

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 ГРЭС 1320 МВт на ССКД

тема

Руководитель

подпись,
дата

Профессор, д.т.н.

должность, ученая степень

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись,
дата

В.С. Белокопытов

инициалы, фамилия

Тех. контроль

подпись,
дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись,
дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

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

институт
Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е.А Бойко

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

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Белокопытову Василию Станиславовичу

фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ18-01Б

номер

Направление (специальность) 13.03.01

код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, д.т.н., профессор, кафедра ТЭС

инициалы, фамилия, ученой звание, должность, место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 1320 МВт, район размещения – Партизанский район Красноярского края, топливо – бурый уголь Ирша-Бородинского разреза 2БР

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

Перечень графического материала

Лист 1. Разрез главного корпуса ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Лист 2. Проект ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Лист 3. Принципиальная тепловая схема турбины К-660-270

Лист 4. Продольный разрез котла ГРЭС 1320 МВт на ССКД вид сверху

Лист 5. Продольный разрез котла ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Лист 6. Поперечный разрез котла ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Руководитель ВКР

подпись

Е.А. Бойко

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

В.С. Белокопытов

подпись, инициалы и фамилия студента

« ___ » _____ 2022 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект ГРЭС 1320 МВт на ССКД» содержит 111 страниц текстового документа, 31 иллюстрацию, 62 таблицы, 17 использованных источников, 6 листов графического материала.

СУПЕРСВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА, БАЙПАС ПВД, БАЙПАС ПНД, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ, РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ГОРНО-ОБОГАТИТЕЛЬНЫЙ КОМБИНАТ, СЕРООЧИСТКА.

Объект выпускной работы – станция с двумя блоками повышенной эффективности по 660 МВт с котлом на параметры пара 26,5 МПа и 610°C и турбоустановкой ЛМЗ К-660-270.

Цель работы: Разработка станции повышенной эффективности 1320 МВт для покрытия нужд ГОКа компании «Интергео».

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.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС	8
1.1 Актуальность строительства станции на ССКД.....	8
1.2 Технико-экономический выбор и обоснование состава основного оборудования.....	9
1.2.1 Определение ежегодных эксплуатационных издержек.....	10
1.2.2 Расчет затрат на покупку топлива.....	10
1.2.3 Расчет на оплату труда	11
1.2.4 Амортизационные отчисления	11
1.2.5 Расходы средств на ремонт.....	12
1.2.6 Прочие расходы.....	12
1.3 Обоснование технического решения выбора состава основного оборудования.....	14
1.4 Постановка задач.....	20
2 Расчетная часть.....	20
2.1 Расчет тепловой схемы.....	21
2.1.1 Определение давлений у подогревателей и в отборах турбины.....	21
2.1.2 Построение процесса расширения	24
2.1.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды	26
2.1.4 Определение предварительного расхода пара на турбину.....	28
2.1.5 Баланс пара и конденсата.....	29
2.1.6 Расчет регенеративной схемы ПВД.....	31
2.1.7 Расчет деаэратора.....	35
2.1.8 Расчет регенеративной схемы ПНД.....	36
2.2 Расчет технико-экономических показателей ТЭС.....	41
2.3 Расчет котельного агрегата	43
2.3.1. Выбор способа шлакоудаления, температуры горячего воздуха и количества ступеней хвостовых поверхностей нагрева	44
2.3.2 Расчет объемов, энтальпий продуктов сгорания и воздуха.....	45
2.3.2.1 Расчет теоретического объема воздуха и продуктов сгорания..	45
2.3.2.2 Расчет действительного объема воздуха и продуктов сгорания	46

2.3.2.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания по приближенной методике	48
2.3.3 Экономичность работы котельного агрегата. Расход топлива	49
2.3.4 Расчет топочной камеры	51
2.3.4 Расчет ширмовых пароперегревателей.....	54
2.3.5 Расчет конвективных пароперегревателей.....	56
2.3.6 Расчет байпаса подогревателей высокого и низкого давления.....	59
2.3.7 Расчет трубчатого воздухоподогревателя	62
2.3.8 Составления прямого баланса котла.....	66
2.3.9 Выбор и расчет системы пылеприготовления	68
2.3.10 Выбор и расчет горелочных устройств.....	73
2.3.11 Аэродинамический расчет	75
2.3.11.1 Расчет газового тракта.....	75
2.3.11.2 Расчет сопротивления воздушного тракта	82
2.4 Выбор и расчет вспомогательного оборудования	86
2.4.1 Выбор насосов.....	86
2.4.2 Выбор регенеративных подогревателей	88
2.4.3 Выбор деаэратора.....	90
2.4.4 Топливное хозяйство	90
2.4.4.1 Выбор приемных разгрузочных устройств	90
2.4.4.2 Ленточные конвейеры	91
2.4.4.3 Выбор дробилок	91
2.4.4.4 Топливные склады	92
2.4.5 Золоулавливание	93
2.4.5 Выбор схемы технического водоснабжения	93
3 Охрана окружающей среды	94
3.1 Расчет токсичных выбросов в атмосферу с уходящими газами	94
3.2 Расчет дымовой трубы.....	96
3.3 Расчет рассеивания	98
4 Общая часть	100
4.1 Схема выдачи мощности	100
4.2 Генеральный план ГРЭС	101

4.3 Компоновка главного корпуса.....	102
5 Экономическая часть	102
5.1 Оценка экономической привлекательности.....	102
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	107
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	110

ВВЕДЕНИЕ

Производство энергии – это один из главных показателей силы и экономического уровня государства, так как без электрической энергии невозможна работа промышленности и энергетического комплекса всего мира. Сложно представить современную жизнь без электричества, мы используем его абсолютно везде. Даже короткое отключение электроснабжения может привести, как к огромным убыткам, так и к смерти людей.

Население земли, в частности России, растет по экспоненте, за ним растет и потребление разных видов энергии. Чтобы обеспечить людей и промышленность энергетическими ресурсами необходимо ежегодно строить новые станции или же проводить модернизацию уже существующих.

Одним из наиболее требовательных в плане электрической нагрузки потребителей являются горнодобывающие и горно-обоганительные комбинаты. Если рассматривать Красноярский край, то одной из крупнейших ГОК компаний является ООО «УК Интергео», планирующая выйти на проектную мощность добычи и обогащения руды Кингашского и Верхнекингашкского месторождения, расположенного в Саянском районе, в 290 километров от Красноярска, к 2027 году. Местоположение проекта изображено на рисунке 1. Расчетный объем по добыче и переработке руды составляет 20 млн тонн в год, а средний годовой объем производства более 600 тыс. тонн. Предполагаемое потребление электрической энергии составляет 1,3 ГВт посредством строительства новых ЛЭП, так как существующие сети уже загружены и не смогут обеспечить необходимую пропускную способность. Более того потребляемая мощность создаст дефицит в энергосистеме.

Предприятие планирует предоставить рабочие места 2000 человек, которые будут работать вахтовым методом, что предполагает строительство общежитий, для которых, в свою очередь, необходимо наличие отопления и горячего водоснабжения, в сумме которые потребляют порядка 50 МВт тепловой энергии.

Согласно энергетической стратегии России до 2035 года одной из основных задач является повышение качества энергетических товаров и услуг, а также обеспечение роста технического уровня страны, что подразумевает использование современных технологий, в частности в сфере выработки электроэнергии на ТЭС.

Одним из лучших вариантов выполнения стратегии в Сибири и удовлетворение высокого спроса на электроэнергию, созданного проектом «Кингаш», является конструирование и установка пылеугольных блоков, работающих на суперсверхкритических параметрах пара (ССКП) и имеющих

КПД порядка 42-47 %. Такие станции потребляют меньше топлива, что в свою очередь снижает долю вредных выбросов в атмосферу.

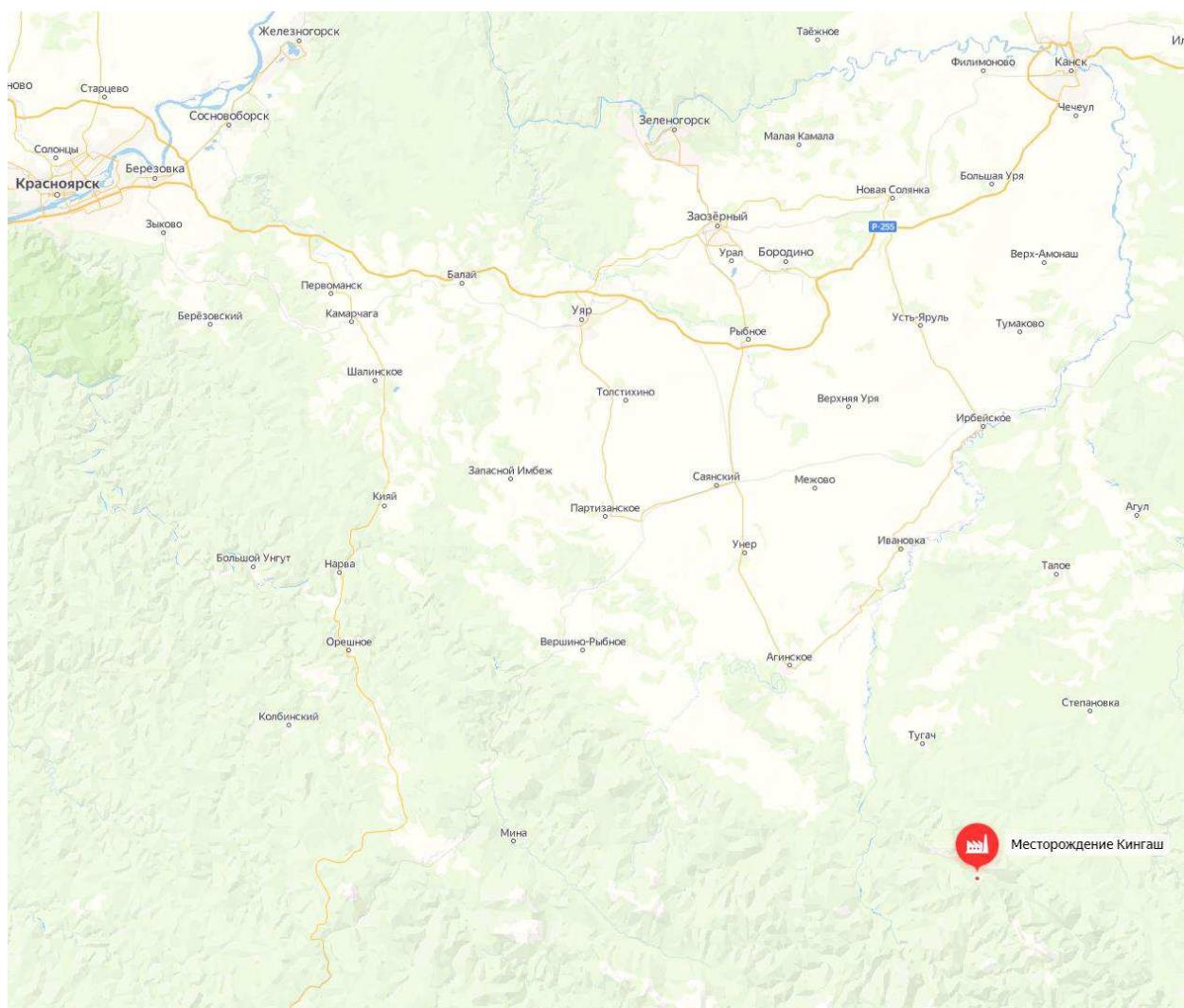


Рисунок 1 – Месторасположение месторождения Кингаш

В данной работе разрабатывается конденсационная электрическая станция на нужды ГОКа с установленной мощностью 1320 МВт, состоящая из двух блоков повышенной эффективности по 660 МВт, работающих на ССКП.

Проект ГРЭС планируется реализовывать в непосредственной близости Кингашского месторождения, где в относительной близости находится Бородинский угольный разрез. Горно-обогатительный комбинат предполагает строительство транспортной инфраструктуры, в частности железных дорог и ЛЭП. Это позволит объединить транспортную логистику ГОКа и ГРЭС, что в свою очередь значительно сократит капитальные затраты.

1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС

1.1 Актуальность строительства станции на ССКД

Актуальность проекта обосновывается целью утвержденной генеральной схемы размещения объектов электроэнергетики на период до 2035 года, а именно:

- Формирование структуры генерирующих мощностей и обеспечение баланса между «генераторами» и потребителями;
- Предотвращение возможных дефицитов электроэнергии и мощности.

Потребление электроэнергии в зоне централизованного электроснабжения России в 2015 году составило 1036,4 млрд. кВт·ч, в то время как максимум потребления мощности составил 152,1 млн. кВт. Долгосрочный прогноз предполагает к 2035 году в зоне централизованного электрического снабжения России увеличение потребления энергии до 1345,2 млрд. кВт·ч, а увеличение максимума - до 197 млн. кВт. Итого среднегодовой прирост потребления электроэнергии составляет 1,3 процента.

Для обеспечения энергетического баланса может потребоваться строительство новых ТЭС суммарной мощностью 59,5 млн. кВт (49,7 млн. кВт, работающих на газе и 9,6 млн. кВт на угле), из них 28,8 млн. кВт на КЭС и 30,7 млн. кВт на ТЭЦ.

По данным «СО ЕЭС» потребление электроэнергии в Красноярском крае в 2020 году уменьшилось на 0,7 % относительно 2019 года, а выработка уменьшилась на 3,3 %. При этом выработка на ТЭС уменьшилась на 24,5 %. Однако выработка на ГЭС увеличилась на 11 %, что можно объяснить непостоянством погодных условий.

Технология ССКП является наиболее приемлемой в современных реалиях как с экономической, так и с экологической точки зрения. В таблице 1 наглядно видно, как параметры пара влияют на эффективность блока и станции в целом.

Таблица 1 – Эффективность пылеугольных энергоблоков

Тип энергоблока	Температура острого и вторичного пара, °С	Давление перегретого пара, МПа	КПД, %
Докритического давления	До 565	Менее 22,1	35-41
СКД	540-580	22,1-25,0	38-44
ССКП	Более 580	Более 25,0	Более 44

В настоящее время мировая энергетика проявляет значительный интерес к технологии ССКП, ведь главным ее преимуществом является повышение эффективности станции, что в свою очередь снижает расход топлива и количество вредных выбросов в атмосферу.

Однако при повышении начальных параметров пара происходит рост капитальных затрат. Это происходит по следующим причинам:

- увеличивается толщина стенок оборудования из-за повышения давления;
- увеличивается площадь поверхностей нагрева, так как растет доля высокотемпературных поверхностей;
- растет стоимость труб в связи с удорожанием производства высоколегированной стали.

Но рост капитальных затрат компенсируется снижением расхода топлива, что в свою очередь ведет к снижению расхода пара и воды, капитальных затрат на топливоприготовление и топливо-транспортное хозяйство.

К тому же, современные пылеугольные блоки ССКП, в частности рассматриваемые в данной квалификационной работе, обеспечивают низкую, в районе 100 °С, температуру уходящих газов. Блоки, как правило, оснащаются серо- и азотоочисткой, что позволяет отводить дымовые газы не через дымовую трубу, а через градирню, что также ведет к снижению затрат на строительство. Приятным бонусом является продажа гипса, произведенного из удаленной из дымовых газов серы.

В настоящее время мировые энергетические компании уже освоили технологию ССКП и продолжают разработки, которые обеспечат повышение температуры острого и вторичного пара до 700 °С.

Таким образом, на основе статистики «СО ЕЭС», энергетической стратегии России до 2035 года, генеральной схемы размещения объектов электроэнергетики на период до 2035 года и мирового тренда проект ГРЭС 1320 МВт на ССКП является актуальным и целесообразным.

1.2 Техничко-экономический выбор и обоснование состава основного оборудования

В данной квалификационной работе рассчитана себестоимость электрической энергии и основные технико-экономические показатели проектируемой станции, в частности дисконтированный срок окупаемости и резерв безопасности. В качестве основного оборудования выбраны две турбины К-660-270, производства ОАО «Силловые машины». В качестве сопоставляемого варианта рассмотрены четыре турбины К-330-240.

1.2.1 Определение ежегодных эксплуатационных издержек

Эксплуатационные расходы являются суммой отдельно взятых статей расхода, 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 средств на топливо;
 $U_{\text{зп}}$ – расходы средств на оплату труда рабочих;
 $U_{\text{а}}$ – амортизация основных средств;
 $U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;
 $U_{\text{пр}}$ – прочие эксплуатационные расходы.

1.2.2 Расчет затрат на покупку топлива

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

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

где $T_{\text{рем}}$ – затраты средств на топливо.

Выработка электрической энергии на ГРЭС, МВт·ч:

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

где $N_{\text{уст}}$ – установленная электрическая мощность станции, МВт;
 $T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч;
 $T_{\text{уст}} = T_{\text{р}} - T_{\text{а}}$ – число часов установленной мощности с учетом аварийного резерва (400 часов).

Средняя нагрузка ГРЭС, МВт:

$$P_{\text{кэс}} = \frac{W}{T_{\text{р}}}, \quad (1.4)$$

где $T_{\text{р}}$ – фактическое число часов работы ГРЭС, ч.

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

Годовой расход топлива станцией в установившемся режиме на выработку электрической энергии, т у.т./год:

$$V_{уст} = n_{бл} \cdot V_p \cdot \frac{Q_n^p}{29310} \cdot T_{уст}, \quad (1.6)$$

где $n_{бл}$ – количество блоков;

V_p – расчетный расход натурального топлива, кг/с (см. раздел 2.3.3);

Q_n^p – теплота сгорания натурального топлива, кДж/кг.

Потери топлива от работы в неустойчивом режиме т у.т./год:

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

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

$n_{П6-10ч}$ и $n_{Пх.с.}$ – число пусков и остановов на 10 часов, и из холодного состояния (принимается 2) соответственно.

Годовой расход условного топлива на ГРЭС, т у.т./год:

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

Затраты средств на топливо, млн. руб/год:

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

1.2.3 Расчет на оплату труда

Зарплаты по станции, млн. руб/год:

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

где n_y – штатный человеческий коэффициент, чел/МВт;

$\Phi_{зп}$ – средняя заработная плата одного сотрудника за год.

1.2.4 Амортизационные отчисления

Величина амортизационных отчислений, млн. руб/год определяется:

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

где H_a – норма амортизации;

K – капвложения в ГРЭС, млн. руб/год:

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

где K' и $K_{\text{бл}}$ – вложения в строительство одного головного блока и каждого последующего, млн. руб;

1.2.5 Расходы средств на ремонт

Расходы на ремонт, млн. руб/год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot N_{\text{тр}} \cdot n_{\text{бл}}, \quad (1.13)$$

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

1.2.6 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общестанционные и общецеховые расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- сборы и налоги.

Их величина принимается 20 % от затрат на амортизацию, зарплату и ремонт, с учетом взносов, связанных со страхованием, млн. руб/год:

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

где СОЦ – страховые взносы, млн. руб/год.

$$\text{СОЦ} = N_{\text{св}} \cdot U_{\text{зп}}, \quad (1.15)$$

где $N_{\text{св}}$ – величина ставки страховых взносов, доли.

