

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.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект Алтайской ГРЭС 1320 МВт

тема

Руководитель

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

Д.И. Карабарин

инициалы, фамилия

Выпускник

А.П. Жуков

инициалы, фамилия

Тех. Контроль

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

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 ____ Г.

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

Красноярск 2023

Студенту Жукову Александру Павловичу
фамилия, имя, отчество

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

Теплоэнергетика и теплотехника
полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект Алтайской ГРЭС
1320 МВт

Утверждена приказом по университету № 2972/С от 20.02.2023

Руководитель ВКР Д.И. Карабарин, доцент, к.т.н., кафедра ТЭС
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 1320 МВт,
тепловая нагрузка 5 Гкал/ч, размещение – Солтонский район Алтайский
край, топливо – бурый уголь 2БФ Мунайского разреза

Перечень разделов Технико-экономическое обоснование
Строительства ТЭС, расчетная часть, охрана окружающей среды, общая
часть, экономический расчет, охрана окружающей среды

Перечень графического материала

Лист 1. Разрез главного корпуса

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. Принципиальная тепловая схема турбины К-660-247

Лист 4. Чертеж ВЭК НД

Руководитель ВКР _____ Д.И. Карабарин
подпись инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению _____ А.П. Жуков
подпись, инициалы и фамилия студента

« ____ » _____ 20 ____ Г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект Алтайской ГРЭС 1320 МВт» содержит 113 страниц текстового документа, 16 иллюстраций, 29 таблиц, 12 использованных источников, 4 листа графического материала.

Ключевые слова: СВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА, ВОДЯНОЙ ЭКОНОМАЙЗЕР НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ, ТУРБОАГРЕГАТ, КОТЕЛ, ЭНЕРГОБЛОК.

Место строительства – Алтайский край, Солтонский район.

Цель проекта: проектирование тепловой электрической станции, который поможет выйти региону дефицита электроэнергии, а также дополнительное снабжение населенного пункта тепловой 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 котельного агрегата. Было выбрано как основное оборудование, так и вспомогательное. Рассчитаны выбросы вредных веществ в атмосферу. Разработан главный корпус и генеральный план, план главного корпуса. Спроектирована схема выдачи мощности и собственных нужд станции. Произведена экономическая оценка проекта.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС	7
1.1 Актуальность темы выпускной квалификационной работы	7
1.2 Технико-экономическое обоснование выбора состава основного оборудования проектируемой ТЭС.....	8
1.2.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией оборудования.....	9
1.2.2 Расчет затрат на покупку топлива.....	9
1.2.3 Расчет затрат на оплату труда	11
1.2.4 Амортизационные отчисления	11
1.2.5 Расходы на ремонт основного оборудования	12
1.2.6 Прочие расходы	12
1.3 Обоснование технического и технологического решения выбора состава основного оборудования	16
1.4 Постановка задач.....	18
2 Расчетная часть.....	19
2.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту.....	19
2.2 Построение процесса расширения пара	21
2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды	24
2.4 Определение параметров по элементам схемы	26
2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину	28
2.6 Баланс пара и конденсата.....	30
2.7 Расчет регенеративной схемы ПВД.....	32
2.8 Расчет деаэратора.....	36
2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД.....	37
2.10 Расчет технико-экономических показателей ТЭС	44
2.11 Укрупненный расчет котельного агрегата	48
2.11.1 Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла.....	48
2.11.2 Расчет объемов и продуктов сгорания при рециркуляции газов .	51
2.11.3 Экономичность работы парового котла	54
2.11.4 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры	56

2.11.5	Расчет теплообмена в топке.....	58
2.12	Расчет водяного экономайзера низкого давления	67
2.13	Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха.....	73
2.13.1	Выбор питательных насосов.....	74
2.13.2	Выбор конденсатных насосов	76
2.13.3	Выбор циркуляционных насосов	78
2.13.4	Выбор сетевых насосов	79
2.13.5	Выбор регенеративных подогревателей.....	80
2.13.6	Выбор деаэратора.....	82
2.14	Выбор оборудования топливно-транспортного цеха	83
2.14.1	Приемные устройства.....	83
2.14.2	Ленточные конвейеры	83
2.14.3	Выбор дробилок	85
2.14.4	Топливные склады	86
2.15	Выбор оборудования пылеприготовления	86
2.16	Выбор тягодутьевых машин	87
2.16.1	Выбор дутьевых вентиляторов.....	87
2.16.2	Выбор дымососов	88
3	Охрана окружающей среды	90
3.1	Расчет золоулавливающей установки и системы золоудаления.....	90
3.1.1	Золоулавливающая установка	90
3.1.2	Золоудаление	92
3.2	Расчет содержания оксидов серы в дымовых газах	93
3.3	Расчет содержания оксидов азота в дымовых газах.....	93
3.4	Расчет суммарных выбросов вредных веществ ТЭС	96
3.5	Проектирование дымовой трубы.....	96
3.5.1	Определение высоты дымовой трубы	96
3.5.2	Расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере.....	97
4	Общая часть	100
4.1	Электрическая часть проектируемой станции.....	100
4.2	Выбор схемы технического водоснабжения	104

4.3	Компоновка главного корпуса.....	104
4.4	Компоновка генерального плана.....	105
5	Экономическая часть	105
ЗАКЛЮЧЕНИЕ		111
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ		113

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика – это градообразующая, стронообразующая и мирообразующая отрасль. Не секрет, что без электроэнергии невозможно развитие промышленности, экономики и науки. Современный мир, и в частности система промышленных и международных экономических отношений, не сможет существовать в своем нынешнем виде без электроэнергии. Появление относительно простой в передаче и использовании электрической энергии изменила мир.

В настоящее время основу производства энергии составляют тепловые электростанции, использующие горючее и ядерное топливо. На долю тепловой генерации приходится 66,14% в структуре установленной мощности электростанций в ЕЭС России. На угольную генерацию также приходится около 22% установленной мощности российских электростанций.

По данным Министерства энергетики РФ, к 2021 году запасы угля в России превысят 400 млрд тонн. По данным Министерства природных ресурсов РФ, запасы угля в Российской Федерации расположены в 22 угольных бассейнах и 146 отдельных месторождениях. Запасы каменного угля оцениваются в 120,4 млрд тонн (из них 50,1 млрд тонн пригодны для коксования), запасы бурого угля оцениваются в 146 млрд тонн. Запасы антрацитового угля оцениваются в 9 млрд тонн. Приблизительно 174,6 млрд тонн (63%) запасов угля пригодны для открытой добычи.

Хотя предполагаемые запасы твердого топлива в России кажутся большими, они не бесконечны. Согласно международной статистке, добыча угля проходит свой, что, естественно, приведет к снижению темпов добычи и росту цен на топливо.

Поэтому перед российской энергетикой стоит задача повышения эффективности производства тепловой и электрической энергии за счет использования блоков на сверхкритических (СКП) и суперсверхкритических параметрах пара (ССКП). Увеличение параметров пара позволяет повысить КПД энергоблока и, таким образом, снизить затраты на топлива для производства электроэнергии. Этот вариант также снижает количество вредных веществ, выбрасываемых электростанцией в атмосферу.

Исходя из вышесказанного, в проекте будет представлен вариант строительства ГРЭС, работающей на буром угле, с установленной мощностью в 1320 МВт. С оборудованием, работающим на сверхкритических параметрах пара.

1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС

1.1 Актуальность темы выпускной квалификационной работы

Актуальность проекта основана на распоряжении правительства Российской Федерации от 9 июня 2017 г., которое содержит генеральную схему размещения объектов электроэнергетики до 2035 года.

Согласно перечню «тепловых электростанций установленной мощности 500 МВт и выше, действующих и планируемых к сооружению, расширению, модернизации и выводу из эксплуатации», планируется введение дополнительной электрической мощности на 600 МВт с последующим расширением установленной мощности до 1320 МВт в энергосистему Алтайского края и Республики Алтай.

Работать проектируемая станция будет на буром угле марки 2БФ Мунайского угольного разреза, расположенного в Солтонском районе, вблизи одноименного села в Алтайском крае. Село Солтон расположено в 106 км на восток от города Бийск.

Мунайское месторождение обладает небольшой глубиной залегания угольного пласта сравнимое с Канско-Ачинскими углями, что позволяет обеспечить добычу топлива открытым способом. Потенциальные запасы месторождения оцениваются в 250 миллионов тонн. Этих запасов достаточно для удовлетворения текущих энергетических потребностей Алтайского края в течении 30-35 лет, даже без учета потенциально прироста, который может быть получен в результате дальнейшей разведки местоположения.

Алтай – единственный промышленно развитый регион в Западной Сибири, однако он имеет дефицит энергетического баланса. Это негативно сказывается на экономике края в целом и является основным фактором его отставания от соседних регионов Сибирского федерального округа.

В настоящее время общее годовое потребление электроэнергии промышленностью и население Алтайского края составляет около 10 млрд кВт·ч, в том числе 500 млн. кВт·ч передается Республике Алтай, не имеющей централизованных генерирующих мощностей. Только 45-50 % этой электроэнергии, т.е. около 4,8-5,5 млрд. кВт·ч, производится в Алтайском крае. Все объекты генерации электроэнергии в Алтайском крае – это тепловые электростанции, работающие на привозном топливе, а в последнее время – на природном газе.

В связи с вышеизложенным, строительство Алтайской ГРЭС необходимо для увеличения экономического потенциала региона и обеспечения стабильной работы энергосистемы.

1.2 Технико-экономическое обоснование выбора состава основного оборудования проектируемой ТЭС

В рамках проектирования новой электростанции выбор основного оборудования должен быть оценен экономически. Для строительства Алтайской ГРЭС были рассчитаны два варианта компоновки основного оборудования: два энергоблока с турбинами К-660-247; четыре энергоблока с турбинами К-330-240. Оба варианта работают на буром угле Мунайского угольного разреза.

Данные для расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Параметры	Значение	
	Вариант 1	Вариант 2
Электрическая нагрузка, МВт	1320	
Место строительства	село Солтон, Алтайский край	
Состав оборудования	два блока К-660-247	четыре блока К-330-240
Среднегодовая длительность простоя оборудования в текущем ремонте, ч/год	526	482
Среднегодовая длительность простоя оборудования в капитальном и среднем ремонте, ч/год	576	459
Ориентировочный штатный коэффициент	0,83	0,89
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего, руб/год	463675	
Обязательные страховые выплаты от ФОТ, %	30,4	
Коэффициент удорожания капитальных вложений	1	
Средняя норма амортизации энергоблока, %	6,67	
Норма отчислений на ремонтное обслуживание от капвложений в ТЭС, %	5	
Топливо:	Бурый уголь, марки БФ, Мунайского угольного разреза	
Цена топлива, руб/т нат.т	2500	
Теплота сгорания топлива, ккал	3725,96	
Топливный эквивалент	0,532	
Цена за условное топливо, руб/т у.т.	4696,8	

Набор основного оборудования состоящий из двух блоков с турбинами К-660-247 рассматривается как основной вариант.

1.2.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией оборудования

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые 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.

1.2.2 Расчет затрат на покупку топлива

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

$$T_{\text{р}} = 8760 - n_{\text{бл}} \cdot T_{\text{рем}}, \quad (1.2)$$

где $n_{\text{бл}}$ – количество блоков;

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

$$T_{\text{р}} = 8760 - 2 \cdot 526 = 7708$$

Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт·ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}, \quad (1.3)$$

где $N_{\text{уст}}$ – установленная мощность станции, МВт;

$T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч;

$T_{\text{уст}} = T_{\text{р}} - T_{\text{а}}$ (300-500 часов) – учитываем аварийный резерв, принимается равным 400 часов.

$$W = 1320 \cdot (7708 - 400) = 9646560$$

Средняя нагрузка электростанции, МВт:

$$P_{\text{тэс}} = \frac{W}{T_p}, \quad (1.4)$$

где T_p – число часов фактической работы, ч.

$$P_{\text{тэс}} = \frac{9646560}{7708} = 1251,5$$

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{\text{бл}} = \frac{P_{\text{тэс}}}{n_{\text{бл}}}, \quad (1.5)$$

где $n_{\text{бл}}$ – число блоков.

$$P_{\text{бл}} = \frac{1251,5}{2} = 625,75$$

Годовой расход топлива блоками ТЭС на выработку электрической нагрузки в установившемся режиме, т у.т./год:

$$V_{\text{уст}} = (b_{\text{хх}} \cdot P_{\text{н}} + b_1 \cdot P_{\text{бл}} + (b_2 - b_1) \cdot (P_{\text{бл}} - P_{\text{эк}})) \cdot T_p \cdot n_{\text{бл}}, \quad (1.6)$$

где $b_{\text{хх}}$ – удельный расход условного топлива на холостой ход агрегата, т у.т./МВт ч.;

b_1 и b_2 – относительный прирост расхода топлива соответственно до точки экономической мощности и в зоне перегрузки, т у.т./МВт·ч.;

$P_{\text{эк}}$ и $P_{\text{н}}$ – экономическая и номинальная мощности, МВт.

$$V_{\text{уст}} = (0,0296 \cdot 660 + 0,282 \cdot 625,75 + (0,298 - 0,282) \cdot (625,75 - 660)) \cdot 7708 \cdot 2 = 3001702,72$$

Потери топлива в неуставившемся режиме, т у.т./год:

$$V_{\text{неуст}} = V_{\text{П6-10ч}} \cdot n_{\text{П6-10ч}} \cdot n_{\text{бл}} + V_{\text{Пх.с.}} \cdot n_{\text{Пх.с.}} \cdot n_{\text{бл}}, \quad (1.7)$$

где $V_{\text{П6-10ч}}$, $V_{\text{Пх.с.}}$ – пусковые потери соответственно при останове на 6–10 часов, и при пуске из холодного состояния, т у.т.;

$n_{\text{П6-10ч}}$, $n_{\text{Пх.с.}}$ – число пусков и остановов соответственно на 6-10 часов и из холодного состояния.

$$V_{\text{неуст}} = 140 \cdot 10 \cdot 2 + 250 \cdot 2 \cdot 2 = 3800$$

Годовой расход топлива на ТЭС, т у.т./год:

$$V = V_{\text{уст}} + V_{\text{неуст}} \quad (1.8)$$

$$V = 3001702,72 + 3800 = 3005502,72$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_T = C \cdot V \cdot 10^{-6}, \quad (1.9)$$

где C – цена топлива, руб./т.у.т.

$$U_T = 4696,8 \cdot 3005502,72 \cdot 10^{-6} = 14116,168$$

1.2.3 Расчет затрат на оплату труда

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

$$U_{\text{зп}} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6}, \quad (1.10)$$

где n_y – штатный коэффициент, чел./МВт;

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

$$U_{\text{зп}} = 1320 \cdot 0,83 \cdot 463675 \cdot 10^{-6} = 508,002$$

1.2.4 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (1.11)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом;

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

$$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{\text{уд}}, \quad (1.12)$$

где $K' = 40372,4$ и $K_{\text{бл}} = 23748,488$ – капитальные вложения, связанные с установкой одного блока головного и каждого последующего, млн. руб.;

$d_i = 1$ – коэффициент, учитывающий район размещения;

$k_{\text{уд}}$ – коэффициент удорожания в ценах текущего года.

$$K = (40372,4 + 23748,488 \cdot (2 - 1)) \cdot 1 \cdot 1 = 64120,971$$

$$U_a = 64120,971 \cdot 0,0667 = 4274,728$$

1.2.5 Расходы на ремонт основного оборудования

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{тр} = K \cdot N_{тр} = 64120,971 \cdot 0,05 = 3206,046, \quad (1.13)$$

где $N_{тр}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС.

1.2.6 Прочие расходы

Рассчитаем прочие расходы, к которым относятся:

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

Их величина принимается 20 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов, млн. руб./год:

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (U_a + U_{тр} + U_{зп}) + \text{СОЦ}, \quad (1.14)$$

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

$$\text{СОЦ} = N_{св} \cdot U_{зп} = 0,3 \cdot 508,002 = 154,433 \quad (1.15)$$

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (4274,728 + 3206,046 + 508,002) + 154,433 = 1752,188$$

где $N_{св}$ – ставка страховых взносов, доли.

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\Sigma} = 14116,168 + 508,002 + 4274,728 + 3206,046 + 1752,188 = 23857,131$$

Дальше необходимо выполнить расчет для второго варианта. Методика расчет аналогичная, результаты сведены в таблицу 2.

Таблица 2 – Технико-экономические показатели выбранных вариантов

Параметры	Значение	
	Вариант 1	Вариант 2
Состав оборудования	два блока К-660-247	четыре блока К-330-240
Число часов работы основного оборудования, ч	7708,000	7669,938
Число часов использования установленной мощности, ч	7308,000	7269,938
Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт·ч	9646560	9596317,5
Средняя нагрузка электростанции, МВт	1251,5	1251,16
Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт	625,75	312,79
Годовой расход топлива на ТЭС, т.у.т./год	3001702,72	3041819,153
Потери топлива в неустановившемся режиме, т.у.т./год	3800	4600
Годовой расход топлива на ТЭС, т.у.т./год	3016849	3069429
Капитальные вложения в ТЭС, млн.руб	64120,917	74363,781
Затраты на топливо, млн.руб/год	14116,168	14308,343
Затраты на оплату труда (расходы по эксплуатационному персоналу), млн.руб/год	508,002	544,725
Обязательные страховые выплаты, млн.руб/год	154,433	165,596
Амортизационные отчисления, млн.руб/год	4274,728	4957,585
Расходы на ремонт основных средств, млн.руб/год	3206,046	3718,189
Прочие расходы, млн.руб/год	1752,188	2009,696
Эксплуатационные расходы, млн.руб/год	23857,131	25538,538

Базовая конфигурация оборудования выбирается с макроэкономической точки зрения. В таблице 3 показан макроэкономический эффект двух сравниваемых вариантов.

Таблица 3 – Макроэкономический эффект

Показатели	Значение
Экономический эффект на макроуровне, млн.руб	10242,864
Разница приведенных затрат, %	16

Из результатов, приведенных в таблице 3, можно сделать вывод, что первый вариант с двумя блоками К-660-247 предпочтительнее.

Особенностью данного проекта является повышенная эффективность работы ТЭС это достигается за счет использования теплоты уходящих газов с помощью водяного экономайзера низкого давления, включенного после воздухоподогревателя. ВЭК НД используется для подогрева основного конденсата через байпас подогревателя низкого давления.

Данный способ утилизации потенциального тепла, выходящего с дымовыми газами, позволяет увеличить коэффициент полезного действия котла, что в свою очередь снижает расход топлива на номинальном режиме работы.

При этом ВЭК НД полностью замещает тепловую мощность ПНД-1, но накладывает ограничения на его использования в неустойчивых режимах работы основного оборудования. Из-за чего необходимо проводить дальнейшие расчеты на оба режима работы. На режим работы с подключенным ВЭК НД и с выключенным.

В таблице 4 представлен сравнительный расчет работы станции в номинальном режиме с подключенным ВЭК НД и без него.

Таблица 4 – Сравнение технико-экономических показателей режимов работы основного оборудования

Параметры	Значение	
	Основной режим	Резервный режим
Режим работы	С ВЭК НД	Без ВЭК НД
Число часов работы основного оборудования, ч	7708,000	7708,000
Число часов использования установленной мощности, ч	7308,000	7308,000
Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт·ч	9646560	9646560
Средняя нагрузка электростанции, МВт	1251,5	1251,5
Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт	625,75	625,75

Окончание таблицы 4

Годовой расход топлива на ТЭС, т.у.т./год	2938216,707	3001702,72
Потери топлива в неустановившемся режиме, т.у.т./год	3800	3800
Годовой расход топлива на ТЭС, т.у.т./год	2942016,707	3016849
Капитальные вложения в ТЭС, млн.руб	64130,723	64120,917
Затраты на топливо, млн.руб/год	13817,988	14116,168
Затраты на оплату труда (расходы по эксплуатационному персоналу), млн.руб/год	508,002	508,002
Обязательные страховые выплаты, млн.руб/год	154,433	154,433
Амортизационные отчисления, млн.руб/год	4275,382	4274,728
Расходы на ремонт основных средств, млн.руб/год	3206,536	3206,046
Прочие расходы, млн.руб/год	1752,416	1752,188
Эксплуатационные расходы, млн.руб/год	23560,324	23857,131
Годовой отпуск электроэнергии с шин, МВт·ч	9212464,8	9212464,8
Себестоимость отпущенной электроэнергии, руб	2,557	2,590
Себестоимость выработанной электроэнергии, руб	2,442	2,473

Таким образом, работа с включенным ВЭК НД позволяет снизить расход топлива и эксплуатационные расходы при небольших капитальных вложениях, без необходимости менять основное оборудование. В результате снижается себестоимость производства электроэнергии.

Дальнейшие расчеты будут вестись отдельно для базового и резервного режима работы.

1.3 Обоснование технического и технологического решения выбора состава основного оборудования

Турбоагрегат

Для обеспечения высокой эффективности работы и целесообразности установки турбины целесообразным решением, является выбор турбоагрегатов на СКД и ССКД.

Турбины на высокие параметры пара существуют в разной степени готовности от проектов до серийных моделей. Большой успех в производстве турбоагрегатов на сверхкритические параметры пара имеют зарубежные компании. Например, турбина Siemens SST-6000, но в данной геополитической и экономической ситуации в мире, в связи с последними событиями, являются недоступными для установки на электростанциях.

В Российской Федерации есть свои проекты турбины на СКД и ССКД от отечественной компании ОАО «Силловые машины» Ленинградского металлического завода.

Параметры турбины отечественного производства вынесены в таблицу 5.

Таблица 5 – Сравнение турбин

Турбоагрегат	Технические характеристики
К-660-270	<ul style="list-style-type: none">- Номинальная мощность 660 МВт- Давление острого пара 26,5 МПа- Температура острого пара 610 °С- Температура вторичного перегрева, 610 °С- Компоновка ЦВСД+ЦНД
К-660-247	<ul style="list-style-type: none">- Номинальная мощность 660/693 МВт- Давление острого пара 24,2 МПа- Давление пара после промперегрева 4,2 МПа- Температура острого пара 537 °С- Температура вторичного перегрева, 565 °С- Номинальный расход свежего пара, 2023,8 т/ч- Компоновка ЦВД+ЦСД+2 ЦНД

Несмотря на то, что турбина ОАО «Силловые машины» ЛМЗ К-660-270, является наиболее перспективной отечественной разработкой, турбина существует только в качестве проекта и ни разу не производилась на момент 2023 год. Поэтому была выбрана турбина с меньшими параметрами К-660-247.

Турбоагрегат К-660-247 производился в штучном экземпляре и не является серийным, но был успешно произведен и установлен в Индии на ТЭС «Сипат» и «Барх», что делает его возможным для установки в России.

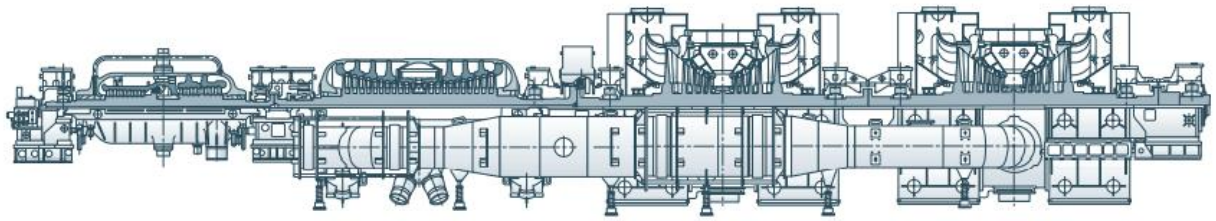


Рисунок 1 – Продольный разрез турбины

Турбина паровая конденсационная четырёхцилиндровая с промежуточным перегревом пара и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды с 8 регенеративными отборами пара.

ЦВД имеет сопловое парораспределение. Облопачивание ЦВД реактивного типа. Цилиндр высокого давления имеет два корпуса: внутренний и наружный. И выполнен в петлевой схеме. Во внутреннем корпусе размещены ступень скорости и восемь ступеней давления. Всего в ЦВД 17 ступеней.

Парораспределение цилиндра высокого давления – дроссельное и облопачивание активного типа.

Котельный агрегат

В качестве топлива данного проекта используется твёрдое топливо. Перспективными способами сжигания угля, являются факельное сжигание, циркулирующий кипящий слой, газификация угля с последующим сжиганием.

Факельное сжигание наиболее подходящий способ сжигания топлива для блоков, работающих на сверхкритическом давлении за счет высокой температуры газов и высокой интенсивности горения внутри топочного пространства. Кроме того, факельный способ сжигания пылевидного топлива является наиболее развитой технологией в данный момент в Российской Федерации.

Именно поэтому в данном проекте будет рассмотрено строительство двух энергоблоков с котлами Пп-2225-25-540/568.

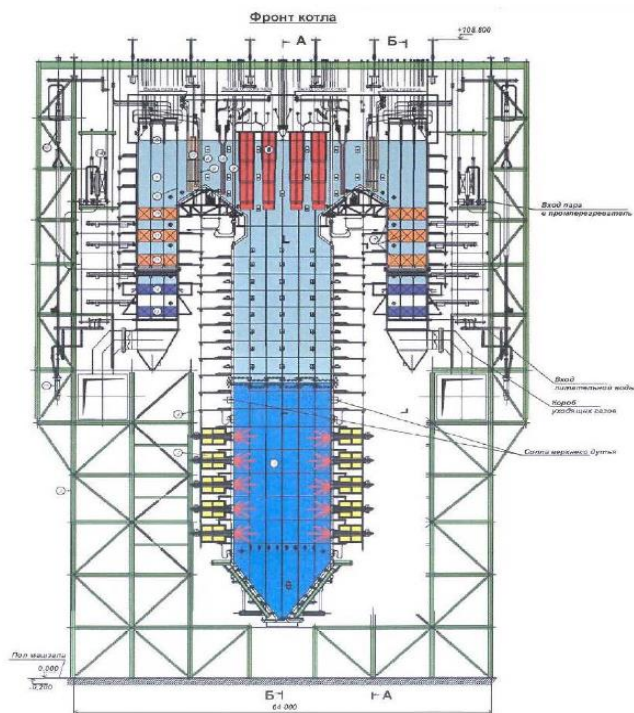


Рисунок 2 – Котельный агрегат Пп-2225-25-540/568

Котельный агрегат Пп-2225-25-540/568 проекта ОАО «ЭМАльянс» подходит по давлению 24,2 и расходу острого пара для турбины К-660-247. Производство данного агрегата осуществляет завод «Красный котельщик». Котел рассчитан на сверхкритические параметры пара с производительностью в 2225 т/ч, что является достаточным для покрытия расхода пара на выше подобранную турбину.

Сам котел прямоточный, однокорпусной с Т-образной компоновкой. Имеет собственный каркас, на котором подвешиваются поверхности нагрева. Топочная камера открытая призматическая прямоугольной формы. На боковых стенах установлены 5 ярусов по 4 пылеугольные грелки.

Центральное место при проектировании прямоточных котлов занимает надежность работы экранных поверхностей нагрева. Данный котельный агрегат предназначен для работы в широком диапазоне изменения параметров пара, возможный диапазон нагрузок 90-100% паропроизводительности. Котел имеет возможность работы при докритических параметрах (ДКД) в скользящих (прямоточных) режимах и в сепараторном режиме при пуске котла.

1.4 Постановка задач

Основной задачей является проект строительства Мунайской ТЭС мощностью 1320 МВт, с СКП параметрами пара.

