сухих дымовых газах котлов за золоуловителями при факельном сжигании углей, мкг/м<sup>3</sup>:

$$C_{\text{бп}} = \frac{A \cdot Q_{\text{H}}^p}{e^{1,5 \cdot \alpha'_T}} \cdot \left( \frac{D_{\text{ф}}}{D_{\text{H}}} \right)^{1,1} \cdot \left( 1 - \frac{\eta_{\text{ЗУ}} \cdot Z}{100} \right), \quad (134)$$

где  $A=0,521$  – коэффициент, характеризующий конструкцию нижней части топки;

$\alpha'_T = 1,2$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки;

$D_{\text{ф}}, D_{\text{H}}$  – фактический и номинальный расход соответственно;

$Z=0,8$  – коэффициент, учитывающий снижение улавливающей способности бенз(а)пирена золоуловителями для мокрых аппаратов.

$$C_{\text{бп}} = \frac{0,521 \cdot 21,9}{e^{1,5 \cdot 1,2}} \cdot \left( \frac{980}{980} \right)^{1,1} \cdot \left( 1 - \frac{98 \cdot 0,7}{100} \right) = 0,592$$

Пересчет объема дымовых газов на  $\alpha=1,4$ , м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\text{Г}} = V_{\text{Г}}^0 + 1,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{\text{В}}^0, \quad (135)$$

$$V_{\text{Г}} = 6298 + 1,0161 \cdot (1,4 - 1) \cdot 5,758 = 8,638.$$

Массовые выбросы бенз(а)пирена, г/с:

$$M_{\text{бп}} = C_{\text{бп}} \cdot B_p \cdot V_{\text{Г}}, \quad (136)$$

$$M_{\text{бп}} = 0,592 \cdot 57,452 \cdot 8,638 = 293,913.$$

## **5 Общая часть**

### **5.1 Генеральный план**

Генеральный план – план размещения на выбранной производственной площадке электростанции, ее основных и вспомогательных сооружений. Генеральный план электростанции включает следующие производственные и подсобные здания и сооружения: главный корпус, внутри которого размещается турбинное и котельное отделения, помещения для деаэраторов, щиты управления, газораспределительный пункт, градирни, распределительное устройство генераторного напряжения, повышающие трансформаторы и распределительные устройства, обычного открытого типа; дымовые трубы; химводоочистка; система технического водоснабжения; мазутное хозяйство; здания и сооружения подсобного назначения: мастерские, склады, а также железнодорожные пути.

Все здания и сооружения размещаются, как правило, в пределах основной ограды электростанции. Генпланы ТЭЦ имеют обычно следующие отличительные особенности: наличие закрытого электрического распределительного устройства генераторного напряжения; вывод электроэнергии не только воздушными линиями электропередачи, но и подземными электрическими кабелями генераторного напряжения.