Исходные данные для расчета эксплуатационных затрат представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Исходные данные для расчета эксплуатационных издержек

Показатели	Значение		
	1 вариант	2 вариант	
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работника, руб	1406308,8		
Обязательные страховые выплаты, %	30,00		
Средняя норма амортизации станции, %	7		
Норма отчислений на ремонтное обслуживание, %	5,00		
Цена топлива, руб/нат.ед.	2090		
Цена за условное топливо, руб/т у.т.	4009		
Теплота сгорания натурального топлива, кДж/кг	15280		
Ориентировочные штатные коэффициенты	0,59	0,93	
Нормативы продолжительности ремонтов, ч	текущих	548,93	488,60
	капитальных	553,60	466,80
Капитальные вложения в КЭС, отнесенные на один блок, млн. руб	первый агрегат	39521,22	24367,00
	последующий	32934,36	20305,81
Коэффициент расхода э/э на собств нужды, %	4,50	4,08	
Пусковые потери, т у.т.	В _{П6-10}	184,00	93,25
	В _{Пх.с.}	330,00	165,00

Результаты расчета основных технико-экономических показателей, эксплуатационных затрат и себестоимости единицы электроэнергии двух вариантов представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты расчетов ТЭПов и эксплуатационных затрат

Показатели	1 Вариант	2 Вариант
Основные технико-экономические показатели		
Установленная мощность ГРЭС, МВт	1320	1320
Установленная электрическая мощность одного блока, МВт	660	330
Число блоков станции	2	4
Число часов работы основного оборудования, ч	7662,13	7653,32
Число часов использования установленной мощности, ч	7262,13	7253,32
Выработка электрической энергии на ГРЭС, МВт*ч	9586016,00	9574386,92
Средняя электрическая нагрузка электростанции, МВт	1251,09	1251,01
Среднегодовая электрическая нагрузка энергоблока, МВт	625,54	312,75
Годовой расход условного топлива в установленном режиме на ГРЭС, т у.т./год	2444956,95	3047760,75
Потери Условного топлива в установленном режиме, т у.т./год	5000	5050
Годовой расход условного топлива на ГРЭС, т у.т./год	2449956,95	3052810,75
Капитальные вложения в ГРЭС, млн. руб	72455,58	85284,43
Эксплуатационные затраты		
Затраты средств на топливо, млн. руб/год	9821,94	12238,79
Затраты средств на оплату труда, млн. руб/год	1095,23	1726,38
Страховые выплаты, млн. руб/год	328,57	517,92
Амортизационные отчисления, млн. руб/год	5071,89	5969,91
Расходы средств на ремонт, млн. руб/год	3622,78	4264,22
Прочие расходы, млн. руб/год	2286,55	2910,02
Итого эксплуатационные расходы, млн. руб/год	21898,39	27109,33

По результатам таблицы 3 можно сделать вывод, что вариант 1 с двумя блоками К-660-270 является более приемлемым.

1.3 Обоснование технического решения выбора состава основного оборудования

- Турбоагрегат

Для обеспечения высокой эффективности работы и целесообразности установки турбоагрегата были выбраны некоторые прототипы турбин. Сравнительный анализ оборудования представлен в таблице 4.

Таблица 4 – Сравнительный анализ турбин

Турбоагрегат	Технические характеристики
ОАО «Силловые машины» ЛМЗ К-660-270	- Номинальная мощность 660 МВт - Давление острого пара 26,5 МПа - Температура перед стопорными клапанами 610 °С - Температура вторичного пара 610 °С - Температура питательной воды 295 °С - Давление пара в конденсаторе 3,5 кПа - Компоновка: ЦВСД+ЦНД
ОАО «Силловые машины» ЛМЗ К-660-240	- Номинальная мощность 660 МВт - Давление острого пара 24,2 МПа - Температура перед стопорными клапанами 537 °С - Температура вторичного пара 565 °С - Расход пара 2024 т/ч - Температура питательной воды 295 °С - Давление пара в конденсаторе 3,5 кПа - Компоновка: ЦВД+ЦСД+2 ЦНД
Siemens серии SST-6000	- Номинальная мощность от 300 до 1200 МВт - КПД 46,5 % (с двойным перегревом 48%) - Давление острого пара 330 бар - Температура острого пара 600 °С - Температура пара вторичного перегрева 630 °С - Компоновка: 2 ЦВД+ЦСД+4 ЦНД
Amur Sirius CLN-660-24,2/566/566	- Номинальная мощность 660 МВт - Давление острого пара 24,2 МПа - Температура перед стопорными клапанами 566 °С - Номинальный расход острого пара 1879 т/ч - Температура вторичного пара 566 °С - Температура питательной воды 277 °С - Давление пара в конденсаторе 4,9 кПа - Компоновка: ЦВСД+2 ЦНД

Несмотря на то, что Siemens серии SST-6000 широко используется во всем мире и зарекомендовала себя как надежный агрегат, была выбрана турбина ОАО «Силловые машины» ЛМЗ К-660-270, представленная на рисунке 2, так как это отечественная перспективная разработка, имеющая достойные технические характеристики и передовые решение такие как совмещенный цилиндр высокого и среднего давления (ЦВСД).

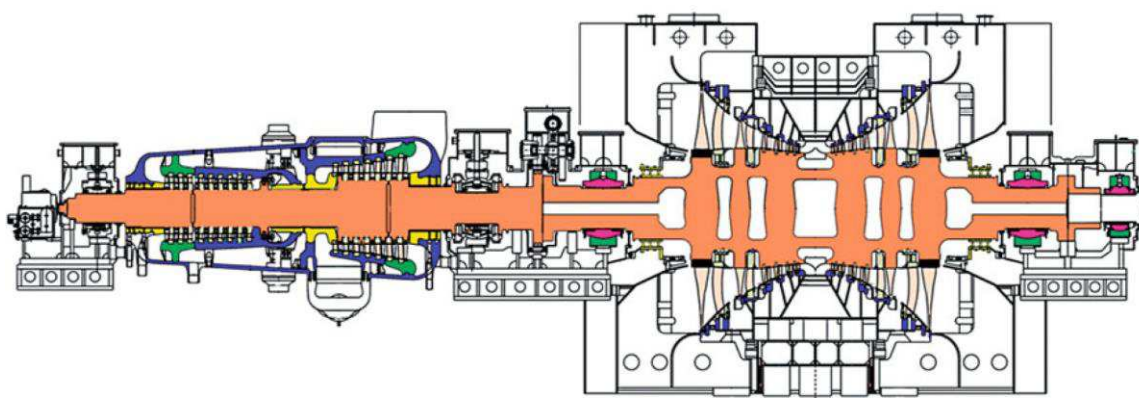


Рисунок 2 – Турбина К-660-270

По состоянию на 2022 год не установлена ни одна турбина К-660-270. Такая ситуация возникла из-за того, что российские станции не заинтересованы в модернизации или же постройке новых блоков на ССКП. Однако данный турбоагрегат полностью готов к внедрению в энергетику России.

Новейший продукт ЛМЗ, как уже было сказано выше, имеет множество технических усовершенствований и преимуществ. Например, совмещение цилиндров высокого и среднего давления уменьшает металлоемкость, и как следствие, уменьшается стоимость турбины. В таблице 5 наглядно видно, как преимущество технологии совмещения частей ВД и СД, а на рисунке 3 представлена турбина К-660 с отдельными частями ВД и СД.

Таблица 5 – Сравнение турбины мощностью 660 МВт с отдельными и совмещенными частями ВД и СД

Вариант конструкции	Мощность, МВт	Средневзвешенный КПД проточной части, %		Себестоимость, %	Мощность ЦНД, МВт	КПД ЦНД (сухой), %	Стоимость ЦНД, %
		без учета ЦНД	с учетом ЦНД				
ЦВД + ЦСД	490	90,76	90,2	106,26	170	89,2	90-150
ЦВСД	370	90,1	89,9	100,00	290	89,6	100
Разница между вариантами	120	0,66	0,3	6,26	120	0,4	(+10)-(-50)

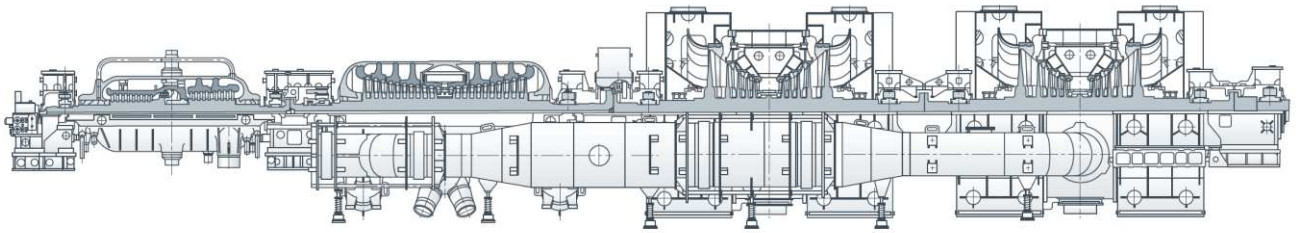


Рисунок 3 – Турбина К-660-240

Турбина состоит из одного ЦВСД и одного двухпоточного симметричного ЦНД. В турбоагрегате имеется восемь нерегулируемых отборов для подогрева питательной воды, 3 из которых обеспечивают паром подогреватели высокого давления и 4 отбора для поверхностных подогревателей низкого давления. Парораспределение сопловое. Присутствует промежуточный перегрев пара. Деаэратор повышенного давления (0,7 МПа), включен в схему, как самостоятельная ступень. Отвод питательной воды из деаэратора осуществляется с помощью питательного насоса с турбоприводом и предвключенным бустерным насосом с электроприводом.

При разработке турбины использованы современные способы проектирования и расчета, внедрены новейшие технологии производства, повышающие ее эффективность и надежность.

- Котлоагрегат

При выборе котлоагрегата был выполнен литературный обзор по мировым современным технологическим решениям. компоновка выбрана полубашенная с кольцевой топкой, обеспечивающая умеренные теплонапряжения и низкую температуру газа в топочной камере. Обуславливается это тем, что такая компоновка обеспечит надежность работы с топливом Канско-Ачинского бассейна, а точнее Ирша-Бородинским угольным разрезом, особенностями которого являются склонность к шлакованию.

Сравнительный анализ прототипов котлов представлен в таблице 6.

Таблица 6 - Сравнительный анализ котлоагрегатов

Котлоагрегат	Технические характеристики
ТЭС Neurath, блок F	- Мощность 1060 МВт - Давление острого пара 29,6 Мпа - Температура острого пара 600 °С
ТЭС Niederhaussem, блок К	- Мощность 1012 МВт - Давление острого пара 27,4 Мпа - Температура острого пара 580 °С - Температура пара вторичного перегрева 600 °С - КПД 43% - Паропроизводительность 2620 т/ч - Температура питательной воды 294 °С

В результате сравнительного анализа за прототип котлоагрегата для ВКР был выбран блок К немецкой станции Niederhaussem, представленный на рисунке 4.

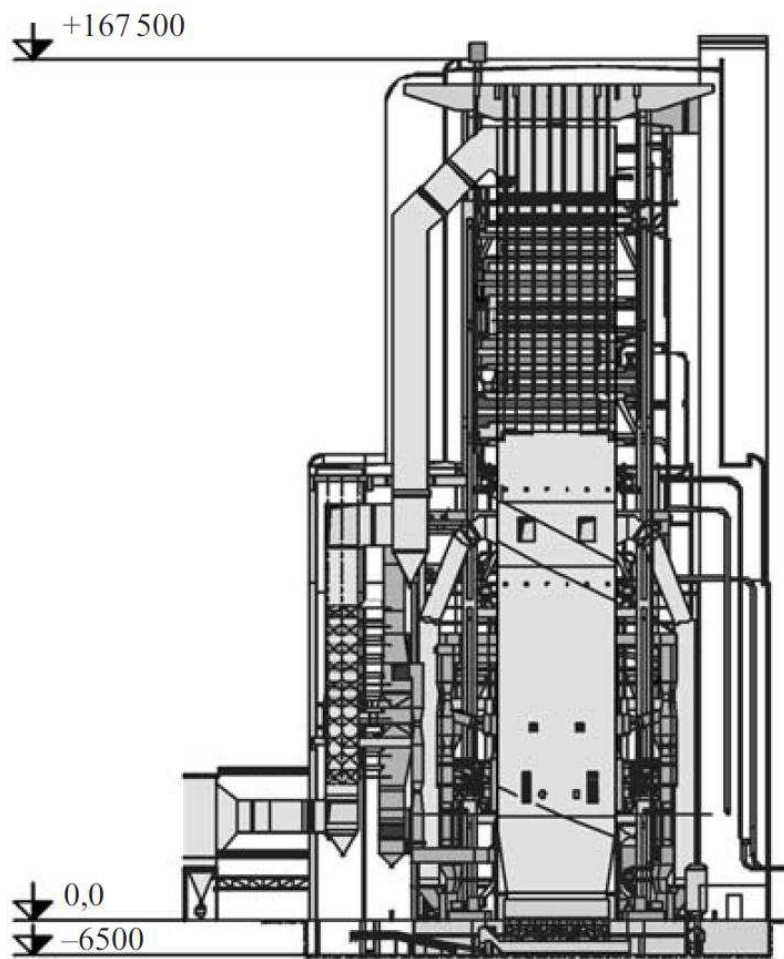
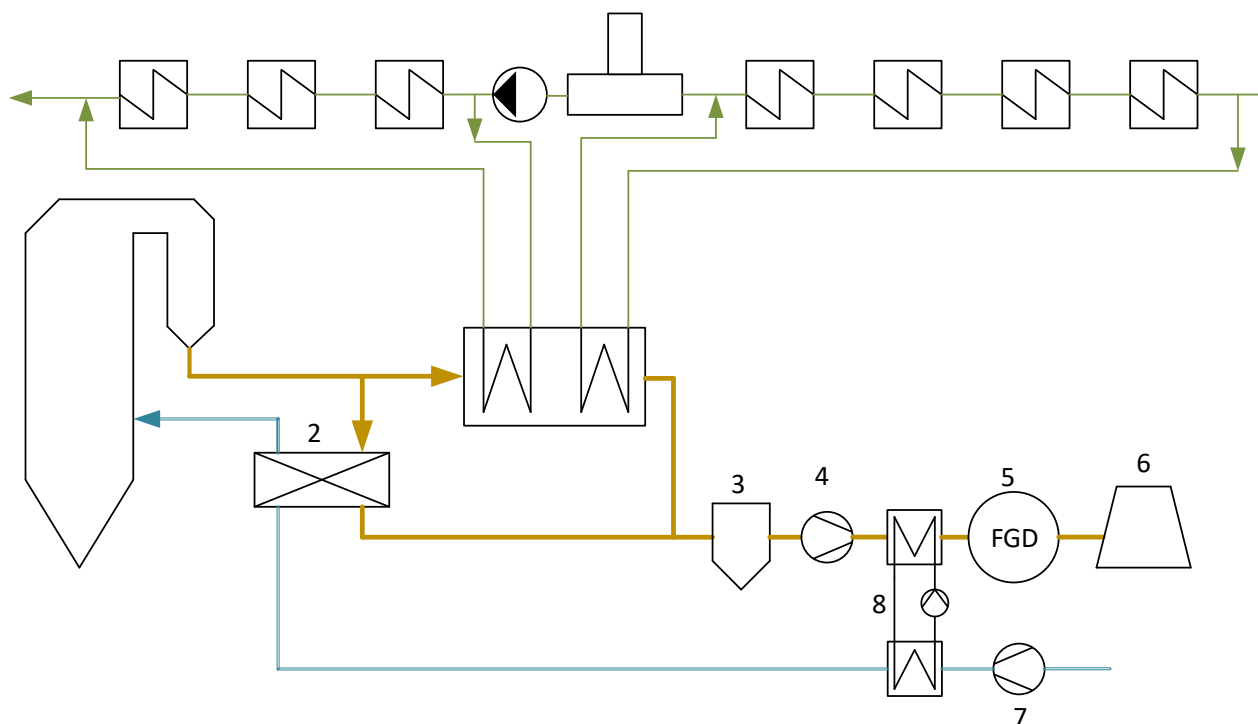


Рисунок 4 – Блок К Niederhaussem

Котельный агрегат имеет башенную компоновку, конвективные поверхности нагрева подвешены и закреплены над топочной камерой. Газоплотные топочные экраны имеют дренаж. Верхняя отметка котельного цеха находится на высоте 167,5 м, топочная камера котла имеет размеры 24 x 24 метра. Бункеры сырого угля располагаются по обе стороны от котла, что значительно укорачивает расстояние питателей сырого угля и упрощает схему подачи топлива к мельницам-вентиляторам, они располагаются вокруг котла в количестве восьми штук.

Воздушный тракт, представленный на рисунке 5, включает в себя два дутьевых вентилятора, два водовоздушных подогревателя системы регенерации тепла уходящих газов и два регенеративных воздухоподогревателя.



1 – котел; 2 – воздухоподогреватель; 3 – электрофильтр; 4 – дымосос; 5 – десульфуризация; 6 – градирня; 7 – дутьевой вентилятор; 8 – водовоздушный подогреватель

Рисунок 5 – Упрощенная схема использования тепла уходящих газов

В опускном газоходе поток дымовых газов разделяется на две части: первая направляется к двум регенеративным ВЗП, а вторая – к байпасному экономайзеру. После этого потоки снова объединяются и проходят через электрофильтры, ВВТО, в которых температура газа снижается до 100 °С и систему десульфации.

Стены и трубы теплообменника защищены порошковым полимером чтобы предотвратить низкотемпературную коррозию оксидами серы.

Сброс дымовых газов осуществляется не через дымовую трубу, а через градирню.

Данный блок идеально подходит, так как он проектировался для работы на высоковлажном буром угле, а основным топливом для разрабатываемой станции является Ирша-Бородинский бурый уголь марки 2БР. Более того данный котел успешно эксплуатируется на суперсверхкритических параметрах пара с 2003 года.

Чтобы снизить затраты на серо- и азотоочистку было решено активным методом снизить количество вредных выбросов, то есть повлиять на процесс горения, и тем самым уменьшить нагрузку очистных сооружений, что в меньшую сторону скажется на их стоимости. Одним из параметров, влияющих на процесс горения, является эксплуатация котла с кольцевой топкой. Поэтому

принято решение реализовать эту технологию в качестве усовершенствования в разрабатываемой ГРЭС. Прототипом с кольцевой топкой выступил котел Е-820-13,8-560БТ, успешно эксплуатируемый на Ново-Иркутской ТЭЦ. Котельный агрегат Е-820-13,8-560БТ представлен на рисунке 6.