Для выполнения данной задачи необходимо решить ряд подзадач:

1. Выполнить расчет тепловой схемы турбины К-660-247;
2. Произвести выбор вспомогательного оборудования в пределах тепловой схемы, котельного агрегата, топливно-транспортного цеха, электрического цеха;
3. Оценить влияние проектируемой станции на окружающую среду;
4. Произвести оценку экономической привлекательности, проектируемой ТЭС;
5. Выполнить компоновку главного корпуса и генерального плана станции.
6. Создать 3D-модель станции.

2 Расчетная часть

Разрабатываемый блок имеет подключенный экономайзер низкого давления после воздухоподогревателя, поэтому расчетная часть будет проходить параллельно для основного режима работы с включенным ВЭК НД и закрытым 8 отбором турбины и для резервного режима с работающим подогревателем низкого давления 1.

Расчет производится сначала для резервного режима, затем с включенным байпасом ВЭК НД. Выбор вспомогательного оборудования производится для резервного режима работы, поскольку в данном режиме расход топлива и рабочей среды выше.

2.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту

Расчитать тепловую схему и определить технико-экономические показатели турбины К-660-247 при номинальных нагрузках при работающем подогревателе низкого давления первого по ходу движения основного конденсата и открытом 8 отборе турбины.

Таблица 6 – Параметры необходимые для расчета

Параметр	Обозначение	Значение
Электрическая мощность, МВт	$W_э$	660
Максимальная отопительная нагрузка, Гкал	$Q_{от}^{max}$	5
Тепловая мощность отопительных отборов, Гкал	$Q_{от}^{баз}$	5
Параметры острого пара:		
давление, МПа	P_0	24,2
температура, °С	t_0	537

Окончание таблицы 6

Параметры вторичного пара:		
давление, МПа	$P_{\text{шп}}$	4,2
температура, °С	$t_{\text{шп}}$	565
Давление в конденсаторе турбины, МПа	$P_{\text{к}}$	0,005
Расчетные значения внутреннего относительного КПД по отсекам:		
ЦВД	$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦВД}}$	0,85
ЦСД	$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСД}}$	0,93
ЦНД	$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}$	0,89
КПД дросселирования по отсекам:		
ЦВД	$\eta_{\text{др}}^{\text{ЦВД}}$	0,95
ЦСД	$\eta_{\text{др}}^{\text{ЦСД}}$	0,95
ЦНД	$\eta_{\text{др}}^{\text{ЦНД}}$	0,95
Электромеханический КПД	$\eta_{\text{эм}}$	0,98
Потери давления пара в промперегреве, %	$\Delta P_{\text{шп}}$	9,5
Расход пара на собственные нужды машинного отделения, %	$\alpha_{\text{сн}}^{\text{мз}}$	1
Расход пара на собственные нужды котельного цеха, %	$\alpha_{\text{сн}}^{\text{кц}}$	1
Внутростанционные потери конденсата, %	$\alpha_{\text{ут}}$	1,5
Температура химически очищенной воды, °С	$t_{\text{хов}}$	30
Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях, °С	$\Delta t_{\text{эж}} + \Delta t_{\text{сп}}$	6
КПД подогревателей поверхностного типа	$\eta_{\text{то}}$	0,98
Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД, °С	$g_{\text{ПВД}}$	2
Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД, °С	$g_{\text{ПНД}}$	3
Температурный график сети для пос. Солтон, °С		95/70

Модернизированная тепловая схема турбины К-660-247-1 представлена на рисунке 3. Данная схема имеет байпас основного конденсата, включенного параллельно ПНД-1, через водяной экономайзер низкого давления.

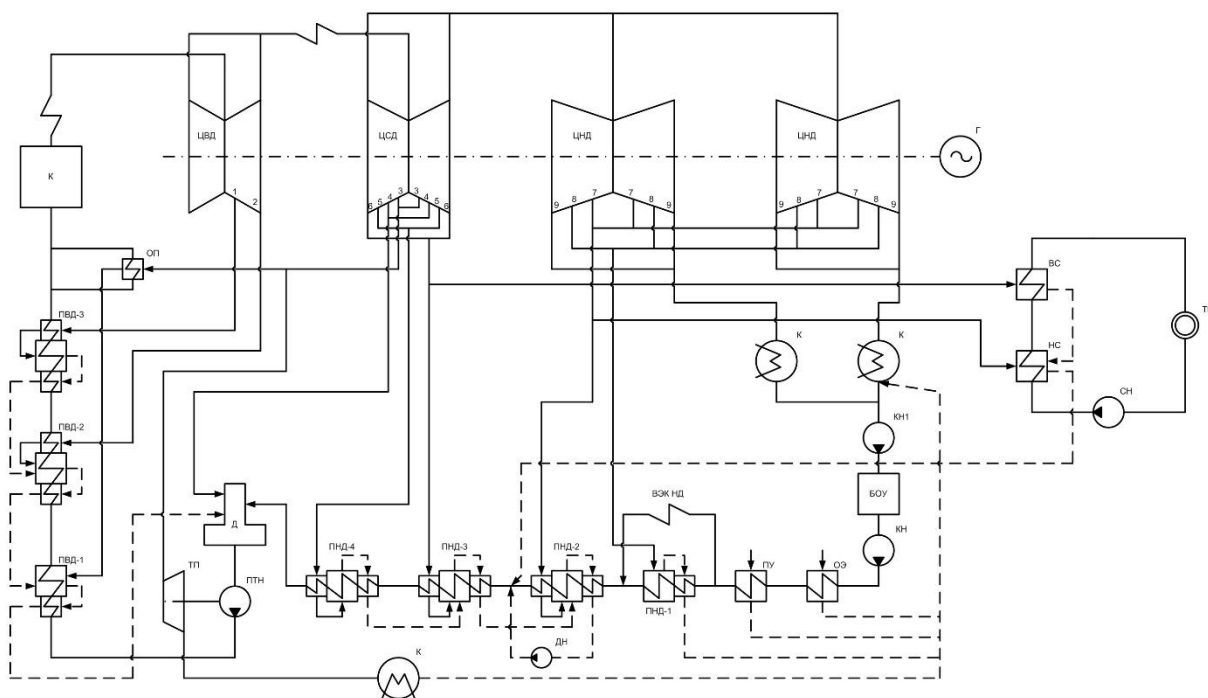


Рисунок 3 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-660-247-1

2.2 Построение процесса расширения пара

Процесс расширения пара в турбине К-660-247 строится в h,s -координатах с учётом дросселирования пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины, а также в промежуточном пароперегревателе.

Энтальпия острого пара, кДж/кг:

$$h_0 = h(P_0, t_0) = 3306,524 \quad (2.1)$$

где P_0 – давление острого пара, МПа;

t_0 – температура острого пара, °С.

Давление в точке A'_0 определим с учетом дросселирования пара, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{ор}^{ЦВД} = 24,2 \cdot 0,95 = 22,99 \quad (2.2)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P'_0 до давления P_2 изображается линией $A'_0 - B_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке B'_0 можно определить, кДж/кг:

$$h_{B0} = h_{A0} - (h_{A0} - h_{B0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД} = 3306,524 - (3306,524 - 2889,314) \cdot 0,85 =$$

$$= 2949,137,$$

где $h_{B0} = 2889,314$ – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения, кДж/кг;

$h_{A0} = 3306,524$ – энтальпия острого пара, кДж/кг;

$\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,85$ – внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра высокого давления.

Точку C'_0 определим с учетом дросселирования пара в промежуточном пароперегревателе и регулирующих органах, МПа:

$$P'_{III} = P_{III} \cdot \eta_{др}^{ЦСД} \cdot (1 - \Delta P_{III}) = 4,667 \cdot 0,95 \cdot (1 - 0,1) = 3,591 \quad (2.3)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P'_{III} до давления P_6 изображается линией $C'_0 - D_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке D можно определить, кДж/кг:

$$h_D = h_{C0} - (h_{C0} - h_{D0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦСД} = 3596,525 - (3596,525 - 2844,772) \cdot 0,93 =$$

$$= 2887,058 \quad (2.4)$$

где $h_{C0} = 3596,525$ – энтальпия пара после промперегрева, кДж/кг;

$h_{D0} = 2844,772$ – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения, кДж/кг;

$\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,93$ – внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра среднего давления.

Точку D' определим с учетом дросселирования пара, МПа:

$$P'_6 = P_6 \cdot \eta_{др}^{ЦНД} \cdot (1 - 0,01) = 0,26 \cdot 0,89 \cdot (1 - 0,1) = 0,247 \quad (2.5)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P_6 до давления P_k изображается линией $D' - E_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке E можно определить, кДж/кг:

$$h_E = h_{D'} - (h_{D'} - h_{E0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦНД} = 2887,058 - (2887,058 - 2270,44) \cdot 0,89 =$$

$$= 2332,222$$

(2.6)

где $h_D = 2887,058$ кДж/кг – энтальпия пара после дросселирования;

$h_{E0} = 2270,44$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара в точке E_0 ;

$\eta_{oi}^{цнд} = 0,89$ – внутренний относительный коэффициент полезного действия для цилиндра низкого давления.

Таблица 7 – Параметры пара в отборах

Отбор	Давление P_i , МПа	Энтальпия h_i , кДж/кг	Реальный Теплоперепад резервного режима работы H_i , кДж/кг	Реальный теплоперепад основного режима работы H_i , кДж/кг
1	6,130	3004,088	302,436	302,436
2	4,667	2949,137	54,951	54,951
3	1,870	3382,105	214,420	214,420
4	1,187	3248,386	133,719	133,719
5	0,473	3014,433	233,953	233,953
6	0,263	2879,969	127,374	127,374
7	0,107	2738,306	148,752	148,752
8	0,019	2491,207	247,099	-
9	0,005	2332,310	158,897	403,888

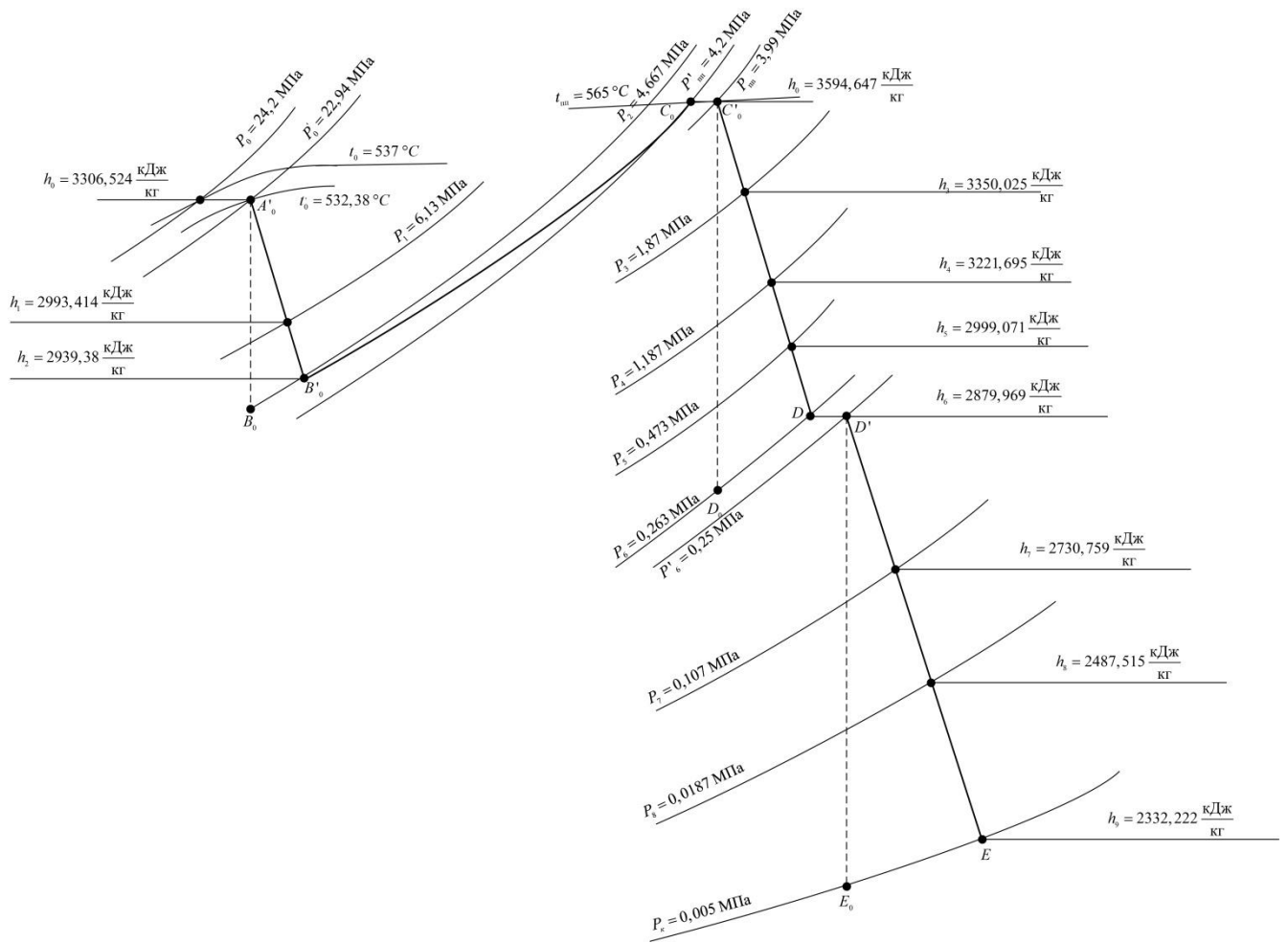
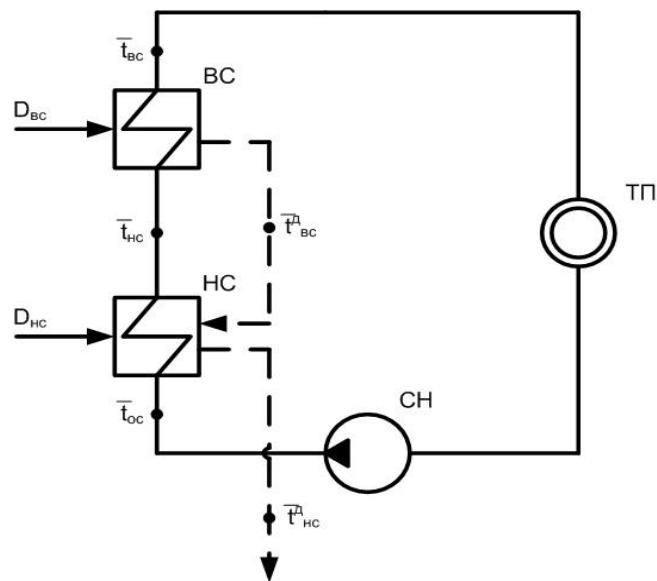


Рисунок 4 – Процесс расширения на hs - диаграмме

2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды



ТП – тепловой потребитель; СН – сетевой насос; НС – нижний сетевой подогреватель; ВС – верхний сетевой подогреватель

Рисунок 5 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{ce} = \frac{Q_{от}^{max}}{c_b \cdot \Delta t} = \frac{5815}{4,196 \cdot 25} = 55,434, \quad (2.7)$$

где $c_b = 4,196$ кДж/кг · К – удельная теплоемкость воды;

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

$$\Delta t = 95 - 70 = 25$$

Температура сетевой воды после нижнего подогревателя определим из условия равномерного нагрева воды в подогревателях, °С:

$$t_{hc} = t_{oc} + \frac{t_{bc} - t_{oc}}{2} = 70 + \frac{95 - 70}{2} = 82,5 \quad (2.8)$$

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

$$D_{bc} = \frac{G_{cb} \cdot (\bar{t}_{bc} - \bar{t}_{hc})}{(h_6 - t_{bc}^d) \cdot \eta_T} = \frac{55,434 \cdot (398,717 - 346,193)}{(2887,058 - 419,099) \cdot 0,98} = 1,204, \quad (2.9)$$

где $\bar{t}_{bc} = h(P_{cb}, t_{bc}) = 398,717$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя;

$\bar{t}_{hc} = h(P_{cb}, t_{hc}) = 346,193$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из нижнего сетевого подогревателя;

$P_{bc} = p_s(t_{bc} + \theta_c) = 0,101$ – давление пара в верхнем сетевом подогревателе;

$P_{hc} = p(t_{hc} + \theta_c) = 0,064$ – давление пара в нижнем сетевом подогревателе;

η_m – КПД теплообменника.

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

$$D_{hc} = \frac{G_{ce} \cdot (\bar{t}_{bc} - \bar{t}_{oc}) - D_{bc} \cdot (\bar{t}_{bc}^d - \bar{t}_{hc}^d)}{h_{hc} - \bar{t}_{hc}^d}$$

$$D_{hc} = \frac{55,434 \cdot (346,193 - 293,810) - 1,204 \cdot (419,099 - 366,454)}{2738,306 - 293,810} = 1,223,$$

где $\overline{t_{oc}} = h(P_{cb}, t_{oc}) = 293,81$ кДж/кг – энтальпия воды на входе в нижний сетевой подогреватель;

$\overline{t_{bc}^D} = t_S(P_{bc}) = 419,099$ кДж/кг – энтальпия конденсата греющего пара из верхнего сетевого подогревателя;

$\overline{t_{hc}^D} = t_S(P_{hc}) = 366,454$ кДж/кг – энтальпия конденсата греющего пара из верхнего сетевого подогревателя.

2.4 Определение параметров по элементам схемы

Определение параметров по элементам схемы покажем на примере подогревателя высокого давления ПВД-3. Давление пара в отборе 6,13 МПа.

Принимая потерю давления в трубопроводе 5%, находим давление пара у подогревателя, МПа:

$$P'_1 = P_1 \cdot 0,95 = 6,13 \cdot 0,95 = 5,824 \quad (2.10)$$

Температура насыщения греющего пара, °С:

$$t_{h1} = t_S(P'_1) = 273,645 \quad (2.11)$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$\overline{t_h} = h'(P'_1) = 1203,73 \quad (2.12)$$

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

$$t_{пв} = t_h - \theta_{ПВД} = 273,645 - 2 = 271,645 \quad (2.13)$$

Энтальпия питательной воды, кДж/кг:

$$\overline{t_{пв}} = h(P_{пв}, t_{пв}) = 1189,459 \quad (2.14)$$

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

$$H_{1i} = h_0 - h_1 = 3306,524 - 3004,088 = 302,436 \quad (2.15)$$

Также определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в таблицу 8.

Таблица 8 – Параметры элементов схемы для резервного режима

Использован ный теплотерепад , кДж/кг	Энтальпия воды за подогреват елем, кДж/кг	Температу ра воды за подогреват елем, °С кДж/кг	Энтальпия конденсата греющего пара,	Температура насыщения греющего пара, °С	Давление пара у подогрев ателя, МПа	Энтальпия пара, кДж/кг	Давление отборного пара, МПа	Наименование элементов схемы								
								ПВД-3	ПВД-2	ПВД-1	Д	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1	К
302,436	1189,459	271,645	1203,730	273,645	5,824	3004,088	6,130	ПВД-3	ПВД-2	ПВД-1	Д	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1	К
357,387	1109,425	254,535	1117,682	256,535	4,434	2949,137	4,667									
571,807	885,334	204,472	881,670	206,472	1,777	3382,105	1,870									
705,526	697,143	164,953	697,143	164,953	0,7	3248,386	1,187									
939,479	610,599	144,855	622,994	147,855	0,449	3014,433	0,473									
1066,854	521,78	124,063	533,855	127,063	0,247	2887,058	0,26									
1215,606	407,595	97,064	419,369	100,064	0,102	2738,306	0,107									
1462,705	229,284	54,52	240,778	57,520	0,018	2491,207	0,019									
1621,602	137,765	32,875	137,765	32,875	0,005	2332,310	0,005									

В режиме работы с включенным байпасом водяного экономайзера изменятся некоторые параметры элементов схемы.

Измененные параметры указаны в таблице 9.

Таблица 9 – Параметры элементов схемы для основного режима

Наименование величины	Наименование элементов схемы
	Конденсатор
Давление отборного пара, МПа	0,005
Энтальпия пара, кДж/кг	2334,418
Давление пара у подогревателя, МПа	0,005
Температура насыщения греющего пара, °С	32,875
Энтальпия конденсата греющего пара,	137,765
Температура воды за подогревателем, °С кДж/кг	32,875
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	137,765
Использованный теплоперепад, кДж/кг	1619,494

2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного верхнего теплофикационного отбора рассчитаем по формуле:

$$y_{\text{вс}} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{пр}}} \quad (2.16)$$

где $h_6 = 2887,058$ – энтальпия пара в четвертом отборе, кДж/кг;

$h_k = 2332,310$ – энтальпия пара перед конденсатором турбоустановки, кДж/кг;

$q_{\text{пр}} = h_{\text{пр}} - h_2 = 3596,525 - 2949,137 = 647,388$ – теплота, сообщаемая пару в промперегреве, кДж/кг.

$$y_{\text{вс}} = \frac{2887,058 - 2332,310}{3306,524 - 2332,310 + 647,388} = 0,342$$

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного нижнего теплофикационного отбора рассчитаем по формуле:

$$y_{\text{нс}} = \frac{h_7 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{тп}}} \quad (2.17)$$

где $h_7 = 2738,306$ – энтальпия пара в шестом отборе, кДж/кг.

$$y_{\text{нс}} = \frac{2738,306 - 2332,310}{3306,524 - 2332,310 + 647,388} = 0,25$$

Коэффициент недоиспользования мощности отбора на турбопривод рассчитаем по формуле:

$$y_{\text{тпр}} = \frac{h_3 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{тп}}} \quad (2.18)$$

где $h_3 = 3382,105$ – энтальпия пара в третьем отборе, кДж/кг .

$$y_{\text{тпр}} = \frac{3382,105 - 2332,310}{3306,524 - 2332,310 + 647,388} = 0,647$$

Расход пара на турбопривод питательного насоса составит, кг/с:

$$D_{\text{тп}} = \frac{G_{\text{пв}} \cdot v_{\text{пв}} \cdot (P_{\text{пв}} - P_{\text{д}})}{H_{\text{тпр}} \cdot \eta_{\text{мтп}} \cdot \eta_{\text{н}}} \quad (2.19)$$

где $G_{\text{пв}} = 580,69$ – расход питательной воды с учетом всех потерь по пароводяному тракту, кг/с, задается предварительно с дальнейшей проверкой;

$P_{\text{пв}} = 31,46$ – давление (питательной воды) нагнетания питательной воды, МПа;

$P_{\text{д}} = 0,7$ – давление (деаэратора) на всасе питательной воды насосом, МПа;

$H_{\text{тпр}} = 1009,037$ – теплоперепад приводной турбины;

$\eta_{\text{мтп}} = 0,98$ – КПД механизма турбопривода;

$\eta_{\text{н}} = 0,8$ – КПД насоса.

$$D_{\text{тп}} = \frac{580,69 \cdot 0,001 \cdot (31,46 - 0,7)}{1009,037 \cdot 0,99 \cdot 0,8} = 24,764$$

Расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_T = k_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_3}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{нс}} \cdot D_{\text{нс}} + y_{\text{тпр}} \cdot D_{\text{тпр}} \right), \quad (2.20)$$

где $H_i = 1621,602$ – теплоперепад всей турбины, кДж/кг;

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

$k_{\text{рег}} = 1,28$ – уточненный коэффициент регенерации.

$$D_T = 1,28 \cdot \left(\frac{660 \cdot 10^3}{1621,602 \cdot 0,98} + 0,342 \cdot 1,204 + 0,25 \cdot 1,223 + 0,647 \cdot 24,764 \right) = 553,038$$

2.6 Баланс пара и конденсата

Расход пара на охладитель пара эжектора, кг/с:

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_T = 0,005 \cdot 553,048 = 2,765 \quad (2.21)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_T = 0,01 \cdot 553,048 = 5,53 \quad (2.22)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{мз}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{кц}}}{100} \cdot D_T, \quad (2.23)$$

где $\alpha_{\text{сн}}^{\text{мз}}$ – расход пара на собственные нужды машинного зала;

$\alpha_{\text{сн}}^{\text{ко}}$ – расход пара на собственные нужды котельного цеха.

$$D_{\text{сн}} = \frac{1+1}{100} \cdot 553,048 = 11,061$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \alpha_{\text{ут}} \cdot D_T, \quad (2.24)$$

где $\alpha_{\text{ут}}$ – внутриванционные потери конденсата.

$$D_{\text{ут}} = 0,015 \cdot 553,048 = 8,296$$

Расход перегретого пара:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{т}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} \quad (2.25)$$

$$D_{\text{пе}} = 553,038 + 2,767 + 5,53 + 8,296 + 11,061 = 580,69 \text{ кг/с} = 2090,438 \text{ т/ч}$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пе}} = 580,69 \quad (2.26)$$

Расход химически очищенной воды, кг/с:

$$D_{\text{хов}} = D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} \quad (2.27)$$

$$D_{\text{хов}} = 8,296 + 11,061 = 19,356$$

Таблица 10 – Результаты расчет предварительного расхода пара и баланса пара и конденсата для основного режима работы.