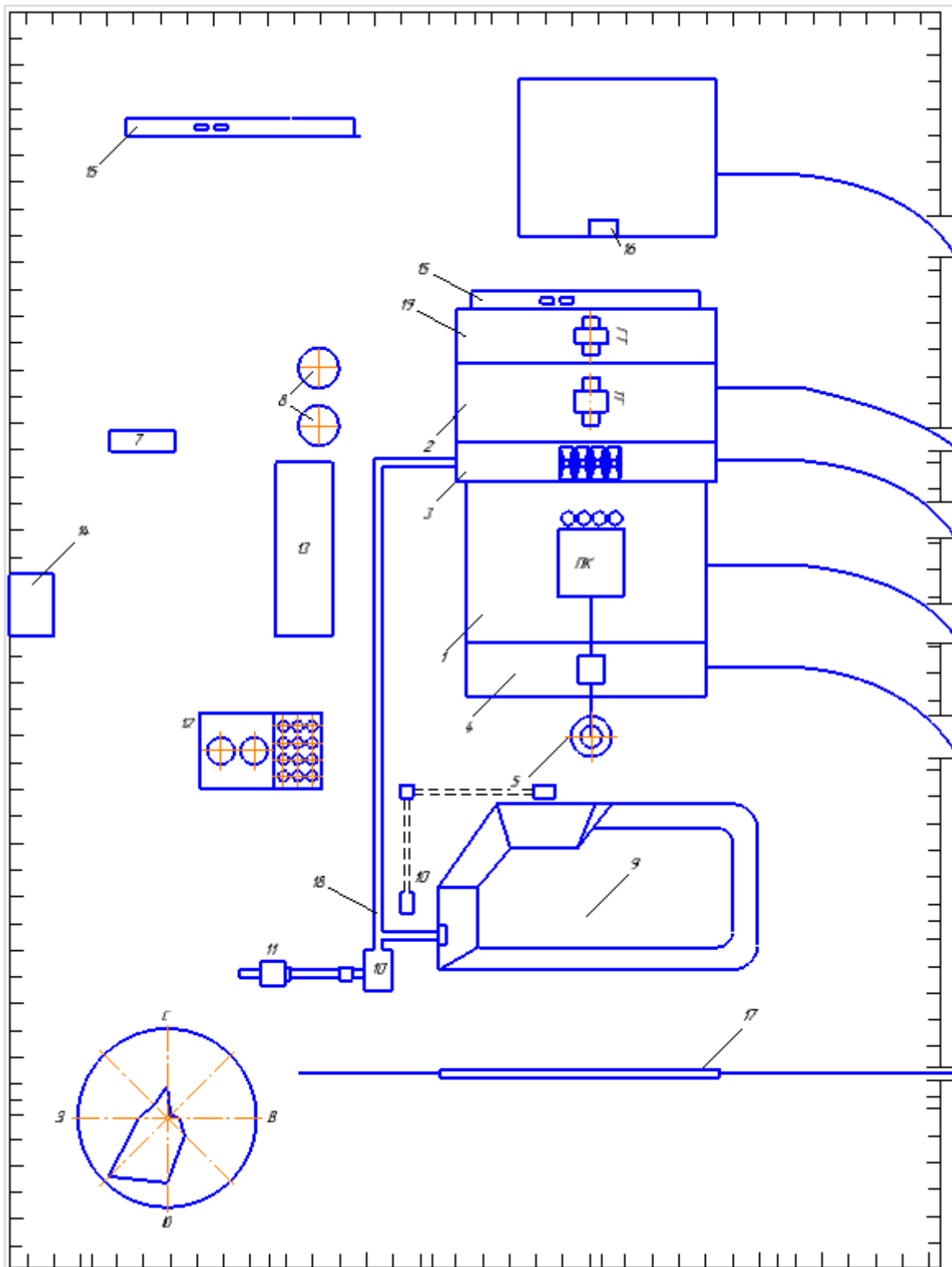


Рисунок 11 – Генеральный план станции.

## 5.2 Компоновка главного корпуса

Главным корпусом ТЭС является здание, в котором расположено основное и вспомогательное оборудование. Сюда подается топливо, техническая вода. Из

него отводится отработанная техническая вода, дымовые газы и конечная продукция, такая как электрическая и тепловая энергия.

Компоновка – это эффективное размещение оборудования и строительных конструкций, с соблюдением принципа последовательности технологического процесса. Компоновка главного корпуса напрямую зависит от типа ТЭЦ, заданной мощности, назначения станции, используемого топлива и других условий.