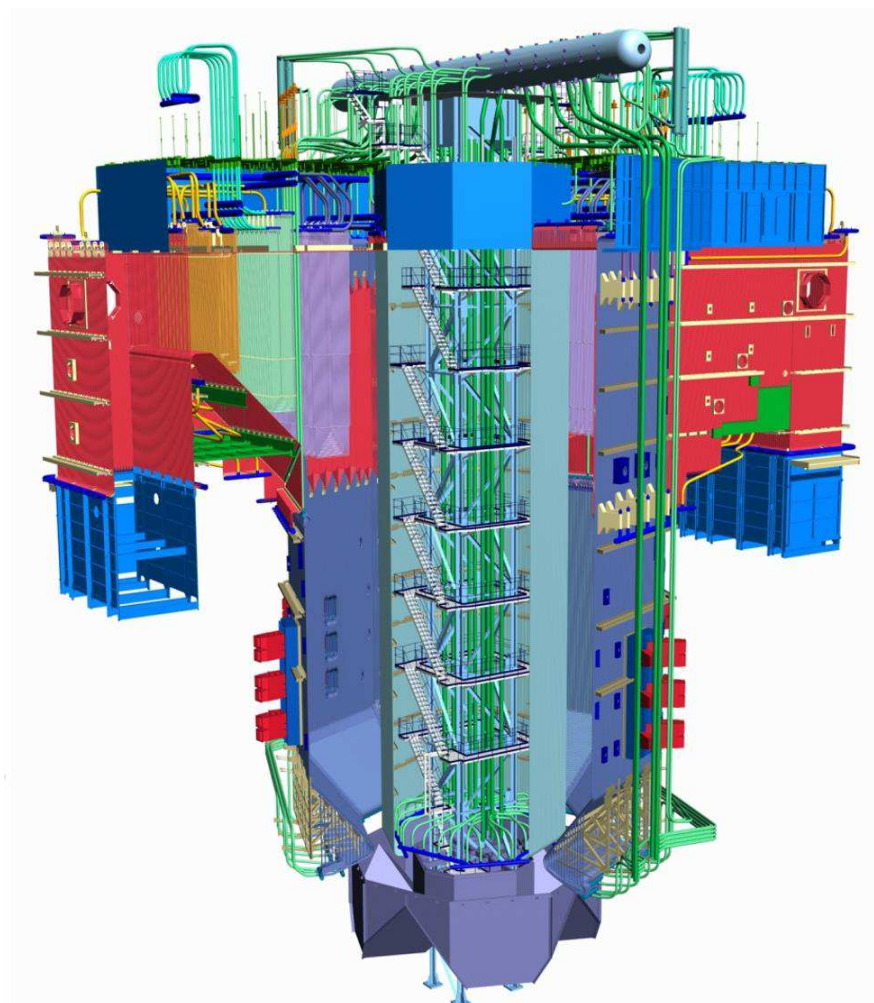


Рисунок 6 – Е-820-13,8-560БТ

1.4 Постановка задач

1. Расчет регенеративной схемы энергоблока, выбор и расчет подходящего вспомогательного оборудования.
2. Проектирование котельного агрегата и его конструкторский расчет.
3. Расчет вредных выбросов в атмосферу, расчет высоты дымовой трубы, расчет рассеивания выбросов в атмосферу.
4. Разработка генерального плана станции.
5. Расчет себестоимости энергии и срока окупаемости станции.
6. Создание 3Д-модели станции.

2 Расчетная часть

Поскольку разрабатываемый котел имеет экономайзерный байпас, расчетную часть данной работы рекомендуется проводить в соответствии с блок-схемой, изображенной на рисунке 7.

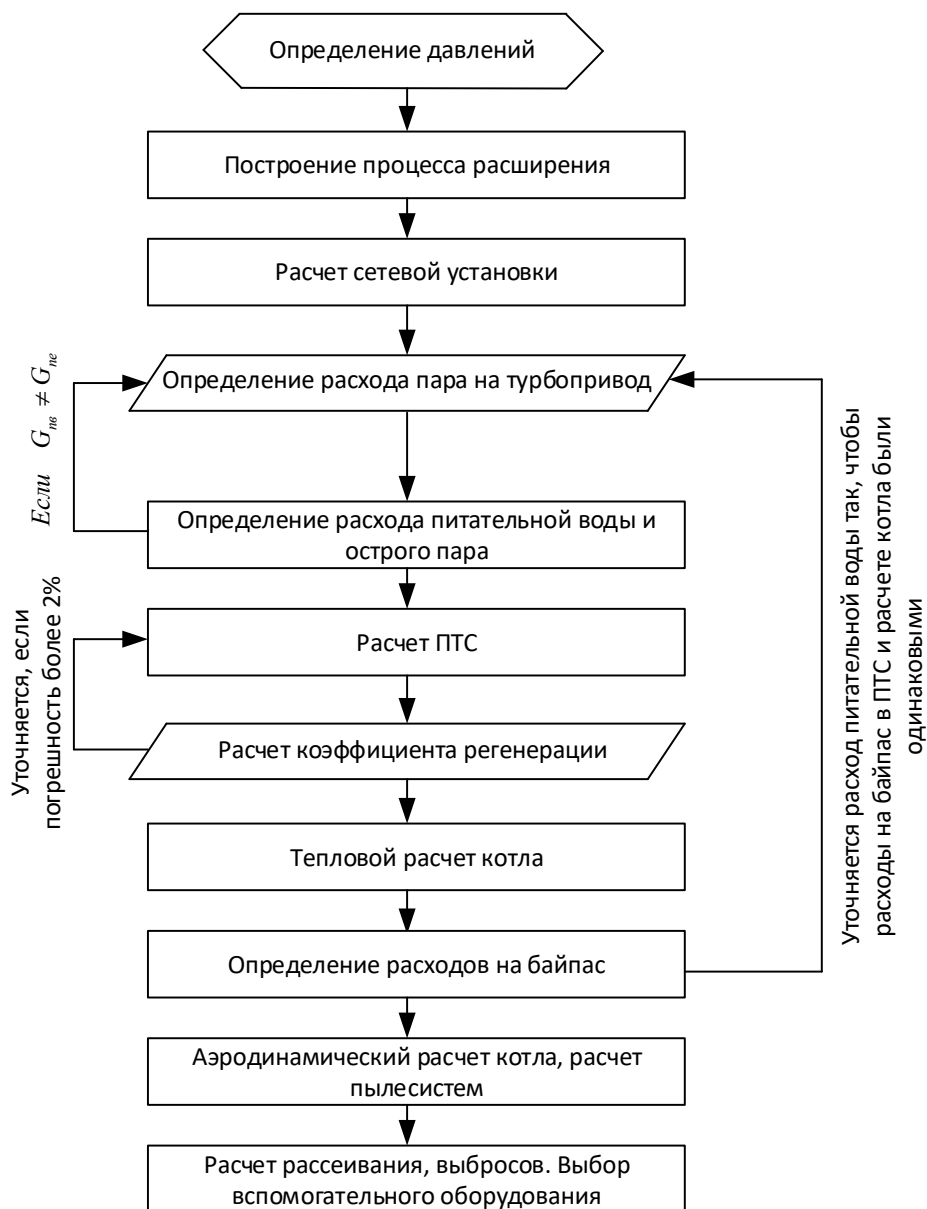


Рисунок 7 – Алгоритм расчетной части

2.1 Расчет тепловой схемы

2.1.1 Определение давлений у подогревателей и в отборах турбины

Таблица 7 - Исходные данные для расчета ПТС

Наименование показателя	Значение
Прототип турбины	К-660-270
Месторождение, марка энергетического топлива	Ирша-Бородинский уголь 2БР
Тип станции	ГРЭС
Количество блоков	2
Давление острого пара, МПа	26,5
Температура острого пара, °С	610
Давление пара в конденсаторе турбины, МПа	0,0035
Давление в деаэраторе, МПа	0,7
Температура пара после промежуточного перегрева, °С	610

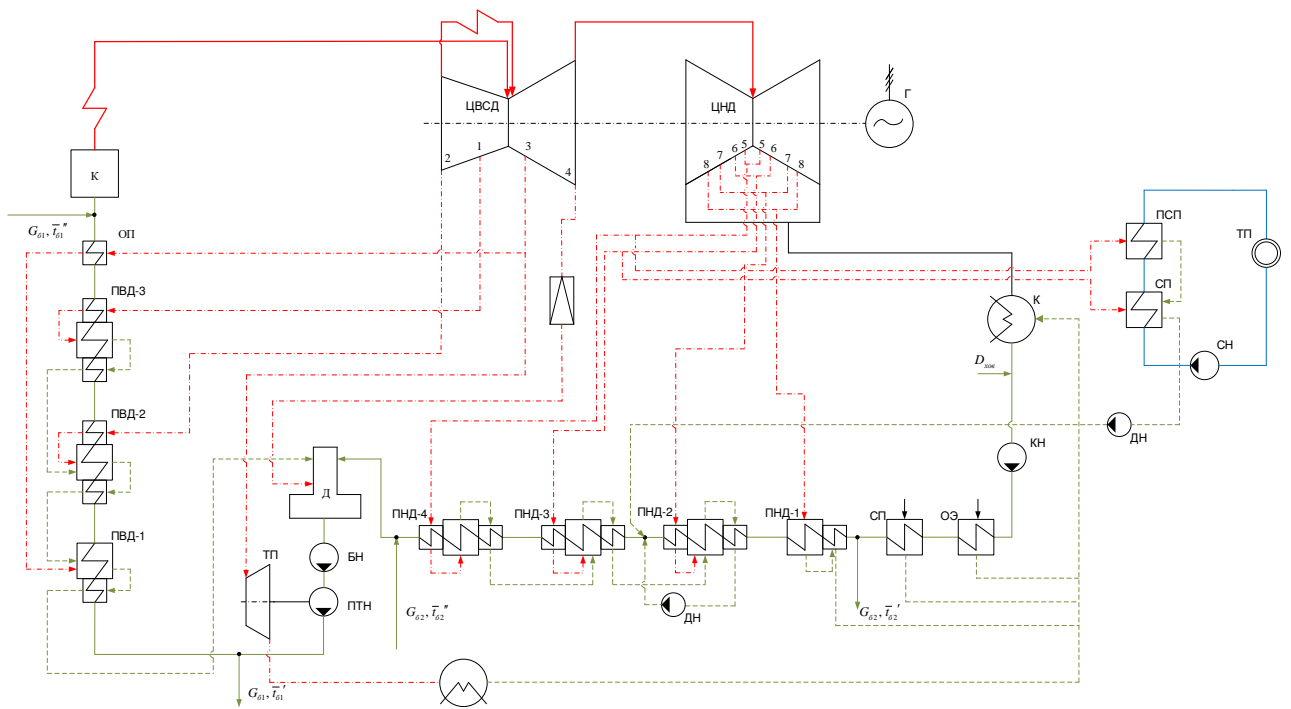


Рисунок 8 – Тепловая схема турбины К-660-270

Поскольку давление пара в отборах турбины неизвестны, их можно найти по температуре насыщения конденсата греющего пара, опираясь на принцип равномерного нагрева питательной воды в регенеративных подогревателях. В виду того, что известно давление в деаэраторе, разделим регенеративный участок на две части (до деаэратора и после) и найдем нагрев воды в каждом ПВД и каждом ПНД, с учетом нагрева воды перед ними в сальниковом подогревателе и охладителе пара эжекторов.

Нагрев воды в ПНД, °С:

$$\Delta t_{\text{ПНД}} = \frac{t_{\text{д}} - t_{\text{СП}}}{5}, \quad (2.1)$$

где $t_{\text{д}}$ - температура воды в деаэраторе, определяется по давлению в деаэраторе на линии насыщения и составляет 164,953 °С;

$t_{\text{СП}}$ - температура конденсата после СП, °С:

$$t_{\text{СП}} = t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{СП}} + \Delta t_{\text{ОЭ}}, \quad (2.2)$$

где $t_{\text{к}}$ - температура воды после конденсатора, определяется по давлению в конденсаторе на линии насыщения и составляет 26,673 °С;

$\Delta t_{\text{СП}}$ и $\Delta t_{\text{ОЭ}}$ - величина нагрева в СП и ОЭ, принимается 3 °С.

$$t_{\text{СП}} = 26,673 + 3 + 3 = 32,673,$$

$$\Delta t_{\text{ПНД}} = \frac{164,953 - 32,673}{5} = 26,456$$

Нагрев воды в ПВД, °С:

$$\Delta t_{\text{ПНД}} = \frac{t_{\text{нс}} - t_{\text{д}}}{3}, \quad (2.3)$$

где $t_{\text{нс}}$ - температура питательной воды, °С (см. таблицу 7).

$$\Delta t_{\text{ПНД}} = \frac{295 - 164,953}{3} = 43,349$$

Определение давлений пара у подогревателей и в отборах покажем на примере подогревателя низкого давления ПНД-1.

Температура воды за ПНД-1, °С:

$$t_{\text{ПНД-1}} = t_{\text{СП}} + \Delta t_{\text{ПНД}}, \quad (2.4)$$

$$t_{\text{ПНД-1}} = 32,673 + 26,456 = 59,129$$

Температура конденсата греющего пара, °С:

$$t_{\text{ПНД-1}}^{\text{к}} = t_{\text{ПНД-1}} + \Delta t_{\text{недогрев}}, \quad (2.5)$$

где $\Delta t_{\text{недогрев}}$ - величина недогрева в ПНД, принимается 5 °С.

$$t_{\text{ПНД-1}}^{\text{н}} = 59,129 + 5 = 64,129$$

Давление пара у подогревателя, Мпа:

$$P_{\text{ПНД-1}} = f(t_{\text{ПНД-1}}^{\text{к}}) = 0,0241$$

С учетом потери давления пара в паропроводе (5%) находим давление пара в отборе 8, Мпа:

$$P_8 = \frac{P_{\text{ПНД-1}}}{0,95}, \quad (2.6)$$

$$P_8 = \frac{0,0241}{0,95} = 0,0253$$

Аналогичным образом определяются давления пара в остальных подогревателях и в соответствующих отборах. Результаты расчетов сводятся в таблицу 8.

Таблица 8 – Результаты расчетов основных параметров

Наименование величины	ПВД 3	ПВД 2	ПВД 1	Д-р	ПНД 4	ПНД 3	ПНД 2	ПНД 1	К-р
Температура воды за подогревателем, °С	295	251,651	208,302	164,953	138,497	112,041	85,585	59,129	26,673
Температура конденсата греющего пара, °С	298	254,651	211,302	164,953	143,497	117,041	90,585	64, 129	26,673
Давление пара перед подогревателем, МПа	7,566	4,2977	1,9575	0,7	0,3987	0,1807	0,0718	0,0241	0,0035
Давление пара в отборе, МПа	7,9639	4,5239	2,0606	1,2	0,4197	0,1903	0,0755	0,0253	0,0035
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1333,61	1108,41	903,67	697,14	604,22	491,21	379,43	268,43	111,84
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	1302,58	1096,62	903,60	697,14	583,05	470,69	359,46	248,93	111,84

2.1.2 Построение процесса расширения

Процесс расширения пара в турбине К-660-270 строится в h/s - координатах с учётом дросселирования пара в клапанах турбины, а также в промежуточном пароперегревателе.

Энтальпия острого пара, кДж/кг:

$$h_0 = h(P_0, t_0) = 3519,276, \quad (2.7)$$

где P_0 - давление острого пара, МПа (см. таблицу 7);

t_0 - температура острого пара, °С (см. таблицу 7).

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

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{др}^{ПВД} = 26,5 \cdot 0,96 = 25,44 \quad (2.8)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P'_0 до давления P_2 изображается линией A'_0B_0 . При действительном процессе расширения энтальпия пара в точке B'_0 , кДж/кг:

$$i_{B'_0} = i_{A'_0} - f(P'_0, i_{A'_0}, P_2, \eta_{oi}^{ПВСД}) = 3519,276 - 464,178 = 3051,103 \quad (2.9)$$

где $i_{A'_0} = 3519,276$ кДж/кг - энтальпия острого пара;

$\eta_{oi}^{ЦВСД} = 0,901$ - внутренний относительный коэффициент полезного действия ЦВСД.

Точка C'_0 с учетом дросселирования, МПа:

$$P'_{nn} = P_{nn} - P_{nn} \cdot \Delta P_{nn} = 4,524 - 4,524 \cdot 0,095 = 4,094 \quad (2.10)$$

Теоретический процесс расширения пара от P'_{nn} до P_5 изображается линией C'_0D_0 . При действительном процессе расширения энтальпия пара в точке D, кДж/кг:

$$i_D = i_{C'_0} - f(P'_{nn}, i_{C'_0}, P_5, \eta_{oi}^{ЦВСД}) = 3697,115 - 389,014 = 3305,516, \quad (2.11)$$

где $i_{C'_0} = 3697,115$ кДж/кг - энтальпия пара после промперегрева.

Точка D' с учетом дросселирования пара, МПа:

$$P'_5 = P_5 \cdot \eta_{op}^{ЦНД} = 1,2 \cdot 0,96 = 1,152 \quad (2.12)$$

Теоретический процесс расширения пара от P_5 до P_k изображается линией $D'E_0$. При действительном процессе расширения энтальпия пара в точке E, кДж/кг:

$$i_E = i_{D'} - f(P'_5, i_{D'}, P_k, \eta_{oi}^{ЦНД}) = 3305,516 - 961,748 = 2319,324, \quad (2.13)$$

где $i_{D'} = 3305,516$ кДж/кг – энтальпия пара после дросселирования;

$\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,896$ – внутренний относительный коэффициент полезного действия для ЦНД.

Таблица 9 – Параметры пара в отборах турбины

Отбор	Давление P, МПа	Энтальпия i, кДж/кг	Действительный теплоперепад H, кДж/кг
1	7,964	3188,107	331,169
2	4,524	3051,103	137,004
3	2,061	3466,81	230,306
4	1,200	3305,516	161,294
5	0,420	3050,007	255,509
6	0,190	2882,990	167,017
7	0,076	2720,265	162,725
8	0,025	2561,82	158,445

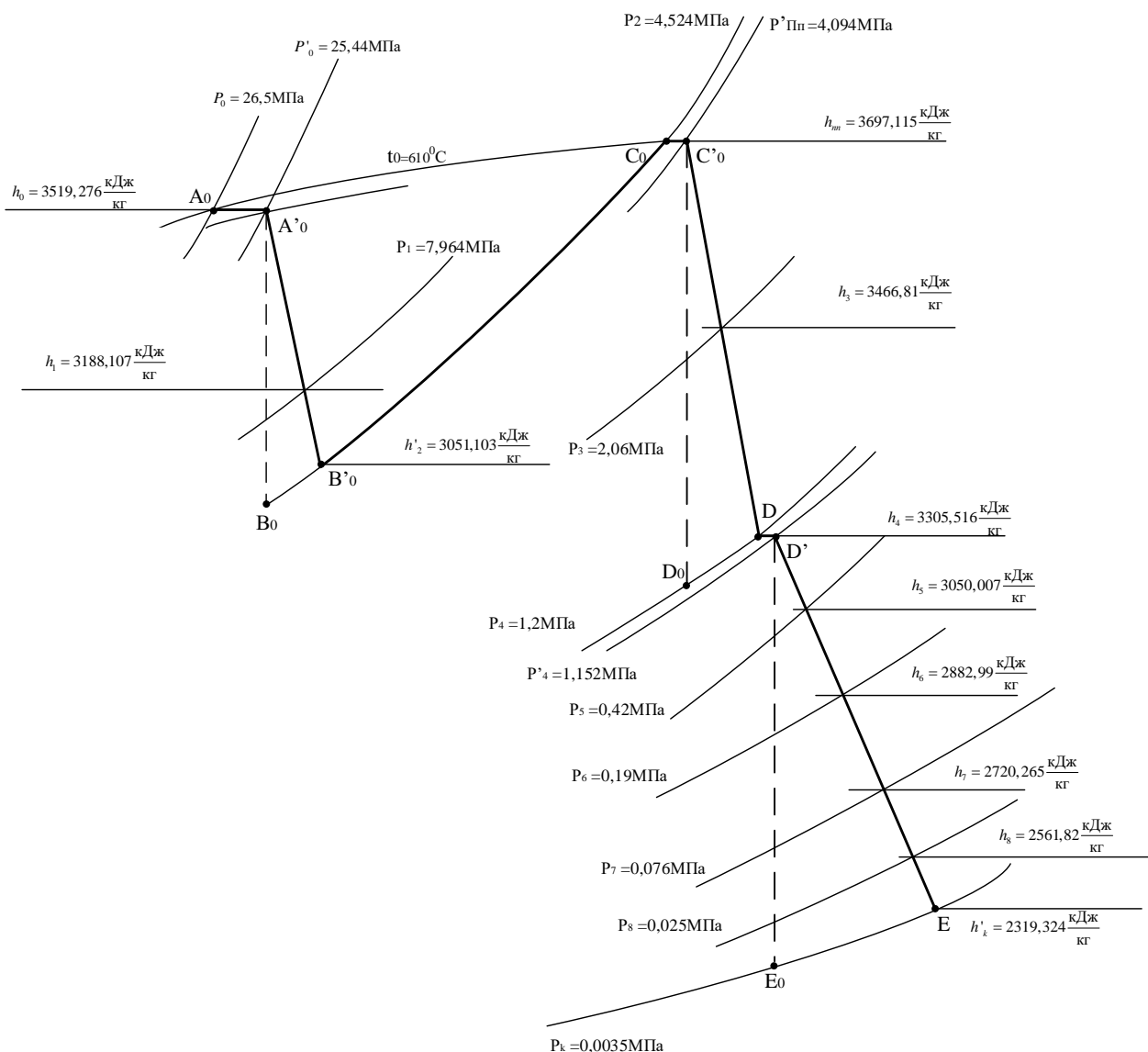


Рисунок 9 – Процесс расширения на hs - диаграмме

2.1.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Блоком предусмотрено отпущение тепла для отопления и горячего водоснабжения жилых общежитий в количестве 25 МВт. Схема отпущения тепла представлена на рисунке 10. Схема состоит из двух подогревателей поверхностного типа. ПСП подпитывается из пятого отбора, а СП из шестого отбора. Режим теплосети 130/70 °С.