Наименование величины	Обозначение	Базовый режим	Резервный режим
Коэффициент недоиспользования мощности отборов	$y_{\text{вс}}$	0,341	0,342
	$y_{\text{нс}}$	0,249	0,25
	$y_{\text{тпр}}$	0,647	0,647
Расход пара на турбопривод питательного насоса составит, кг/с	$D_{\text{тп}}$	24,764	24,764
Расход пара на турбину составит, кг/с	$D_{\text{т}}$	550,685	553,038
Расход пара на охладитель пара эжектора, кг/с	$D_{\text{эж}}$	2,753	2,765
Расход пара на уплотнение турбины, кг/с	$D_{\text{упл}}$	5,507	5,53
Расход пара на собственные нужды, кг/с	$D_{\text{сн}}$	11,014	11,061
Утечки пара и конденсата, кг/с	$D_{\text{ут}}$	8,26	8,296
Расход перегретого пара	$D_{\text{пе}}$	578,219	580,69
Расход питательной воды, кг/с	$G_{\text{пв}}$	278,219	580,69

Окончание таблицы 10

Расход химически очищенной воды, кг/с	$D_{\text{хов}}$	19,274	19,356
Коэффициент регенерации	$k_{\text{рег}}$	1,273	1,28

2.7 Расчет регенеративной схемы ПВД

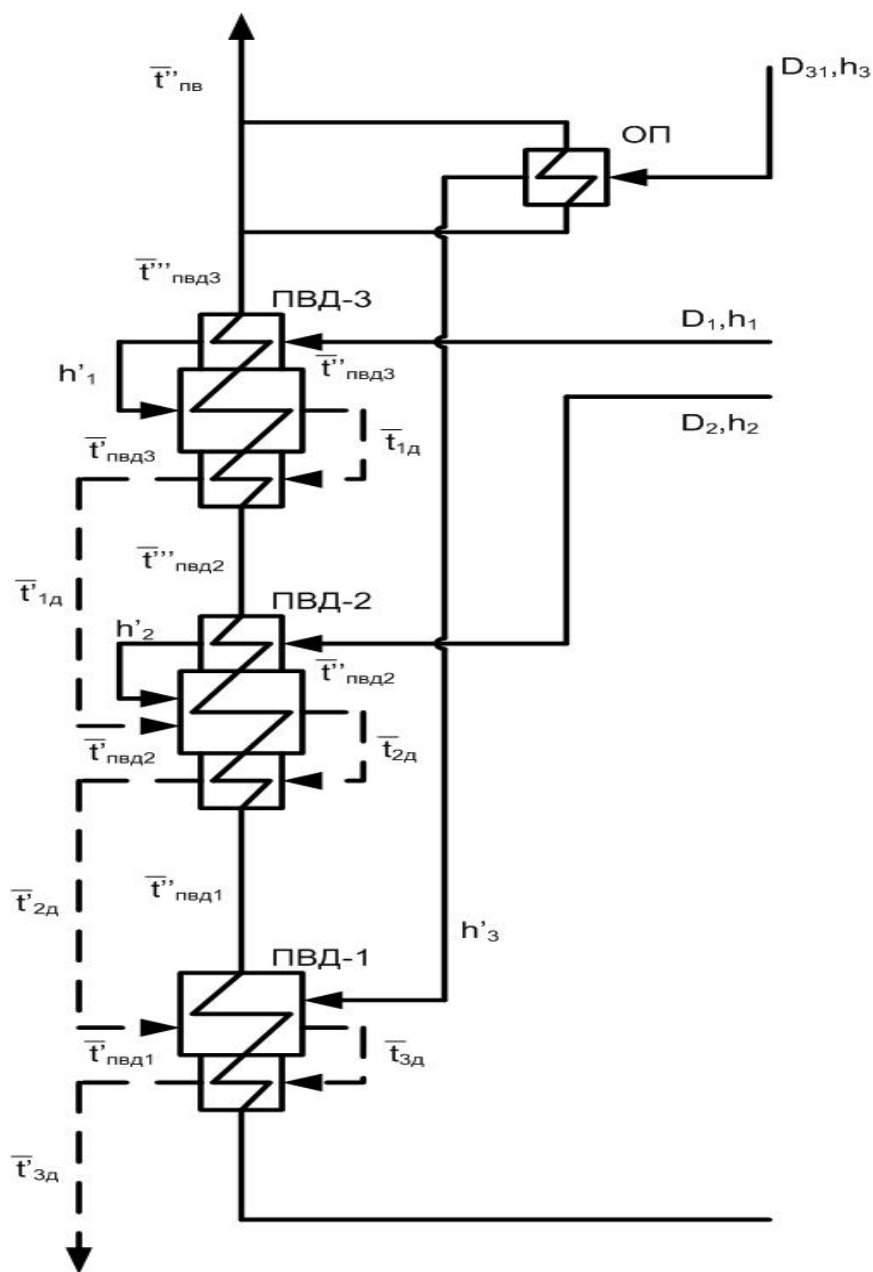


Рисунок 6 - Расчётная схема ПВД

Таблица 11 – Параметры элементов тепловой схемы ПВД

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе на ПВД-3, МПа	P'_1	из процесса расширения	5,824
Энтальпия пара в отборе, кДж/кг	h_1	из процесса расширения	3004,088
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-3, кДж/кг	h'_1	$h'_1 = h'(P'_1, t'_1)$, где $t'_1 = t_s(P'_1) + 10^0 C = 283,645^0 C$	2830,713
Энтальпия питательной воды на входе в ОП в ПВД-3, кДж/кг	$\overline{t}_{\text{ПВД3}}$	$\overline{t}_{\text{ПВД3}} = h(P_{\text{пв}}, t_{\text{ПВД3}})$, где $t_{\text{ПВД3}} = t_s(P'_1) - \vartheta_{\text{ПВД}} = 271,645^0 C$	1189,519
Энтальпия дренажа после СП ПВД-3, кДж/кг	$\overline{t}_{1\partial}$	$\overline{t}_{1\partial} = h'(t_s(P'_1))$	1189,459
Давление пара во втором отборе ПВД-2, МПа	P'_2	из процесса расширения	4,434
Энтальпия пара во втором отборе, кДж/кг	h_2	из процесса расширения	2949,137
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-2, кДж/кг	h'_2	$h'_2 = h'(P'_2, t'_2)$, где $t'_2 = t_s(P'_2) + 10^0 C = 266,535^0 C$	2837,555
Энтальпия питательной воды на входе в ОП в ПВД-2, кДж/кг	$\overline{t}_{\text{ПВД2}}$	$\overline{t}_{\text{ПВД2}} = h(P_{\text{пв}}, t_{\text{ПВД2}})$, где $t_{\text{ПВД2}} = t_s(P'_2) - \vartheta_{\text{ПВД}} = 254,535^0 C$	1109,425
Энтальпия дренажа после СП ПВД-2, кДж/кг	$\overline{t}_{2\partial}$	$\overline{t}_{2\partial} = h'(t_s(P'_2))$	1117,682
Давление пара в третьем отборе ПВД-1, МПа	P'_3	из процесса расширения	1,777
Энтальпия пара в третьем отборе, кДж/кг	h_3	из процесса расширения	3382,105
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-1, кДж/кг	h'_3	$h'_3 = h'(P'_3, t'_3)$, где $t'_3 = t_s(P'_3) + 67^0 C = 283,472^0 C$	2999,614
Энтальпия питательной воды на входе в ОП в ПВД-1, кДж/кг	$\overline{t}_{\text{ПВД1}}$	Находится из системы уравнений ПВД	-

Окончание таблицы 11

Энтальпия дренажа после СП ПВД-1, кДж/кг	$\overline{t_{30}}$	$\overline{t_{30}} = h'(t_s(P'_3))$	881,67
Энтальпия дренажа после ОД ПВД-1, кДж/кг	$\overline{t'_{30}}$	$\overline{t'_{30}} = h'(P'_3, t'_{30}),$ где $t_{05} = t_{нв3} + 6^0 C = 176,716^0 C$	749,143

Нахождение энтальпии питательной воды после насоса, кДж/кг:

$$\overline{t'_{пв}} = \overline{t_{пв}} + \Delta t_{пн}, \quad (2.28)$$

где $\Delta t_{пн}$ – прирост энтальпии в питательном насосе, кДж/кг.

Прирост энтальпии в питательном насосе, кДж/кг:

$$\Delta t_{пн} = \frac{(P_{пв} - P_d) \cdot V_{пв}}{\eta_n}, \quad (2.29)$$

где $V_{пв} = v'(t_s(P_d)) = 0,001$ – объем воды на всасе насоса, м³/кг;

η_n – КПД насоса.

$$\Delta t_{пн} = \frac{(31,46 \cdot 10^3 - 0,7 \cdot 10^3) \cdot 0,001}{0,8} = 42,601$$

$$\overline{t'_{пв}} = 697,143 + 42,601 = 739,745$$

Многие параметры, входящие в группу величин ПВД, неизвестны. Для их нахождения необходимо решить систему уравнений, состоящую из материально-тепловых балансов каждого элемента схемы.

Уравнения теплового баланса для группы ПВД:

Для ПВД-3:

$$\begin{cases} D_1 \cdot (h_1 - h'_1) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\overline{t''_{пвд3}} - \overline{t''_{пвд3}}) \\ D_1 \cdot (h'_1 - \overline{t'_{1д}}) \cdot \eta_m = G_{пв} \cdot (\overline{t''_{пвд3}} - \overline{t'_{пвд3}}) \\ D_1 \cdot (\overline{t'_{1д}} - \overline{t'_{1д}}) \cdot \eta_m = G_{пв} \cdot (\overline{t'_{пвд3}} - \overline{t''_{пвд2}}) \\ \overline{t'_{д1}} = \overline{t''_{пвд2}} + 6^0 C \cdot c_b \end{cases}$$

Для ПВД-2:

$$\begin{cases} D_2 \cdot (h_2 - h'_2) \cdot \eta_T = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД}2}'' - \bar{t}_{\text{ПВД}2}') \\ D_2 \cdot (h'_2 - \bar{t}_{2\text{д}}) \cdot \eta_T + D_1 \cdot (\bar{t}_{1\text{д}}' - \bar{t}_{2\text{д}}) \cdot \eta_T = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД}2}'' - \bar{t}_{\text{ПВД}2}') \\ (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{2\text{д}} - \bar{t}_{2\text{д}}') \cdot \eta_m = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД}2}' - \bar{t}_{\text{ПВД}1}') \end{cases}$$

Для ПВД-1:

$$\begin{cases} D_{31} \cdot (h_3 - h'_3) \cdot \eta_T = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}}'' - \bar{t}_{\text{ПВД}3}'') \\ D_{31} \cdot (h'_3 - \bar{t}_{\text{д}4}) \cdot \eta_T + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{2\text{д}}' - \bar{t}_{3\text{д}}) = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД}1}'' - \bar{t}_{\text{ПВД}1}') \\ (D_1 + D_2 + D_{31}) \cdot (\bar{t}_{3\text{д}} - \bar{t}_{3\text{д}}') \cdot \eta_T = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД}1}' - \bar{t}_{\text{пв}}') \end{cases}$$

После расчета всех систем уравнений, были получены неизвестные величины, которые представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПВД, кг/с	D_1	23,822
	D_2	65,53
	D_{31}	32,415
Энтальпии питательной воды за ПВД, кДж/кг	$\bar{t}_{\text{пв}}''$	1217,736
	$\bar{t}_{\text{ПВД}3}''$	1196,429
	$\bar{t}_{\text{ПВД}2}''$	1121,765
Энтальпии питательной воды на выходе из зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_{\text{ПВД}3}'$	1124,05
	$\bar{t}_{\text{ПВД}2}'$	918,048
	$\bar{t}_{\text{ПВД}1}'$	766,979
Энтальпия после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_{1\text{д}}'$	1146,905

Аналогично делаем расчет для базового режима. Результаты расчета линии ПВД основного режима представлены в таблице 13.

Таблица 13 – Неизвестные величины работы в основном режиме на линии ПВД

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПВД, кг/с	D_1	23,72
	D_2	65,251
	D_{31}	32,277
Энтальпии питательной воды за ПВД, кДж/кг	$\bar{t}_{пв}''$	1217,765
	$\bar{t}_{пвд3}'''$	1196,429
	$\bar{t}_{пвд2}'''$	1121,765
Энтальпии питательной воды на выходе из зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_{пвд3}'$	1124,05
	$\bar{t}_{пвд2}'$	918,048
	$\bar{t}_{пвд1}'$	766,979
Энтальпия после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_{1\theta}'$	1146,905

2.8 Расчет деаэратора

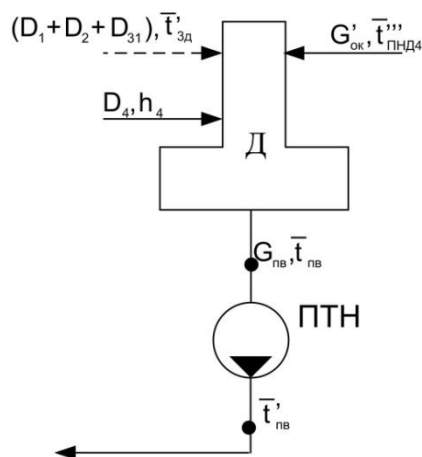


Рисунок 7 – Расчётная схема деаэратора

Таблица 14 – Параметры элементов тепловой схемы деаэратора

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе, МПа	P'_4	из процесса расширения	0,7
Энтальпия пара в отборе, кДж/кг	h_4	из процесса расширения	3248,386

Окончание таблицы 14

Энтальпия питательной воды после деаэратаора, кДж/кг	$\bar{t}_{\text{пв}}$	$\bar{t}_{\text{пв}} = h'(t_s(P_\delta))$	697,143
Энтальпии основного конденсата на входе в деаэратор, кДж/кг	$\bar{t}_{\text{пнд4}}^{\text{'''}}$	из расчета схемы ПНД	619,622
Энтальпия дренажа с ПВД, кДж/кг	$\bar{t}_{3\delta}$	из расчета схемы ПВД	749,143

Уравнение теплового и материального баланса для деаэратаора:

$$\begin{cases} D_4 + G'_{\text{ок}} + (D_1 + D_2 + D_{31}) = G_{\text{пв}} \\ D_4 \cdot h_4 + G'_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{пнд4}}^{\text{'''}} + (D_1 + D_2 + D_{31}) \cdot \bar{t}_{3\delta} = G_{\text{пв}} \cdot \bar{t}_{\text{пв}} \end{cases}$$

Поскольку энтальпия основного конденсата на входе в деаэратор неизвестна из-за наличия зоны ОП в ПНД-4, расчет деаэратаора выполняется вместе с регенеративной схемой ПНД.

2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД

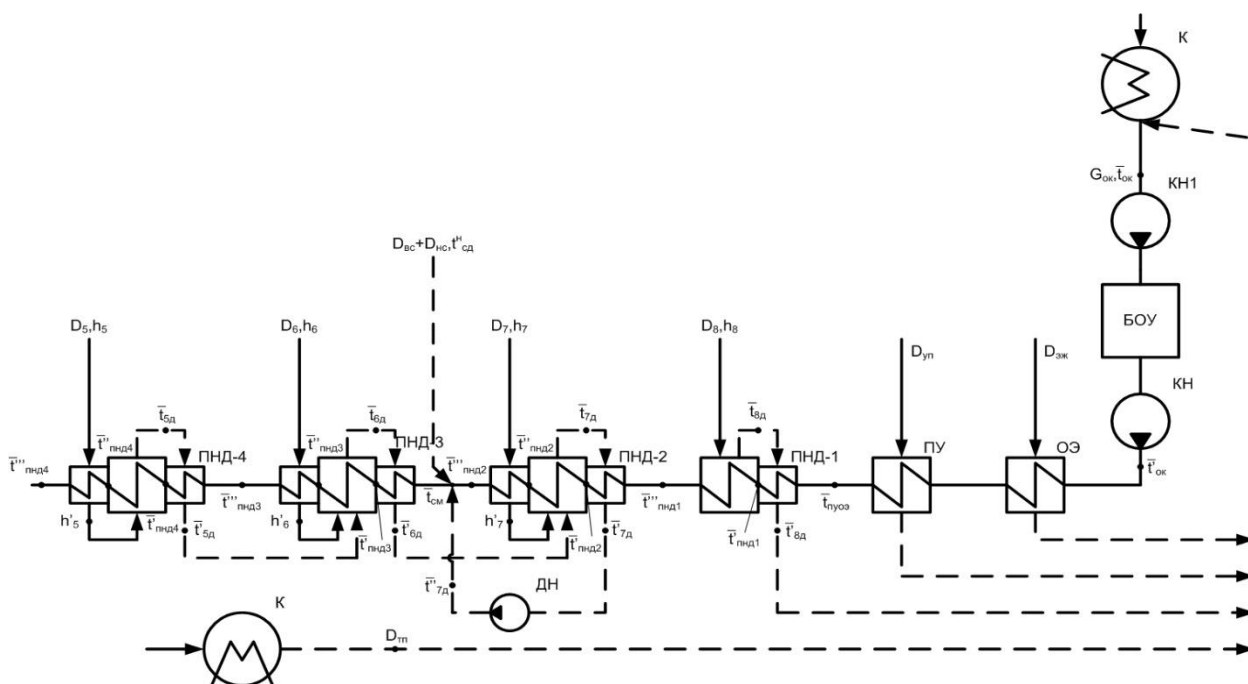


Рисунок 8 – Расчётная схема ПНД

Таблица 15 – Параметры элементов тепловой схемы ПНД

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе на ПНД-4, МПа	P'_5	из процесса расширения	0,449
Энтальпия пара в отборе на ПНД-4, кДж/кг	h_5	из процесса расширения	3014,433
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-4, кДж/кг	h'_5	$h'_5 = h'(P'_5, t'_5),$ где $t'_5 = t_s(P'_5) + 10^0 C = 157,855^0 C$	2766,525
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-4, кДж/кг	$\overline{t''_{\text{пнд4}}}$	$\overline{t''_{\text{пнд4}}} = h(P_{\text{ок}}, t''_{\text{пнд4}}),$ где $t''_{\text{пнд4}} = t_s(P'_5) - \mathcal{G}_{\text{ПНД}} = 144,855^0 C$	606,305
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-4, кДж/кг	$\overline{t_{5\text{д}}}$	$\overline{t_{5\text{д}}} = t_s(P'_5)$	622,994
Давление пара в отборе на ПНД-3, МПа	P'_6	из процесса расширения	0,247
Энтальпия пара в отборе на ПНД-3, кДж/кг	h_6	из процесса расширения	2887,058
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-3, кДж/кг	h'_6	$h'_6 = h'(P'_6, t'_6),$ где $t'_6 = t_s(P'_6) + 10^0 C = 137,063^0 C$	2737,842
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-3, кДж/кг	$\overline{t''_{\text{пнд3}}}$	$\overline{t''_{\text{пнд3}}} = h(P_{\text{ок}}, t''_{\text{пнд3}}),$ где $t''_{\text{пнд3}} = t_s(P'_5) - \mathcal{G}_{\text{ПНД}} = 124,063^0 C$	521,78
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-3, кДж/кг	$\overline{t_{6\text{д}}}$	$\overline{t_{6\text{д}}} = t_s(P'_6)$	533,855
Давление пара в отборе на ПНД-2, МПа	P'_7	из процесса расширения	0,102
Энтальпия пара в отборе на ПНД-2, кДж/кг	h_7	из процесса расширения	2738,306
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-2, кДж/кг	h'_7	$h'_7 = h'(P'_7, t'_7),$ где $t'_7 = t_s(P'_7) + 10^0 C = 110,257^0 C$	2696,257

Окончание таблицы 15

Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-2, кДж/кг	$\overline{t''_{\text{пнд}2}}$	$\overline{t''_{\text{пнд}2}} = h(P_{\text{ок}}, t''_{\text{пнд}2}),$ где $t''_{\text{пнд}2} = t_s(P'_7) - \vartheta_{\text{ПНД}} = 97,064^{\circ}\text{C}$	407,595
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-2, кДж/кг	$\overline{t_{7\text{д}}}$	$\overline{t_{7\text{д}}} = t_s(P'_7)$	419,369
Давление пара в отборе на ПНД-1, МПа	P'_8	из процесса расширения	0,018
Энтальпия пара в отборе на ПНД-1, кДж/кг	h_8	из процесса расширения	2491,207
Энтальпия основного конденсата после ПНД-1	$\overline{t''_{\text{пнд}1}}$	$\overline{t''_{\text{пнд}1}} = h(P_{\text{ок}}, t''_{\text{пнд}1}),$ где $t''_{\text{пнд}1} = t_s(P'_8) - \vartheta_{\text{ПНД}} = 54,52^{\circ}\text{C}$	229,284
Энтальпия дренажа ПНД-1, кДж/кг	$\overline{t_{8\text{д}}}$	$\overline{t_{8\text{д}}} = t_s(P'_8)$	240,778
Энтальпия основного конденсата после сальникового и эжекторного подогревателя, кДж/кг	$\overline{t'_{\text{пу}}}$	$\overline{t'_{\text{пу}}} = h(P_{\text{ок}}, t'_{\text{пу}}),$ где $t'_{\text{пу}} = t_{\text{окн}} + 10^{\circ}\text{C} = 32,875 + 6 = 38,999$	164,461

Необходимо решить уравнения для нахождения неизвестных величин.

Уравнение теплового баланса для группы ПНД:

Для ПНД-4:

$$\begin{cases} D_5 \cdot (h_5 - h'_5) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\overline{t'''_{\text{пнд}4}} - \overline{t''_{\text{пнд}4}}) \\ D_5 \cdot (h'_5 - \overline{t'_{5\text{д}}}) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\overline{t''_{\text{пнд}4}} - \overline{t'_{\text{пнд}4}}) \\ D_5 \cdot (\overline{t'_{5\text{д}}} - \overline{t'_{5\text{д}}}) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\overline{t'_{\text{пнд}4}} - \overline{t'''_{\text{пнд}3}}) \\ \overline{t'_{5\text{д}}} = \overline{t'''_{\text{пнд}3}} + 6^{\circ}\text{C} \cdot c_v \end{cases}$$

Для ПНД-3:

$$\begin{cases} D_6 \cdot (h_6 - h'_6) \cdot \eta_T = G'_{ок} \cdot (\bar{t}'''_{пнд3} - \bar{t}''_{пнд3}) \\ D_6 \cdot (h'_6 - \bar{t}_{6д}) \cdot \eta_T + D_5 \cdot (\bar{t}'_{5д} - \bar{t}_{6д}) \cdot \eta_T = G'_{ок} \cdot (\bar{t}''_{пнд3} - \bar{t}'_{пнд3}) \\ (D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_{6д} - \bar{t}'_{6д}) \cdot \eta_T = G'_{ок} \cdot (\bar{t}'_{пнд3} - \bar{t}'_{ок}) \\ \bar{t}'_{6д} = \bar{t}'_{ок} + 6^\circ C \cdot c_B \end{cases}$$

Для точки смешения:

$$\begin{cases} G_{ок} + D_5 + D_6 + D_7 + D_{вс} + D_{нс} = G'_{ок} \\ G_{ок} \cdot \bar{t}'''_{пнд2} + (D_5 + D_6 + D_7) \cdot \bar{t}'_{7дн} \cdot \eta_T + (D_{вс} + D_{нс}) \cdot \bar{t}'_{нс} = G'_{ок} \cdot \bar{t}'_{ок} \end{cases}$$

Для ПНД-2:

$$\begin{cases} D_7 \cdot (h_7 - h'_7) \cdot \eta_T = G_{ок} \cdot (\bar{t}'''_{пнд2} - \bar{t}''_{пнд2}) \\ D_7 \cdot (h'_7 - \bar{t}_{7д}) \cdot \eta_T + (D_5 + D_6) \cdot (\bar{t}'_{6д} - \bar{t}_{7д}) \cdot \eta_T = G_{ок} \cdot (\bar{t}''_{пнд2} - \bar{t}'_{пнд2}) \\ (D_7 + D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_{7д} - \bar{t}'_{7д}) \cdot \eta_T = G_{ок} \cdot (\bar{t}'_{пнд2} - \bar{t}''_{пнд1}) \end{cases}$$

Для ПНД-1:

$$\begin{cases} D_8 \cdot (h_8 - \bar{t}_{8д}) \cdot \eta_T = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{пнд1} - \bar{t}''_{пуоэ}) \\ D_8 \cdot (\bar{t}_{8д} - \bar{t}'_{8д}) \cdot \eta_T = G_{ок} \cdot (\bar{t}'_{пнд1} - \bar{t}'_{пу}) \end{cases}$$

Для конденсатора:

$$D_{к} + D_{эж} + D_{упл} + D_{тп} + D_8 + D_{хов} = G_{ок}$$

Нахождение энтальпии после конденсатного насоса, кДж/кг:

$$\bar{t}_{ок} = \bar{t}'_{к} + \Delta \bar{t}_{ок}, \quad (2.30)$$

где $\Delta \bar{t}_{ок}$ – прирост энтальпии в конденсатном насосе, кДж/кг.

Прирост энтальпии в конденсатном насосе, кДж/кг:

$$\Delta \bar{t}_{ок} = \frac{(P_{ок} - P_{к}) \cdot V_{к}}{\eta_{н}}, \quad (2.31)$$

где $V_{к} = v'(t_s(P_{к})) = 0,001$ – объем воды на всасе нососа, м³/кг.

$$\Delta \bar{t}_{\text{дн}} = \frac{(1,25 \cdot 10^3 - 0,005 \cdot 10^3) \cdot 0,001}{0,8} = 1,565$$

$$\bar{t}_{\text{ок}} = 137,765 + 1,565 = 139,33$$

Нахождение энтальпии после дренажного насоса, кДж/кг:

$$\bar{t}'_{7\text{дн}} = \bar{t}_{7\text{дн}} + \Delta \bar{t}_{\text{дн}}, \quad (2.32)$$

где $\Delta \bar{t}_{\text{дн}}$ – прирост энтальпии в дренажном насосе, кДж/кг.

Прирост энтальпии в дренажном насосе, кДж/кг:

$$\Delta \bar{t}_{\text{дн}} = \frac{(P_{\text{ок}} - P'_7) \cdot V_{\text{в}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (2.33)$$

где $V_{\text{в}} = v'(t_s(P'_7)) = 0,001$ – объем воды на всасе насоса, м³/кг.

$$\Delta \bar{t}_{\text{дн}} = \frac{(1,25 \cdot 10^3 - 0,102 \cdot 10^3) \cdot 0,001}{0,8} = 1,458$$

$$\bar{t}''_{\text{дн}} = 253,894 + 1,458 = 254,894$$

Найденные величины представлены в таблице 16.

Таблица 16 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПНД, кг/с	D_5	16,632
	D_{61}	25,515
	D_{71}	25,408
	D_8	10,853
Расход основного конденсата, кг/с	$G_{\text{ок}}$	377,817
	$G'_{\text{ок}}$	447,798
Энтальпии основного конденсата, кДж/кг	$\bar{t}'_{\text{пнд}2}$	258,367
	$\bar{t}''_{\text{пнд}2}$	410,366
	$\bar{t}'_{\text{пнд}3}$	397,931
	$\bar{t}''_{\text{пнд}3}$	530,113

Окончание таблицы 16

	$\bar{t}'_{\text{пнд4}}$	532,578
	$\bar{t}''''_{\text{пнд4}}$	619,622
	$\bar{t}'_{\text{пнд1}}$	165,934
Энтальпия дренажей после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}'_{5д}$	555,253
	$\bar{t}'_{6д}$	411,814

Проверка баланса пара в турбине:

$$D_{\kappa} = G_{\text{ок}} - D_{\text{эж}} - D_{\text{упл}} - D_{\text{тп}} - D_8 - D_{\text{хов}} = 377,817 - 2,765 - 5,53 - 24,764 - 10,853 - 19,356 = 314,546 \text{ кг/с} \quad (2.34)$$

$$D'_{\kappa} = D_{\text{тп}} - (D_1 + D_2 + D_{31} + D_{\text{тп}} + D_4 + D_{62} + D_5 + D_{61} + D_{72} + D_{71} + D_8) = 553,038 - (23,822 + 65,53 + 32,415 + 24,764 + 11,125 + 1,204 + 16,632 + 25,515 + 1,223 + 25,408 + 10,853) = 314,549 \text{ кг/с} \quad (2.35)$$

Так как $D_{\kappa} = D'_{\kappa}$ можно судить о правильности расчета.

Проверка по мощности:

$$W_p = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{\text{орб}} \cdot H_i^{\text{орб}} \right) \cdot \eta_{\text{эм}} = D_{\text{т}} \cdot H_1 + (D_{\text{т}} - D_1) \cdot H_2 + (D_{\text{т}} - D_1 - D_2) \cdot H_3 + (D_{\text{т}} - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{\text{тп}}) \cdot H_4 + (D_{\text{т}} - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{\text{тп}} - D_4) \cdot H_5 + (D_{\text{т}} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_5) \cdot H_6 + (D_{\text{т}} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_5 - D_{61} - D_{62}) \cdot H_7 + (D_{\text{т}} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_5 - D_{61} - D_{62} - D_{71} - D_{72}) \cdot H_8 + (D_{\text{т}} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_5 - D_{61} - D_{62} - D_{71} - D_{72} - D_8) \cdot H_9 = 553,038 \cdot 302,436 + (553,038 - 23,822) \cdot 54,951 + (553,038 - 23,822 - 65,53) \cdot 214,42 + (553,038 - 23,822 - 65,53 - 32,415 - 24,764) \cdot 133,719 + (553,038 - 23,822 - 65,53 - 32,415 - 24,764 - 11,125) \cdot 233,953 + (553,038 - 23,822 - 65,53 - 32,415 - 24,764 - 11,125 - 16,632) \cdot 127,374 + (553,038 - 23,822 - 65,53 - 32,415 - 24,764 - 11,125 - 16,632 - 25,515 - 1,204) \cdot 148,752 + (553,038 - 23,822 - 65,53 - 32,415 - 24,764 - 11,125 - 16,632 - 25,515 - 1,204 - 25,408 - 1,223) \cdot 247,099 + (553,038 - 23,822 - 65,53 - 32,415 - 24,764 - 11,125 - 16,632 - 25,515 - 1,204 - 25,408 - 1,223 - 10,853) \cdot 158,897 = 660,213 \text{ МВт} \quad (2.36)$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \frac{|W_9 - W_p|}{W_9} \cdot 100\% = \frac{|660 - 660,213|}{660} \cdot 100\% = 0,032\% < 2\% \quad (2.37)$$

где W_9 – номинальная мощность турбины, МВт.