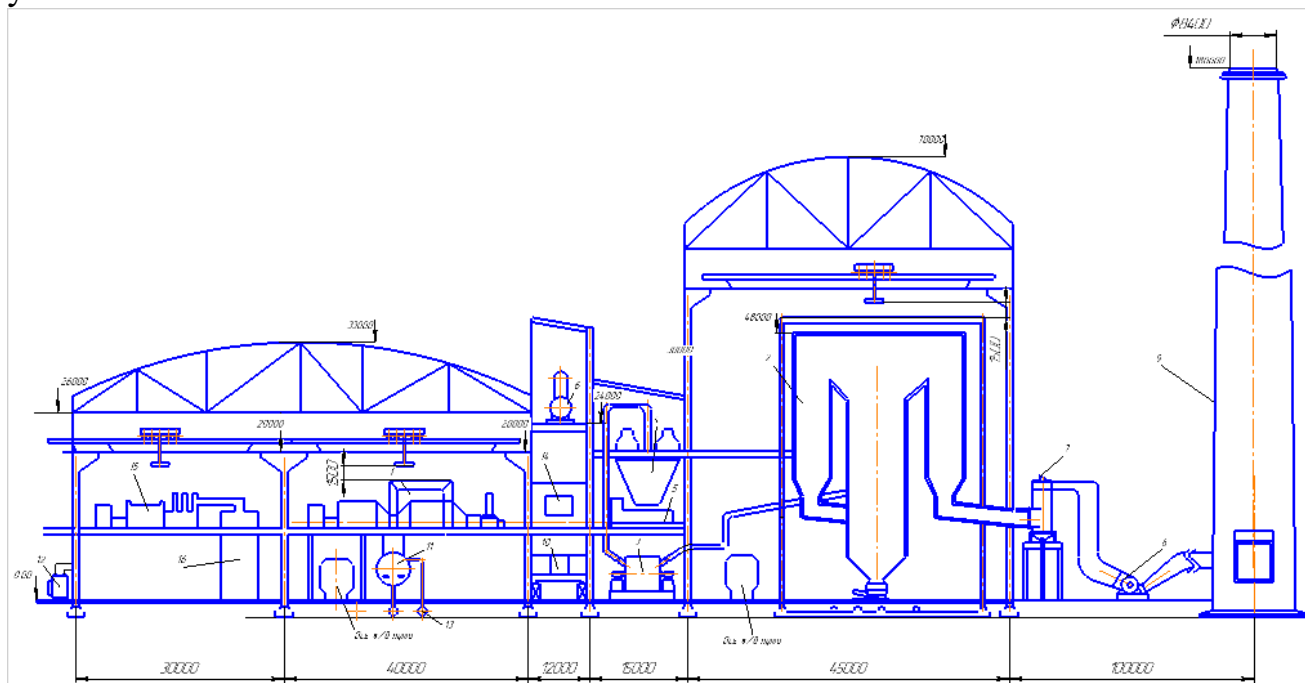


Рисунок 12 – Разрез главного корпуса



## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В рамках данной бакалаврской работы был выполнен комплексный расчет по проектированию ТЭЦ 380 МВт с двухтопливной парогазовой установкой. На проектируемой станции установлены газовая турбина ГТД-110, паровая турбина Т-260-240, котел-утилизатор и пылеугольный котел. В качестве топлива используется природный газ Самотлорского месторождения и кузнецкий уголь.

Данная работа включает в себя следующие расчеты:

- расчет принципиальной тепловой схемы;
- тепловой расчет ГТУ;
- тепловой расчет КУ;
- приближенный тепловой расчет пылеугольного котла.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Комаров, О.В. Тепловые и газодинамические расчеты газотурбинных установок : метод. пособие / Уральский энергетический институт / О.В. Комаров, В.Л. Блинов, А.С. Шемякинский – Екатеринбург : УФУ, 2018. – 163с.
2. Описание газовой турбины [Электронный ресурс]. Режим доступа :<http://www.npo-saturn.ru/?sat=70>
3. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д.Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. - Москва : Издательский дом МЭИ, 2009. – 584с. : ил.
4. Бойко, Е.А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : учебное пособие / Е.А. Бойко, И.С. Деринг, Т.И. Охорзина. - Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
5. Бойко, Е.А. Тепловые электрические станции (паротурбинные энергетические установки ТЭС): справочное пособие / Е.А. Бойко. - Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. - 152 с.
6. Цыганок, А.П. Проектирование тепловых электрических станций : учебное пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 136с.
7. Расчёт показателей тепловой схемы и элементов парогазовых и газотурбинных установок электростанций : учебное пособие / С. В. Цанев, В.Д. Буров, С.Н. Дорофеев и др. ; под ред. В.В. Чижова. – Москва : Издательство МЭИ, 2000. – 72с.
8. Тепловые электрические станции : учеб. пособие. 2-е изд. испр./ С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 302с.
9. СТО 4.2-07-2014 : Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. – Красноярск, 2014. –60с.
10. Росляков, П.В. Расчет вредных выбросов ТЭС в атмосферу : учебное пособие 2-е изд. испр. и доп. / П.В. Росляков, Л.Е. Егорова, И.Л. Ионкин. – Москва : Издательство МЭИ, 2002. - 84 с.

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

«08» июля 2020г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект двухтопливной ПГУ ТЭЦ 380 МВт

тема

Руководитель



подпись, дата

профессор, д.т.н.

должность, ученая степень

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник

 08.07.20

подпись, дата

Н.С. РЫЖКОВ

инициалы, фамилия

Тех. контроль



подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер



подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2020

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

---

институт

Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой



Е.А. Бойко

Подпись

инициалы, фамилия

« 21 »

мая

2020г.

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

Студенту	<u>Рыжкову Никите Сергеевичу</u>	
	фамилия, имя, отчество	
Группы	<u>ФЭ16 – 02Б</u>	<u>13.03.01</u>
	Направление (специальность)	код
	номер группы	
	Теплоэнергетика и теплотехника	
	наименование	
Тема выпускной квалификационной работы	<u>Проект двухтопливной ПГУ ТЭЦ 380 МВт</u>	
	наименование	
Утверждена приказом по университету №	<u>746/с</u>	от <u>27 января 2020 г</u>
Руководитель ВКР	<u>Е.А. Бойко, профессор, доктор. техн. наук, кафедра ТЭС</u>	
	инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы	
Исходные данные для ВКР	<u>электрическая мощность – 380 МВт, район размещения – город Прокопьевск Кемеровской области, топливо – каменный уголь кузнецкий Д, Р, СШ и газ Самотлорского месторождения</u>	
	исходные данные	
Перечень разделов ВКР	<u>введение, расчетная часть, экологическая оценка</u>	
	перечень разделов	
Перечень графического материала	<u>Лист 1. Тепловая схема двухтопливной ТЭС</u>	
	перечень графического материала	
	<u>Лист 2. Генеральный план</u>	
	<u>Лист 3. Разрез главного корпуса</u>	
	<u>Лист 4. Разрезы газовой и паровой турбины</u>	
	<u>Лист 5. Разрез котла-утилизатора</u>	
	<u>Лист 6. Разрез пылеугольного котла</u>	
	<u>Лист 7. Схема технического водоснабжения</u>	

Руководитель ВКР



подпись

Е.А. Бойко

инициалы и фамилия

Задания принял к исполнению



подпись

Н.С. РЫЖКОВ

инициалы и фамилия

« 21 » мая 2020г.