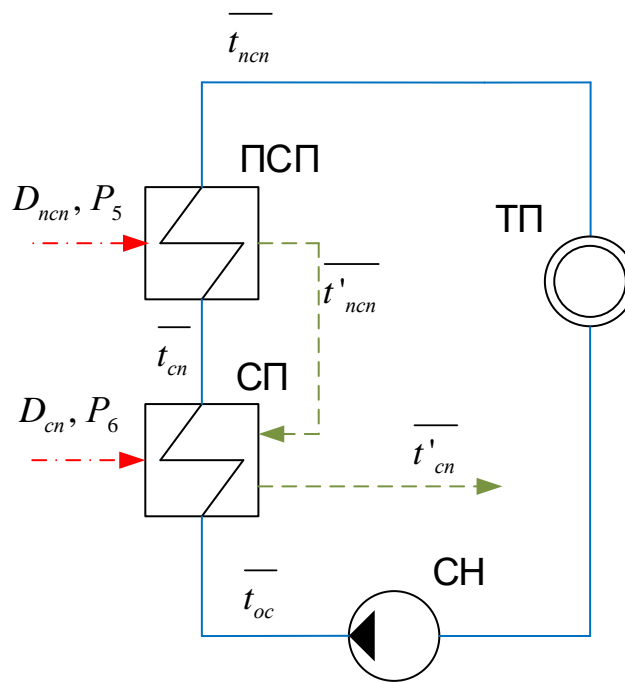


Рисунок 10 – Установка по подогреву сетевой воды

Рассчитаем расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{c.в.} = \frac{Q_{омб}}{c_g \cdot \Delta t} = \frac{25 \cdot 10^6}{4,186 \cdot 60} = 99,538, \quad (2.14)$$

где c_g - теплоемкость воды, кДж/кг · К;

$\Delta t = 130 - 70 = 60$ - разница температур прямой и обратной сетевой воды, °С.

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

$$D_{ncn} = \frac{G_{c.в.} (\overline{t_{ncn}} - \overline{t_{cn}})}{(\overline{h_5} - \overline{t'_{ncn}}) \cdot \eta_m} = \frac{99,538 \cdot (546,405 - 416,374)}{(3050,007 - 559,208) \cdot 0,99} = 3,432, \quad (2.15)$$

где $\overline{t_{ncn}} = h(P_{ncn}, t_{ncn}) = 546,405$ кДж/кг - энтальпия воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя;

$\overline{t_{cn}} = h(P_{cn}, t_{cn}) = 461,374$ кДж/кг - энтальпия воды на выходе из нижнего сетевого подогревателя;

$P_{cn} = 1,5$ МПа - давление сетевой воды нижнего сетевого подогревателя;

$P_{ncn} = 1,465$ МПа - давление сетевой воды верхнего сетевого подогревателя;

η_m - КПД теплообменника.

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

$$D_{cn} = \frac{G_{св}(\overline{t_{cn}} - \overline{t_{oc}}) - D_{ncn}(\overline{t'_{ncn}} - \overline{t'_{cn}})}{(\overline{h_6} - \overline{t'_{cn}}) \cdot \eta_m} = \quad (2.16)$$

$$= \frac{99,538 \cdot (461,374 - 294,219) - 3,434 \cdot (559,208 - 474,072)}{(2882,99 - 474,072) \cdot 0,99} = 6,854,$$

где $\overline{t_{oc}} = h(P_{cn}, t_{oc}) = 294,219$ кДж/кг - энтальпия воды на входе в нижний сетевой подогреватель;

$\overline{t'_{ncn}} = t_S(P_5) = 559,208$ кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара из верхнего сетевого подогревателя;

$\overline{t'_{cn}} = t_S(P_6) = 474,072$ кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара из нижнего сетевого подогревателя.

2.1.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного верхнего теплофикационного отбора рассчитаем по формуле:

$$y_{oc} = \frac{h_5 - h_k}{h_0 - h_k + q_{mn}} = \frac{3050,007 - 2319,324}{3519,276 - 2319,324 + 646,013} = 0,396, \quad (2.17)$$

где $h_5 = 3050,007$ кДж/кг - энтальпия пара в пятом отборе;

$h_k = 2319,324$ кДж/кг - энтальпия пара перед конденсатором турбоустановки;

$q_{mn} = h_{mn} - h_2 = 3697,115 - 3051,103 = 646,013$ кДж/кг - теплота, сообщаемая пару в промперегреве.

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного нижнего теплофикационного отбора рассчитаем по формуле:

$$y_{nc} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + q_{mn}} = \frac{2882,99 - 2319,324}{3519,276 - 2319,324 + 645,627} = 0,305, \quad (2.18)$$

где $h_6 = 2882,99$ кДж/кг - энтальпия пара в шестом отборе.

Коэффициент недоиспользования мощности отбора на турбопривод рассчитаем по формуле:

$$y_{mnp} = \frac{h_3 - h_k}{h_0 - h_k + q_{mn}} = \frac{3466,81 - 2319,324}{3519,276 - 2319,324 + 645,627} = 0,622, \quad (2.19)$$

где $h_3 = 3466,81$ кДж/кг - энтальпия пара в седьмом отборе.

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

$$D_{mn} = \frac{G_{не} \cdot v_{не} \cdot (P_{не} - P_{бн})}{H_{мпр} \cdot \eta_{мтн} \cdot \eta_n} = \frac{465,667 \cdot 0,001 \cdot (35,775 - 2)}{1124,397 \cdot 0,99 \cdot 0,8} = 19,568, \quad (2.20)$$

где $G_{не} = 465,667$ кг/с - расход питательной воды с учетом всех потерь по пароводяному тракту;

$P_{не} = 35,775$ МПа - давление (питательной воды) нагнетания питательной воды;

$P_{бн} = 2$ МПа - давление питательной воды после бустерного насоса;

$\eta_{мтн} = 0,99$ - КПД механизма турбопривода;

$\eta_n = 0,8$ - КПД насоса

Расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_m = k_{рег} \cdot \left(\frac{W_{э}}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{вс} \cdot D_{нсп} + y_{нс} \cdot D_{сн} + y_{мпр} \cdot D_{mn} \right) = \quad (2.21)$$

$$= 1,179 \cdot \left(\frac{660 \cdot 10^6}{1845,964 \cdot 0,98} + 0,396 \cdot 3,432 + 0,305 \cdot 6,854 + 0,622 \cdot 19,568 \right) =$$

$$= 452,104,$$

где $H_i = 1845,964$ кДж/кг – располагаемый теплоперепад турбины;

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

$k_{рег} = 1,179$ – уточненный коэффициент регенерации.

2.1.5 Баланс пара и конденсата

Расход пара на охладитель пара эжектора, кг/с:

$$D_{эжс} = 0,005 \cdot D_m = 0,005 \cdot 452,104 = 2,261 \quad (2.22)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{упл} = 0,01 \cdot D_m = 0,01 \cdot 452,104 = 4,521 \quad (2.23)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{сн} = 0,02 \cdot D_m = 0,02 \cdot 452,104 = 9,042 \quad (2.24)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{ут} = 0,01 \cdot D_m = 0,011 \cdot 452,104 = 4,521 \quad (2.25)$$

Расход перегретого пара:

$$D_{ne} = D_m + D_{ym} + D_{сн} = 452,104 + 4,521 + 9,042 =$$
$$= 465,667 \text{ кг/с} = 1676,4 \text{ т/ч} \quad (2.26)$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{пв} = D_m = 465,667 \quad (2.27)$$

Расчет баланс пара и воды производится методом последовательных итераций. Сначала в разделе 2.1.4 в формулу 2.20 подставляется произвольный расход острого пара, далее он уточняется до тех пор, пока расходы острого пара на турбину в формулах 2.20 и 2.21 не станут одинаковыми.

2.1.6 Расчет регенеративной схемы ПВД

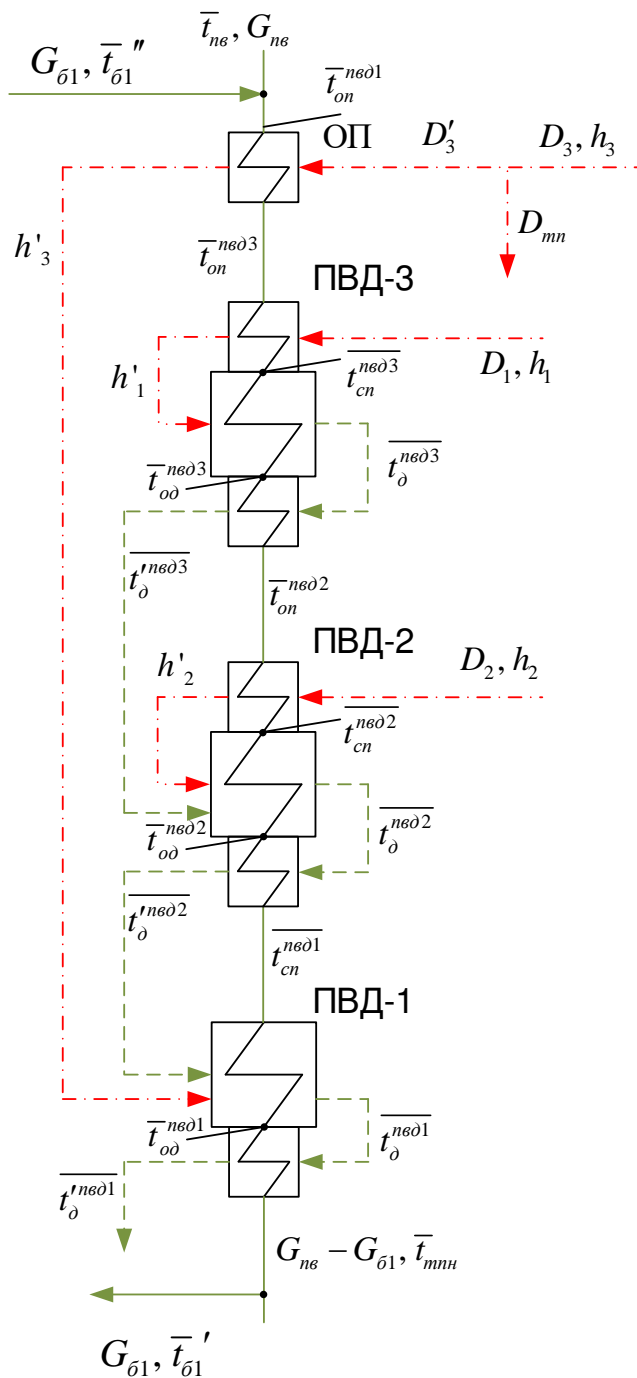


Рисунок 11 - Расчётная схема ПВД

Таблица 10 – Параметры элементов тепловой схемы ПВД

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе на ПВД-3, МПа	$P_{ПВД-3}$	из процесса расширения	7,566
Энтальпия пара в отборе, кДж/кг	h_1	из процесса расширения	3188,107
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-3, кДж/кг	h'_1	$h'_{он8} = h'(P_{ПВД-3}, t_{он}^{нс\delta 3})$, где $t_{он}^{нс\delta 3} = t_s(P_{ПВД-3}) + 10^0 C = 301,137^0 C$	2816,168

Окончание таблицы 10

Энтальпия питательной на входе в ОП в ПВД-3, кДж/кг	$\overline{t_{cn}^{n\delta 3}}$	$\overline{t_{cn}^{n\delta 3}} = h(P_{не}, t_{cn}^{n\delta 3}),$ где $t_{cn}^{n\delta 3} = t_s(P_{ПВД-3}) - \theta = 281,85^0 C$	1268,305
Энтальпия дренажа после СП ПВД-3, кДж/кг	$\overline{t_{\delta}^{n\delta 3}}$	$\overline{t_{\delta}^{n\delta 3}} = t_s(P_{ПВД-3})$	1295,947
Давление пара во втором отборе ПВД-2, МПа	$P_{ПВД-2}$	из процесса расширения	4,298
Энтальпия пара во втором отборе, кДж/кг	h_2	из процесса расширения	3051,103
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-2, кДж/кг	h'_2	$h'_2 = h'(P_{ПВД-2}, t_{он}^{n\delta 2}),$ где $t_{он}^{n\delta 2} = t_s(P_{ПВД-2}) + 10^0 C = 264,651^0 C$	2837,913
Энтальпия питательной на входе в ОП в ПВД-2, кДж/кг	$\overline{t_{cn}^{n\delta 2}}$	$\overline{t_{cn}^{n\delta 2}} = h(P_{не}, t_{cn}^{n\delta 2}),$ где $t_{cn}^{n\delta 2} = t_s(P_{ПВД-2}) - \theta = 251,651^0 C$	1097,059
Энтальпия дренажа после СП ПВД-2, кДж/кг	$\overline{t_{\delta}^{n\delta 2}}$	$\overline{t_{\delta}^{n\delta 2}} = t_s(P_{ПВД-2})$	1108,412
Давление пара в третьем отборе ПВД-1, МПа	$P_{ПВД-1}$	из процесса расширения	1,958
Энтальпия пара в третьем отборе, кДж/кг	h_3	из процесса расширения	3466,81
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-1, кДж/кг	h'_3	$h'_3 = h'(P_{ПВД-1}, t_{он}^{n\delta 1}),$ где $t_{он}^{n\delta 1} = t_s(P_{ПВД-1}) + 10^0 C = 221,302^0 C$	2828,019
Энтальпия питательной на входе в ОП в ПВД-2, кДж/кг	$\overline{t_{cn}^{n\delta 1}}$	$\overline{t_{cn}^{n\delta 1}} = h(P_{не}, t_{cn}^{n\delta 1}),$ где $t_{cn}^{n\delta 1} = t_s(P_{ПВД-1}) - \theta = 208,302^0 C$	904,067
Энтальпия дренажа после СП ПВД-1, кДж/кг	$\overline{t_{\delta}^{n\delta 1}}$	$\overline{t_{\delta}^{n\delta 1}} = t_s(P_{ПВД-1})$	903,672
Энтальпия дренажа после ОП ПВД-2, кДж/кг	$\overline{t_{\delta}^{n\delta 2}}$	$\overline{t_{\delta}^{n\delta 2}} = h'(P_{не}, t_{cn}^{n\delta 2}),$ где $t_{cn}^{n\delta 2} = t_{cn}^{n\delta 2} + 6^0 C = 178,199^0 C$	929,183
Энтальпия воды байпаса, кДж/кг	—" $t_{\delta 1}$	из расчета котельного агрегата (см. раздел 2.3)	1229,175
Расход воды на байпас, кг/с	$G_{\delta 1}$	из расчета котельного агрегата (см. раздел 2.3)	162,038

Прирост энтальпии за бустерным насосом, кДж/кг:

$$\Delta \bar{t}_{\text{бн}} = \frac{(P_{\text{бн}} - P_{\text{д}}) \cdot \nu_{\text{д}}}{\eta_{\text{насоса}}} = \frac{(2 - 0,7) \cdot 0,001}{0,8} = 1,8, \quad (2.28)$$

где $P_{\text{бн}}$ - давления на линии нагнетания бустерного насоса, принимается 2 МПа;

$P_{\text{д}}$ - давление в деаэраторе, МПа;

$\nu_{\text{д}}$ - удельный объем воды, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

$\eta_{\text{насоса}}$ - КПД насоса, принимается 0,8.

Энтальпия за бустерным насосом, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{бн}} = \bar{t}_{\text{д}} + \Delta \bar{t}_{\text{бн}} = 697,143 + 1,8 = 698,944, \quad (2.29)$$

где $\bar{t}_{\text{д}}$ - энтальпия воды после деаэратора.

Прирост энтальпии за питательным насосом, кДж/кг:

$$\Delta \bar{t}_{\text{тпн}} = \frac{(P_{\text{нс}} - P_{\text{бн}}) \cdot \nu_{\text{д}}}{\eta_{\text{насоса}}} = \frac{(35,775 - 2) \cdot 0,001}{0,8} = 49,681 \quad (2.30)$$

Энтальпия за питательным насосом, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{тпн}} = \bar{t}_{\text{бн}} + \Delta \bar{t}_{\text{тпн}} = 698,944 + 49,681 = 748,625 \quad (2.31)$$

Как видно из таблицы многие параметры тепловой схемы ПВД неизвестны. Для того чтобы найти все неизвестные величины составляется система уравнений. Для автоматизации расчетов необходимо воспользоваться программой Mathcad Prime с подключенной библиотекой WaterSteam.

Уравнение теплового баланса для группы ПВД:

Для ПВД-3:

$$\begin{cases} D_1 \cdot (h_1 - h'_1) \cdot \eta_m = (G_{\text{нс}} - G_{\text{б1}}) \cdot (\bar{t}_{\text{он}}^{\text{нед}3} - \bar{t}_{\text{сн}}^{\text{нед}3}) \\ D_1 \cdot (h'_1 - \bar{t}_{\text{д}}^{\text{нед}3}) \cdot \eta_m = (G_{\text{нс}} - G_{\text{б1}}) \cdot (\bar{t}_{\text{сн}}^{\text{нед}3} - \bar{t}_{\text{од}}^{\text{нед}3}) \\ D_1 \cdot (\bar{t}_{\text{д}}^{\text{нед}3} - \bar{t}_{\text{д}}^{\text{нед}3}) = (G_{\text{нс}} - G_{\text{б1}}) \cdot (\bar{t}_{\text{од}}^{\text{нед}3} - \bar{t}_{\text{он}}^{\text{нед}2}) \\ \bar{t}_{\text{д}}^{\text{нед}3} = \bar{t}_{\text{он}}^{\text{нед}2} + 6^\circ \text{C} \cdot c_e \end{cases}$$

Для ПВД-2:

$$\begin{cases} D_2 \cdot (h_2 - h'_2) \cdot \eta_m = (G_{не} - G_{б1}) \cdot (\bar{t}_{он}^{не\delta 2} - \bar{t}_{сн}^{не\delta 2}) \\ D_2 \cdot (h'_2 - \bar{t}_{\delta}^{не\delta 2}) \cdot \eta_m + D_1 \cdot (\bar{t}_{\delta}^{не\delta 3} - \bar{t}_{\delta}^{не\delta 2}) \cdot \eta_m = (G_{не} - G_{б1}) \cdot (\bar{t}_{сн}^{не\delta 2} - \bar{t}_{од2}^{не\delta 2}) \\ (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{\delta}^{не\delta 2} - \bar{t}_{\delta}^{не\delta 2}) = (G_{не} - G_{б1}) \cdot (\bar{t}_{од2}^{не\delta 2} - \bar{t}_{сн}^{не\delta 1}) \end{cases}$$

Для ПВД-1:

$$\begin{cases} D'_3 \cdot (h_3 - h'_3) \cdot \eta_m = (G_{не} - G_{б1}) \cdot (\bar{t}_{он}^{не\delta 1} - \bar{t}_{он}^{не\delta 3}) \\ D'_3 \cdot (h'_3 - \bar{t}_{\delta}^{не\delta 1}) \cdot \eta_m + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{\delta}^{не\delta 2} - \bar{t}_{\delta}^{не\delta 1}) \cdot \eta_m = (G_{не} - G_{б1}) \cdot (\bar{t}_{сн}^{не\delta 1} - \bar{t}_{од2}^{не\delta 1}) \\ (D_1 + D_2 + D'_3) \cdot (\bar{t}_{\delta}^{не\delta 1} - \bar{t}_{\delta}^{не\delta 1}) = (G_{не} - G_{б1}) \cdot (\bar{t}_{од2}^{не\delta 1} - \bar{t}_{мнн}) \\ \bar{t}_{\delta}^{не\delta 1} = \bar{t}_{мнн} + 6^{\circ} C \cdot c_{\epsilon} \end{cases}$$

Для точки смешения:

$$(G_{не} - G_{б1}) \cdot \bar{t}_{он}^{не\delta 1} + G_{б1} \cdot \bar{t}_{б1}^{не\delta 1} = G_{не} \cdot \bar{t}_{не}$$

После вычисление всех систем уравнений, были получены неизвестные величины, которые представлены в таблице 11.