Находим неизвестные величины расчета основного режима работы схемы. Учитывая работу через байпас ВЭК НД и с отключенным ПНД 1.

Результаты представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПНД, кг/с	D_5	16,541
	D_{61}	25,706
	D_{71}	21,345
	D_8	-
Расход основного конденсата, кг/с	$G_{ок}$	379,873
	$G'_{ок}$	445,891
Энтальпии основного конденсата, кДж/кг	$\bar{t}'_{пнд2}$	283,221
	$\bar{t}'''_{пнд2}$	409,911
	$\bar{t}'_{пнд3}$	396,481
	$\bar{t}'''_{пнд3}$	530,211
	$\bar{t}'_{пнд4}$	532,67
	$\bar{t}'''_{пнд4}$	619,611
Энтальпия дренажей после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}'_{5д}$	555,351
	$\bar{t}'_{6д}$	411,133

Проверка баланса пара в турбине с включенным ВЭК НД и закрытым 8 отбором:

$$D_k = G_{ок} - D_{эж} - D_{упл} - D_{тп} - D_{хов} = 379,873 - 2,753 - 5,507 - 24,764 - 19,274 = 327,574 \text{ кг/с} \quad (2.38)$$

$$D'_k = D_t - (D_1 + D_2 + D_{31} + D_{тп} + D_4 + D_{62} + D_5 + D_{61} + D_{72} + D_{71}) = 550,685 - (23,72 + 65,251 + 32,277 + 24,764 + 11,079 + 1,204 + 16,541 + 25,706 + 1,223 + 21,345) = 327,574 \text{ кг/с} \quad (2.39)$$

Так как $D_{\kappa} = D'_{\kappa}$ можно судить о правильности расчета.

Проверка по мощности с включенным ВЭК НД:

$$\begin{aligned}
 W_p = & \left(\sum_{i=1}^n D_i^{\text{отб}} \cdot H_i^{\text{отб}} \right) \cdot \eta_{\text{эм}} = D_T \cdot H_1 + (D_T - D_1) \cdot H_2 + (D_T - D_1 - D_2) \cdot H_3 + \\
 & + (D_T - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{\text{тп}}) \cdot H_4 + (D_T - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{\text{тп}} - D_4) \cdot H_5 + (D_T - D_1 - \\
 & - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_5) \cdot H_6 + (D_T - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_5 - D_{61} - D_{62}) \cdot \\
 & \cdot H_7 + (D_T - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_5 - D_{61} - D_{62} - D_{71} - D_{72}) \cdot H_8 = 550,685 \cdot \\
 & \cdot 302,436 + (550,685 - 23,72) \cdot 54,951 + (550,685 - 23,72 - 65,251) \cdot 214,42 + (550,685 - \\
 & - 23,72 - 65,251 - 32,277 - 24,764) \cdot 133,719 + (550,685 - 23,72 - 65,251 - 32,277 - \\
 & - 24,764 - 11,079) \cdot 233,953 + (550,685 - 23,72 - 65,251 - 32,277 - 24,764 - 11,079 - \\
 & - 16,641) \cdot 127,374 + (550,685 - 23,72 - 65,251 - 32,277 - 24,764 - 11,079 - 16,541 - \\
 & - 25,706 - 1,204) \cdot 148,752 + (550,685 - 23,72 - 65,251 - 32,277 - 24,764 - 11,079 - \\
 & - 16,541 - 25,706 - 1,204 - 21,345 - 1,223) \cdot 403,888 = 659,719 \text{ МВт} \quad (2.40)
 \end{aligned}$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \frac{|W_{\text{э}} - W_p|}{W_{\text{э}}} \cdot 100\% = \frac{|660 - 659,719|}{660} \cdot 100\% = 0,043\% < 2\% \quad (2.41)$$

где $W_{\text{э}}$ – номинальная мощность турбины, МВт.

2.10 Расчет технико-экономических показателей ТЭС

Для расчета технико-экономических показателей работы станции воспользуемся методом ОРГРЭС. Расчет проводится для двух режимов, сначала рассчитываем резервный.

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{тв}} = & D_T \cdot (h_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{тп}} \cdot (h_{\text{тп}} - h_2) = 553,038 \cdot (3306,524 - 1217,736) + \\
 & + 463,686 \cdot (3596,525 - 2949,137) = 1455363,929 \quad (2.42)
 \end{aligned}$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_{\text{вс}} = D_{\text{вс}} \cdot (h_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{вс}}) = 1,204 \cdot (2887,058 - 419,099) = 2970,978 \quad (2.43)$$

$$Q_{\text{nc}} = D_{\text{nc}} \cdot (\overline{h_{\text{nc}}} - \overline{t_{\text{nc}}}) + D_{\text{bc}} \cdot (\overline{t_{\text{bc}}} - \overline{t_{\text{nc}}}) = 1,223 \cdot (2738,306 - 366,454) + 1,204 \cdot (419,099 - 366,454) = 2963,061 \quad (2.44)$$

$$Q_{\text{ty}}^{\text{r}} = Q_{\text{bc}} + Q_{\text{nc}} = 2970,978 + 2963,061 = 5941,956 \quad (2.45)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ty}}^{\text{э}} = Q_{\text{ty}} - Q_{\text{ty}}^{\text{r}} = 1455363,929 - 5941,956 = 1449429,89 \quad (2.46)$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} \cdot (\overline{h_{\text{пе}}} - \overline{t_{\text{пв}}}) + D_{\text{пп}} \cdot q_{\text{пп}}, \quad (2.47)$$

где $D_{\text{пп}} = 463,686$ – расход пара на промежуточный перегрев пара, кг/с;

$q_{\text{пп}} = h_{\text{пп}} - h_2 = 3596,525 - 2949,137 = 647,388$ – тепло подводимое к пару в промежуточной перегреве, кДж/кг.

$$Q_{\text{пе}} = 580,69 \cdot (3306,524 - 1217,736) + 463,686 \cdot 647,388 = 1513122,877$$

Полный расход условного топлива, кг/с

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}} \cdot \eta_{\text{пг}}} = \frac{1513122,877}{29300 \cdot 0,93} = 55,55 \quad (2.48)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 29330$ – низшая теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Расход тепла на собственные нужды турбоустановки на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ty}}^{\text{с.н.}} = D_{\text{с.н.}} \cdot (\overline{h_{\text{пе}}} - \overline{t_{\text{пв}}}) = 11,061 \cdot (3306,524 - 1217,736) = 23103,579 \quad (2.49)$$

Коэффициент ценности потоков отбираемого пара в верхний сетевой подогреватель:

$$\xi_{\text{bc}} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{пп}}} \cdot \left(1 + k \cdot \frac{h_0 + h_{\text{bc}}}{h_0 + q_{\text{пп}} - h_k} \right) = \frac{2887,058 - 2332,31}{3306,524 - 2332,31 + 647,388}.$$

$$\cdot \left(1 + 0,42 \cdot \frac{3306,524 - 2887,058}{3306,524 + 647,388 - 2332,31} \right) = 0,379 \quad (2.50)$$

Коэффициент ценности потоков отбираемого пара в нижний сетевой подогреватель:

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{h_{\text{нс}} - h_{\text{k}}}{h_0 - h_{\text{k}} + q_{\text{шт}}} \cdot \left(1 + k \cdot \frac{h_0 - h_{\text{нс}}}{h_0 + q_{\text{шт}} - h_{\text{k}}} \right) = \frac{2738,306 - 2332,31}{3306,524 - 2332,31 + 647,388} \cdot$$

$$\cdot \left(1 + 0,42 \cdot \frac{3306,524 - 2738,306}{3306,524 + 647,388 - 2332,31} \right) = 0,287 \quad (2.51)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов, МВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}}^3 = Q_{\text{вс}} \cdot (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} \cdot (1 - \xi_{\text{нс}}) = 2,971 \cdot (1 - 0,379) + 2,963 \cdot (1 - 0,287) = 3,956 \quad (2.52)$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлам на производство электроэнергии:

$$K_3 = \frac{Q_{\text{ту}}^3 + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} + \Delta Q_{\text{отб}}^3}{Q_{\text{ту}}^3 + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} + \Delta Q_{\text{отб}}^3 + Q_{\text{ту}}^{\text{T}}} \quad (2.53)$$

$$K_3 = \frac{1449,43 + 23,104 + 3,956}{1449,43 + 23,104 + 3,956 + 5,942} = 0,996$$

Отпущенная мощность составляет, МВт:

$$W_{\text{отп}} = W_3 \cdot (1 - e_{\text{сн}}) = 660 \cdot (1 - 0,07) = 613,8 \quad (2.54)$$

Мощность собственных нужд на производство электрической энергии:

$$W_{\text{э.с.н.}} = 0,07 \cdot W_3 = 0,07 \cdot 660 = 46,2 \quad (2.55)$$

Расход топлива на выработку электрической энергии, кг/с:

$$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W_3 - W_{\text{э.с.н.}}} = 55,55 \cdot 0,996 \cdot \frac{613,8}{660 - 46,2} = 55,327 \quad (2.56)$$

Расход топлива на выработку тепловой энергии, кг/с:

$$B_m = B - B_э = 55,55 - 55,327 = 0,222 \quad (2.57)$$

Удельный расход условного топлива на выработку э/э, кг у.т./ кВт·ч:

$$b_э = \frac{B_э}{W_{отп}} = \frac{55,327}{613,8} = 0,325 \quad (2.58)$$

Удельный расход условного топлива на на выработку т/э, кг у.т./ ГДж:

$$b_t = \frac{B_t}{Q_{ту}} = \frac{0,222}{5,815} = 38,237 \quad (2.59)$$

Находим технико-экономические показатели для основного варианта работы схемы. Результаты аналогичного расчета представлены в таблице 18.

Таблица 18 – Результаты расчет технико-экономических показателей основного режима.

Наименование величины	Обозначение	Основной режим	Резервный режим
Расход тепла на турбоустановку, кВт	$Q_{ту}$	1449170,959	1455363,929
Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт	$Q_{ту}^T$	5941,956	5941,956
Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт	$Q_{ту}^э$	1443236,92	1449429,89
Тепловая нагрузка котла, кВт	$Q_{пе}$	1506684,127	1513122,877
Полный расход условного топлива, кг/с	B	54,085	55,55
Расход топлива на выработку электрической энергии, кг/с	$B_э$	53,867	55,327
Расход топлива на выработку тепловой энергии, кг/с	B_m	0,217	0,222

Окончание таблицы 18

Удельный расход условного топлива на выработку э/э, кг у.т./кВт·ч	$b_э$	0,316	0,325
Удельный расход условного топлива на выработку т/э, кг у.т./ГДж	$b_т$	37,387	38,237

2.11 Укрупненный расчет котельного агрегата

К основным целям укрупненного расчета котельного агрегата относится определение расчетного расхода топлива на котел, а также определение всех потерь, связанных с эксплуатацией котла, что позволит найти коэффициент полезного действия парового котла.

Укрупненный расчет парового котла выполняется на основании состава проектного топлива – таблица 19.

Таблица 19 – Состав топлива

Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих V_r , %	Теплота сгорания, кДж/кг	$k_{ло}$
W_p	A_p	S_p	C_p	H_p	N_p	O_p			
28,4	15,7	0,4	39,969	2,516	0,9	12,116	46,4	15500	1,3

2.11.1 Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла

Выбираем необходимый коэффициент избытка воздуха для обеспечения полного сгорания угольной пыли в топке котла. Это зависит от устройства топки и вида сжигаемого топлива.

При камерном сжигании пылевидного твердого топлива коэффициент избытка воздуха принимают равным $\alpha_T = 1,2$.

Избыток воздуха, поступающий через горелки:

$$\alpha_{гор} = \alpha_T - \Delta\alpha_T, \quad (2.60)$$

где $\Delta\alpha_T$ – прососы воздуха в топку, в котлах работающим под разрежением, он равен 0,05.

$$\alpha_{\text{гор}} = 1,2 - 0,05 = 1,15$$

Коэффициент избытка воздуха в уходящих дымовых газах:

$$\alpha_{\text{ух}} = \alpha_{\text{T}} + 2 \cdot \Delta\alpha_{\text{пп}} + \Delta\alpha_{\text{вт}} + \Delta\alpha_{\text{вэ}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}, \quad (2.61)$$

где $\Delta\alpha_{\text{пп}}$ – присосы воздуха в пароперегревателе;

$\Delta\alpha_{\text{вт}}$ – присосы воздуха в вторичном пароперегревателе;

$\Delta\alpha_{\text{вэ}}$ – присосы воздуха в водяной экономайзере;

$\Delta\alpha_{\text{вп}}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе.

$$\alpha_{\text{ух}} = 1,2 + 2 \cdot 0,03 + 0,03 + 0,02 + 0,15 = 1,46$$

Таблица 20 – Присосы воздуха по поверхностям нагрева

Коэффициент избытка воздуха	Значение по поверхностям нагрева
α_{T}	1,2
$\alpha_{\text{пп}}$	1,26
$\alpha_{\text{вт}}$	1,29
$\alpha_{\text{вэ}}$	1,31
$\alpha_{\text{ух}}$	1,46
$\alpha_{\text{ВЭКНД}}$	1,48

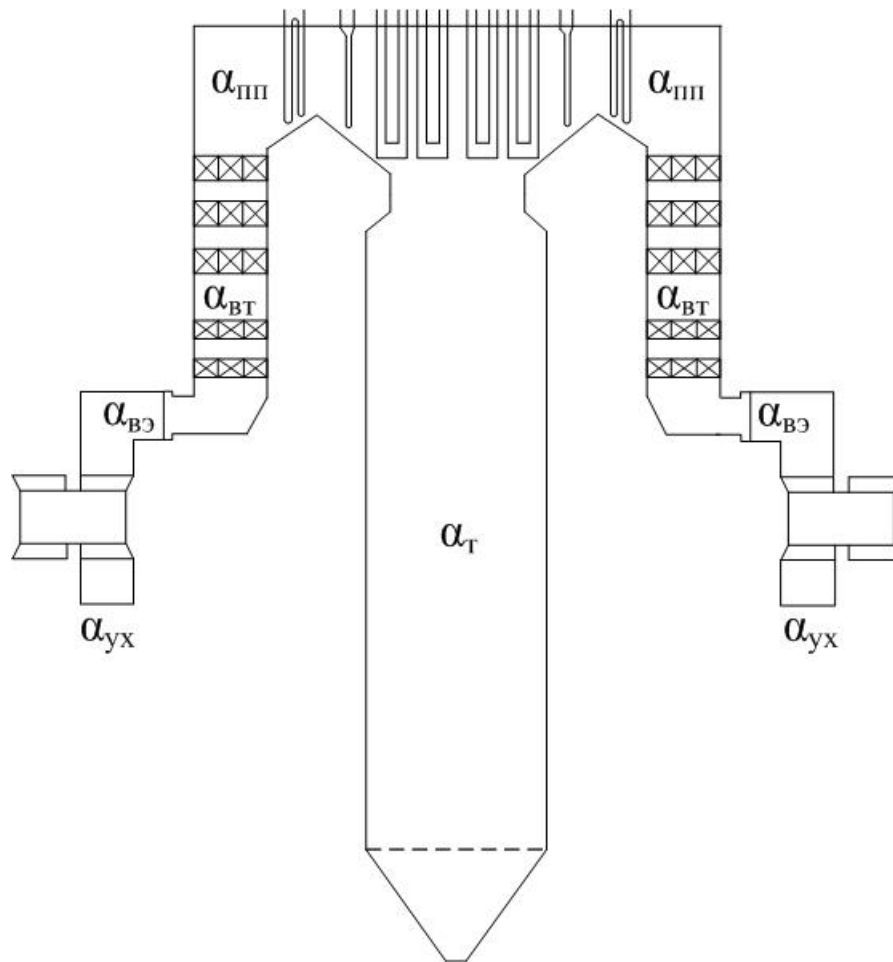


Рисунок 10 – Схема котельного агрегата

В котельном агрегате используется рециркуляция дымовых газов для снижения количества образующихся оксидов азота. Дымовые газы на рециркуляцию отбираются после водяного экономайзера.

Найдем избыток воздуха в поверхностях нагрева с учетом рециркуляции.

Избыток воздуха в топочной камере с учетом рециркуляции:

$$\alpha_T^{pc} = \frac{\alpha_T + r_{pc} \cdot \alpha_{PC}}{1 + r_{pc}}, \quad (2.62)$$

где α_T – присосы воздуха в топочной камере;

α_{PC} – присосы воздуха в зоне забора дымовых газов на рециркуляцию;

$r_{pc} = 0,3$ – доля рециркуляции дымовых газов.

В таблице 21 представлены значения присосов воздуха по поверхностям нагрева с учетом рециркуляции дымовых газов.

Таблица 21 – Присосы воздуха с учетом рециркуляции

Коэффициент избытка воздуха	Значение по поверхностям нагрева
$\alpha_T^{рц}$	1,225
$\alpha_{шт}^{рц}$	1,285
$\alpha_{вт}^{рц}$	1,315
$\alpha_{вэ}^{рц}$	1,335
$\alpha_{ух}$	1,46
$\alpha_{ВЭКНД}$	1,48

2.11.2 Расчет объемов и продуктов сгорания при рециркуляции газов

Теоретический объем воздуха, V_B^0 , м³/кг, для твердого топлива определяется по следующему выражению:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) + 0,265 \cdot H_p - 0,0333 \cdot O_p \quad (2.63)$$

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

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (39,969 + 0,375 \cdot 0,4) + 0,265 \cdot 2,516 - 0,0333 \cdot 12,116 = 3,83$$

Объем азота, м³/кг:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N_p}{100}, \quad (2.64)$$

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

N_p – количество азота на рабочую массу топлива, %.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 3,83 + 0,8 \cdot \frac{0,9}{100} = 3,033$$

Объем трехатомных газов, м³/кг:

$$V_{\text{RO}_x}^0 = \frac{1,866}{100} \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p), \quad (2.65)$$

где C_p – количество углерода на рабочую массу топлива, %;

S_p – количество серы на рабочую массу топлива,

$$V_{\text{RO}_x}^0 = \frac{1,866}{100} \cdot (39,969 + 0,375 \cdot 0,4) = 0,749$$

Теоретический объем водяных паров для твердого топлива, м³/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 0,016 \cdot V_B^0 \quad (2.66)$$

где H_p – количество водорода на рабочую массу топлива, %;

W_p – влажность топлива на рабочую массу, %;

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

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot 2,516 + 0,0124 \cdot 28,4 + 0,016 \cdot 3,83 = 0,693$$

Объем дымовых газов, м³/кг, определяется по следующей формуле:

$$V_G^0 = V_{\text{RO}_x}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \quad (2.67)$$

где $V_{\text{RO}_x}^0$ – теоретический объем трехатомных газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг;

$V_{\text{N}_2}^0$ – теоретический объем азота, м³/кг;

$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ – теоретический объем водяных паров, м³/кг.

$$V_G^0 = 0,749 + 3,033 + 0,693 = 4,474 \quad (2.68)$$

Оставшийся объем газов за местом отбора, м³/кг:

$$V_{\text{Г.отб}} = V_G^0 + (\alpha_{\text{Г.отб}} - 1) \cdot V_B^0, \quad (2.69)$$

где $\alpha_{\text{Г.отб}} = \alpha_{\text{вз}} = 1,31$ – коэффициент избытка воздуха за поверхностью, после которой производится отбор газов на рециркуляцию.

$$V_{\text{Г.отб}} = 4,474 + (1,31 - 1) \cdot 3,83 = 5,661$$

Объем газов рециркуляции, м³/кг:

$$V_{\text{рц}} = r_{\text{рц}} \cdot V_{\text{г.отб}} = 0,3 \cdot 5,661 = 1,698, \quad (2.70)$$

где $r_{\text{рц}}$ – доля газов, отбираемых на рециркуляцию.

Объем газов в газоходах котла с учетом рециркуляции, м³/кг:

$$V_{\text{г.рц}} = V_{\text{г}} + V_{\text{рц}}, \quad (2.71)$$

где $V_{\text{г}}$ – полный объем газов без рециркуляции, м³/кг.

$$V_{\text{г}} = V_{\text{г}}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{\text{ух}} - 1) \cdot V_{\text{в}}^0 \quad (2.72)$$

$$V_{\text{г}} = 4,474 + 1,016 \cdot (1,46 - 1) \cdot 3,83 = 6,264$$

$$V_{\text{г.рц}} = 6,264 + 1,698 = 7,963$$

Температура газов в месте их отбора на рециркуляцию, °С, будет равняться:

$$g'_{\text{вп}} = g_{\text{ух}} + m \cdot (t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}}), \quad (2.73)$$

где m – отношение водяных эквивалентов воздушного и газового потоков в воздухоподогревателе.

$$m = \frac{\beta_{\text{г}} \cdot m_0}{1 + (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot m_0}, \quad (2.74)$$

где $\beta_{\text{г}}$ – средний избыток воздуха в ступени воздухоподогревателя;

$m_0 = 0,717$ - теоретическое отношение водяных эквивалентов;

$\alpha_{\text{ср}}$ – средний коэффициент избытка воздуха в газовом тракте в области отбора газов.

Средний избыток воздуха в ступени воздухоподогревателя:

$$\beta_{\text{г}} = \alpha_{\text{ср}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + 0,5\Delta\alpha_{\text{вп}} + r_{\text{в}} = 1,15 - 0,2 + 0,5 \cdot 0,15 + 0,25 = 1,275, \quad (2.75)$$

где $r_{\text{в}}$ – доля рециркуляции горячего воздуха на вход в воздухоподогреватель.

Средний коэффициент избытка воздуха в газовом тракте в области отбора газов:

$$\alpha_{\text{cp}} = \alpha_{\text{yx}} - 0,5 \cdot \Delta\alpha_{\text{en}} = 1,46 - 0,5 \cdot 0,15 = 1,385 \quad (2.76)$$

$$m = \frac{1,385 \cdot 0,717}{1 + (1,385 - 1) \cdot 0,717} = 0,716$$

Тогда температура газов в месте отбора, °С, будет равняться:

$$g'_{\text{вп}} = 150 + 0,716 \cdot (300 - 45) = 332,885$$

Энтальпия газов в месте отбора, кДж/кг:

$$H'_{\text{вп}} = 2709,57$$

2.11.3 Экономичность работы парового котла

Коэффициент полезного действия, %:

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (2.77)$$

- где q_2 – потеря тепла с уходящими газами, %;
 q_3 – потеря теплоты с химическим недожогом топлива, %;
 q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %;
 q_5 – потеря теплоты от наружного охлаждения, %;
 q_6 – потеря теплоты с физическим теплом шлака, %.

Потеря тепла с уходящими газами, %:

$$q_2 = \frac{(H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} \cdot H_{\text{хв}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (2.78)$$

- где $H_{\text{yx}} = 1283,144$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг;
 $g_{\text{yx}} = 150$ – температура уходящих газов, °С;
 $H_{\text{хв}}^0 = 197,767$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;
 α_{yx} – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;
 Q_p^p – располагаемая теплота сжигаемого топлива, кДж/кг.
 q_4 – потеря тепла от механического недожога, %.

$$q_2 = \frac{(1283,144 - 1,46 \cdot 197,767) \cdot (100 - 0,5)}{15500} = 6,38$$

Для пылеугольных котлов потеря теплоты с химическим недожогом топлива принимается равная $q_3 = 0$.

Для мощных паровых котлов принято считать, что потеря теплоты от наружного охлаждения равна $q_5 = 0,2$.

Потеря теплоты с физической теплотой шлама находится следующим образом, %:

$$q_6 = \frac{\alpha_{\text{шл}} \cdot A_p \cdot (ct)_{\text{шл}}}{Q_p^p} \quad (2.79)$$

где $\alpha_{\text{шл}} = 1 - \alpha_{\text{ун}} = 1 - 0,95 = 0,05$ – доля шлакоулавливания в топочной камере;

A_p – рабочая зольность топлива, %;

$(ct)_{\text{шл}} = 560$ – энтальпия шлака, при твердом шлакоудалении, кДж/кг;

$$q_6 = \frac{0,05 \cdot 15,7 \cdot 560}{15500} = 0,028$$

$$\eta_k = 100 - (6,383 + 0 + 0,5 + 0,2 + 0,028) = 92,888$$

Полный расход топлива, кг/с:

$$B = \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{шт}} \cdot (h_{\text{шт}} - h_2)}{Q_{\text{н}}^p \cdot 0,01 \cdot \eta_{\text{шт}}^{\text{бр}}} \quad (2.80)$$

где $D_{\text{пе}}$, $D_{\text{шт}}$ – расходы перегретого пара и пара на промперегрев, кг/с;

h_0 , $\bar{t}_{\text{пв}}$ – энтальпия перегретого пара и питательной воды, кДж/кг;

$h_{\text{шт}} - h_2$ – энтальпия пара на выходе из промежуточного перегревателя парогенератора и на входе в него, кДж/кг;

$Q_{\text{н}}^p = 15500$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_{\text{шт}}^{\text{бр}}$ – КПД брутто парогенератора.

$$B = \frac{580,69 \cdot (3306,524 - 1217,736) + 463,686 \cdot (3596,525 - 2949,137)}{15500 \cdot 0,01 \cdot 92,888} = 105,095$$

Расчетный расход топлива на котел, кг/с:

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) = 105,095 \cdot (1 - 0,01 \cdot 0,5) = 104,569 \quad (2.88)$$

Показатели экономической работы котла с включенным байпасом водяного экономайзера низкого давления рассчитывается с измененной энтальпией уходящих газов $H''_{ВЭЖНД} = 953,786$ кДж/кг.

Таблица 22 – Сравнение экономической работы котла в основном режиме работы и в резервном.

Наименование величины	Обозначение	Основной режим	Резервный режим
Потеря тепла с уходящими газами, %	q_2	4,27	6,38
Потеря теплоты с физического теплого шлама находится следующим образом, %	q_6	0,028	0,028
Коэффициент полезного действия, %	η_k	95,002	
Полный расход топлива, кг/с	B	102,319	105,095
Расчетный расход топлива на котел, кг/с	B_p	101,807	104,569

Снижение температуры уходящих газов при работе водяного экономайзера низкого давления, установленного после регенеративного воздухоподогревателя повышает коэффициент полезного действия котла, уменьшает расход топлива на котел, не снижая выдаваемую мощность блоком.

2.11.4 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

Выбранный котельный агрегат Пп-2225-25-540/568 рассчитан на каменный уголь Джарийского месторождения в Индии. Необходимо проверить подходит ли котел для работы на топливе Мунайского угольного разреза.

Основной задачей теплового расчета топочной камеры является определение тепловосприятий, что в свою очередь позволит выйти на температуру на выходе из топки.

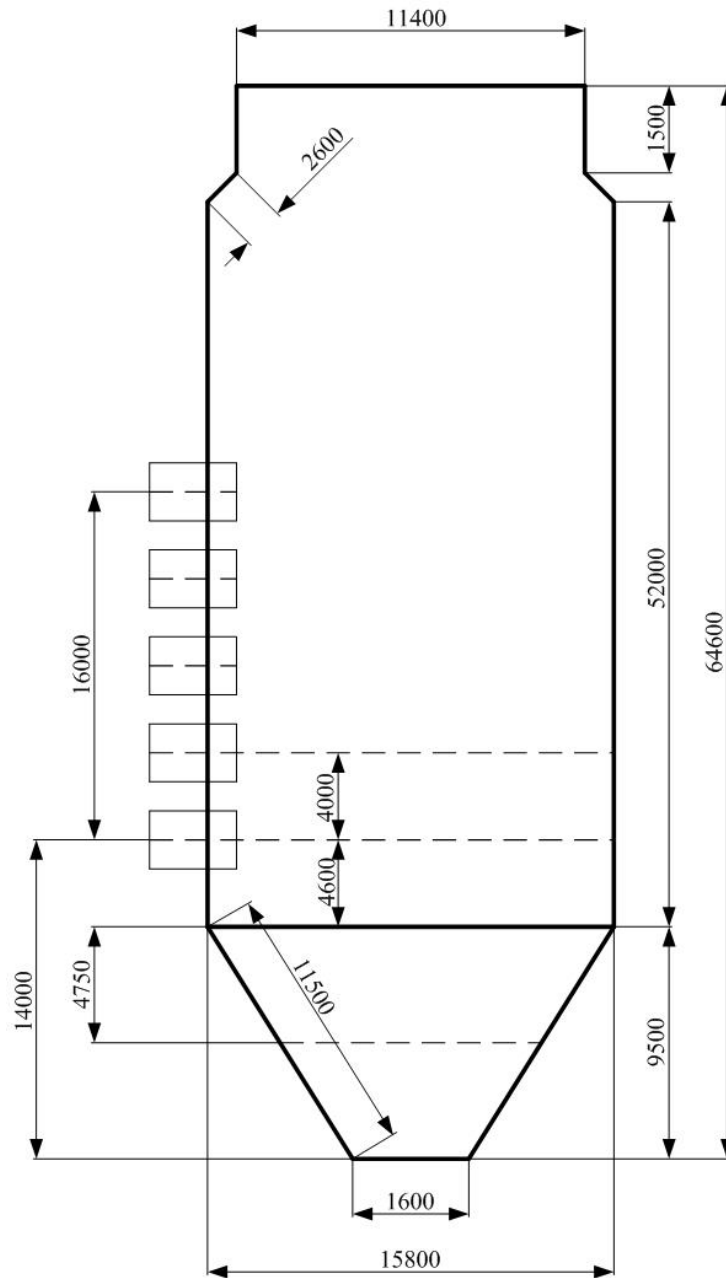


Рисунок 11 – Геометрические размеры топки

Площадь стен топочной камеры, m^2 , определяется по следующей формуле:

$$F_{\text{топки}} = F_{\text{бок}}^{\text{стены}} \cdot 2 + F_{\text{фронт}}^{\text{стены}} \cdot 2 + F_{\text{вых}}^{\text{окно}}, \quad (2.81)$$

где $F_{\text{фронт}}^{\text{стены}}$ – площадь большой стены, m^2 ;

$F_{\text{бок}}^{\text{стены}}$ – площадь маленькой стены, m^2 ;

$F_{\text{вых}}^{\text{окно}} = 262,2$ – площадь выходного окна, m^2 .

$$F_{\text{бок}}^{\text{стены}} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4, \quad (2.82)$$

где F_1, F_2, F_3, F_4 – площади отдельных частей боковой стены топки, м².

$$F_{\text{бок}}^{\text{стены}} = 78,85 + 780 + 21,12 + 17,1 = 897,07$$

$$F_{\text{фронт}}^{\text{стены}} = F_5 + F_6 + F_7 + F_8 = 264,5 + 1196 + 59,8 + 34,5 = 1554,8 \quad (2.83)$$

где F_5, F_6, F_7, F_8 – площади отдельных частей фронтальной и задней стены топки, м².

Тогда, площадь стен топочной камеры, м², будет равняться:

$$F_{\text{топки}} = 897,07 \cdot 2 + 1554,8 \cdot 2 + 262,2 = 5165,94$$

Объем топочной камеры, м³, можно найти по следующему выражению:

$$V_{\text{T}} = F_{\text{бок}}^{\text{стены}} \cdot b_m, \quad (2.84)$$

где $F_{\text{бок}}^{\text{стены}}$ – площадь боковой стены котла, которая является сечением топки, м²;

b_m – ширина котла, м.

$$V_{\text{T}} = 897,07 \cdot 23 = 20632,61$$

Величина теплонапряжения топочного объема, кВт/м³, будет равна:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_n^p}{V_{\text{T}}} = \frac{104,569 \cdot 15500}{20632,61} = 78,557 \quad (2.85)$$

Толщина излучающего слоя, м:

$$s_{\text{T}} = \frac{3,6 \cdot V_{\text{T}}}{F_{\text{топки}}} = \frac{3,6 \cdot 20632,61}{5165,94} = 14,378 \quad (2.86)$$

2.11.5 Расчет теплообмена в топке

Основная задача расчета теплообмена в топке – это определение тепловосприятности топочных экранов и нахождения температуры газов на выходе из топки, которая считается методом последовательных итераций.

Принимаем температуру на выходе из топочной камеры, °С:

$$\vartheta''_T = 1214,389$$

Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг:

$$Q_T = Q_H^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B + H_{\Gamma}^{рц} \cdot r_{рц} \quad (2.87)$$

где Q_H^p – теплота сгорания топлива, кДж/кг;

q_3 – потери тепла с химическим недожогом, %;

q_4 – потеря тепла от механического недожога, %;

Q_B – тепло, вносимое в топку с воздухом, кДж/кг;

$H_{\Gamma}^{рц}$ – энтальпия газов на всем участке рециркуляции, кДж/кг;

$r_{рц}$ – доля газов, отбираемых на рециркуляцию.

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг:

$$Q_B = \beta_{ГВ} \cdot H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{ПЛ}) \cdot H_{ХВ}^0 \quad (2.88)$$

где $\Delta\alpha_T = 0,05$ – присос холодного воздуха в топочной камере;

$\Delta\alpha_{ПЛ} = 0,2$ – присос холодного воздуха в пылесистеме;

$H_{ГВ}^0$ – энтальпия горячего воздуха, кДж/кг, по температуре горячего воздуха $t_{ГВ} = 300^\circ\text{C}$:

$$H_{ГВ}^0 = 1531,387;$$

$H_{ХВ}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг:

$$H_{ХВ}^0 = 197,767;$$

$\beta_{ГВ}$ – относительный избыток воздуха:

$$\beta_{ГВ} = \alpha_{гор} - \Delta\alpha_{ПЛ} = 1,15 - 0,2 = 0,95 \quad (2.89)$$

$$Q_B = 0,95 \cdot 1531,387 + (0,05 + 0,2) \cdot 197,767 = 1504,259$$

$$Q_T = 15500 \cdot \frac{100 - 0 - 0,5 - 0,028}{100 - 0,5} + 1504,259 + 2709,57 \cdot 0,3 = 17812,712$$

Значению $Q_T = H_a^{\text{пр}}$ соответствует теоретическая температура продуктов сгорания с учетом рециркуляции газов.

Значение тепловыделения в топке с учетом рециркуляции газов, кДж/кг, будет найдено по выражению:

$$H_a = \frac{H_a^{\text{пр}}}{1 + r_{\text{рц}}} = \frac{17812,712}{1 + 0,3} = 13702,086 \quad (2.90)$$

По этой энтальпии посредством обратной интерполяции находим адиабатную температуру газов в топке, °С:

$$g_a = 1560,642$$

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера):

$$Bu = k \cdot p \cdot s_T \quad (2.91)$$

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

p – давление в топочной камере, МПа;

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м.

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

$$k = k_r \cdot r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} + k_{\text{к}} \quad (2.92)$$

где k_r – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, 1/(м·МПа);

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

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

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

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

Коэффициент поглощения лучей, 1/(м·МПа), газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot s_{\Gamma}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right), \quad (2.93)$$

где $r_{\text{H}_2\text{O}}$ – объемная доля водяных паров;

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

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

$T_{\Gamma}'' = \vartheta_{\Gamma}'' + 273,15 = 1214,389 + 273,15 = 1487,539$ – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,143}{\sqrt{0,277 \cdot 14,378}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1487,539}{1000} \right) = 1,792$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяться по формуле:

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \rho_{\Gamma}}{(T_{\Gamma}'' d_{\text{зл}})^{0,67}}, \quad (2.94)$$

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

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

$d_{\text{зл}} = 13$ – эффективный диаметр золовых частиц, для мельниц вентиляторов.

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot 1300}{(1487,539 \cdot 13)^{0,67}} = 75,079$$

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

$$k = 1,792 \cdot 0,277 + 75,079 \cdot 0,022 + 1 = 3,132$$

Критерий Бугера:

$$Bu = 3,132 \cdot 0,1 \cdot 14,378 = 4,503$$

По найденному значению Bu определяем эффективное значение критерия Бугера:

$$\tilde{Bu} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (2.95)$$

$$\tilde{Bu} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4 \cdot 4,503^2 + 4,503 + 2}{1,4 \cdot 4,503^2 - 4,503 + 2} \right) = 0,478$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в её верхней части. Учёт положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра М.

Существенное влияние на температуру в верхней части влияет положение ядра факела в топке. Учёт положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра М.

При сжигании топлив с высоким содержанием выхода летучих газов, коэффициент М считается по следующей формуле:

$$M = 0,56 - 0,5 \cdot X_T \quad (2.96)$$

где X_T – значение характеризующее относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке.

$$X_T = \frac{h_r}{h_t} + \Delta X, \quad (2.97)$$

где h_r – высота расположения горелок в топочной камере, м;

h_t – расчётная высота топки, м;

ΔX – поправка.

$$X_T = \frac{17,35}{59,75} + 0,05 = 0,34$$

$$M = 0,56 - 0,5 \cdot 0,34 = 0,39$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана находится по выражению:

$$\psi = \xi \cdot x \quad (2.98)$$

где x – угловой коэффициент;

$\xi = 0,5$ – условный коэффициент загрязнения экранной поверхности.

$$\psi = 0,5 \cdot 0,9 = 0,45$$

Далее определяется температура газов на выходе из топки, °С:

$$g_T'' = \frac{T_a}{1 + MBu^{\sim 0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi F_{\text{топки}} T_a^3}{\varphi B_p (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273 \quad (2.99)$$

где M – эмпирический параметр;

u^{\sim} – эффективное значение критерия Бугера;

ψ – средний коэффициент тепловой эффективности;

$F_{\text{топки}}$ – полная площадь поверхности стен топки, м²;

T_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К:

$$T_a = g_a + 273,15 = 1560,642 + 273,15 = 1833,792 \quad (2.100)$$

φ – коэффициент тепловой эффективности;

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

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

$$(Vc)_{\text{cp}} = \frac{Q_T - H_T''}{g_a - g_T''} \quad (2.101)$$

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

H_T'' – энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг, на выходе из топки, определяемая по принятой ранее температуре g_T'' и избытку воздуха на выходе из топки α_T ;

g_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С;

g_T'' – температура газов на выходе из топки, °С.

Энтальпия продуктов сгорания, с учетом рециркуляции газов в топочную камеру кДж/кг:

$$H_T'' = 10328,737$$

$$(Vc)_{cp} = \frac{17812,712 - 13427,358}{1560,642 - 1214,389} = 12,665$$

Тогда температура на выходе из топки будет равна:

$$g_T'' = \frac{1833,792}{1 + 0,39 \cdot 0,478^{0,3} \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 5165,94 \cdot 1833,792^3}{0,998 \cdot 104,569 \cdot 12,665} \right)^{0,6}} = 1213,907$$

По данной температуре необходимо найти энтальпию газов на выходе из топки, кДж/кг:

$$H_T'' = 10328,737$$

Невязка принятой температуры газов на выходе из топки от найденной не должна быть больше, чем на 1 °С, то есть должно выполняться следующее неравенство:

$$\left| (g_T'')_3 - (g_T'')_p \right| \leq 1 \text{ °С} \quad (2.102)$$

$$|1213,907 - 1214,389| = 0,482 \text{ °С} \leq 1 \text{ °С}$$

Следовательно, можно сделать вывод, что температура на выходе из топки была выбрана верно.

Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхности топки, определяется разностью между полезным тепловыделением в зоне горения и энтальпией газов на выходе из топки, кДж/кг:

$$Q_{л} = \varphi \cdot (Q_T - H_T'') \quad (2.103)$$

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

H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки, кДж/кг;

$$Q_{л} = 0,998 \cdot (17812,712 - 10328,737) = 7469,007$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки, кВт/м³ равен:

$$q_{л} = \frac{B_p \cdot Q_{л}}{F_{ст}}, \quad (2.104)$$

$$q_{\text{л}} = \frac{104,569 \cdot 7469,007}{5165,94} = 151,188$$

В силу того, что выбранный котельный агрегат проектировался под другую марку топлива необходимо проверить возможность его работы на непроектном виде топлива.

Котел Пп-2225-25-540/568 установлен на ТЭС «Барх», Индия. Его проектным топливом, является каменный уголь месторождения Джария.

Процентный состав индийского угля, используемого на ТЭС «Барх» представлен в таблице 23.

Таблица 23 – Состав угля месторождения Джария

Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих $V_{\text{г}}$, %	Теплота сгорания, кДж/кг
W_{p}	A_{p}	S_{p}	C_{p}	H_{p}	N_{p}	O_{p}		
1,5	13	0,4	74,4	5,1	0,9	4,7	25	29307,6

Результаты сравнительного расчета угля Мунайского разреза и Джарийского, который является проектным для котла вынесены в таблицу 24.

Таблица 24 – Сравнение результатов укрупненного расчета котла на разное топливо

Наименование величины	Обозначение	Мунайский бурый уголь	Джарийский каменный уголь
Теоретический объем воздуха, $V_{\text{в}}^0$, м ³ /кг	$V_{\text{в}}^0$	3,83	7,822
Объем азота, м ³ /кг	$V_{\text{N}_2}^0$	3,033	6,187
Объем трехатомных газов, м ³ /кг	$V_{\text{RO}_2}^0$	0,749	1,391
Теоретический объем водяных паров для твердого топлива, м ³ /кг	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$	0,693	0,71
Объем дымовых газов, м ³ /кг	$V_{\text{г}}^0$	4,474	8,288
Оставшийся объем газов за местом отбора, м ³ /кг	$V_{\text{г.отб}}$	5,661	10,713
Доля газов отбираемых на рециркуляцию	$r_{\text{рц}}$	0,3	0,3
Объем газов рециркуляции, м ³ /кг	$V_{\text{рц}}$	1,698	3,214
Полный объем газов без рециркуляции, м ³ /кг	$V_{\text{г}}$	6,264	11,944
Объем газов в газоходах котла с учетом рециркуляции, м ³ /кг	$V_{\text{г.рц}}$	7,963	15,158

Продолжение таблицы 24

Отношение водяных эквивалентов воздушного и газового потоков в воздухоподогревателе	m	0,716	0,716
Температура газов в месте отбора, °С,	$\vartheta'_{\text{вп}}$	332,885	332,486
Энтальпия газов в месте отбора, кДж/кг	$H'_{\text{вп}}$	2709,57	5554,271
Коэффициент полезного действия котла брутто, %	η_k	92,888	91,611
Потеря тепла с уходящими газами, %	q_2	6,38	7,68
Полный расход топлива, кг/с:	B	105,095	56,357
Расчетный расход топлива на котел, кг/с:	B_p	104,569	56,075
Теплонапряжение топочного объема, кВт/м ³	q_v	78,557	79,651
Заданная температура на выходе из топки, °С	ϑ''_T	4,698	1234,124
Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг	Q_T	17812,712	34289,555
Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг	Q_b	1504,259	3391,332
Адиабатная температура газов в топке	ϑ_a	1560,642	1607,548
Критерий Бугера	Bu	4,503	4,334
Коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м · МПа)	k	3,132	3,014
Коэффициент поглощения лучей, 1/(м · МПа)	k_{Γ}	1,792	1,809
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, , 1/(м · МПа)	$k_{\text{зл}}$	75,079	74,419
Эффективное значение критерия Бугера	\tilde{Bu}	0,478	0,494
Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг · °С)	$(Vc)_{\text{ср}}$	12,665	23,42
Энтальпия продуктов сгорания, с учетом рециркуляции газов в топочную камеру кДж/кг :	H''_T	13427,658	25543,855
Температура газов на выходе из топки, °С	ϑ''_T	1213,907	1234,123
Энтальпию газов на выходе из топки, кДж/кг	H''_T	10328,737	19649,119

Окончание таблицы 24

Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхности топки, кДж/кг	$Q_{\text{л}}$	7469,007	14611,155
Среднее тепловое напряжение экранов топки, кВт/м ³ ,	$q_{\text{л}}$	151,188	158,6

Исходя из того, что теплонапряжение топочного объема и среднее тепловое напряжение при сравнении двух топлив отличается незначительно, можно сделать вывод о том, что выбранный котел подходит для работы на угле Мунайского разреза марки 2БФ.

2.12 Расчет водяного экономайзера низкого давления

После регенеративного воздухоподогревателя по ходу газов устанавливается водяной экономайзер низкого давления байпасом для ПНД-1. ВЭК НД устанавливается в зоне низких температур дымовых газов с опасностью возникновения серноокислотной коррозии.

Чтобы избежать серноокислотной коррозии необходимо определить температуру дымовых газов на выходе из ВЭК НД.

Температура точки росы для продуктов сгорания твердых топлив, °С, находится по формуле:

$$t_p^s = t_{\text{тр}} + \frac{201 \cdot (S^{\text{п}})^{0,33}}{1,23^{a_{\text{ун}} \cdot A^{\text{п}}}} \quad (2.105)$$

где $a_{\text{ун}}$ – доля летучей золы;

$t_{\text{тр}}$ – термодинамическая температура конденсация влаги, °С;

$A^{\text{п}} = A^{\text{п}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 1,013$ – приведенная зольность топлива, %·МДж/кг;

$S^{\text{п}} = S^{\text{п}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 0,026$ – приведенная зольность топлива, %·МДж/кг.

$$t_p^s = 50 + \frac{201 \cdot (1,013)^{0,33}}{1,23^{0,95 \cdot 0,026}} = 99,267$$

Для обеспечения безопасного режима работы дымоходов и дымососов необходимо обеспечить следующую температуру газов на выходе из ВЭК НД, °С:

$$t_{\text{yx}}^{\text{н}} = t_p^s + 10 = 99,267 + 10 = 109,267 \quad (2.106)$$

Расчету теплообмена в экономайзере предшествует конструктивная и компоновочная проработка поверхности. Выбираем основные конструктивные характеристики водяного экономайзера низкого давления и заносим данные в таблицу 25.

Таблица 25 – Конструктивные характеристики водяного экономайзера первой ступени

Наружный диаметр труб d_n , м	Толщина стенки труб $\delta_{ст}$, м	Поперечный шаг труб, s_1 , м	Продольный шаг труб, s_2 , м	Глубина трубной поверхности, $a_{тр}$, м
0,032	0,004	0,096	0,04	12,8

Число труб в одном ряду пакета экономайзера, шт:

$$z_1 = \frac{a_{кш}}{s_1} - 1 \quad (2.107)$$

где $a_{кш}$ – ширина конвективной шахты, м;
 s_1 – поперечный шаг труб, м.

$$z_1 = \frac{12,8}{0,096} - 1 = 132,333$$

Полученное значение округляется до целого числа: $z_1 = 132$.

По найденной температуре определяется энтальпия газов на входе в и на выходе из ВЭК НД, кДж/кг, путем линейной интерполяции для найденной температуры и избытку воздуха после РВП и после ВЭК НД:

$$H'_{ВЭКНД} = 1283,144 \quad (2.108)$$

$$H''_{ВЭКНД} = 953,786 \quad (2.109)$$

Тепловосприятие водяного экономайзера, кДж/кг:

$$Q_{ВЭКНД} = \varphi \cdot (H'_{ВЭКНД} - H''_{ВЭКНД} + \Delta\alpha_{вэ} \cdot H_{хв}^0) \quad (2.110)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла;

$H'_{ВЭКНД}$ – энтальпия газов на входе в ВЭК НД, кДж/кг;

$H''_{ВЭКНД}$ – энтальпия газов на выходе из ВЭК НД, кДж/кг;

$H_{\text{хв}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{вэ}}$ – величина присосов воздуха в экономайзере.

$$Q_{\text{вэжнд}} = 0,998 \cdot (1283,144 - 953,786 + 0,02 \cdot 197,767) = 332,647$$

Из расчета принципиальной тепловой схемы с включенным ВЭК НД мы знаем энтальпию воды на входе в водяной экономайзер низкого давления, которая равна энтальпии на входе ПНД1 $\bar{t}'_{\text{пу}} = \bar{t}'_{\text{вэжнд}} = 164,461$ кДж/кг.

Энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера низкого давления, кДж/кг:

$$\bar{t}''_{\text{вэжнд}} = \bar{t}'_{\text{вэжнд}} + \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{вэжнд}}}{G_{\text{ок}}} \quad (2.111)$$

где $\bar{t}'_{\text{вэжнд}}$ – энтальпия питательной воды на входе в водяной экономайзер, кДж/кг;

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

$Q_{\text{вэжнд}}$ – тепловосприятие ВЭК НД, кДж/кг;

$G_{\text{ок}}$ – расход основного конденсата, кг/с, знаем из расчета ПТС с вкл. ВЭК НД.

$$\bar{t}''_{\text{вэжнд}} = 164,461 + \frac{101,807 \cdot 332,647}{382,342} = 253,036$$

Затем по найденной энтальпии основного конденсата определяется температура основного конденсата на выходе из водяного экономайзера низкого давления с учетом недогрева, °С, которая определяется как

$$t''_{\text{вэжнд}} = f(P_{\text{ок}}, \bar{t}''_{\text{вэжнд}}) - 10 = 50,206.$$

Температурный напор в водяном экономайзере первой ступени, °С:

$$\Delta t_{\text{вэжнд}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{н}}}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{н}}}\right)} \quad (2.112)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{н}}$ – соответственно большая и меньшая разности температур теплоносителей, °С, которые определяются для противоточной схемы теплоносителей следующим образом:

$$\Delta t_{\text{с}} = \vartheta'_{\text{ВЭКНД}} - t''_{\text{ВЭКНД}} = 150 - 50,206 = 99,794, \quad (2.113)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{ВЭКНД}} - t'_{\text{ВЭКНД}} = 109,267 - 38,999 = 70,268 \quad (2.114)$$

$$\Delta t_{\text{ВЭКНД}} = \frac{99,794 - 70,268}{2,3 \cdot \log\left(\frac{99,794}{70,268}\right)} = 84,264$$

Расчетная скорость воды в экономайзере, м/с:

$$\omega_{\text{в}} = \frac{G_{\text{ок}} \cdot \nu_{\text{в}}}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot z_1 \cdot z_{\text{с}} \cdot z_{\text{р}}} \quad (2.115)$$

где $G_{\text{ок}}$ – расход основного конденсата, кг/с, знаем из расчета ПТС с вкл. ВЭК НД;

$d_{\text{вн}}$ – наружный диаметр труб, м;

z_1 – количество параллельных труб, выходящих из одного коллектора;

$z_{\text{с}}$ – количество сторон подвода воды;

$z_{\text{р}}$ – количество параллельных трубок в одном сечении коллектора.

$$\omega_{\text{в}} = \frac{382,342 \cdot 0,001}{0,785 \cdot 0,024^2 \cdot 132 \cdot 2 \cdot 2} = 1,616$$

Скорость дымовых газов, м/с:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\text{г}} \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273,15)}{273,15 \cdot f_{\text{ВЭКНД}}^2} \quad (2.116)$$

где $B_{\text{р}}$ – смотреть формулу (28);

$V_{\text{г}}$ – объем газов, м³/кг;

$\vartheta_{\text{ср}}$ – расчетная средняя температура газов в водяном экономайзере, °С:

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{ВЭКНД}} - \vartheta''_{\text{ВЭКНД}}}{2} = \frac{150 - 109,267}{2} = 129,634;$$

$f_{\text{ВЭКНД}}$ – площадь живого сечения для прохода газов, м²:

$$f_{\text{ВЭКНД}} = a_{\text{тр}} \cdot b_{\text{т}} - z_1 \cdot x \cdot d_{\text{н}} \quad (2.117)$$

где $a_{\text{тр}}$ – ширина водяного экономайзера низкого давления, м;

b_r – длина водяного экономайзера низкого давления, м;
 d_H – наружный диаметр труб, м;
 z_1 – число труб в одном ряду пакета экономайзера, шт.

$$f_{\text{ВЭЖНД}} = 12,8 \cdot 10 - 132 \cdot 10 \cdot 0,032 = 85,76$$

$$\omega_r = \frac{101,807 \cdot 6,342 \cdot (129,634 + 273,15)}{273,15 \cdot 85,76} = 11,108$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К):

$$\alpha_k = \frac{\lambda_r}{d_H} \cdot \left(\frac{\omega_r \cdot d_H}{\nu_r} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_r^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \quad (2.118)$$

где λ_r – теплопроводность, Вт/(м·К);

ν_r – кинематическая вязкость, м²/с;

Pr_r – число Прандтля для газов;

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

$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\delta^{0,1}$ – поправка на компоновку пучка, определяется в зависимости от поперечного шага $\sigma_1 = s_1/d$ и параметра:

$$\varphi_\delta = \delta_1 - \frac{1}{\delta_2' - 1} \quad (2.119)$$

$$\text{где } \delta_2' = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \delta_1^2 + \delta_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,003^2 + 0,001^2} = 0,002 \quad (2.120)$$

$$\varphi_\delta = 0,003 - \frac{1}{0,002 - 1} = 1,95$$

$$C_s = 0,34 \cdot 1,95^{0,1} = 0,363$$

$$\alpha_k = \frac{0,35}{0,032} \cdot \left(\frac{11,108 \cdot 0,032}{2 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,676^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,363 = 123,931$$

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания равен нулю.

$$\alpha_l = 0 \quad (2.121)$$

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), от греющей среде к стенке принимается:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_n = 123,931 + 0 = 123,931 \quad (2.122)$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), в водяном экономайзере низкого давления:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (2.123)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющей среде к стенке, Вт/(м²·К);
 ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, (м²·К)/Вт,
 который определяется по формуле:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot C_{\text{фр}} \cdot C_d + \Delta\varepsilon \quad (2.124)$$

где ε_0 – исходный коэффициент загрязнения, (м²·К)/Вт;
 $C_{\text{фр}}$ – поправка на фракционный состав золы, характеризующийся качеством частиц золы;
 C_d – поправка на диаметр;
 $\Delta\varepsilon$ – поправка, зависящая от температуры газов, типа поверхности и сорта сжигаемого топлива.

$$\varepsilon = 0,001 \cdot 1 \cdot 0,75 + 0 = 0,001$$

$$k = \frac{123,931}{1 + 0,001 \cdot 123,931} = 113,391$$

Размеры поверхности нагрева, м², обеспечивающей получение необходимого тепловосприятия:

$$F_{\text{ВЭКНД}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ВЭКНД}} \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t_{\text{ВЭКНД}}} \quad (2.125)$$

где $Q_{\text{ВЭКНД}}$ – тепловосприятие водяного экономайзера низкого давления, кДж/кг;
 B_p – расчетный расход топлива на котел, кг/с;
 $\Delta t_{\text{ВЭКНД}}$ – температурный напор, °С;
 k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

$$F_{\text{ВЭКНД}} = \frac{101,807 \cdot 332,647 \cdot 10^3}{113,391 \cdot 84,264} = 3544,364$$

Длина каждого змеевика, м:

$$l_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{ВЭКНД}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot z_1} \quad (2.126)$$

где $F_{\text{ВЭКНД}}$ – площадь поверхности нагрева, м²;
 $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб, м;
 z_1 – Число труб в одном ряду пакета экономайзера, шт.

$$l_{\text{зм}} = \frac{3544,364}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 132} = 267,094$$

Число рядов по ходу газов (число петель), шт:

$$z_2 = \frac{l_{\text{зм}}}{b_{\text{т}}} \quad (2.127)$$

где $l_{\text{зм}}$ – длина каждого змеевика, м;
 $b_{\text{т}}$ – длина водяного экономайзера низкого давления, м.

$$z_2 = \frac{267,094}{10} = 26,709$$

Полученное значение округляем до целого четного: $z_2 = 26$.