Таблица 11 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПВД, кг/с	D_1	27,393
	D_2	28,186
	D'_3	18,294
Энтальпия питательной воды перед котлом, кДж/кг	$\bar{t}_{не}$	1301,663
Энтальпии питательной воды за ПВД, кДж/кг	$\bar{t}_{он}^{не\delta 1}$	1340,348
	$\bar{t}_{он}^{не\delta 3}$	1301,861
	$\bar{t}_{он}^{не\delta 2}$	1116,849
Энтальпии питательной воды на выходе из зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_{од}^{не\delta 3}$	1132,526
	$\bar{t}_{од}^{не\delta 2}$	936,875
	$\bar{t}_{од}^{не\delta 1}$	784,614
Энтальпии дренажей после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}_{\delta}^{не\delta 3}$	1122,175
	$\bar{t}_{\delta}^{не\delta 2}$	929,183
	$\bar{t}_{\delta}^{не\delta 1}$	755,748

2.1.7 Расчет деаэратора

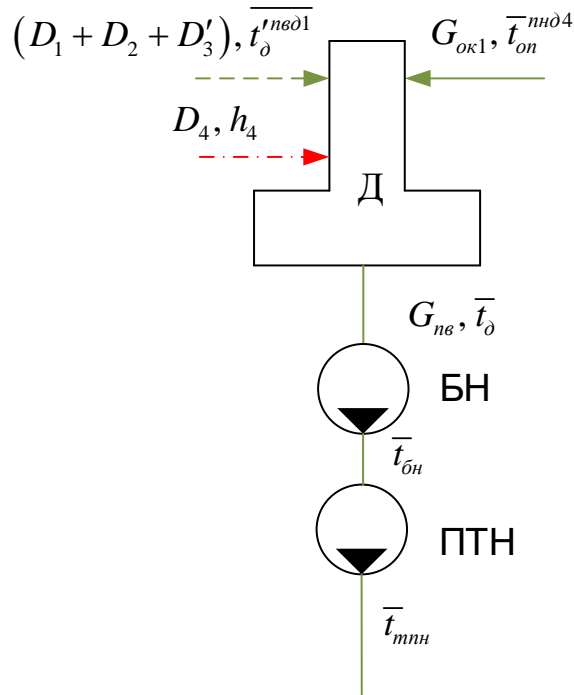


Рисунок 12 - Расчётная схема деаэратора

Таблица 12 – Параметры элементов тепловой схемы деаэратора

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе, МПа	P'_5	из процесса расширения	1,2
Энтальпия пара в отборе, кДж/кг	h_4	из процесса расширения	3305,516
Энтальпия питательной воды после деаэратора, кДж/кг	\bar{t}_0	$\bar{t}_0 = t_s(P_0)$	697,143
Энтальпии основного конденсата на входе в деаэратор, кДж/кг	$\bar{t}_{on}^{нсд4}$	из расчета схемы ПНД (см. раздел 2.1.8)	601,708

Уравнение теплового и материального баланса для деаэратора:

$$\begin{cases} D_4 + G_{ок1} + (D_1 + D_2 + D'_3) = G_{нс} \\ D_4 \cdot h_4 + G_{ок1} \cdot \bar{t}_{on}^{нсд4} + (D_1 + D_2 + D'_3) \cdot \bar{t}'_{nsd1} = G_{нс} \cdot \bar{t}_0 \end{cases}$$

Найденные величины, которые представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расход пара в отбор, кг/с	D_4	14,83
Расход основного конденсата, кг/с	$G_{ок1}$	376,965

2.1.8 Расчет регенеративной схемы ПНД

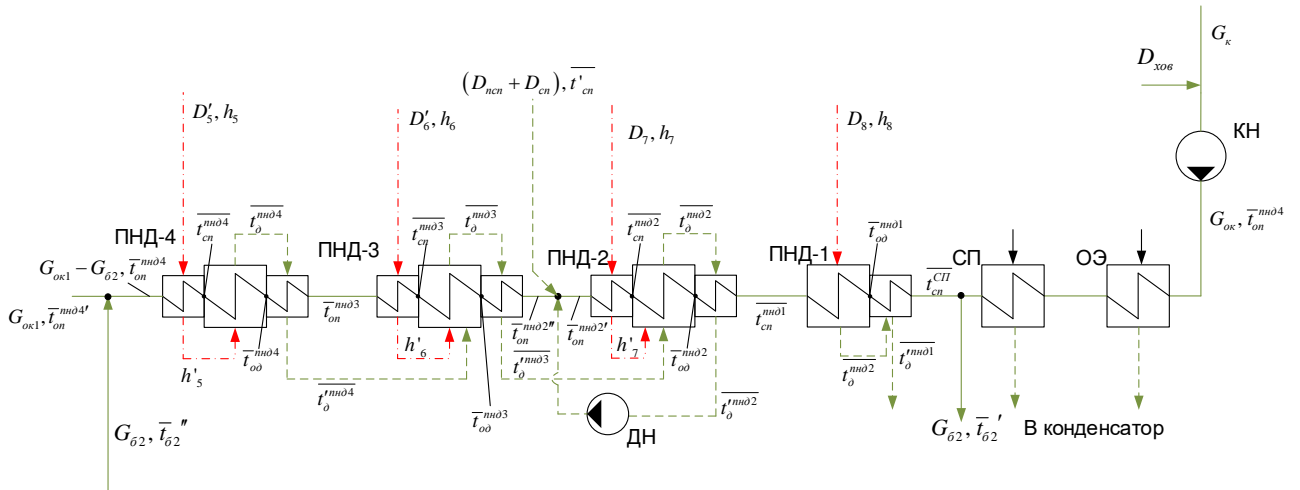


Рисунок 13 - Расчётная схема ПНД

Таблица 13 – Параметры элементов тепловой схемы ПНД

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе на ПНД-4, МПа	$P_{ПНД-4}$	из процесса расширения	0,399
Энтальпия пара в отборе на ПНД-4, кДж/кг	h_5	из процесса расширения	3050,007
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-4, кДж/кг	h'_5	$h'_5 = h'(P_{ПНД-4}, t_{он}^{нн04}),$ где $t_{он}^{нн04} = t_s(P_{ПНД-4}) + 10^0 C = 153,497^0 C$	2750,795
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-4, кДж/кг	$\bar{t}_{cn}^{нн04}$	$\bar{t}_{cn}^{нн04} = h(P_{ок}, t_{cn}^{нн04}),$ где $t_{cn}^{нн04} = t_s(P_{ПНД-4}) - \theta = 139,497^0 C$	588,109
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-4, кДж/кг	$\bar{t}_{\delta}^{нн04}$	$\bar{t}_{\delta}^{нн04} = t_s(P_{ПНД-4})$	604,226
Давление пара в отборе на ПНД-3, МПа	$P_{ПНД-3}$	из процесса расширения	0,181
Энтальпия пара в отборе на ПНД-3, кДж/кг	h_6	из процесса расширения	2882,99
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-3, кДж/кг	h'_6	$h'_6 = h'(P_{ПНД-3}, t_{он}^{нн03}),$ где $t_{он}^{нн03} = t_s(P_{ПНД-3}) + 10^0 C = 127,041^0 C$	2722,91
Энтальпия основного конденсата после зоны СП ПНД-3	$\bar{t}_{cn}^{нн03}$	$\bar{t}_{cn}^{нн03} = h(P_{ок}, t_{cn}^{нн03}),$ где $t_{cn}^{нн03} = t_s(P_{ПНД-3}) - \theta = 113,041^0 C$	475,572

Окончание таблицы 13

Энтальпия дренажа после зоны ОД ПНД-3, кДж/кг	$\overline{t_{\delta}^{нн\delta 3}}$	$\overline{t_{\delta}^{нн\delta 3}} = t_s(P_{ПНД-3})$	491,214
Давление пара в отборе на ПНД-2, МПа	$P_{ПНД-2}$	из процесса расширения	0,072
Энтальпия пара в отборе на ПНД-2, кДж/кг	h_7	из процесса расширения	2720,265
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-2, кДж/кг	h'_7	$h'_7 = h'(P_{ПНД-2}, t_{on}^{нн\delta 2})$, где $t_{on}^{нн\delta 2} = t_s(P_{ПНД-2}) + 10^0 C = 100,585^0 C$	2680,744
Энтальпия основного конденсата после зоны СП ПНД-2	$\overline{t_{cn}^{нн\delta 2}}$	$\overline{t_{cn}^{нн\delta 2}} = h(P_{ок}, t_{cn}^{нн\delta 2})$, где $t_{cn}^{нн\delta 2} = t_s(P_{ПНД-2}) - \theta = 86,585^0 C$	364,122
Энтальпия дренажа после ПНД-2, кДж/кг	$\overline{t_{\delta}^{нн\delta 2}}$	$\overline{t_{\delta}^{нн\delta 2}} = t_s(P_{ПНД-2})$	379,43
Давление пара в отборе на ПНД-1, МПа	$P_{ПНД-1}$	из процесса расширения	0,024
Энтальпия пара в отборе на ПНД-1, кДж/кг	h_8	из процесса расширения	2561,82
Энтальпия основного конденсата после зоны СП ПНД-1	$\overline{t_{cn}^{нн\delta 1}}$	$\overline{t_{cn}^{нн\delta 1}} = h(P_{ок}, t_{cn}^{нн\delta 1})$, где $t_{cn}^{нн\delta 1} = t_s(P_{ПНД-1}) - \theta = 60,129^0 C$	253,356
Энтальпия дренажа после ПНД-1, кДж/кг	$\overline{t_{\delta}^{нн\delta 1}}$	$\overline{t_{\delta}^{нн\delta 1}} = t_s(P_{ПНД-1})$	268,434
Энтальпия питательной воды перед деаэратором, кДж/кг	$t_{\delta 2}$	из расчета котельного агрегата (см. раздел 2.3)	601,707
Расход воды на байпас, кг/с	$G_{\delta 2}$	из расчета котельного агрегата (см. раздел 2.3)	131,832

Аналогичным образом находим все неизвестные величины.
Для ПНД-4:

$$\begin{cases} D_5 \cdot (h_5 - h'_5) \cdot \eta_m = (G_{ок1} - G_{\delta 2}) \cdot (\overline{t_{on}^{нн\delta 4}} - \overline{t_{cn}^{нн\delta 4}}) \\ D_5 \cdot (h'_5 - \overline{t_{\delta}^{нн\delta 4}}) \cdot \eta_m = (G_{ок1} - G_{\delta 2}) \cdot (\overline{t_{cn}^{нн\delta 4}} - \overline{t_{\delta}^{нн\delta 4}}) \\ D_5 \cdot (\overline{t_{\delta}^{нн\delta 4}} - \overline{t_{\delta}^{нн\delta 3}}) = (G_{ок1} - G_{\delta 2}) \cdot (\overline{t_{\delta}^{нн\delta 4}} - \overline{t_{on}^{нн\delta 3}}) \\ \overline{t_{\delta}^{нн\delta 4}} = \overline{t_{on}^{нн\delta 3}} + 6^0 C \cdot c_e \end{cases}$$

Для ПНД-3:

$$\begin{cases} D_6 \cdot (h_6 - h'_6) \cdot \eta_m = (G_{ок1} - G_{б2}) \cdot (\bar{t}_{он}^{нн\delta 3} - \bar{t}_{сн}^{нн\delta 3}) \\ D_6 \cdot (h'_6 - \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 3}) \cdot \eta_m + D_5 \cdot (\bar{t}_{\delta}^{нн\delta 4} - \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 3}) = (G_{ок1} - G_{б2}) \cdot (\bar{t}_{сн}^{нн\delta 3} - \bar{t}_{од}^{нн\delta 3}) \\ (D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_{\delta}^{нн\delta 3} - \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 3}) = (G_{ок1} - G_{б2}) \cdot (\bar{t}_{од}^{нн\delta 3} - \bar{t}_{он}^{нн\delta 2''}) \\ \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 3} = \bar{t}_{он}^{нн\delta 2''} + \theta^o C \cdot c_{\epsilon} \end{cases}$$

Для точки смешения:

$$\begin{cases} (D'_7 + D'_6 + D_5) + (D_{сн} + D_{нсн}) + (G_{ок} - G_{б2}) = (G_{ок1} - G_{б2}) \\ (D'_7 + D'_6 + D_5) \cdot \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 2} + (D_{сн} + D_{нсн}) \cdot \bar{t}'_{сн} + (G_{ок} - G_{б2}) \cdot \bar{t}_{он}^{нн\delta 2'} = \\ = (G_{ок1} - G_{б2}) \cdot \bar{t}_{он}^{нн\delta 2''} \end{cases}$$

Для ПВД-2:

$$\begin{cases} D_7 \cdot (h_7 - h'_7) \cdot \eta_m = (G_{ок} - G_{б2}) \cdot (\bar{t}_{он}^{нн\delta 2'} - \bar{t}_{сн}^{нн\delta 2}) \\ D_7 \cdot (h'_7 - \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 2}) \cdot \eta_m + (D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_{\delta}^{нн\delta 3} - \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 2}) \cdot \eta_m = (G_{ок} - G_{б2}) \cdot (\bar{t}_{сн}^{нн\delta 2} - \bar{t}_{од}^{нн\delta 2}) \\ (D_7 + D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_{\delta}^{нн\delta 2} - \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 2}) = (G_{ок} - G_{б2}) \cdot (\bar{t}_{од}^{нн\delta 2} - \bar{t}_{сн}^{нн\delta 1}) \\ \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 2} = \bar{t}_{сн}^{нн\delta 1} + \theta^o C \cdot c_{\epsilon} \end{cases}$$

Для ПВД-1:

$$\begin{cases} D_8 \cdot (h'_8 - \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 1}) \cdot \eta_m = (G_{ок} - G_{б2}) \cdot (\bar{t}_{сн}^{нн\delta 1} - \bar{t}_{од}^{нн\delta 1}) \\ D_8 \cdot (\bar{t}_{\delta}^{нн\delta 1} - \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 1}) = (G_{ок} - G_{б2}) \cdot (\bar{t}_{од}^{нн\delta 1} - \bar{t}_{сн}^{СП}) \\ \bar{t}_{\delta}^{нн\delta 1} = \bar{t}_{сн}^{СП} + \theta^o C \cdot c_{\epsilon} \end{cases}$$

Для точки смешения:

$$\begin{cases} D_{хов} + G_{\kappa} + D_8 = G_{ок} \\ G_{нв} - (D_1 + D_2 + D'_3 + D_4 + D'_5 + D'_6 + D_7 + D_8 + D_{сн} + D_{нсн} + D_{хов}) = G_{\kappa} \\ D_{хов} = D_{ут} + D_{сн} \end{cases}$$

Для точки смешения:

$$(G_{ок1} - G_{б2}) \cdot \bar{t}_{он}^{нн\delta 4} + G_{б2} \cdot \bar{t}_{б2}'' = G_{ок1} \cdot \bar{t}_{он}^{нн\delta 4'}$$

После вычисление всех систем уравнений, были получены неизвестные величины, которые представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПНД, кг/с	D'_5	11,526
	D'_6	11,776
	D_7	8,53
	D_8	9,911
Энтальпии основного конденсата, кДж/кг	$G_{ок1}$	376,965
	$G_{ок}$	337,179
	$G_{к}$	313,705
Энтальпии основного конденсата, кДж/кг	$\overline{t}_{он}^{пнд4'}$	601,707
	$\overline{t}_{он}^{пнд4}$	601,707
	$\overline{t}_{од}^{пнд4}$	487,724
	$\overline{t}_{он}^{пнд3}$	483,263
	$\overline{t}_{од}^{пнд3}$	368,625
	$\overline{t}_{он}^{пнд2''}$	358,499
	$\overline{t}_{он}^{пнд2'}$	365,764
	$\overline{t}_{од}^{пнд2}$	269,007
	$\overline{t}_{од}^{пнд1}$	143,772
Энтальпия дренажей после зоны ОД, кДж/кг	$\overline{t}_{д}^{пнд4}$	508,379
	$\overline{t}_{д}^{пнд3}$	383,615
	$\overline{t}_{д}^{пнд2}$	278,472
	$\overline{t}_{д}^{пнд1}$	163,840

Для удобства подсчета погрешности сведем все результаты в таблицу 15.

Таблица 15 – Результаты расчетов

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы греющего пара, кг/с	D_1	27,393
	D_2	28,186
	D'_3	18,294
	$D_{тн}$	19,568
	D_4	14,83
	D'_5	11,526
	$D_{псп}$	3,432
	D'_6	11,776

Окончание таблицы 15

	D_{cn}	4,521
	D_7	8,53
	D_8	9,911
Полезноиспользованные теплоперепады, кДж/кг	H_1	331,169
	H_2	137,004
	H_3	230,306
	H_4	161,294
	H_5	255,509
	H_6	167,017
	H_7	162,725
	H_8	158,445
	H_9	242,495

Проверка по мощности:

$$\begin{aligned}
 W_p = & \left(\sum_{i=1}^n D_i^{омб} \cdot H_i^{омб} \right) \cdot \eta_{эм} = \left((D_{не} - D_{ym}) \cdot H_1 + (D_{не} - D_{ym} - D_1) \cdot H_2 + \right. \\
 & + (D_{не} - D_{ym} - D_1 - D_2) \cdot H_3 + (D_{не} - D_{ym} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{mn}) \cdot H_4 + \\
 & + (D_{не} - D_{ym} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{mn} - D_4) \cdot H_5 + \\
 & + (D_{не} - D_{ym} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{mn} - D_4 - D_5 - D_{ncn}) \cdot H_6 + \\
 & + (D_{не} - D_{ym} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{mn} - D_4 - D_5 - D_{ncn} - D_6 - D_{cn}) \cdot H_7 + \\
 & + (D_{не} - D_{ym} - D_1 - D_2 - D_3 - D_{mn} - D_4 - D_5 - D_{ncn} - D_6 - D_{cn} - D_7) \cdot H_8 + \\
 & \left. + (G_{\kappa} - D_{mn}) \cdot H_9 \right) \cdot \eta_{эм} = 662,294 \text{ MBm}
 \end{aligned} \tag{2.32}$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \frac{|W_9 - W_p|}{W_9} \cdot 100\% = \frac{|660 - 662,294|}{660} \cdot 100\% = 0,348\% < 2\% , \tag{2.33}$$

где W_9 - номинальная мощность турбины.

В первом приближении погрешность будет составлять более двух процентов. В этой связи необходимо вернуться в раздел 2.1.4 и уточнить коэффициент регенерации.

Уточнения производятся до тех пор, пока погрешность в формуле 2.33 не станет менее двух процентов.

Так как на регенеративную схему оказывают воздействие байпасные экономайзеры, расположенные в конвективной шахте котла, то после теплового

расчета котельного агрегата и получения значений расходов на байпасные ВЭЖи, необходимо вернуться к расчету тепловой схемы и уточнить данные расходы (см. рисунок 7).

Итерации производятся до тех пор, пока расходы на байпас в расчете тепловой схемы и котельного агрегата не станут одинаковыми.

2.2 Расчет технико-экономических показателей ТЭС

Для расчета технико-экономических показателей работы станции воспользуемся методом ОРГРЭС.

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{my} = D_{ne} \cdot (h_0 - \overline{t_{on}^{неод1}}) + (D_{ne} - D_1 - D_2) \cdot (h_{nn} - h_2) + D_{хов} \cdot (\overline{t_{on}^{неод1}} - \overline{t_{хов}}) \quad (2.34)$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_{ncn} = D_{ncn} \cdot (h_5 - \overline{t'_{ncn}}) \quad (2.35)$$

$$Q_{cn} = D_{cn} \cdot (h_6 - \overline{t'_{cn}}) + D_{ncn} \cdot (\overline{t'_{ncn}} - \overline{t'_{cn}}) \quad (2.36)$$

$$Q_{my}^m = Q_{ncn} + Q_{cn} \quad (2.37)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{my}^э = Q_{my} - Q_m \quad (2.38)$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{ne} = D_{ne} \cdot (h_0 - \overline{t_{on}^{неод1}}) + (D_{ne} - D_1 - D_2) \cdot (h_{nn} - h_2) \quad (2.39)$$

Полный расход условного топлива, кг/с

$$B = \frac{Q_{ne}}{Q_n^p \cdot \eta_{не}} \quad (2.40)$$

где Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива.

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

$$Q_{my}^{c.н.} = Q_{my} \cdot 0,01 \quad (2.41)$$

Коэффициент ценности потоков отбираемого пара в верхний сетевой подогреватель:

$$\xi_{ncn} = \frac{h_5 - h_k}{h_0 - h_k + \Delta h_{nn}} \cdot \left(1 + k \cdot \frac{h_0 + \Delta h_{nn} - h_5}{h_0 + \Delta h_{nn} - h_k} \right), \quad (2.42)$$

где $\Delta h_{nn} = q_{nn} = 646,013$ кДж/кг – повышение энтальпии пара в промежуточном пароперегревателе.

Коэффициент ценности потоков отбираемого пара в нижний сетевой подогреватель:

$$\xi_{cn} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + \Delta h_{nn}} \cdot \left(1 + k \cdot \frac{h_0 + \Delta h_{nn} - h_6}{h_0 + \Delta h_{nn} - h_k} \right) \quad (2.43)$$

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

$$\Delta Q_{отб}^3 = Q_{ncn} \cdot (1 - \xi_{ncn}) + Q_{cn} \cdot (1 - \xi_{cn}) \quad (2.44)$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлам на производство электроэнергии:

$$K_3 = \frac{Q_{my}^3 + Q_{my}^{c.n.} + \Delta Q_{отб}^3}{Q_{my}^3 + Q_{my}^{c.n.} + \Delta Q_{отб}^3 + Q_{my}^m} \quad (2.45)$$

Отпущенная мощность составляет, МВт:

$$W_{omn} = W_3 \cdot 0,96 = 660 \cdot 0,96 = 633,6 \quad (2.46)$$

Мощность собственных нужд на производство электрической энергии:

$$W_{э.с.н.} = 0,04 \cdot W_3 = 0,04 \cdot 660 = 26,4 \quad (2.47)$$

Расход топлива на выработку электрической энергии, кг/с:

$$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{omn}}{W_3 - W_{э.с.н.}} \quad (2.48)$$

Расход топлива на выработку тепловой энергии, кг/с:

$$B_m = B - B_3 \quad (2.49)$$

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

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{omn}} \quad (2.50)$$

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

$$b_m = \frac{B_m}{Q_{my}^m} \quad (2.52)$$

Расчет выполняется для условного и натурального топлива и сводится в таблицу 16.

Таблица 16 – Результаты расчета

Параметр	Значение	
	для условного топлива	для натурального топлива
Q_{my} , кВт	1296238,619	
Q_{ncn} , кВт	8542,568	
Q_{cn} , кВт	16638,332	
Q_{my}^m , кВт	25000	
Q_{my}^3 , кВт	1271238,619	
Q_{ne} , кВт	1279576,173	
B , кг/с	46,73	89,087
$Q_{my}^{c.n.}$, кВт	12962,386	
ξ_{ncn}	0,499	
ξ_{cn}	0,397	
$\Delta Q_{отб}^3$, МВт	11,034	
K_3	0,981	
B_3 , кг/с	45,845	87,4
B_m , кг/с	0,885	1,687
b_3 , кг у.т./ кВт·ч	0,26	0,497
b_m , кг у.т./ ГДж	35,395	67,478

2.3 Расчет котельного агрегата

Топливом для проектируемой ГРЭС с прямоточными блоками является бурый уголь 2БР Ирша-Бородинского угольного разреза, так как местом строительства станции является Саянский район. Для данного топлива основные характеристики приведены в таблице 17. Исходные данные для расчета котельного агрегата представлены в таблице 18.

Таблица 17 – Теплотехнические характеристики топлива

Состав рабочей массы, %							Выход летучих, V^r , %	Теплота сгорания, Q_n^p , кДж/кг	Коэффициент размоловоспособности, $K_{до}$	Температурные характеристики золы, °С		
W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p				t_1	t_2	t_3
33	7,4	0,2	42,6	3	0,6	13	47,0	15280	1,15	1180	1210	1230

Таблица 18 – Исходные данные для расчета котла

Наименование показателя	Значение
Топливо	Ирша-Бородинский 2БР
Расход перегретого пара, т/ч	1682,719
Расход пара вторичного перегрева, т/ч	1465,142
Давление перегретого пара, МПа	26,5
Давление пара промперегрева, МПа	4,5239
Температура питательной воды, °С	295

Окончание таблицы 18

Температура холодного воздуха, °С	60
Температура перегретого пара, °С	610
Температура пара промперегрева, °С	610
Температура уходящих газов, °С	130

2.3.1. Выбор способа шлакоудаления, температуры горячего воздуха и количества ступеней хвостовых поверхностей нагрева

Выбор способа шлакоудаления:

Способ шлакоудаления зависит от температуры жидкоплавкого состояния золы (t_3). Выбираем топку с твердым шлакоудалением.

Выбор температуры горячего воздуха:

Температура горячего воздуха зависит от характеристики топочного устройства и вида сжигаемого топлива. Для сжигания бурого угля в топке с твердым шлакоудалением рекомендуемая температура составляет от 250 до 300 °С.

Выбираем температуру горячего воздуха $t_{гв} = 295$ °С.

Выбор количества ступеней хвостовых поверхностей нагрева:

Схема расположения хвостовых поверхностей нагрева котлоагрегата представлена на рисунке 13.

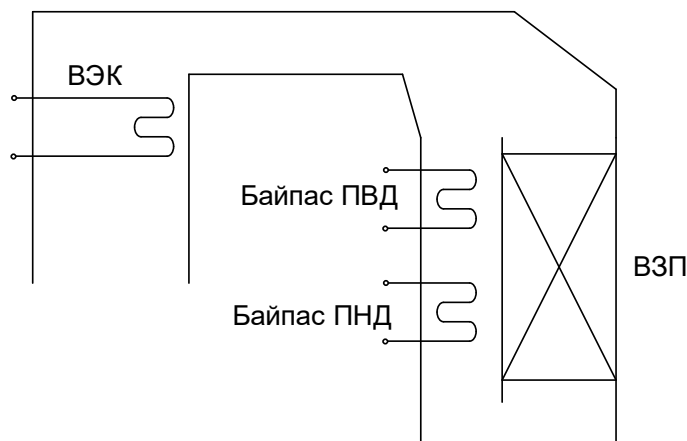


Рисунок 14 – Схема расположения хвостовых поверхностей котлоагрегата

2.3.2 Расчет объемов, энтальпий продуктов сгорания и воздуха

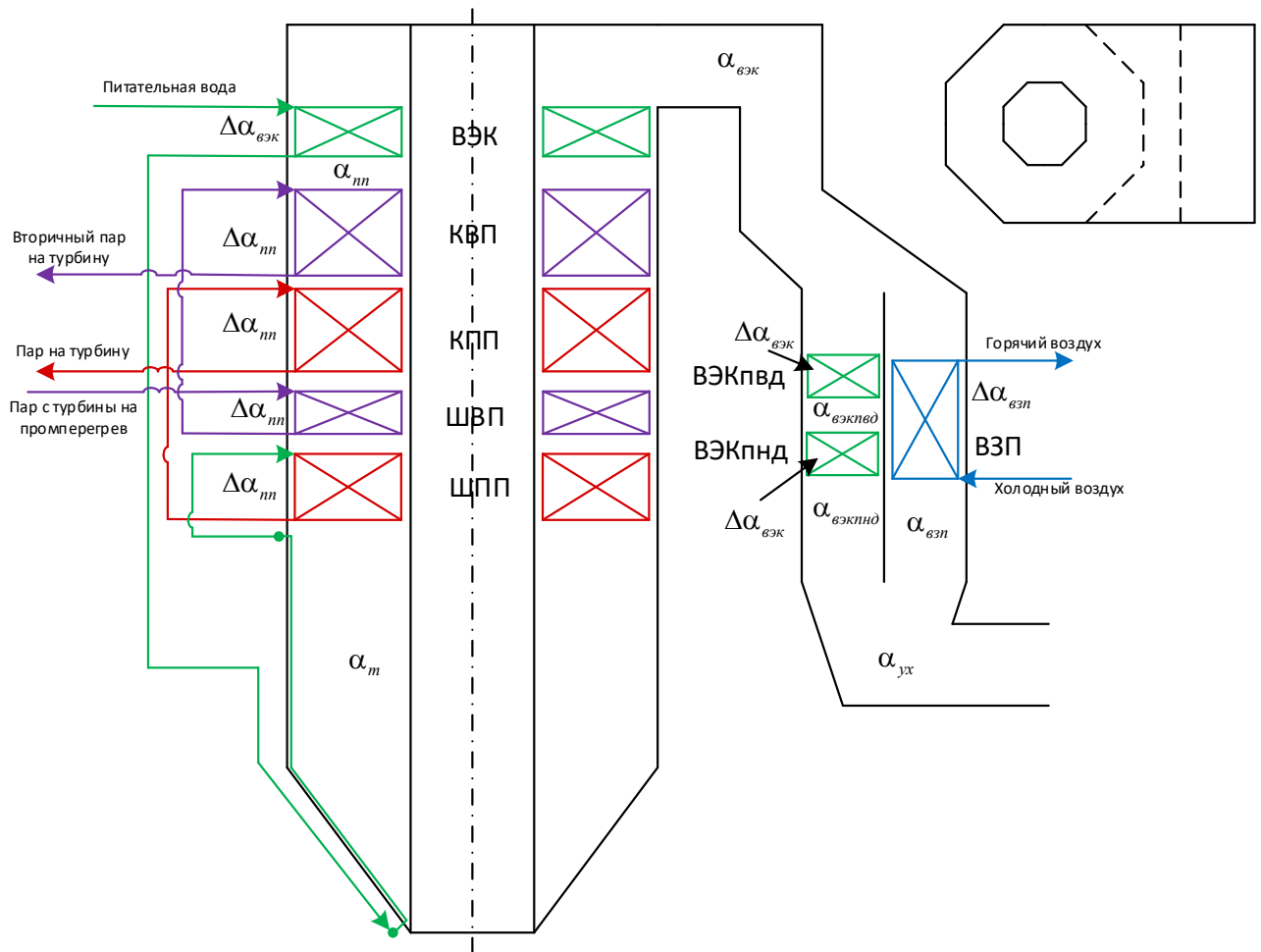


Рисунок 15 – Схема определения присосов воздуха по газоходам котла и компоновка котла

2.3.2.1 Расчет теоретического объема воздуха и продуктов сгорания

Теоретический объем воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ при сжигании 1 кг топлива находится по следующей формуле:

$$V_g^0 = 0,889 \cdot (C^p + 0,375S^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p, \quad (2.53)$$

где C^p, S^p, H^p, O^p - количество углерода, серы, водорода и кислорода соответственно, % (см. таблицу 17).

Теоретические объемы продуктов сгорания полученный при полном сжигании топлива:

Объем азота, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,149 + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100}, \quad (2.54)$$

где N^p - количество азота, %.

Объем трехатомных газов, м³/кг:

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{C^p + 0,375S^p}{100} \quad (2.55)$$

Объем водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,016 \cdot V_g^0, \quad (2.56)$$

где W^p - влажность топлива на рабочую массу, %.

Объем дымовых газов, м³/кг:

$$V_z^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 \quad (2.57)$$

Результаты расчета сводятся в таблицу 19.

Таблица 19 – Результат расчета объема воздуха

Объем	Значение
V_g^0 , м ³ /кг	4,192
$V_{N_2}^0$, м ³ /кг	3,316
$V_{RO_2}^0$, м ³ /кг	0,796
$V_{H_2O}^0$, м ³ /кг	0,81
V_z^0 , м ³ /кг	4,922

2.3.2.2 Расчет действительного объема воздуха и продуктов сгорания

С учетом вида топлива и топочного устройства был выбран избыток воздуха в топке $\alpha_m = 1,15$. Присосы воздуха по газоздушному тракту принимаем:

$\Delta\alpha_m = 0,05$ - присосы в топке;

$\Delta\alpha_{mn} = 0,03$ - присосы в пароперегревателе;

$\Delta\alpha_{взк} = 0,02$ - присосы в водяном экономайзере;

$\Delta\alpha_{взн} = 0,03$ - присосы в ВЗП;

$\Delta\alpha_{nl} = 0,2$ - присосы в пылесистеме.

Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева рассчитывается по формуле:

$$\alpha'' = \alpha_m + \sum \alpha_i \quad (2.58)$$

Действительные объем водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{cp} - 1) \cdot V_g^0 \quad (2.59)$$

Полный объем продуктов сгорания, м³/кг:

$$V_z = V_z^0 + 1,016(\alpha_{cp} - 1) \cdot V_g^0 \quad (2.60)$$

Объемная доля трехатомных газов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}^0}{V_z} \quad (2.61)$$

Объемная доля водяных паров:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_z} \quad (2.62)$$

Суммарная объемная доля:

$$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (2.63)$$

Масса дымовых газов, кг/кг:

$$G_z = 1 - 0,01A^p + 1,306\alpha_{cp} \cdot V_g^0 \quad (2.64)$$

Концентрация золовых частиц, кг/кг

$$\mu_{зи} = \frac{A^p a_{yh}}{100G_z} \quad (2.65)$$

Таблица 20 – Действительные объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Поверхность нагрева	Параметры								
	α''	α_{cp}	$V_{H_2O},$ м ³ /кг	$V_z,$ м ³ /кг	r_{RO_2}	r_{H_2O}	r_n	$G_z,$ кг/кг	$\mu_{зи},$ кг/кг
Топка	1,15	1,15	0,820	5,561	0,143	0,147	0,291	7,222	0,0097
ШПП1	1,18	1,165	0,822	5,689	0,140	0,144	0,284	7,386	0,0095
ШПП2	1,21	1,195	0,824	5,817	0,137	0,142	0,278	7,550	0,0093
ШВП1	1,24	1,225	0,826	5,945	0,134	0,139	0,273	7,715	0,0091
КВП3	1,27	1,255	0,828	6,072	0,131	0,136	0,267	7,879	0,0089
КПП3	1,30	1,285	0,830	6,200	0,128	0,134	0,262	8,043	0,0087
КПП2	1,33	1,315	0,832	6,328	0,126	0,131	0,257	8,207	0,0086
КПП1	1,36	1,345	0,834	6,456	0,123	0,129	0,252	8,372	0,0084
КВП2	1,39	1,375	0,836	6,583	0,121	0,127	0,248	8,536	0,0082
КВП1	1,42	1,405	0,838	6,711	0,119	0,125	0,243	8,700	0,0081
ВЭК	1,44	1,430	0,839	6,796	0,117	0,123	0,241	8,809	0,0080
Байпас ПВД	1,46	1,450	0,841	6,882	0,116	0,122	0,238	8,919	0,0079
Байпас ПНД	1,48	1,470	0,842	6,967	0,114	0,121	0,235	9,028	0,0078
ВЗП	1,47	1,455	0,841	6,924	0,115	0,121	0,236	8,974	0,0078

Окончание таблицы 20

Уходящие газы	1,51	1,478	0,844	7,095	0,112	0,119	0,231	9,193	0,0076
---------------	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	--------

2.3.2.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания по приближенной методике

Достаточно точное определение энтальпий воздуха и продуктов сгорания для расчетного топлива обеспечивает методика, основанная на использовании теоретических энтальпии воздуха H_e^0 и газов H_g^0 , при температуре 2200 °С с последующим пересчетом значений на нужную температуру.

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

$$H_{g2200}^0 = V_g^0 c_g \vartheta_g = 4,922 \cdot 1,719 \cdot 2200 = 18616,389, \quad (2.59)$$

где c_g - объемная теплоемкость газов, кДж/(м³·К):

$$c_g = 1,71 + 4,2W^n \cdot 10^{-3} = 1,71 + 4,2 \cdot 2,16 \cdot 10^{-3} = 1,719, \quad (2.60)$$

где второе слагаемое учитывается при приведенной влажности топлива $W^n > 1$

$$W^n = \frac{W^p}{Q_H^p} = \frac{33}{15,28} = 2,16 \frac{\% \cdot \text{кг}}{\text{МДж}} \quad (2.61)$$

Теоретическая энтальпия воздуха при температуре 2200 °С, кДж/кг:

$$H_{e2200}^0 = 3404V_e^0 = 3404 \cdot 4,192 = 14269,304 \quad (2.62)$$

Исходное значение энтальпии газов при температуре 2200 °С и избытке воздуха, кДж/кг:

$$H_{g2200} = H_{g2200}^0 + (\alpha_i - 1) \cdot H_{e2200}^0 \quad (2.63)$$

Значение энтальпии газов зависит от их температуры:

- при $\vartheta_g \leq 1150$ °С

$$H_g = H_{g2200} \frac{\vartheta_g}{2695 - 0,3\vartheta_g} \quad (2.64)$$

- при $\vartheta_g > 1150$ °С

$$H_g = H_{g2200} \left(\frac{\vartheta_g}{2050} - 0,075 \right). \quad (2.65)$$

Для определения температуры газов по неизвестной энтальпии используются формулы:

$$\text{- при } \frac{H_z}{H_{z2200}} \leq 0,5$$

$$g_z = 2695 \left(\frac{\frac{H_z}{H_{z2200}}}{1 + 0,3 \frac{H_z}{H_{z2200}}} \right) \quad (2.66)$$

$$\text{- при } \frac{H_z}{H_{z2200}} > 0,5$$

$$g_z = 2050 \left(\frac{H_z}{H_{z2200}} + 0,075 \right). \quad (2.67)$$

Энтальпии и температуры воздуха определяются по формуле:

- при известной температуре воздуха

$$H_g = \frac{\beta_g H_{g2200} t_g}{2610 - 0,25 t_g} \quad (2.68)$$

- при известной энтальпии воздуха

$$t_g = 2610 \frac{H_g}{\beta_g H_{g2200} + 0,25 H_g}, \quad (2.69)$$

где $\beta_g = 1$ - относительный избыток воздуха по воздушному тракту.