Полная высота пакета водяного экономайзера второй ступени, м:

$$h_{\text{ВЭКНД}} = z_2 \cdot s_2, \quad (2.128)$$

где z_2 – число рядов по ходу газов;
 s_2 – продольный шаг труб, м.

$$h_{\text{ВЭКНД}} = 26 \cdot 0,04 = 1,04$$

Таким образом компоновка водяного экономайзера низкого давления выглядит следующим образом: 2 части, разделенные по двух газоходам в 2 пакет с 33 рядами труб, высота пакета 1,04 м.

2.13 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха

Выбор вспомогательного оборудования происходит для резервного варианта работы: отключенный водяной экономайзер низкого давления, схема работает через основную линию ПНД-1 и открытым 8 отбором с турбины. При

таком режиме работы большой расход топлива и расход конденсата, соответственно необходимо выбирать вспомогательного оборудования на этот режим работы.

2.13.1 Выбор питательных насосов

Расход питательной воды с запасом в 5 % составит, кг/с:

$$G_{\text{пн}} = 1,05 \cdot G_{\text{пв}} = 1,05 \cdot 580,69 = 609,724 \quad (2.129)$$

Объемный расход питательной воды, м³/ч:

$$Q_{\text{пн}} = \frac{G_{\text{пн}}}{\rho_{\text{пит.воды}}} = \frac{611,149}{914,12} = 2406,834, \quad (2.130)$$

где $G_{\text{пн}} = 2195007,284 \text{ т/ч} = 609,724 \text{ кг/с}$;

$\rho_{\text{пит.воды}}$ – средняя плотность воды на входе и на выходе из насоса, м³/кг.

$$\rho_{\text{пит.воды}} = \frac{\rho_{\text{вв}} + \rho_{\text{вн}}}{2} = \frac{902,556 + 788,441}{2} = 845,498, \quad (2.131)$$

где $\rho_{\text{вв}} = \frac{1}{v'(t_s(P_d))} = 902,556$ – плотность воды на линии нагнетания, м³/кг;

$\rho_{\text{вн}} = \rho(P_{\text{пв}}, t_{\text{пв}}) = 788,441$ – плотность воды на линии всасывания, м³/кг.

Суммарное гидравлическое сопротивление тракта составит, МПа:

$$p_c = \Delta p_k + \Delta p_{\text{рпк}} + \Delta p_{\text{пвд}} + \Delta p_{\text{тр}} \quad (2.132)$$

где $\Delta p_k = 5$ – сопротивление прямооточного котла, МПа;

$\Delta p_{\text{рпк}} = 0,04$ – сопротивление регулирующего клапана питания котла, МПа;

$\Delta p_{\text{пвд}} = 1$ – суммарное гидравлическое сопротивление ПВД, МПа;

$\Delta p_{\text{тр}} = 0,35$ – сопротивление трубопроводов, МПа.

$$p_c = 5 + 0,04 + 1,2 + 0,35 = 6,59$$

Давление нагнетания питательного насоса, МПа:

$$p_n = p_{nc} + \Delta p_{нк} + \Delta p_c + H_k \cdot g \cdot \rho_v \quad (2.133)$$

где $\Delta p_{нк} = 0,1 \cdot p_{nc} = 2,42$ – запас давления на срабатывание предохранительный клапанов, МПа.

$$p_n = 24,2 + 2,42 + 6,59 + 108 \cdot 9,8 \cdot 845,498 = 34,163$$

Перепад давлений питательного насоса, МПа:

$$\Delta p = p_n - p_b = 34,163 - 0,877 = 33,287 \quad (2.134)$$

Потребляемая мощность насосом, МВт:

$$N_{пэн} = \frac{\frac{Q_{пн}}{2} \cdot (p_n - p_b)}{\eta_{эн}} \quad (2.135)$$

где $p_b = 0,877$ – давление на линии всасывания насоса, МПа;

$p_n = 34,163$ – давление на линии нагнетания насоса, МПа;

$Q_{пн} = 2596,11 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,721 \text{ м}^3/\text{с}$;

$v_{cp} = 0,001$ – средний удельный объем пит. воды, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$\eta_{эн} = 0,8$ – КПД насоса.

$$N_{пэн} = \frac{0,721}{2} \cdot (34,163 - 0,877) / 0,8 = 14,12$$

Из-за большой мощности блока устанавливается два насоса с турбоприводом на 50% подачи каждый.

Выбираем насос с турбоприводом ПТН-1500-350-4М, приводом питательного насоса является конденсационная паровая турбина типа, ОК-18ПУ соединенная с насосом зубчатой муфтой.

Основные характеристики насоса:

- Производительность – $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- Давление в напорном патрубке – $350 \text{ кг}/\text{см}^2$;
- Допустимый кавитационный запас – $8 \text{ кг}/\text{см}^2$;
- Число оборотов – $4700 \text{ об}/\text{мин}$;
- КПД - 83 %.

2.13.2 Выбор конденсатных насосов

Общая подача конденсатных насосов может быть рассчитана по формуле, кг/с:

$$G_{\text{кн}} = G_{\text{ок}} = 377,817 \quad (2.136)$$

Двухподъемная схема установки конденсатных насосов используется в блоках с прямоточными котлами. Это связано с тем, что конденсат турбин должен проходить через обессоливающую установку (БОУ), способную работать при давлении не более 0,8 МПа. Насосы первой ступени устанавливаются после конденсатора и создают давление, достаточное для преодоления гидравлического сопротивления БОУ, трубопроводов и обеспечения необходимого подпора перед конденсатными насосами второй ступени. Конденсатные насосы второй ступени развивают давление, необходимое для подачи конденсата через линию ПНД в деаэратор.

Давление нагнетания насосов первой ступени КН-1 рассчитывается по формуле, МПа:

$$p_{\text{н1}} = \Delta p_{\text{боу}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{под}} \quad (2.137)$$

где $\Delta p_{\text{боу}}$ – гидравлическое сопротивление БОУ, МПа;

$\Delta p_{\text{тр}}$ – гидравлическое сопротивление трубопроводов, МПа;

$\Delta p_{\text{под}}$ – необходимый подпор на входе в КН-2.

$$p_{\text{н1}} = 0,55 + 0,1 + 0,15 = 0,8$$

Производительность насосов первого подъема КН-1 находится по формуле, м³/ч:

$$Q_{\text{кн1}} = \frac{G_{\text{кн}}}{\rho_{\text{1кн}}} = \frac{1360,143}{943,348} = 1441,826 \quad (2.138)$$

где $G_{\text{кн}} = 1360,143 \text{ т/ч} = 377,817 \text{ кг/с}$;

$\rho_{\text{1кн}} = \frac{1}{v'(t_s, (P_k))}$ – плотность воды перед конденсатными насосами

первого подъема, кг/м³.

Мощность, потребляемая насосами КН-1, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{\text{кн1}} = \frac{(P_{\text{н}} - P_{\text{в}}) \cdot Q_{\text{кн1}}}{\eta_{\text{эн}}} \quad (2.139)$$

где $v_{\text{ср}} = 0,001$ – средний удельный объем основного конденсата, м³/кг;
 $\eta_{\text{эн}} = 0,8$ – КПД насоса.

$$N_{\text{кн1}} = \frac{(0,8 - 0,005) \cdot \frac{1441,826}{3600}}{0,85} = 374,592$$

Суммарное сопротивление тракта от ПНД до деаэратора составит, МПа:

$$p_{\text{с}} = \Delta p_{\text{оэ}} + \Delta p_{\text{рпк}} + \Delta p_{\text{пнд}} + \Delta p_{\text{тр}} \quad (2.140)$$

где $\Delta p_{\text{пнд}}$ – гидравлическое сопротивление подогревателя низкого давления, МПа;

$\Delta p_{\text{оэ}}$ – гидравлическое сопротивление охладителя эжекторов, МПа;

$\Delta p_{\text{рпк}}$ – гидравлическое сопротивление регулятора питания уровня конденсата, МПа.

$$p_{\text{с}} = 0,07 + 0,04 + 4 \cdot 0,085 + 0,2 = 0,65$$

Давление нагнетания насосов второй ступени КН-2 можно оценить по формуле, МПа:

$$p_{\text{н2}} = P_{\text{д}} + H_{\text{д}} \cdot g \cdot \rho_{2\text{кн}} + \Delta p_{\text{с}} \quad (2.141)$$

где $H_{\text{д}}$ – разность высот между деаэратором и насосом, м;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$\rho_{2\text{кн}}$ – плотность воды перед насосами второй ступени, кг/м³.

$$p_{\text{н2}} = 0,7 + 20 \cdot 9,8 \cdot 943,348 + 0,65 = 1,535$$

Производительность насоса КН-2 рассчитывается по формуле, м³/ч:

$$Q_{\text{кн2}} = \frac{G_{\text{кн}}}{\rho_{2\text{кн}}} = \frac{1360,143}{899,785} = 1511,631 \quad (2.142)$$

где $\rho_{2\text{кн}}$ – плотность воды перед конденсатными насосами второго подъема, кг/м³

Мощность, потребляемая насосами КН-2, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{\text{кн2}} = \frac{Q_{2\text{кн}} \cdot (P_{\text{н}} - P_{\text{в}})}{\eta_{\text{эн}}} = \frac{0,42 \cdot (1,535 - 0,735)}{0,8} = 363,13 \quad (2.143)$$

Устанавливается 3 насоса по 50% производительности, один из которых резервный. Исходя из полученных значений производительности, давления нагнетания и потребляемой мощности, выбираем насос первого подъема КсВ-1150-90а с такими характеристиками:

- Номинальная производительность – 925 м³/ч;
- Напор – 90 м вод. ст.;
- Частота вращения – 1500 об/мин.

Для второго подъема выбираем насос КсВ-700-180, с основными характеристиками:

- Номинальная производительность – 700 м³/ч;
- Напор – 180 м вод. ст.;
- Частота вращения – 1500 об/мин.

2.13.3 Выбор циркуляционных насосов

Расход охлаждающей воды в конденсаторе составляет 64000 м³/ч.

Расчетный расход охлаждающей воды составит, т/ч:

$$D_{\text{ов}}^{\text{р}} = 1,2 \cdot D_{\text{ов}} = 1,2 \cdot 63661,246 = 76393,495 \quad (2.144)$$

Производительность насоса рассчитывается по формуле, м³/ч:

$$Q_{\text{н}} = D_{\text{ов}}^{\text{р}} = 76800 \text{ м}^3/\text{ч} = 21,333 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.145)$$

Напор насоса составляет, кПа:

$$\Delta p = p_{\text{н}} - p_{\text{в}}, \quad (2.146)$$

где $p_{\text{н}}$ – давление на стороне нагнетания, кПа;

$p_{\text{в}}$ – давление на стороне всасывания, кПа.

$$\Delta p = 750 - 500 = 250$$

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{об}} \cdot (P_{\text{н}} - P_{\text{в}})}{\eta_{\text{н}}} = \frac{21,333 \cdot (750 - 500)}{0,8} = 6274,51 \quad (2.147)$$

Так как проектируемая ТЭС блочного типа, принята блочная схема водоснабжения. Устанавливается два циркуляционных насоса по 50 % производительности без резерва. Каждый насос работает на свою систему, включающую напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод.

Применяются насосы центробежного типа ОПВ 2-185-УЗ с характеристиками:

- Производительность 50000-42000 м³/ч;
- Полный напор 15,2 м вод. ст.;
- Частота вращения – 290 об/мин;
- КПД – 80%.

2.13.4 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору. Так как схема установки индивидуальная, сетевые насосы устанавливаются в количестве двух штук на турбину с производительностью по 50% от общей производительности и один насос в резерве на складе.

Производительность насосов, м³/ч:

$$Q = \frac{G_{\text{св}}}{\rho_{\text{с.в.}}} \quad (2.148)$$

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

$\rho_{\text{с.в.}} = \frac{1}{v'(t_s(P_{\text{св}}))} = 899,232$ – плотность воды на входе в сетевой насос ступени, кг/м³.

$$Q = \frac{55,434}{899,232} = 221,924$$

Давление нагнетания первой ступени составит, МПа:

$$P_{\text{н}}^{\text{I}} = \Delta P_{\text{сн1}} + \Delta P_{\text{сн2}} + P_{\text{в}}^{\text{II}} \quad (2.149)$$

где $\Delta P_{\text{сп1}} = 0,05$ – сопротивление первого сетевого подогревателя, МПа;
 $\Delta P_{\text{сп2}} = 0,05$ – сопротивление второго сетевого подогревателя, МПа;
 $P_{\text{в}}^{\text{II}}$ – кавитационный запас, МПа.

$$P_{\text{н}}^{\text{I}} = 0,05 + 0,05 + 0,35 = 0,45$$

Выбираем сетевой насос КсВ-125-140-1 с характеристиками:

- Производительность – 125 м³/ч
- Напор – 140 м.
- Частота вращения 3000 об./мин.
- Потребляемая мощность – 75 кВт.
- КПД – 77 %.

2.13.5 Выбор регенеративных подогревателей

Произведем выбор ПНД-1 путем расчета эскизной площади теплообменника.

Коэффициенты теплопередачи для расчета зон теплообменника, Вт / (м² · К), ориентировочно принимаются равными:

- $k_{\text{оп}}^{\text{ПНД}} = 75$;
- $k_{\text{сп}}^{\text{ПНД}} = 2550$;
- $k_{\text{од}}^{\text{ПНД}} = 650$;
- $k_{\text{оп}}^{\text{ПВД}} = 850$;
- $k_{\text{сп}}^{\text{ПВД}} = 2700$;
- $k_{\text{од}}^{\text{ПВД}} = 1000$.

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{\text{пнд1}} = D_8 \cdot (h_8 - \overline{t_{8д}}) \cdot \eta_{\text{т}} \quad (2.150)$$

$$Q_{\text{пнд1}} = 10,853 \cdot (2491,207 - 240,778) \cdot 0,98 = 23934,639$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}, \quad (2.151)$$

где $\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{8д}} - t'_{\text{пнд1}} = 57,525 - 39,484 = 18,042 \text{ } ^\circ\text{C}$ – большая разность температур;

$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{с}} - t''_{\text{пнд1}} = 57,52 - 54,52 = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$ – меньшая разность температур.

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{13,042 - 3}{2,3 \lg \left(\frac{13,042}{3} \right)} = 8,394$$

Эскизная площадь ПНД-1, м²:

$$F_{\text{эск}} = \frac{Q_{\text{пнд1}}^{\text{сп}}}{k_{\text{сп}} \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{23934,639}{2550 \cdot 8,394} = 1196,485, \quad (2.152)$$

где $k_{\text{сп}} = 2550$ – коэффициент теплопередачи для зоны собственного подогревателя, Вт/м² · К.

Для зоны ОД:

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{\text{пнд1}}^{\text{од}} = D_8 \cdot (\overline{h_{\text{8д}}} - \overline{h'_{\text{8д}}}) = 10,853 \cdot (240,778 - 188,439) = 556,663$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{\text{cp}}^{\text{од}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)} \quad (2.153)$$

где $\Delta t_{\text{м}} = t'_{\text{8д}} - t_{\text{пу}} = 44,999 - 38,999 = 6$ – меньшая разность температур, °С;

$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{с}} - t'_{\text{пнд1}} = 57,52 - 39,484 = 18,036$ – большая разность температур, °С.

$$\Delta t_{\text{cp}}^{\text{од}} = \frac{18,036 - 6}{2,3 \lg \left(\frac{18,036}{6} \right)} = 10,948$$

Эскизная площадь ПНД-1 зоны ОД, м²:

$$F_{\text{эск}}^{\text{од}} = \frac{Q_{\text{пнд1}}^{\text{од}}}{k_{\text{од}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}^{\text{од}}} = \frac{556,663}{650 \cdot 10,948} = 78,225 \quad (2.154)$$

Суммарная площадь ПНД-1, м²:

$$F_{\text{эск}}^{\text{сумм}} = F_{\text{эск}}^{\text{сп}} + F_{\text{эск}}^{\text{од}} = 1118,26 + 78,225 = 1196,485$$

Выбираем ПН-1100-25-6-I с характеристиками:

- Давление пара в корпусе: 0,6 МПа;
- Максимальная температура пара: 350 °С;
- Давление воды в трубной системе: 2,5 МПа;
- Номинальный расход воды: 1310 т/ч.

Расчет остальных подогревателей был выполнен по аналогии с ПНД-1, полученные значения в таблице 26.

Таблица 26 – Подогреватели регенеративной схемы

Подогреватель	Площади, м ²				Марка
	ОП	СП	ОД	Общая	
ПНД-1	-	1118,26	78,225	1196,485	ПН-1100-25-6-I
ПНД-2	649,006	940,693	966,219	2555,918	ПН-2800-3,04-0,29-А
ПНД-3	1315,946	1026,102	495,014	2837,062	ПН-3000-25-16
ПНД-4	1070,527	816,771	141,559	2028,857	ПН-2110-2,94-1,08-А
ПВД-1	294,764	497,636	1071,972	1864,372	ПВ-900-380-18-I
ПВД-2	416,971	1626,15	986,482	3029,603	ПВ-1550-380-70-1
ПВД-3	190,669	994,152	115,644	1300,464	ПВ-900-380-66-I
ВС	-	22,131	-	22,131	ПСВ-200-7-15
НС	-	37,464	-	37,464	ПСВ-200-7-15

2.13.6 Выбор деаэратора

Тип деаэратора выбирается в зависимости от давления среды в нем и расходу деаэрируемой воды. Расход воды принимается равным расходу питательной воды:

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{пв}} = 580,69 \text{ кг/с} = 2090,483 \text{ т/ч} \quad (2.155)$$

Давление в деаэраторе известно заранее и составляет $P_{\text{д}} = 0,7$ МПа.

Из-за большого расхода питательной воды, было решено выбрать деаэрактор типа ДП-2800/185-2.

2.14 Выбор оборудования топливно-транспортного цеха

2.14.1 Приемные устройства

Суммарный расход топлива на станцию:

$$B_{\text{сумм}} = n \cdot B_{\text{к}} = 2 \cdot 105,095 = 210,19 \text{ кг/с} = 756,684 \text{ т/ч} \quad (2.156)$$

где $n = 2$ – число блоков.

Выбираем три вагоноопрокидывателя роторного типа, один из которых резервный.

Характеристики вагоноопрокидывателя:

- Число опрокидываний в час: 30;
- Теоретическая производительность: 2790/1800 т/ч;
- Габариты: 17x8,9x7,95 м;
- Мощность электродвигателей: 36x2 кВт;
- Вес опрокидывателя с электрооборудованием: 132 т.

2.14.2 Ленточные конвейеры

Из приемного устройства твердое топливо подается двумя параллельными линиями (нитками) ленточных конвейеров, одна из которых рабочая, а вторая резервная.

Расчетная часовая производительность каждой нитки может быть найдена по формуле, т/ч:

$$B_{\text{расч}} = B_{\text{сумм}} \cdot 1,1, \quad (2.157)$$

где $B_{\text{сумм}}$ – часовой расход топлива на ТЭС, т/ч.

$$B_{\text{расч}} = 756,684 \cdot 1,1 = 832,352 \quad (2.158)$$

Производительность ленточного конвейера зависит от типа ленты (плоская или желобчатая), ее ширины, скорости движения и угла наклона.

Принимается желобчатая лента. Ее производительность составит, т/ч:

$$B_{л} = B^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_{\alpha} \quad (2.159)$$

где B – ширина ленты, м;
 c – скорость ленты, м/с;
 γ – насыпной вес топлива, т/м;
 k_{α} – коэффициент, учитывающий угол естественного откосов топлива на ленте.

$$B_{л} = 1,2^2 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot 320 = 979,2$$

Производительность ленты должна быть выше суточного расхода топлива на ТЭС. В данном случае условие соблюдается.

Мощность на валу приводного барабана ленточного конвейера без сбрасывающего устройства можно найти по формуле, кВт:

$$W_6 = \frac{k_1 \cdot l \cdot c + 2 \cdot B_{л} \cdot l + 37 \cdot B_{л} \cdot H}{1,36} \cdot k_l \quad (2.160)$$

где $k_1 = 629$ - коэффициент, зависящий от ширины ленты;
 $l = 35$ – длина конвейера между центрами приводного и концевого барабана, м;
 $H = 20$ – высота подъема по вертикали между центрами приводного и концевого барабанов, м;
 $k_l = 1,05$ – коэффициент, зависящий от длины конвейера.

$$W_6 = \frac{629 \cdot 35 \cdot 2 + 2 \cdot 979,2 \cdot 35 + 37 \cdot 979,2 \cdot 20}{1,36 \cdot 1000} \cdot 1,05 = 654,852$$

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, находится по формуле, кВт:

$$W_{\text{эл}} = \frac{k_3 \cdot W_6}{\eta_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{р}}} \cdot k_l \quad (2.161)$$

где k_3 – коэффициент запаса;
 $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя;
 $\eta_{\text{р}}$ – КПД редуктора.

$$W_{\text{эл}} = \frac{1,25 \cdot 654,852}{0,95 \cdot 0,96} = 897,55$$

2.14.3 Выбор дробилок

Применяем на проектируемом блоке двухступенчатое дробление. Двухступенчатое дробление применяется при использовании на станции топлив открытых разработок с кусками размером 200-400 мм и более.

По расходу топлива на котельный агрегат по расчетному расходу топлива выбираем дробилки первой ступени – 4 дискозубые ДДЗ-4М с характеристиками:

- Производительность – 200-240 т/ч;
- Размеры ротора: длина – 1200 мм, диаметр – 900 мм
- Частота вращения ротора – 36 об/мин;
- Мощность электродвигателя – 34 кВт;
- Масса – 4,5 т.

Для более тонкого дробления топлива (вторая ступень) выбираем 2 однороторные дробилки ДМН-21*18,5 с характеристиками:

- Производительность – 500-600 т/ч;
- Размеры ротора: длина – 1850 мм, диаметр – 2100 мм
- Частота вращения ротора – 490 об/мин;
- Мощность электродвигателя – 900 кВт;
- Масса – 76,4 т.

Дробленое топливо поступает в емкость бункеров сырого угля. Емкость бункера сырого угля составляет, м³:

$$V_{\text{б}} = \frac{B \cdot 3,6 \cdot \tau}{\gamma \cdot k_{\text{з}}} = \frac{105,008 \cdot 3,6 \cdot 5}{0,85 \cdot 0,8} = 2779,647 \quad (2.162)$$

где τ – число часов работы котельного агрегата на топливе, запасенном в бункерах;

$k_{\text{з}}$ – коэффициентом заполнения;

γ – насыпной вес угля, т/м³.

Для подачи угля из бункера используем ленточный питатель, с шириной ленты 800 мм, длиной 2 м. Производительность при высоте слоя 0,2 м 270 м³/ч, требуемая мощность – 4,5 кВт.

2.14.4 Топливные склады

Угольный разрез находится вблизи проектируемой станции, на расстоянии меньше 40 км. Емкость склада в таком случае принимаем на 7 суток.

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

$$F = \frac{24 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot n}{h \cdot \gamma_{\text{T}} \cdot \varphi} = \frac{24 \cdot 756,684 \cdot 7}{25 \cdot 0,85 \cdot 0,85} = 7037,945 \quad (2.163)$$

где n – число суток запаса топлива на складе;

h – высота штабеля, м;

φ – коэффициент, учитывающий угол откоса (сползания) топлива в штабеле.

2.15 Выбор оборудования пылеприготовления

Производительность одной мельницы рассчитывается с учетом коэффициента запаса, который при установке 8 мельниц на котел составляет, т/ч:

$$B_{\text{p}} = \frac{k_{\text{з}} \cdot B_{\text{рас}}}{n_{\text{мел}}} \quad (2.164)$$

где $B_{\text{рас}}$ – расчетный расход топлива на работу котлоагрегата, т/ч;

$n_{\text{мел}} = 8$ – число мельниц, шт;

$k_{\text{з}}$ – коэффициент запаса.

$$B_{\text{p}} = \frac{1,1 \cdot 378,032}{8} = 51,979$$

Исходя из полученной величины, принимается ориентировочно мельница типа МВ 3300/800/490 производительностью 58 т/ч.

Так как в характеристиках мельниц указываются показатели при работе их на характерном топливе для бурых углей, необходимо выполнить пересчет производительности мельницы на проектном топливе, который можно выполнить по формуле, т/ч:

$$B = \frac{k_{\text{ло}} \cdot B_x}{k_{\text{ло}}^x} \quad (2.165)$$

где B_x – производительность мельницы на эталонном топливе, т/ч;
 $k_{\text{ло}}^x$ – коэффициент размолоспособности характерного топлива;
 $k_{\text{ло}}$ – коэффициент размолоспособности проектного топлива.

$$B = \frac{1,3 \cdot 58}{1,3} = 58$$

Производительность мельницы обеспечивает необходимый расход топлива на котел.

Основные характеристики выбранной мельниц

- Производительность: 58 т/ч;
- Число оборотов в минуту: 490 об/мин.

2.16 Выбор тягодутьевых машин

2.16.1 Выбор дутьевых вентиляторов

Производительность дутьевого вентилятора определяется по формуле, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_{\text{дв}} = B_p \cdot V_{\text{в}}^o (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл.у}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}) \cdot \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273} \quad (2.166)$$

где B_p – то же, что и в формуле (2.63);
 $V_{\text{в}}^o$ – то же, что и в формуле (2.88);
 $\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент избытка воздуха в топке;
 $\Delta\alpha_{\text{т}}$ – присос воздуха в топке, принимаем равным 0,05;
 $\Delta\alpha_{\text{пл.у}}$ – присос воздуха в системах пылеприготовления принимаем равным 0,2;
 $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ – относительная утечка воздуха в ВЗП принимаем равным 0,15;
 $t_{\text{хв}}$ – температура холодного воздуха, °С.

$$V_{\text{ов}} = 104,569 \cdot 3,83 \cdot (1,2 - 0,05 - 0,2 + 0,15) \cdot \frac{25 + 273}{273} = 349,712$$

Расчетная производительность дутьевого вентилятора принимается с коэффициентом запаса $\beta_1 = 1,1$:

$$V_{дв}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{дв}}{z} = \frac{1,1 \cdot 349,712}{2} = 192,342 \text{ м}^3 / \text{с} = 692430,668 \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (2.167)$$

Напор, развиваемый дутьевым вентилятором, ориентировочно принимаем $H_{дв} = 4$ кПа.