2.3.3 Экономичность работы котельного агрегата. Расход топлива

Потеря теплоты с уходящими газами q_2 , %:

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{xв}) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p} = \frac{(1267,389 - 1,51 \cdot 329,926) \cdot (100 - 0,5)}{15280} = 5,009, \quad (2.70)$$

где H_{yx} - энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется по формуле (2.65) по температуре уходящих газов (см. таблицу 18);

$H_{\text{хв}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется по формуле (2.68) по температуре холодного воздуха (см. таблицу 18);

Q_p^p – располагаемая теплота сжигаемого топлива кДж/кг (см. таблицу 17);

q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %, принимается $q_4 = 0,5$.

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

Потеря теплоты от наружного охлаждения q_5 , %, принимается $q_5 = 0,2$, так как паропроизводительность котла больше 250 кг/с (см. раздел 2.1).

Коэффициента сохранения тепла:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{0,2}{100} = 0,998 \quad (2.71)$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака q_6 , %, учитывается так как топливо многозольное:

$$q_6 = \frac{(1 - a_{\text{ун}}) \cdot A^p \cdot (ct)_{\text{шл}}}{Q_H^p} = \frac{(1 - 0,95) \cdot 7,4 \cdot 560}{15280} = 0,0136, \quad (2.72)$$

где $(ct)_{\text{шл}}$ – энтальпия шлака, кДж/кг, которая принимается для твердого шлакоудаления $(ct)_{\text{шл}} = 560$.

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

$$\begin{aligned} \eta_k &= 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - 5,009 - 0 - 0,5 - 0,2 - 0,0136 = \\ &= 94,278. \end{aligned} \quad (2.73)$$

Полезный расход топлива B , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котла:

$$\begin{aligned} B &= \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{ем}} \cdot (h_{\text{ем}}'' - \bar{t}_{\text{ем}}')}{Q_H^p \cdot \eta_k} = \\ &= \frac{467,244 \cdot (3519,276 - 1301,821) + 406,984 \cdot (3697,115 - 3051,103)}{15280 \cdot 0,94278} = 90,201, \end{aligned} \quad (2.74)$$

где $D_{\text{пе}}$ – расчетная паропроизводительность котла, кг/с, (см. раздел 2.1);

D_{em} – расход пара на промежуточный перегрев, кг/с, (см. раздел 2.1),
 $D_{em} = D_{ne} - D_{ym} - D_1 - D_2 = 406,984$;

h_{nc} – энтальпия перегретого пара, кДж/кг (см. раздел 2.1);

$\bar{t}_{пв}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг (см. раздел 2.1);

h_{em}'' – энтальпия пара после промперегрева, кДж/кг (см. раздел 2.1);

h_{em}' – энтальпия пара до промперегрева, кДж/кг (см. раздел 2.1).

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

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) = 90,201 \cdot (1 - 0,01 \cdot 0,5) = 89,75 \quad (2.75)$$

2.3.4 Расчет топочной камеры

Задача конструктивного расчета топочной камеры заключается в определении размеров необходимой лучевоспринимающей поверхности экранов и объема топки, обеспечивающих снижение температуры продуктов сгорания до заданной величины.

Для определения конструктивных характеристик необходимо знать основные размеры, приведенного на рисунке 16 и таблице 21.

Таблица 21 – Основные размеры топки

Размер	Значение, м
l_1	10
l_2	24
h_{XB}	14,2
h_r	9,6
a	9,941
b	4,142

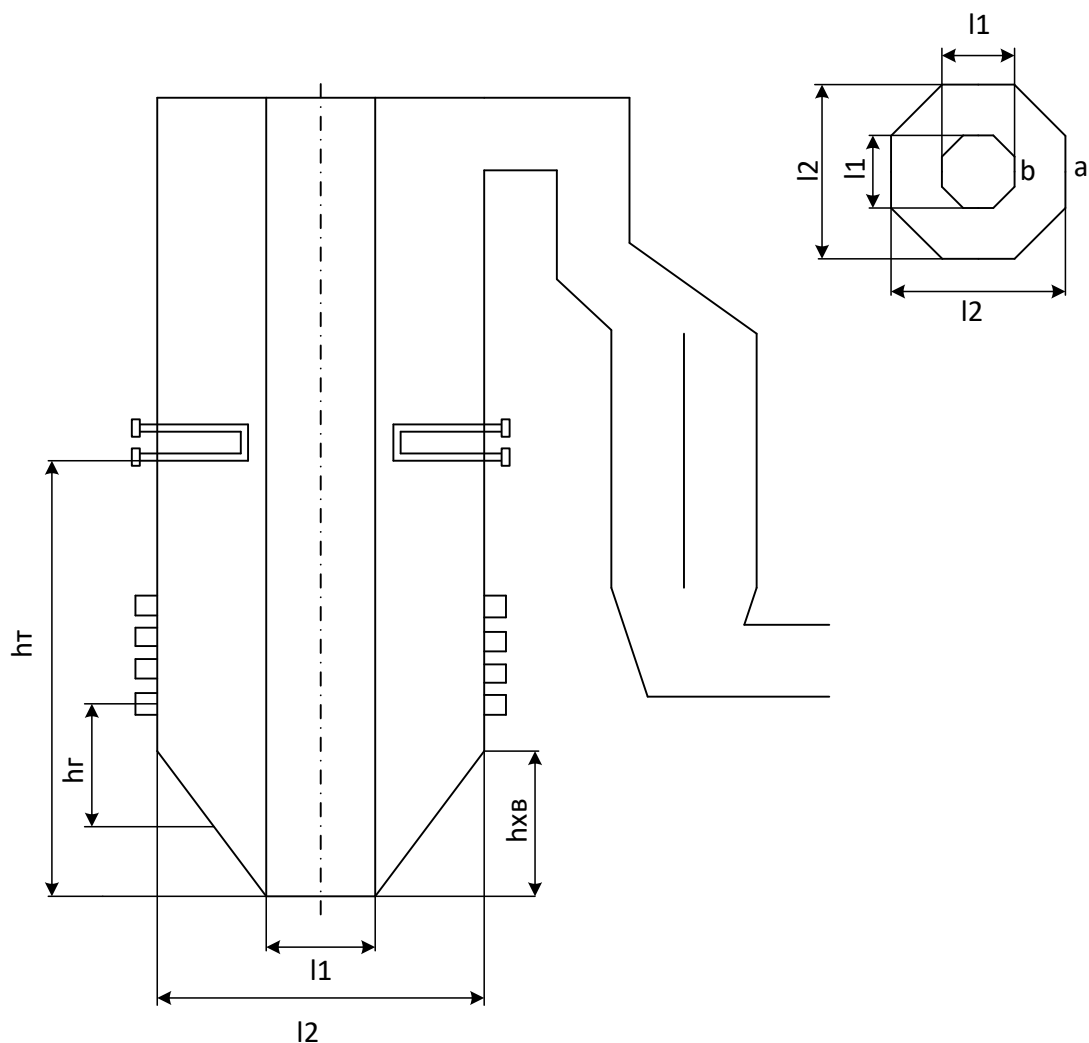


Рисунок 16 – Конструктивные размеры топочной камеры

По характеристикам сжигаемого топлива, избытку воздуха в топке и наличию рециркуляции газов определяется адиабатическая температура горения T_a , К, а с учетом известной температуры на выходе из топки и полного тепловыделения в топке устанавливается удельная тепловая нагрузка экранов и в завершении находят высоту топки.

Основные параметры расчета топки приведены в таблице 22.

Таблица 22 – Расчет топки

Параметр	Формула	Значение
Температура газов на выходе из топки, °С	ϑ_m''	1130
Энтальпия горячего воздуха, кДж/кг	H_{zg}^0 , см. раздел 2.3.2.3.	1659,712
Теплота горячего воздуха, кДж/кг	$Q_g = \beta_{zg} \cdot H_{zg}^0 + (\Delta\alpha_m + \Delta\alpha_{nl}) \cdot H_{xв}$	1576,222

Продолжение таблицы 22

Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг	$Q_m = Q_n^p \cdot \left(\frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} \right) + Q_6$	16854,14
Температура продуктов сгорания в топке, °С	$\vartheta_a = 2050 \cdot \left(\frac{Q_m}{H_{2200}^{Q_m}} + 0,075 \right)$	1818,314
Абсолютная адиабатная температура газов в топке, К	$T_a = \vartheta_a + 273,25$	2091,464
Абсолютная температура газов на выходе из топки, К	$T_m'' = \vartheta_m'' + 273,25$	1403,15
Энтальпия газов на выходе из топки, кДж/кг	H_m'' , см. раздел 2.3.2.3.	9955,504
Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кг·К)	$cv_{cp} = \frac{Q_m - H_m''}{\vartheta_a - \vartheta_m''}$	10,023
Предполагаемая площадь одной грани топки, м ²	$F_{грaни} = (a + b) \cdot h$	553,754
Предполагаемая площадь топки, м ²	$F_m = F_{грaни} \cdot 8$	4430,031
Площадь сечения топки, м ²	$S_{сечeния} = 2a^2 \cdot (\sqrt{2} + 1) - 2b^2 \cdot (\sqrt{2} + 1)$	394,331
Предполагаемая высота топки, м	h	39,32
Предполагаемый объем топки, м ³	$V_m = S_{сечeния} \cdot h$	15505,107
Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки, кДж/кг	$Q_m^i = \varphi \cdot (Q_m - H_m'')$	6884,839
Эффективная толщина излучающего слоя	$S_m = 3,6 \frac{V_m}{F_m}$	12,6
Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания	$K_c = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n} \cdot S_m} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_m''}{1000} \right)$	2,072
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы	$K_{зл} = \frac{43 \cdot \rho_c}{(d_{зл} \cdot T_m'')^{0,67}}$	67,935
Коэффициент поглощения топочной среды	$K = K_c \cdot r_n + K_{зл} \cdot \mu_{зл} + \kappa_k$	1,763
Критерий Бугера	$Bu = K \cdot p \cdot S_m$	2,222
Приведенный критерий Бугера	$Bu_{привед} = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right)$	0,815
Угловой коэффициент экрана	$x = 1 - 0,2 \cdot \left(\frac{s}{d_n} - 1 \right) = 1 - 0,2 \cdot \left(\frac{39,52}{38} - 1 \right)$	0,992
Коэффициент тепловой эффективности экрана	$\psi_{экр} = x \cdot \zeta = x \cdot 0,5$	
Расчетная площадь топки, м ²	$F_m'' = \frac{B_p \cdot Q_m^i \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \cdot \left(\frac{T_a}{T_m''} - 1 \right)^2}}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot M \cdot \psi_{экр} \cdot Bu_{привед}^{0,3} \cdot T_m'' \cdot T_a^3}$	4430,041
Погрешность, %	$\Delta = \frac{F_m'' - F_m}{F_m} \cdot 100$	0,00023
Среднее тепловой напряжение топочных экранов, кВт/м ²	$q_n = \frac{B_p \cdot Q_m^i}{F_m'' \cdot \chi} = \frac{B_p \cdot Q_m^i}{F_m'' \cdot 0,985}$	141,607
Энтальпия пара на входе в топку, кДж/кг	$h_m' = f(P_{взк}, t_m')$	1569,2

Окончание таблицы 22

Расход питательной воды на впрыск, кг/с	$G_{впр} = 0,03D_{не}$	14,023
Величина нагрева воды и пара в топочных экранах, кДж/кг	$\Delta h_m = \frac{Q_m \cdot B_p}{D_{не} - G_{впр}}$	1362,851
Энтальпия пара на выходе из топки, кДж/кг	$h_m'' = h_m' + \Delta h_m$	2932,051
Температура пара на выходе из топки, °С	$t_m'' = f(P_{умп1}, h_m'')$	479,046
Температура воды на входе в топку, °С	$t_m' = t_{нс} + 50$	345

Падение давления в поверхностях нагрева представлено в таблице 23.

Таблица 23 – Распределение давлений по паровому тракту

Параметр	Значение за поверхностью нагрева, МПа
Давление питательной воды	35,775
ВЭК	34,229
ШПП1	32,683
ШПП2	31,138
КПП1	29,592
КПП2	28,046
КПП3	28,046
Давление пара на промперегрев	4,524
ШВП1	4,416
КВП1	4,309
КВП2	4,201
КВП3	4,094

2.3.4 Расчет ширмовых пароперегревателей

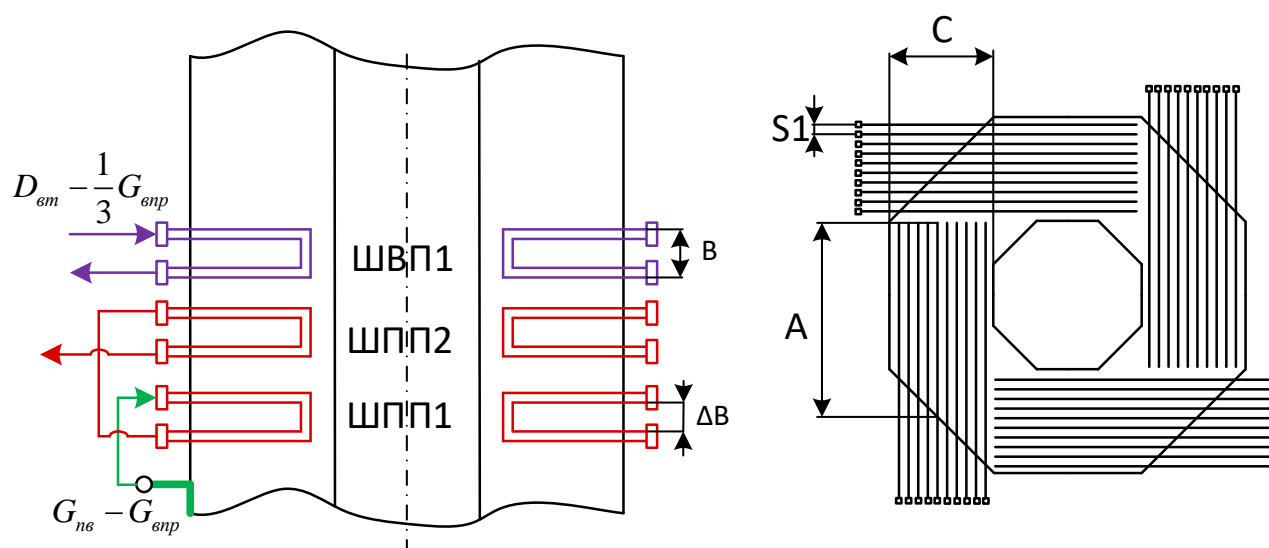


Рисунок 17 – Эскиз ширмовых пароперегревателей

ШПП и ШВП рассчитываются одинаковым способом и сводятся в таблицу 24.

Таблица 24 – Исходные данные для расчета ШПП и ШВП

Параметр	Формула	ШПП1	ШПП2	ШВП1
Наружный диаметр труб, м	d_n , принимается исходя из типа ШПП	0,038	0,038	0,05
Толщина стенки труб, м	δ , принимается исходя из типа ШПП	0,005	0,005	0,004
Внутренний диаметр труб, м	$d_{вн} = d_n - \delta$	0,028	0,028	0,042
Шаг между соседними ШПП, м	s_1 , принимается 0,7	0,7	0,7	0,7
Продольный шаг труб в ленте ШПП, м	$s_2 = 1,1 \cdot d_n$	0,042	0,042	0,055
Зазор между лентами ШПП, м	$\Delta B_{ш} = 5 \cdot d_n$	0,19	0,19	0,25
Количество ШПП	z_1 , принимается 40	40	40	40
Высота ШПП, м	A , принимается 12,771	12,771	12,771	12,771
Глубина ШПП, м	C , принимается 7	7	7	7
Число параллельных включенных труб в ленте ШПП	$n_{ш}$, принимается 20	20	20	20
Ширина ширмы, м	$B = 2 \cdot s_2 (n_{ш} - 1) + \Delta B_{ш}$	1,778	1,778	2,34
Площадь входного и выходного окна, м ²	$F_{вх.ок} = F_{вых.ок} = S_{сечения}$	394,331	394,331	394,331
Площадь ширмы, м ²	$F_i = 1,92 \cdot A \cdot B \cdot z_1$	1744,218	1744,218	2295,023
Расход пара, кг/с	D_i	453,399	453,399	405,41
Угловой коэффициент ширм	$\varphi_{ш} = 1 + \frac{B}{C} - \sqrt{1 + \left(\frac{B}{C}\right)^2}$	0,222	0,222	-
Живое сечение для прохода газов, м ²	$f_z = S_{сечения} - z_1 \cdot A \cdot d_n$	374,92	374,92	368,79
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	K , принимается из диапазона 50-70	50	50	70
Температура пара на входе, °С	$t'_i = f(P_i, h'_i)$	479,046	506,359	338,734
Энтальпия пара на входе, кДж/кг	h'_i	2932,051	3068,355	3051,488
Температура газов на входе, °С	ϑ'_i			
Энтальпия газов на входе, кДж/кг	H'_i			

Далее составляется система уравнений и решается с помощью программного обеспечения Mathcad Prime:

$$\begin{cases} Q_i^n = \frac{\beta_{ш} \cdot \eta_v \cdot q_l \cdot F_{вх.ок}}{B_p} \\ H_i'' = H_{z2200}^{\alpha_i} \cdot \frac{\vartheta_i''}{2695 - 0,3 \cdot \vartheta_i''} \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta t = \frac{(\vartheta_i' - t_i') - (\vartheta_i'' - t_i'')}{2,31 \lg \left(\frac{\vartheta_i' - t_i'}{\vartheta_i'' - t_i''} \right)} \\ \varphi \cdot (H_i' - H_i'') = \frac{k \cdot F_i \cdot \Delta t}{B_p} \\ \frac{D_i}{B_p} \cdot (h_i'' - h_i') - Q_i^n = \frac{k \cdot F_i \cdot \Delta t}{B_p} \\ \omega_2 = \frac{B_p \cdot v_2 \cdot \left(\frac{\vartheta_i' - \vartheta_i''}{2} + 273 \right)}{273 f_2} \\ h_i'' = f(P_i, t_i'') \end{array} \right.$$

Результаты решения представлены в таблице 25.

Таблица 25 – Результаты решения блока уравнения

Параметр	ШПП1	ШПП2	ШПП3
Лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг	107,704	376,82	0
Температурный напор, К	597,791	494,266	543,099
Скорость газов, м/с	6,806	6,594	6,378
Температура газов на выходе из ширмы, °С	1052,698	986,982	873,974
Энтальпия газов на выходе из ширмы, кДж/кг	9373,462	8892,218	7918,13
Температура пара на выходе из ширмы, °С	506,359	542,405	425,064
Энтальпия пара на выходе из ширмы, кДж/кг	3068,355	3238,018	3266,702
Тепло переизлучения ширмы, кДж/кг	376,82	0	0
Количество теплоты, отданное газами ширме из межтрубного пространства, кДж/кг	580,878	480,282	972,14

2.3.5 Расчет конвективных пароперегревателей

Для расчета изображенных на рисунке 18 конвективных пароперегревателей и водяных экономайзеров необходимо знать характеристики, приведенные в таблице 26. Для интенсификации теплообмена выбран шахматный тип выполнения конвективных поверхностей.