Расчетное значение напора принимаем с учетом коэффициента запаса, кПа:

$$H_{дв}^p = H_{дв} \cdot 1,15 = 4,6 \quad (2.168)$$

Выбираем дутьевой вентилятор типа ВДОД-31,5-5-С с характеристиками:

- Производительность – 900 тыс. м³/ч;
- КПД – 82,5 %;
- Полное давление – 5511 Па.

Расчетный КПД вентилятора примерно принимается равным 90% от максимального:

$$\eta^p = 0,9 \cdot \eta_{max} = 0,9 \cdot 0,825 = 0,743 \quad (2.169)$$

Мощность на валу дутьевого вентилятора (эффективная мощность) может быть найдена по формуле, кВт:

$$N_e = \frac{V_{дв}^p \cdot H_{дв}^p}{\eta^p} = \frac{692430,668 \cdot 4,6}{0,743} = 1191,613 \quad (2.170)$$

2.16.2 Выбор дымососов

Дымосос, так же, как и дутьевой вентилятор, выбирается по производительности и напору.

Производительность дымососа определяется объемными расходами газов, уходящих из котла и воздуха, присасываемого в тракт после котла в золоуловителях и газоходах.

Длина участка от котла до золоуловителя может быть рассчитана по формуле, м:

$$l_{\text{к-зу}} = \frac{D_0}{(1,28 + 0,0083 \cdot D_0)} = \frac{580,69}{(1,28 + 0,0083 \cdot 580,69)} = 95,199 \quad (2.171)$$

где D_0 – паропроизводительность котла, кг/с

Длина участка от золоуловителя до дымовой трубы рассчитывается по формуле, м:

$$l_{\text{зу-дт}} = \frac{D_0}{(1 + 0,007 \cdot D_0)} = \frac{580,69}{(1 + 0,007 \cdot 580,69)} = 114,651 \quad (2.172)$$

Длина участка газохода от ВЗП до дымососа рассчитывается по формуле:

$$l_{\text{к-дм}} = l_{\text{к-зу}} + 0,35 \cdot l_{\text{зу-дт}} = 95,199 + 0,35 \cdot 114,651 = 135,327 \quad (2.173)$$

Присосы воздуха за пределами котла на участке между ВЗП и ДС рассчитываются по формуле:

$$\Delta\alpha_{\text{гх}} = 0,01 \cdot \frac{l_{\text{к-дм}}}{10} = 0,01 \cdot \frac{135,327}{10} = 0,135 \quad (2.174)$$

Объем присосов за пределами котла составит, м³/кг:

$$V_{\text{прис}} = (\Delta\alpha_{\text{гх}} + \Delta\alpha_{\text{зу}}) \cdot V_{\text{в}}^0 = (0,135 + 0,1) \cdot 3,83 = 0,901 \quad (2.175)$$

Объемная производительность дымососов рассчитывается по формуле, м³/с:

$$V_{\text{дс}} = B_{\text{п}} \cdot (V_{\text{ухг}} + V_{\text{прис}}) \cdot \frac{t_{\text{д}} + 273}{273} \quad (2.176)$$

$$V_{\text{дс}} = 104,569 \cdot (6,264 + 0,901) \cdot \frac{134,278 + 273}{273} = 368,344$$

где $t_{\text{д}}$ – температура газов перед дымососом, °С:

$$t_{\text{д}} = \frac{V_{\text{ухг}} \cdot t_{\text{ух}} + V_{\text{прис}} \cdot t_{\text{в}}}{V_{\text{ухг}} + V_{\text{прис}}} = \frac{6,264 \cdot 150 + 0,901 \cdot 25}{6,264 + 0,901} = 134,278 \quad (2.177)$$

где t_{yx} – температура уходящих газов, °С;

t_b – температура холодного присасываемого воздуха, °С.

Расчетная производительность одного дымососа принимается с коэффициентом запаса, м³/с:

$$V_{дс}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{дс}}{z} = \frac{1,1 \cdot 368,344}{2} = 202,589 \quad (2.178)$$

Напор дымососа должен обеспечить преодоление суммарных сопротивлений трения и местных сопротивлений всех газоходов от котла до дымососа, а также сопротивления от дымососа до трубы и самой трубы. Значение напора принимается ориентировочно равным $H = 4$ кПа.

Расчетный напор дымососа принимается с коэффициентом запаса:

$$H_{дв}^p = H_{дв} \cdot 1,15 = 4,6 \quad (2.179)$$

По значениям производительности и напора выбирается дымосос осевого типа марки ДОД-41. Характеристики дымососа:

- производительность 1080 тыс. м³/ч;
- полное давление 3138 Па;
- КПД 0,825.

Расчетный КПД дымососа находится по формуле:

$$\eta^p = 0,9 \cdot \eta_{\max} = 0,9 \cdot 0,825 = 0,743 \quad (2.180)$$

Мощность на валу дымососа (эффективная мощность) рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{дс} = \frac{V_{дс}^p \cdot H_{дс}^p}{\eta^p} = \frac{202,589 \cdot 4,6}{0,743} = 1255,097 \quad (2.181)$$

3 Охрана окружающей среды

3.1 Расчет золоулавливающей установки и системы золоудаления

3.1.1 Золоулавливающая установка

Расход летучей золы на входе в фильтр определяются по формуле, кг/с:

$$M_{\text{вхзол}} = 0,01 \cdot B \cdot \alpha_{\text{ун}} \cdot A^{\text{P}} + 0,01 \cdot B_{\text{к}} \cdot q_4 \cdot \frac{Q_{\text{н}}^{\text{P}}}{32700} \quad (3.1)$$

где $\alpha_{\text{ун}}$ – доля золы уносимая газами;

A^{P} – зольность топлива, %;

q_4 – потеря с механическим недожогом, %.

$$M_{\text{вхзол}} = 0,01 \cdot 105,009 \cdot 0,95 \cdot 15,7 + 0,01 \cdot 105,009 \cdot 1 \cdot \frac{15500}{32700} = 15,911$$

Расход летучей золы в дымовую трубу, г/с:

$$M_{\text{выхзол}} = M_{\text{вхзол}} \cdot 1000 \cdot (1 - \eta_{\text{зу}}) \quad (3.2)$$

где $\eta_{\text{зу}}$ – КПД золоуловителя.

$$M_{\text{выхзол}} = 15,911 \cdot 1000 \cdot (1 - 0,995) = 79,555$$

Необходимо выбрать электрофильтр для очистки дымовых газов. Для этого необходимо определить площадь активного сечения для дымовых газов.

Определяем плотность газов при рабочих условиях, кг/м³:

$$\rho_{\text{г}} = \frac{\rho_0 \cdot (P_{\text{бар}} - P_{\text{г}}) \cdot 273}{P_{\text{бар}} \cdot t_{\text{д}}} = \frac{1,3 \cdot (101,3 - 2) \cdot 273}{101,3 \cdot 134,278} = 0,854 \quad (3.3)$$

где $P_{\text{бар}}$ – атмосферное давление, кПа;

$P_{\text{г}}$ – разряжение в системе, кПа;

ρ_0 – плотность газов, кг/м³;

$t_{\text{д}}$ – температура газов перед дымососом, °С.

Расход газов через электрофильтр при рабочих условиях, м³/с:

$$Q_{\text{г}} = \frac{V_{\text{дс}} \cdot \rho_0}{\rho_{\text{г}}} = \frac{368,344 \cdot 1,3}{0,854} = 560,791 \quad (3.4)$$

Находим необходимую площадь сечения электрофильтра, м²:

$$F_{\text{эф}} = \frac{Q_{\text{г}}}{W_{\text{г}} \cdot Z} = \frac{560,791}{1 \cdot 2} = 280,396 \quad (3.5)$$

где Z – количество электрофильтров, шт.;

W_r – скорость потока газов необходимая в электрофильтре, м/с.

Таким образом выбирается два электрофильтра типа ЭГВ максимально подходящих под условия работы по площади сечения, с высотой электродов 12 м, площадью сечения 363,8 м² и площадью осаждения м². Марка электрофильтра ЭГВ2-70-12-6-8.

3.1.2 Золоудаление

Выбрана схема гидрошлакоудаления с помощью багерных насосов и золоотвалов.

Суммарное количество шлака и золы, удаляемых с ТЭС, определяется по формуле, кг/с:

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot (A^p + q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700} (1 - \alpha_{\text{ун}} \cdot (1 - \eta_{\text{з}}))) \quad (3.6)$$

где $B_{\text{сумм}}$ – часовой расход топлива на ТЭС, кг/с.

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot 210,19 \cdot (15,7 + 1 \cdot \frac{15500}{32700} (1 - 0,95 \cdot (1 - 0,995))) = 33,339$$

Расход воды на золошлакоудаление определяется по формуле, кг/с:

$$M_w = 12 \cdot M_{\text{шл.з}} = 12 \cdot 33,339 = 400,066 \quad (3.7)$$

Расчетный расход пульпы может быть определен по формуле, м³/ч:

$$Q = \frac{M_{\text{шл.з}}}{\gamma_{\text{шл.з}}} + \frac{M_w}{\gamma_w} = \frac{33,339}{0,5} + \frac{400,066}{1} = 1680,279 \quad (3.8)$$

где γ_w – удельный вес (плотность) воды, т/м³;

$\gamma_{\text{шл.з}}$ – удельный вес (плотность) золы и шлака, т/м³.

Диаметр шлакозолопровода определяется по формуле, м:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1680,279}{3,14 \cdot 1,85}} = 0,567 \quad (3.9)$$

где $V = 1,85$ – скорость пульпы, м/с.

На станции устанавливается три багерных насоса (один рабочий, один резервный, один в ремонте).

Выбирается багерный насос типа 12 Гр-8г с характеристиками:

- Производительность 1000-2000 м³/ч;
- Давление на выходе из насоса 0,57-0,48 МПа;
- Диаметр рабочего колеса 840 мм;
- Мощность электродвигателя 500 кВт;
- Частота вращения ротора 730 об/мин.

3.2 Расчет содержания оксидов серы в дымовых газах

Суммарное количество оксидов серы, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами, кг/с:

$$M_{SO_2} = 0.02 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot S^p \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}) \cdot (1 - \eta^c_{SO_2} \cdot \frac{n_0}{n_k}), \quad (3.10)$$

где η'_{SO_2} – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в газоходах котла;

η''_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе;

$\eta^c_{SO_2}$ – доля оксидов серы, улавливаемых в установках сероочистки;

n_0 – длительность работы сероочистки, ч/год;

n_k – длительность работы котла, ч/год.

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 105,009 \cdot 0,4 \cdot (1 - 0,2) \cdot (1 - 0) \cdot (1 - 0,35 \cdot \frac{6000}{7500}) = 0,484$$

3.3 Расчет содержания оксидов азота в дымовых газах

Удельные выбросы оксидов азота складываются из топливных и воздушных:

$$K_{NO_2} = K_{NO_2}^T + K_{NO_2}^B \quad (3.11)$$

Топливные оксиды азота г/МДж:

$$K_{NO_2}^T = 0,12 \cdot \xi_{NO_x} \cdot \beta_{\alpha_r} \cdot \beta_{\alpha_l} \cdot \beta_R \cdot \beta_g \cdot \beta_{\text{см}}, \quad (3.12)$$

где ξ_{NO_x} – безразмерный коэффициент, учитывающий характеристики топлива;

β_{α_r} – влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке;
 β_{α_1} – влияние доли первичного воздуха в горелке;
 β_R – влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух;
 β_g – влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота;
 $\beta_{см}$ – влияние смесеобразования в корне факела прямоточных горелок.

$$\xi_{NO_x} = FR^{0,6} + (1 + N^d), \quad (3.13)$$

где FR – топливный коэффициент;
 N^d – содержание азота в сухой массе топлива, %.

$$N^d = N^p \cdot \frac{100}{100 - W^p} = 0,9 \cdot \frac{100}{100 - 28,4} = 1,257 \quad (3.14)$$

$$FR = \frac{C^{св}}{V^r}, \quad (3.15)$$

где $C^{св}$ – связанный углерод;
 V^p – выход летучих на рабочую массу.

$$V^p = V^r \cdot \frac{100 - A^p + W^p}{100} = 46,4 \cdot \frac{100 - 15,7 + 28,4}{100} = 25,938 \quad (3.16)$$

$$C^{св} = 100 - W^p - A^p - V^p = 100 - 28,4 - 15,7 - 25,938 = 29,962 \quad (3.17)$$

$$FR = \frac{29,962}{46,4} = 0,646$$

$$\xi_{NO_x} = 0,646^{0,6} + (1 + 1,257) = 3,026$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке:

$$\beta_{\alpha_r} = (0,53 \cdot \alpha_{гор} + 0,12)^2 = (0,53 \cdot 1,15 + 0,12)^2 = 0,532 \quad (3.18)$$

Влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух:

$$\beta_R = 1 - 0,016\sqrt{r} = 1 - 0,016\sqrt{30} = 0,912, \quad (3.19)$$

где r – процент рециркулирующих газов, %.

Влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота:

$$\beta_g = 0,11 \cdot \sqrt[3]{g_a - 1100}, \quad (3.20)$$

где g_a – адиабатная температура, К.

$$\beta_g = 0,11 \cdot \sqrt[3]{1833,792 - 1100} = 0,992$$

Влияние смесеобразования в корне факела прямооточных горелок:

$$\beta_{см} = 0,98 \cdot \frac{W_2}{W_1} - 0,47, \quad (3.21)$$

где W_2 , W_1 – скорости вторичного и первичного воздуха в горелке, соответственно.

$$\beta_{см} = 0,98 \cdot \frac{40}{25} - 0,47 = 1,098$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямооточной горелке:

$$\beta_{\alpha_1} = 1,73 \cdot \beta_{гв} + 0,48, \quad (3.22)$$

где $\beta_{гв}$, – доля первичного воздуха в горелке, соответственно.

$$\beta_{\alpha_1} = 1,73 \cdot 0,2 + 0,48 = 0,826$$

В таком случае, топливные оксиды азота, г/МДж, будут равны:

$$K_{NO_2}^T = 0,12 \cdot 3,026 \cdot 0,532 \cdot 2,124 \cdot 0,912 \cdot 0,992 \cdot 1,098 = 0,408$$

Воздушные оксиды азота, г/МДж:

Воздушными оксидами азота можно пренебречь, так как T_{3AG}'' меньше 1800 К.

$$K_{NO_2}^B = 0, \quad (3.23)$$

Удельные выбросы оксидов азота, г/МДж, будут равны:

$$K_{NO_2} = 0,408 + 0 = 0,408$$

Массовый выброс оксидов азота, кг/с:

$$M_{NO_2} = K_{NO_2} \cdot B \cdot Q_H^p \cdot \eta_c = 0,408 \cdot 105,009 \cdot 15500 \cdot 0,1 = 0,066, \quad (3.24)$$

где η_c – степень улавливания азотных оксидов.

3.4 Расчет суммарных выбросов вредных веществ ТЭС

Суммарные выбросы, кг/с:

$$M = 2 \cdot (M_{\text{зол}}^{\text{ВЫХ}} + M_{SO_2} + 5,88 \cdot M_{NO_2}), \quad (3.25)$$

$$M = 2 \cdot (0,08 + 0,484 + 5,88 \cdot 0,066) = 1,908$$

3.5 Проектирование дымовой трубы

3.5.1 Определение высоты дымовой трубы

Выбор высоты и количества устанавливаемых на ТЭС труб производится так, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из дымовых труб не превышало предельно допустимую разовую концентрацию вредных примесей $C_{\text{пд}} = 0,5 \text{ мг/м}^3$.

По величине ПДК вредных примесей может быть найдена минимально допустимая высота дымовых труб, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{C_{\text{пд}}}} \sqrt[3]{\frac{n}{V \cdot \Delta T}}, \quad (3.26)$$

где A – учитывает условия вертикального и горизонтального рассеяния примеси в воздухе;

M – суммарный выброс вещества из дымовой трубы, г/с;

F – коэффициент учитывает характер выбрасываемых загрязнений;

m – коэффициент учитывает влияние скорости выхода газов из устья трубы;

n – число труб одинаковой высоты;

V – расход дымовых газов через трубу, м³/с;

$\Delta T = t_o - t_g = 134,278 - 25 = 109,278 \text{ } ^\circ\text{C}$ – разность температур газов, выходящих из трубы, и воздуха (для наиболее благоприятных условий для рассеяния газов).

Расход дымовых газов через трубу можно оценить по формуле, м³/с:

$$V = V_{oc} \cdot n = 368,344 \cdot 2 = 736,687 \quad (3.27)$$

где V_{oc} – количество дымовых газов, проходящих через дымососы котла (производительность дымососов), м³/с;

$n = 2$ – количество котлоагрегатов, шт.

С учетом выбросов золы, минимальная высота дымовой составляет, м:

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 1,908 \cdot 1000 \cdot 2 \cdot 0,9}{0,5}} \sqrt[3]{\frac{1}{736,687 \cdot 109,278}} = 178,351$$

Таким образом, выбирается дымовая труба стандартной высотой 200 м.

Внутренний диаметр дымовой трубы на выходе можно найти по формуле:

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{V}{\omega_0}} = 0,0188 \sqrt{\frac{736,687 \cdot 3600}{50}} = 4,33 \quad (3.28)$$

где V – расход дымовых газов через трубу, м³/ч;

ω_0 – скорость газов на выходе из дымовой трубы, м/с

Принимается стандартный диаметр дымовой трубы, равный 6 м.

Эффективная высота выброса дымовых газов может быть найдена по формуле, м:

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{v_g \cdot \varphi} = 1,9 \cdot \frac{6 \cdot 50}{5 \cdot 1,75} = 65,143 \quad (3.29)$$

где $v_g = 4,5$ – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, м/с;

$\varphi = 1,75$ – учитывает возрастание скорости ветра с высотой трубы.

Высота подъема факела дымовых газов рассчитывается по формуле, м:

$$H_\phi = H + \Delta H = 200 + 65,143 = 265,143 \quad (3.30)$$

3.5.2 Расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере

Расчет рассеивания представлен в таблице 27.

Таблица 27 – Расчет рассеивания

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
	$v_m = 0,65 \sqrt[3]{\frac{V \cdot \Delta T}{H}}$	4,799
	$f = \frac{10^3 \cdot \omega_0^2 \cdot d_0}{H^2 \cdot \Delta T}$	3,432
Опасная скорость ветра на уровне флюгера, м/с	$u_m = v_m \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{f})$	5,866
Безразмерная величина при $v_m > 2$	$d = 7 \cdot \sqrt{v_m} \cdot (1 + 0,28 \cdot \sqrt[3]{f})$	21,812
Расстояние достижения максимальной концентрации вредных веществ, м	$x_m = \frac{5-F}{4} \cdot d \cdot H$	3271,741
Расстояния от источника выброса, м	x_1	500
	x_2	1000
	x_3	1500
	x_4	2000
	x_5	2500
	x_6	5000
	x_7	10000
	x_8	20000
	x_9	40000
	x_{10}	60000
Относительный коэффициент \bar{x}		0,153
		0,306
		0,458
		0,611
	$\frac{x_i}{x_m}$	0,764
		1,528
		3,056
		6,113
		12,226
		18,339
Безразмерная величина S_1	$S_1^1 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,113
	$S_1^2 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,358
	$S_1^3 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,623
	$S_1^4 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,834
	$S_1^5 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,957
	$S_1^6 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^2 + 1}$	0,867
	$S_1^7 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^2 + 1}$	0,51
	$S_1^8 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^2 + 1}$	0,193
	$S_1^9 = \frac{1,13}{3,18 \cdot \bar{x}^2 + 3,52 \cdot \bar{x}^2 + 12}$	0,002
	$S_1^{10} = \frac{1,13}{3,18 \cdot \bar{x}^2 + 3,52 \cdot \bar{x}^2 + 12}$	0,001

Окончание таблицы 27

<p>Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на различных расстояниях от источника выброса, мг/м³</p>	$c_x^i = S_1^i \cdot c_M$	<p>0,037 0,116 0,201 0,269 0,309 0,28 0,165 0,062 0,001 0</p>
<p>Расстояния по перпендикуляру к оси выброса, м</p>	<p>y_1 y_2 y_3 y_4 y_5 y_6 y_7 y_8 y_9 y_{10}</p>	<p>100 200 300 400 800 1200 1600 2000 2400 2800</p>
<p>Безразмерная величина S_2</p>	$S_2^i = \frac{1}{1+5 \cdot t_y + 12,8 \cdot t_y^2 + 17 \cdot t_y^3 + 45,1 \cdot t_y^4}$ <p>где $t_y = \frac{u_M \cdot y_i^2}{x^2}$</p>	<p>0,988 0,954 0,9 0,829 0,472 0,185 0,055 0,015 0,004 0,001</p>
<p>Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере перпендикулярно оси выброса на различных расстояниях от источника выброса, мг/м³</p>	$c_y^i = S_2^i \cdot c_x^i$	<p>0,3192 0,3081 0,2905 0,2676 0,1523 0,0599 0,0178 0,0049 0,0014 0,0005</p>

Построим графики зависимости $c_x = f(x)$ и $c_y = f(y)$ – рисунки 12 и 13 соответственно.

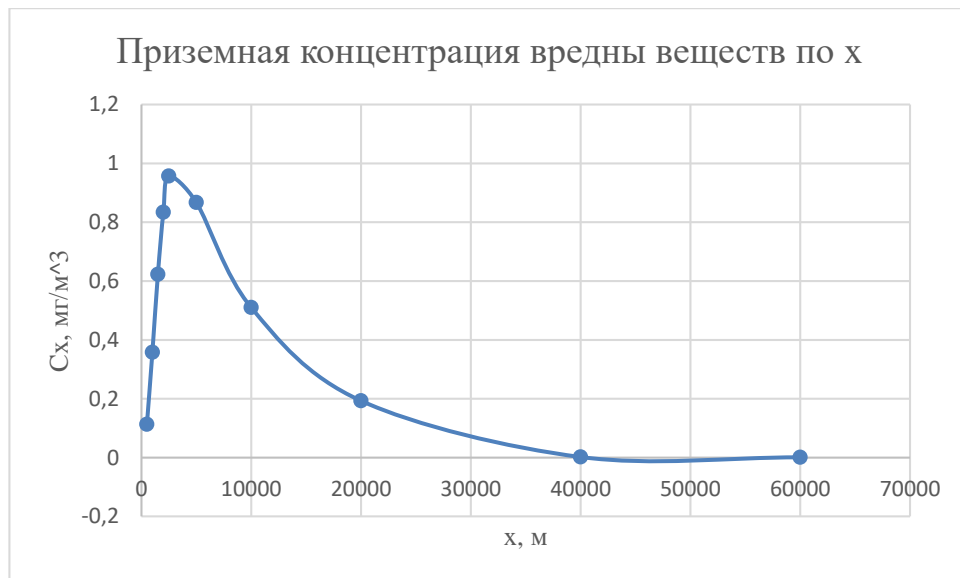


Рисунок 12 – График зависимости $c_x = f(x)$

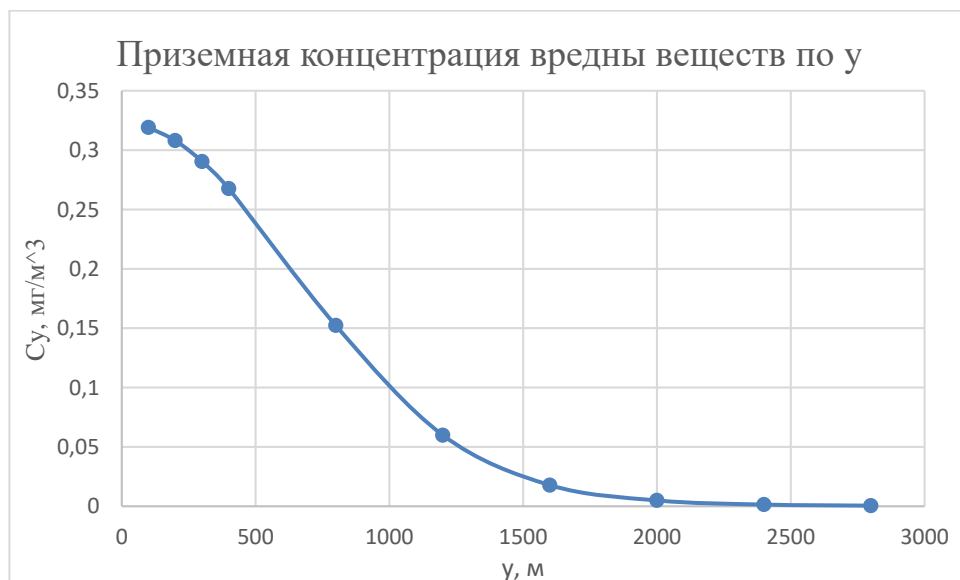


Рисунок 13 – График зависимости $c_x = f(y)$

4 Общая часть

4.1 Электрическая часть проектируемой станции

Входе разработки электрической части станции составим структурную схему ГРЭС. Выбрана электрическая схема выдачи мощности 4/3 и построена схема собственных нужд.

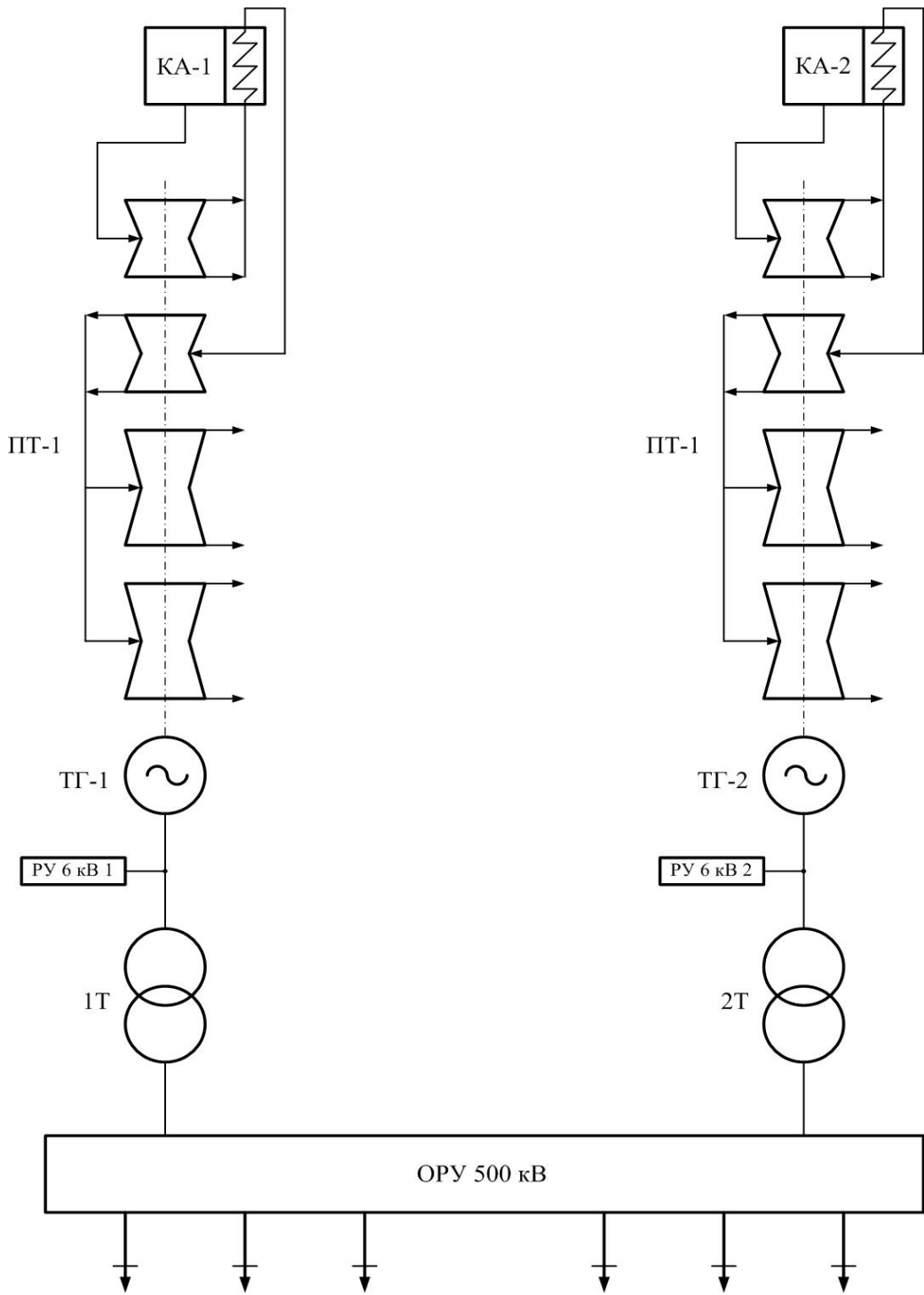


Рисунок 14 – Структурная схема станции

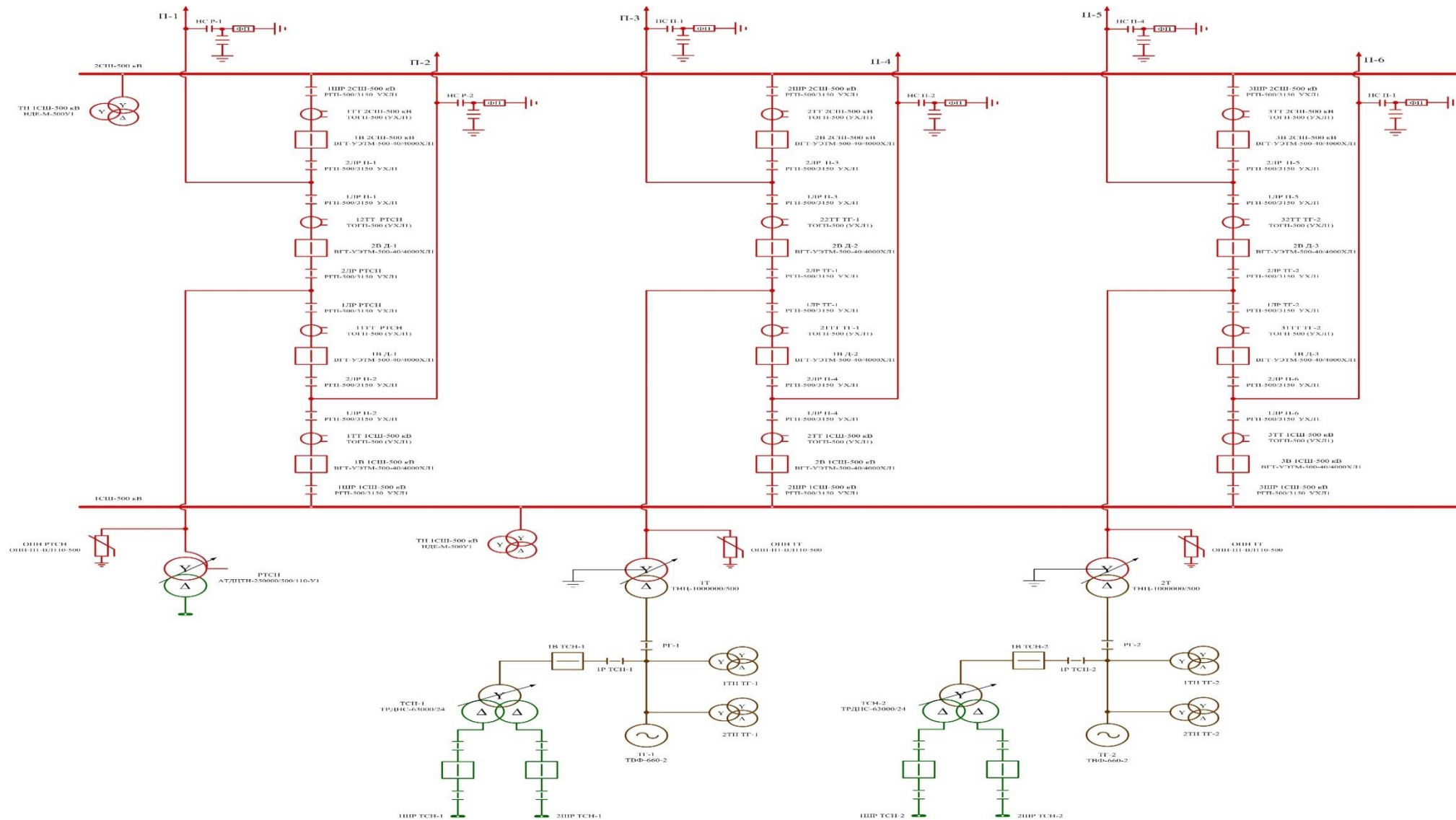


Рисунок 15 – Схема выдачи мощности

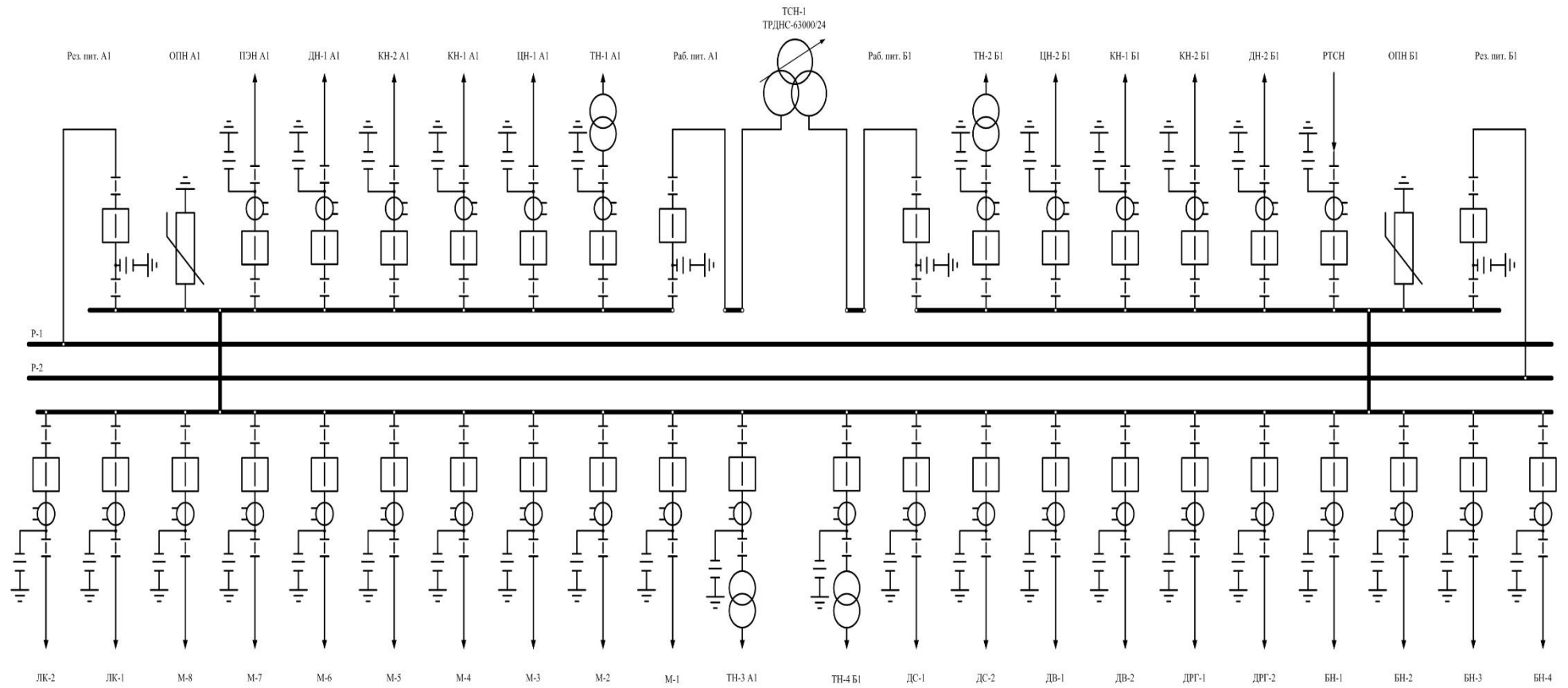


Рисунок 16 – Схема собственных нужд

4.2 Выбор схемы технического водоснабжения

Для непрерывной работы электростанции требуются большие объемы воды, именно поэтому станция зависит от нее. Основным элементом, потребляющим наибольшее кол-во воды, является конденсатор, после него уже системы охлаждения, химводоподготовка.

Расход воды зависит от многих факторов, наибольшее влияние на это оказывают мощность и тип станции. Именно поэтому стоит вопрос о выборе системы технического водоснабжения ТЭС.

На современных станциях применяется только обратная схема водоснабжения, так как прямоточная является не экологичной и оказывает пагубное влияние на экосистему водоема.

При обратной схеме вода почти не забирается из ближайшего водоема, кроме подпитки, а циркулирует в замкнутой схеме, в которой главным элементом является градирня, в ней же и происходит охлаждение воды.

Расход охлаждающей воды в конденсатор турбины, кг/с:

$$G_{ос} = m \cdot D_k = 56,261 \cdot 314,549 = 17696,824 \quad (4.1)$$

Необходимая площадь орошения для станции может быть рассчитана по формуле, м²:

$$F = \frac{\lambda \cdot G_{ос} \cdot n}{\rho_в \cdot v_в} = \frac{0,5 \cdot 17696,824 \cdot 2}{1,165 \cdot 0,8} = 18988,009 \quad (4.2)$$

где λ – относительный расход воздуха;
 n – число блоков;
 $\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м³;
 $v_в$ – скорость воздуха, м/с.

Были выбраны две градирни на два блока, с площадью орошения 9200 м² каждая и производительностью 90 – 110 тыс. м³/ч.

4.3 Компоновка главного корпуса

Главный корпус – здание, в котором располагается основное и вспомогательное оборудование. Так же он включает в себя турбинный цех, деаэрационное отделение, бункерное отделение, котельный цех, отделение с сооружениями для очистки дымовых газов.

Во всей части зданию в верхней части располагаются мостовые краны, для монтажа и демонтажа оборудования. К турбинному и котельному цехам подводится железная дорога, для транспортировки оборудования.

Разрез главного корпуса представлен на графическом листе 1.

4.4 Компоновка генерального плана

Генеральный план станции – это план размещения строительных сооружений на территории станции. На генплане находится: главный корпус, химический цех, административный корпус, распределительное устройство, топливо-транспортный цех, дымовая труба, градирни, жд/пути, автомобильная дорога и т.д.

Главный корпус располагается в средней части территории всей станции. Справа от него располагается угольный склад, т.к. в Алтайском крае преобладает северо-восточные и юго-западные. Выше угольного склада располагаются градирни. Слева от главного корпуса располагается распределительное устройство, чтобы выпар с градирень не попадал на линии электропередач. На территории станции развита система автомобильных дорог, для перемещения между зданиями. Вход на станцию осуществляется через проходную, которая находится рядом с административным зданием. По периметру территория огорожена забором.

Главный план станции представлен на графическом листе 2.

5 Экономическая часть

Годовой отпуск электрической энергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - a_{\text{сн}}) = 9646560 \cdot (1 - 0,045) = 9212464,8, \quad (5.1)$$

где $a_{\text{сн}}$ – коэффициент расхода энергии на собственные нужды;

W – выработка электрической энергии на ГРЭС, МВт·ч.

Себестоимость отпущенной электрической энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}} \cdot 1000}{W_{\text{отп}}} = \frac{23857,131 \cdot 1000}{9212464,8} = 2,560, \quad (5.2)$$

где $U_{\text{э}}$ – эксплуатационные расходы, млн. руб/год.

Себестоимость выработанной электрической энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}} \cdot 1000}{W} = \frac{23857,131 \cdot 1000}{9646560} = 2,473 \quad (5.3)$$

Удельный расход условного топлива на выработанный кВт·ч, кг у.т./кВт·ч:

$$B_{\text{выр}} = \frac{B}{W} = \frac{3005502,72}{9646560} = 0,312, \quad (5.4)$$

где B – годовой расход условного топлива, т.у.т./год.

Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт·ч, кг у.т./кВт·ч:

$$B_{\text{отп}} = \frac{B}{W_{\text{отп}}} = \frac{3005502,72}{9212464,8} = 0,326 \quad (5.5)$$

Тариф на отпущенный кВт·ч с учетом планируемой рентабельности в 40%, руб./кВт·ч:

$$T_{\text{э}} = (1 + 0,4) \cdot U_{\text{отп}}^{\text{э}} = (1 + 0,4) \cdot 2,59 = 3,626 \quad (5.6)$$

Величина выручки от реализации электроэнергии ГРЭС, млн руб:

$$ВРП = 1000 \cdot T_{\text{э}} \cdot W_{\text{отп}} = 1000 \cdot 3,626 \cdot 9212464,8 = 33400 \quad (5.7)$$

Полная себестоимость производства и отпуска электроэнергии на ГРЭС, млн руб:

$$C_{\text{полн}} = \frac{W_{\text{отп}} \cdot U_{\text{отп}}^{\text{э}}}{1000} = \frac{9212464,8 \cdot 2,59}{1000} = 23857,1 \quad (5.8)$$

Доход от основной деятельности, млн руб:

$$D_{\text{осн}} = ВРП - C_{\text{полн}} = 33400 - 23857,1 = 9542,9 \quad (5.9)$$

Налогооблагаемая прибыль, млн руб:

$$НОП_t = D_{\text{осн}} - Ним_t \quad (5.10)$$

Величина налога на прибыль при ставке 20%, млн руб:

$$Нпр_t = D_{\text{осн}} \cdot Н_t \quad (5.11)$$

Чистая прибыль, млн руб:

$$ЧП_t = D_{\text{осн}} - H_{\text{нр}} \quad (5.12)$$

Чистый денежный поток, млн руб:

$$ЧДП_t = ЧП_t - U_a, \quad (5.13)$$

где U_a – амортизационные отчисления, млн руб.

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн руб:

$$ЧДПНИ_t = ЧПНИ_{t-1} - ЧДП_t \quad (5.14)$$

Чистый дисконтированный поток, млн руб:

$$ДДП_t = \frac{ЧДП_t}{(1+r)^t}, \quad (5.15)$$

где r – норма дисконта, принимается равной 10 %.

$$ДДПНИ_t = ДДПНИ_{t-1} - ДДП_t \quad (5.16)$$

Чистый дисконтированный доход проекта:

$$NPV = \sum \frac{P_k}{(1+r)^k} - \sum \frac{IC_k}{(1+r)^n}, \quad (5.17)$$

Дисконтированный индекс доходности:

$$DPI = \frac{NPV}{\sum \frac{IC_0}{(1+r)^n}}, \quad (5.18)$$

Срок окупаемости, лет:

$$PP = 6,82$$

Дисконтированный срок окупаемости, лет:

$$DPP = 10,08$$

Внутренняя норма доходности:

$$IRR = r_1 + \frac{f(r_1)}{f(r_1) - f(r_2)} \cdot (r_2 - r_1), \quad (5.19)$$

Расчет экономической эффективности для каждого режима работы тепловой схемы представлены в таблицах 28, 29.

Таблица 28 – Расчет показателей экономической эффективности строительства ТЭС в резервном режиме работы

Показатель	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток	-64120,9															
Стоимость фондов на начало года		64120,9	59846,2	55571,5	51296,7	47022,0	42747,3	38472,6	34197,8	29923,1	25648,4	21373,6	17098,9	12824,2	8549,5	4274,7
Стоимость фондов на конец года		59846,2	55571,5	51296,7	47022,0	42747,3	38472,6	34197,8	29923,1	25648,4	21373,6	17098,9	12824,2	8549,5	4274,7	0,0
Среднегодовая стоимость фондов		61983,6	57708,8	53434,1	49159,4	44884,6	40609,9	36335,2	32060,5	27785,7	23511,0	19236,3	14961,5	10686,8	6412,1	2137,4
Налог на имущество		1363,6	1269,6	1175,6	1081,5	987,5	893,4	799,4	705,3	611,3	517,2	423,2	329,2	235,1	141,1	47,0
Доход от основной деятельности		9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9	9542,9
Налогооблагаемая прибыль		8179,2	8273,3	8367,3	8461,3	8555,4	8649,4	8743,5	8837,5	8931,6	9025,6	9119,7	9213,7	9307,7	9401,8	9495,8
Налог на прибыль		1635,8	1654,7	1673,5	1692,3	1711,1	1729,9	1748,7	1767,5	1786,3	1805,1	1823,9	1842,7	1861,5	1880,4	1899,2
Чистая прибыль		6543,4	6618,6	6693,8	6769,1	6844,3	6919,5	6994,8	7070,0	7145,3	7220,5	7295,7	7371,0	7446,2	7521,4	7596,7
Амортизационные отчисления		4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7	4274,7
ЧДП		10818,1	10893,3	10968,6	11043,8	11119,0	11194,3	11269,5	11344,7	11420,0	11495,2	11570,5	11645,7	11720,9	11796,2	11871,4
ЧДПНИ	-64120,9	-53302,8	-42409,5	-31440,9	-20397,1	-9278,1	1916,2	13185,7	24530,5	35950,4	47445,7	59016,1	70661,8	82382,7	94178,9	106050,3
ДДП		9834,6	9002,8	8240,8	7543,1	6904,0	6318,9	5783,0	5292,4	4843,2	4431,9	4055,4	3710,7	3395,1	3106,3	2841,9
ДДПНИ	-64120,9	-54286,3	-45283,5	-37042,7	-29499,6	-22595,6	-16276,7	-10493,6	-5201,2	-358,0	4073,9	8129,2	11839,9	15235,0	18341,3	21183,2
Норма дисконта	NPV	IRR	DPI	PP	DPP	Резерв безопасности										
10%	21183,25	15%	1,330364	6,828822	10,08	5%										

Таблица 29 – Расчет показателей экономической эффективности строительства ТЭС в основном режиме работы

Показатель	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток	-64130,7															
Стоимость фондов на начало года		64130,7	59855,3	55580,0	51304,6	47029,2	42753,8	38478,4	34203,1	29927,7	25652,3	21376,9	17101,5	12826,1	8550,8	4275,4
Стоимость фондов на конец года		59855,3	55580,0	51304,6	47029,2	42753,8	38478,4	34203,1	29927,7	25652,3	21376,9	17101,5	12826,1	8550,8	4275,4	0,0
Среднегодовая стоимость фондов		61993,0	57717,7	53442,3	49166,9	44891,5	40616,1	36340,7	32065,4	27790,0	23514,6	19239,2	14963,8	10688,5	6413,1	2137,7
Налог на имущество		1363,8	1269,8	1175,7	1081,7	987,6	893,6	799,5	705,4	611,4	517,3	423,3	329,2	235,1	141,1	47,0
Доход от основной деятельности		9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7	9839,7
Налогооблагаемая прибыль		8475,8	8569,9	8663,9	8758,0	8852,0	8946,1	9040,2	9134,2	9228,3	9322,3	9416,4	9510,4	9604,5	9698,6	9792,6
Налог на прибыль		1695,2	1714,0	1732,8	1751,6	1770,4	1789,2	1808,0	1826,8	1845,7	1864,5	1883,3	1902,1	1920,9	1939,7	1958,5
Чистая прибыль		6780,6	6855,9	6931,1	7006,4	7081,6	7156,9	7232,1	7307,4	7382,6	7457,9	7533,1	7608,4	7683,6	7758,9	7834,1
Амортизационные отчисления		4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4	4275,4
ЧДП		11056,0	11131,3	11206,5	11281,8	11357,0	11432,3	11507,5	11582,8	11658,0	11733,2	11808,5	11883,7	11959,0	12034,2	12109,5
ЧДПНИ	-64130,7	-53074,7	-41943,4	-30736,9	-19455,1	-8098,1	3334,1	14841,6	26424,4	38082,4	49815,6	61624,1	73507,9	85466,8	97501,1	109610,6
ДДП		10050,9	9199,4	8419,6	7705,6	7051,8	6453,2	5905,2	5403,4	4944,1	4523,7	4138,8	3786,5	3464,1	3169,0	2898,9
ДДПНИ	-64130,7	-54079,8	-44880,4	-36460,8	-28755,2	-21703,4	-15250,1	-9345,0	-3941,5	1002,6	5526,3	9665,1	13451,6	16915,7	20084,7	22983,6
Норма дисконта	NPV	IRR	DPI	PP	DPP	Резерв безопасности										
10%	22983,59	16%	1,358386	6,708357	9,797	6%										

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной дипломной работе был разработан проект строительства Мунайской ГРЭС 1320 МВт. Станция спроектирована по блочной схеме и имеет 2 блока по 660 МВт каждый. На ТЭС установлен турбоагрегат К-660-247 с генератором ТВФ-660-2.

Для турбины был выполнен расчет принципиальной тепловой схемы для двух режимов работы. При основном режиме работы тепловая схема работает через подогреватель низкого давления, при резервном режиме работы через подогреватель ПНД-1. Для режима работы с выключенным ВЭК НД рассчитаны и выбраны все элементы ПТС, найдены параметры воды и пара. В обоих случаях температура питательной воды составила 273,116 °С.

Из-за того, что турбина не является серийно для ее был выполнен расчет эскизных площадей.

По результатам технико-экономических подсчетов работы станции были найдены удельные расходы условного топлива на выработку электрической и тепловой энергии для двух вариантов работы тепловой схемы. Вариант с включенным ВЭК НД показывает большую эффективность работы, так при таком варианте показатели составили 0,316 кг/кВт·и 37,387 т.у.т/ГДж, а для резервного режима составили 0,325 кг/кВт·и 38,237 т.у.т/ГДж, соответственно.

В рамках выбора котельного агрегата был выбран котел ПП-2225-25-540/568. Данный котел представляет собой Т-образную компоновку с призматической топкой. Так как котел изначально спроектирован на другой уголь, был выполнен расчет коэффициента полезного действия котла на Мунайский уголь марки 2БФ, укрупненный расчет котла и расчет топочной камеры, для определения теплонапряжения топочного объема и сечения топки, они составили 78,557 кВт/м³, 151,188 кВт/м², соответственно.

Был произведен расчет занимаемой площади угольного склада с необходимым запасом топлива. Выбрано оборудование топливно-транспортного цеха. В качестве вспомогательного оборудования были выбраны дутьевые вентиляторы марки ВДОД-31,5-5-С в количестве 2 штук, дымососы марки ДОД 41 2 шт. В рамках системы подготовки топлива были выбраны 4 дискозубые дробилки ДДЗ-4М для более тонкого помола однороторные дробилки ДМН-21*18,5. Система пылеприготовления выбрана с прямым вдуванием, мельничным устройством, является МВ 3300/800/490 производительностью 58 т/ч. В данном проекте была выбрана гидрозолошлакоудаление с тремя багерными насосами и золоулавливающее устройство – электрофильтр ЭГВ2-70-12-6-8 в количестве двух единиц на блок.

Для очистки дымовых газов по результатам расчета вредных выбросов в атмосферу было решено установить сероочистку, т.к. по показателю выбросов оксидов серы значения превышали допустимые нормативы. На основе расчета вредных выбросов и объема дымовых газов была выбрана дымовая труба высотой 200 м и диаметром устья 6 м. Так же был выполнен расчет

концентраций вредных выбросов на различном расстоянии от факела дымовой трубы в двух координатах.

По итогу экономического расчета определен срок окупаемости станции с учетом дисконтирования составил практически 10 лет, что является допустимым значение для тепловой энергетики.

По результатам расчетов была выполнена 3D модель и построены чертежи с помощью программного обеспечения SolidWorks.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. 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.
2. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : учебник для теплоэнерг. спец. вузов. / М. Л. : Энергия, 1967. – 327 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. – 47 с.
4. Каталог продукции группы компаний «Силовые машины» : – Российская Федерация, Санкт-Петербург : «Силовые машины», 2020. – 81 с.
5. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2004. – 229 с.
6. Термодинамические свойства воды и водяного пара : официальный сайт. – Красноярск, 2011 – . – URL: <http://www.energyed.ru/> (дата обращения 10.06.2022).
8. Астраханцева, А. А. Экономика и организация энергетического производства. Определение сметной стоимости ремонта и реконструкции энергооборудования : учебно-методическое пособие / А. А. Астраханцева, М. В. Зубова, Л. В. Голованова. – Красноярск : Сибирский федеральный университет, 2014.
9. Рожкова, Л. Д. Электрооборудование станций и подстанций: учебник / Л.Д. Рожкова, В. С. Козулин; Издательство “Энергоатомиздат”. – Москва : 1987. – 648 с.
10. Рихтер, Л.А. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов тепловых станций : учеб. Пособие /Л.А. Рихтер, Э.П. Волков, В.Н. Покровский – Москва : Энергоиздат, 1981. 296 с.
11. Росляков, В.Я. Расчет вредных выбросов ТЭС в атмосферу : учеб. Пособие / П.В. Росляков, Л.Е. Егорова, И.Л. Ионкин. – изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Издательство МЭИ, 2002 – 83 с.
12. Бойко, Е. А. Котельные установки тепловых электростанций : учебное пособие / Е. А. Бойко / Красноярск : Сибирский федеральный университет. – 3-е изд., раширен. и перераб. – Томск : Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 606 с. – ISBN 978-5-98298-506-4

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

« 27 »

инициалы, фамилия

00 20 23 Г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект Алтайской ГРЭС 1320 МВт

тема

Руководитель

Карбарин 27.06.23

подпись, дата

ДОЦЕНТ, к.т.н.

должность, ученая степень

Д.И. Карбарин

инициалы, фамилия

Выпускник

Жуков 27.06.23

подпись, дата

А.П. Жуков

инициалы, фамилия

Тех. Контроль

Бойко 27.06.23

подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

Шишмарев 27.06.23

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 Жукову Александру Павловичу
фамилия, имя, отчество

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

Теплоэнергетика и теплотехника
полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект Алтайской ГРЭС
1320 МВт

Утверждена приказом по университету № 2972/С от 20.02.2023

Руководитель ВКР Д.И. Карабарин, доцент, к.т.н., кафедра ТЭС
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 1320 МВт,
тепловая нагрузка 5 Гкал/ч, размещение – Солтонский район Алтайский
край, топливо – бурый уголь 2БФ Мунайского разреза

Перечень разделов Технико-экономическое обоснование

Строительства ТЭС, расчетная часть, охрана окружающей среды, общая
часть, экономический расчет, охрана окружающей среды


Перечень графического материала

Лист 1. Разрез главного корпуса

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. Принципиальная тепловая схема турбины К-660-247

Лист 4. Чертеж ВЭК НД

Руководитель ВКР  Д.И. Карабарин
подпись инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению  А.П. Жуков
подпись, инициалы и фамилия студента

« 05 » 06 20 23 Г.