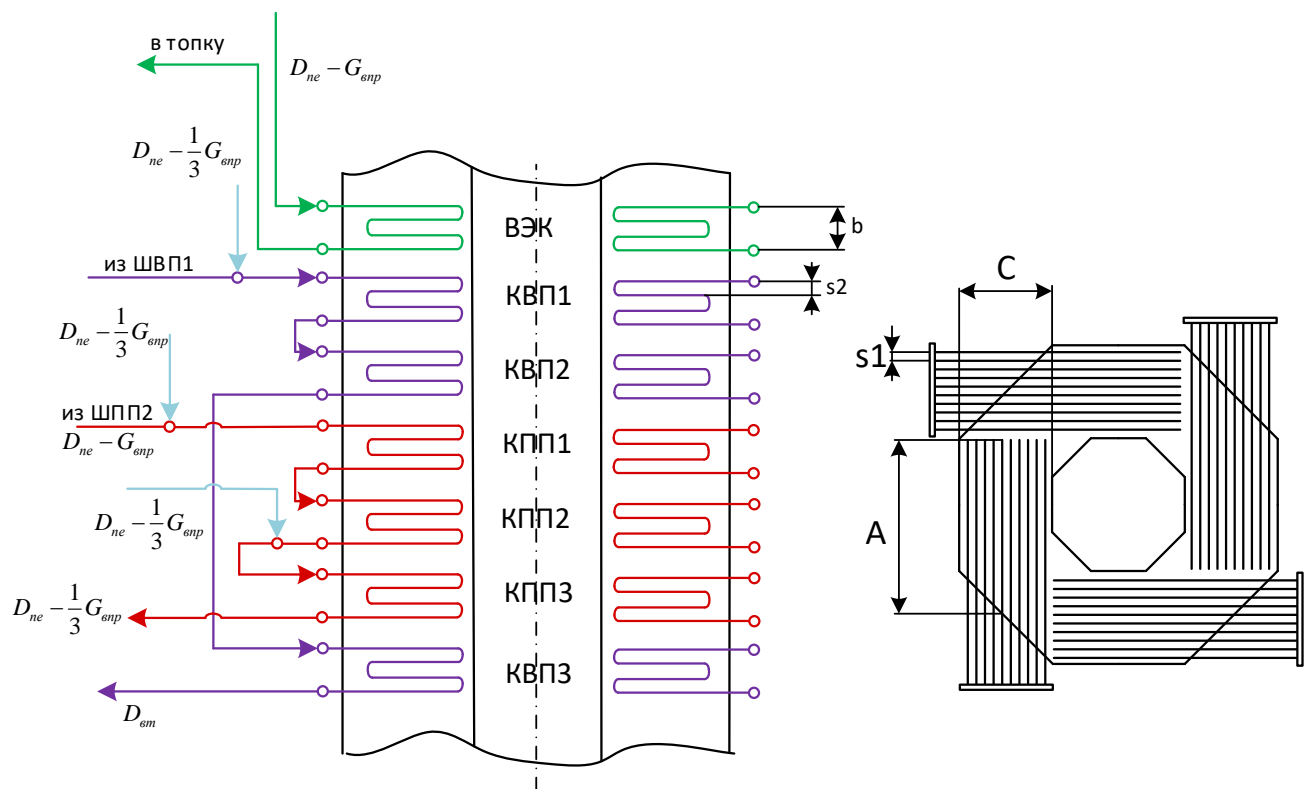


Рисунок 18 – Эскиз конвективных поверхностей нагрева

Таблица 26 – Исходные данные для расчета конвективных поверхностей

Параметр	Формула	КВП3	КПП3	КПП2	КПП1	КВП2	КВП1	ВЭЖ
Наружный диаметр труб, м	d_n	0,05	0,038	0,038	0,038	0,05	0,05	0,032
Толщина стенки труб, м	δ	0,004	0,005	0,005	0,005	0,004	0,004	0,005
Внутренний диаметр труб, м	$d_{вн} = d_n - \delta$	0,042	0,028	0,028	0,028	0,042	0,042	0,022
Шаг труб	σ_1	3	4,3	4,3	4,3	3	3	2,6
Шаг труб	σ_2	1,5	2	2	2	1,5	1,5	1,5
Шаг между соседними КПП, м	$s_1 = d_n \cdot \sigma_1$	0,15	0,1634	0,1634	0,1634	0,15	0,15	0,083
Продольный шаг труб в ленте КПП, м	$s_2 = d_n \cdot \sigma_2$	0,075	0,076	0,076	0,076	0,075	0,075	0,048
Число труб в ряду	$z_1 = \frac{C}{s_1}$	46	42	42	42	46	46	84
Высота, м	A , принимается 12,771	12,771	12,771	12,771	12,771	12,771	12,771	12,771
Глубина, м	C , принимается 7	7	7	7	7	7	7	7
Энтальпия впрыска, кДж/кг	$h_{впр} = f(P_{нв}, t_{нв})$	1301,821	1301,821	1301,821	1301,821	1301,821	1301,821	1301,821
Расход пара/воды, кг/с	D_i	410,084	462,75	458,07	458,07	410,08	410,08	453,4

Окончание таблицы 26

Живое сечение для прохода газов, м ²	$f_z = S_{сечения} - 4z_1 \cdot A \cdot d_n$	276,842	312,8	312,8	312,8	276,84	276,84	257,02
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	K , принимается из диапазона 50-70	70	70	70	70	70	70	70
Температура пара на входе, °С	t_i'	560	578,23	558	537,09	505	415,5	295
Энтальпия пара на входе, кДж/кг	h_i'	3581,27	3396,8	3312,6	3218,1	3453,9	3244,1	1301,8
Температура газов на входе, °С	ϑ_i'	873,974	807,53	737,22	672,61	615	548,9	446,9
Энтальпия газов на входе, кДж/кг	H_i'	7918,13	7397,7	6823,5	6292,6	5818,8	5245,4	4294,7
Температура пара на выходе, °С	t_i''	610	610	585	558	560	505	345
Энтальпия пара на выходе, кДж/кг	h_i''	3697,12	3509,8	3418,4	3312,6	3581,3	3453,9	1569,2

Далее составляется система уравнений и решается с помощью программного обеспечения Mathcad Prime:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_i'' = H_{z2200}^{\alpha_i} \cdot \frac{\vartheta_i''}{2695 - 0,3 \cdot \vartheta_i''} \\ \Delta t = \frac{(\vartheta_i' - t_i') - (\vartheta_i'' - t_i'')}{2,3 \lg \left(\frac{\vartheta_i' - t_i'}{\vartheta_i'' - t_i''} \right)} \\ \varphi \cdot (H_i' - H_i'' + \Delta \alpha_{nm} \cdot H_{xв}) = \frac{k \cdot F_i \cdot \Delta t}{B_p} \\ \frac{D_i}{B_p} \cdot (h_i'' - h_i') - Q_i^n = \frac{k \cdot F_i \cdot \Delta t}{B_p} \end{array} \right.$$

Результаты решения представлены в таблице 27.

Таблица 27 – Результаты решения системы уравнений

Параметр	КВПЗ	КППЗ	КПП2	КПП1	КВП2	КВП1	ВЭК
Температурный напор, К	255,953	177,762	132,674	95,186	49,281	37,345	43,424
Температура газов на выходе из ширмы, °С	807,533	737,219	672,608	614,995	548,875	446,918	308,173

Окончание таблицы 27

Энтальпия газов на выходе из ширмы, кДж/кг	7397,657	6823,516	6292,576	5818,836	5245,374	4294,707	2947,855
Площадь поверхности, м ²	2651,477	4204,07	5216,124	6501,546	15146,883	32912,619	39882,541
Количество воспринятого тепла, кДж/кг	529,31	582,871	539,756	482,671	582,193	958,643	1350,744

Далее находятся остальные величины, расчет которых представлен в таблице 28.

Таблица 28 – Результаты расчета конструктивных параметров

Параметр	Формула	КВПЗ	КППЗ	КПП2	КПП1	КВП2	КВП1	ВЭК
Средний диаметр труб, м	$d_{cp} = \frac{d_n + d_{вн}}{2}$	0,046	0,033	0,033	0,033	0,046	0,046	0,027
Длина одного змеевика пакета, м	$l_{зм} = \frac{F_i}{\pi \cdot d_{cp} \cdot 4z_1}$	99,715	241,38	299,49	373,29	569,64	1237,8	1388,4
Действительное число рядов труб по ходу газов	$z_2 = \frac{l_{зм}}{A}$	8	20	24	30	46	98	110
Ширина поверхности нагрева, м	$b = z_2 \cdot s_2$	0,6	1,52	1,824	2,28	3,45	7,35	5,28
Количество пакетов	$n = \frac{b}{1,8}$	1	1	1	2	2	4	3
Ширина ступени, м	$b_{ступени} = b + (n-1)$	0,6	1,52	1,824	3,08	4,25	9,75	6,88

2.3.6 Расчет байпаса подогревателей высокого и низкого давления

Расчет, изображенных на рисунке 19, байпасных водяных экономайзеров выполняется аналогичным образом, как и конвективные поверхности нагрева (см. раздел 2.3.5). Исходные данные для решения системы уравнений и результаты приведены в таблицах 29, 30 и 31.

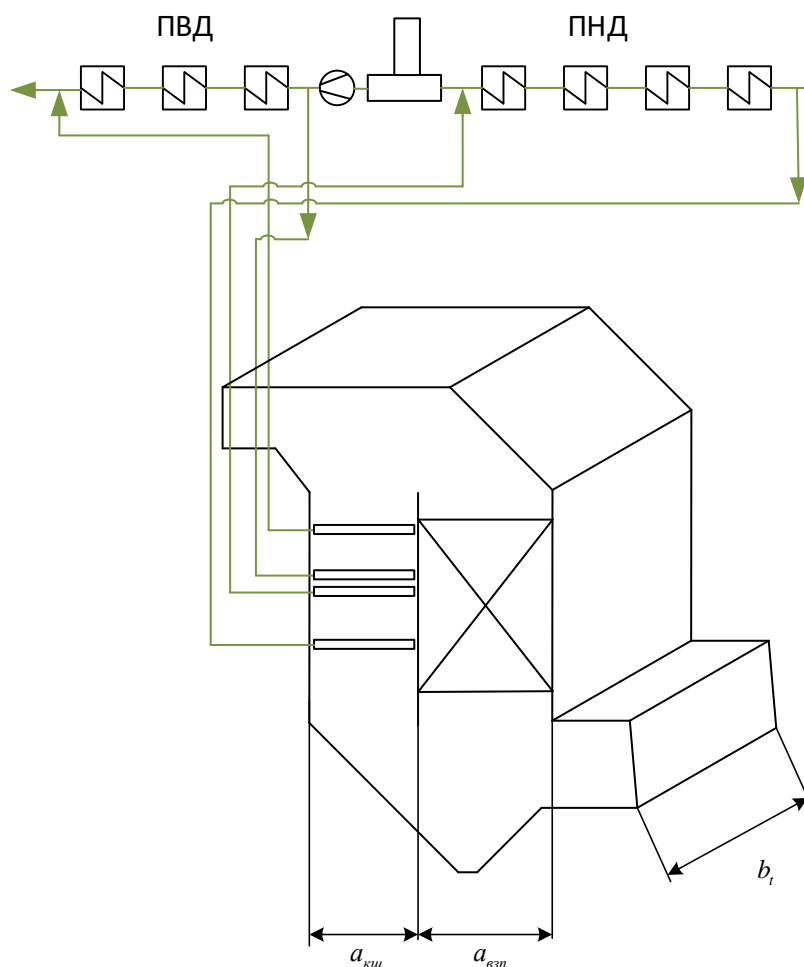


Рисунок 19 – Эскиз байпасов и ВЗП

Таблица 29 – Исходные данные для решения системы уравнений

Параметр	Формула	БВЭКПВД	БВЭКПНД
Наружный диаметр труб, м	d_n	0,032	0,032
Толщина стенки труб, м	δ	0,005	0,005
Внутренний диаметр труб, м	$d_{вн} = d_n - \delta$	0,022	0,022
Шаг труб	σ_1	2,6	2,6
Шаг труб	σ_2	1,5	1,5
Шаг между соседними ВЭК, м	$s_1 = d_n \cdot \sigma_1$	0,0832	0,0832
Продольный шаг труб в ленте ВЭК, м	$s_2 = d_n \cdot \sigma_2$	0,048	0,048
Число труб в ряду	$z_1 = \frac{a_{кш}}{s_1}$	72	72
Высота, м	b_i	24	24
Глубина, м	$a_{кш}$	6	6
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	K , принимается из диапазона 50-70	60	60
Температура пара на входе, °С	t'_i	164,953	32,673
Энтальпия пара на входе, кДж/кг	h'_i	697,143	138,724
Температура газов на входе, °С	ϑ'_i	308,173	208,173

Окончание таблицы 29

Энтальпия газов на входе, кДж/кг	H_i'	2947,855	1991,172
Температура пара на выходе, °С	t_i''	280	142,69
Энтальпия пара на выходе, кДж/кг	h_i''	1229,175	601,707
Температура газов на выходе, °С	ϑ_i''	208,173	130
Энтальпия газов на выходе, кДж/кг	H_i''	1991,172	1246,436

Таблица 30 – Результаты расчета системы уравнений

Параметр	БВЭКПВД	БВЭКПНД
Температурный напор, К	35,201	80,447
Площадь поверхности, м ²	40851,716	13942,498
Расход воды, кг/с	162,174	145,356
Количество воспринятого тепла, кДж/кг	320,452	249,944

Расход воды на байпас уточняется методом последовательных итераций о тех пор, пока расходы не станут одинаковыми с расходами, использованными в расчете ПТС (см. раздел 2.1).

Таблица 31 - Результаты расчета конструктивных параметров

Параметр	Формула	БВЭКПВД	БВЭКПНД
Средний диаметр труб, м	$d_{cp} = \frac{d_n + d_{вн}}{2}$	0,027	0,027
Длина одного змеевика пакета, м	$l_{зм} = \frac{F_i}{\pi \cdot d_{cp} \cdot 4z_1}$	3344,523	1141,47
Действительное число рядов труб по ходу газов	$z_2 = \frac{l_{зм}}{A}$	140	48
Ширина поверхности нагрева, м	$b = z_2 \cdot s_2$	6,72	2,304
Количество пакетов	$n = \frac{b}{1,8}$	4	2
Ширина ступени, м	$b_{ступени} = b + (n-1)$	9,12	3,104

На рисунке 20 изображен конструктивный эскиз байпасных экономайзеров.

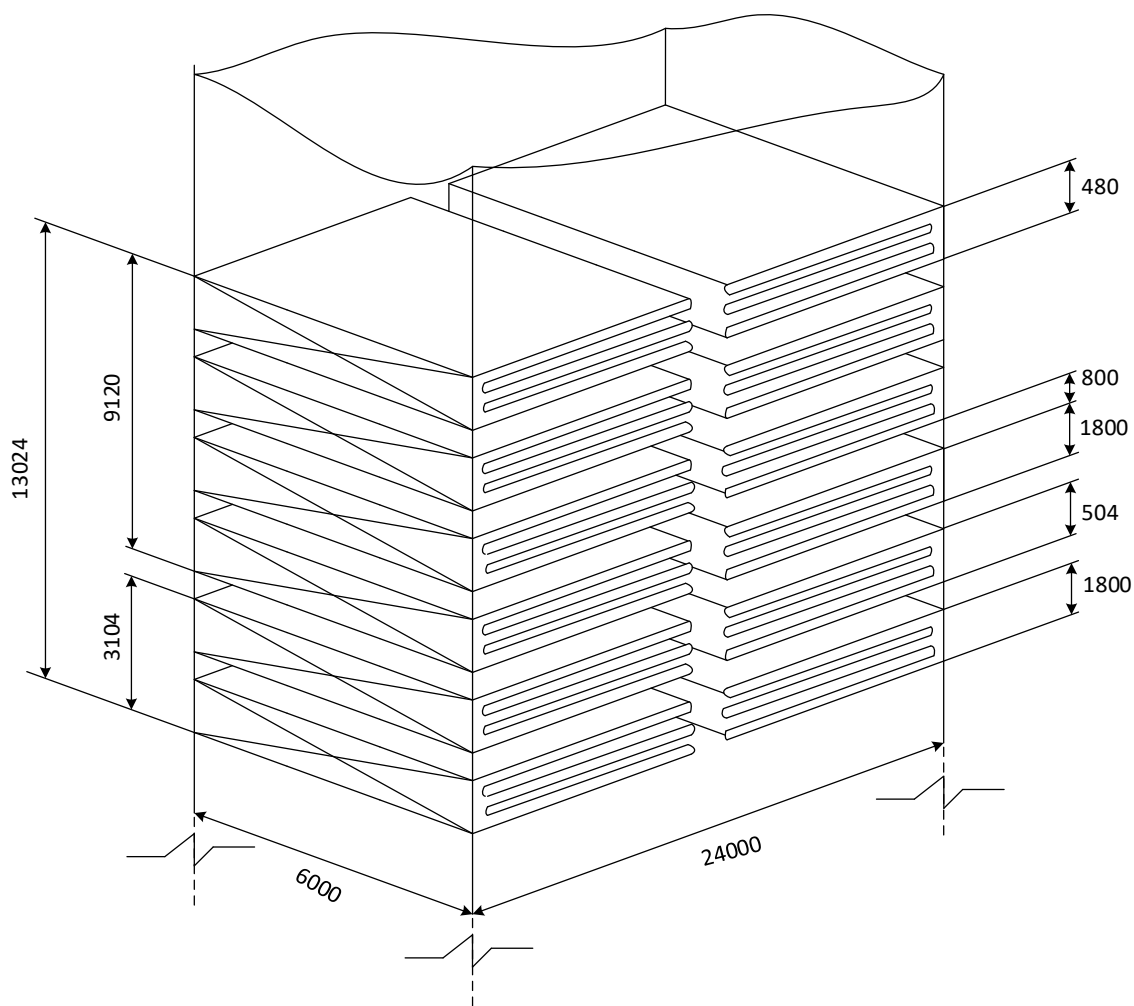


Рисунок 20 – Конструктивный эскиз байпасных экономайзеров

2.3.7 Расчет трубчатого воздухоподогревателя

При проектировании поверхности нагрева ВЗП (см. таблицу 32), рассчитываются конструктивно, т.е. определяется необходимая теплообменная поверхность, при этом каждая ступень рассчитывается отдельно. В данном случае мы имеем одноступенчатый воздухоподогреватель.

Компоновка хвостовых поверхностей нагрева изображена на рисунке 19.

Таблица 32 – Исходные данные для расчета воздухоподогревателя

Параметр	Формула	ВЗП
Наружный диаметр труб, м	d_n	0,04
Толщина стенки труб, м	δ	0,0015
Внутренний диаметр труб, м	$d_{вн} = d_n - \delta$	0,037
Шаг труб	σ_1	1,35
Шаг труб	σ_2	1,01
Шаг между соседними ВЭК, м	$s_1 = d_n \cdot \sigma_1$	0,054
Продольный шаг труб в ленте ВЭК, м	$s_2 = d_n \cdot \sigma_2$	0,0404
Скорость газов, м/с	ω_g	9
Скорость воздуха, м/с	$\omega_в$	6

Окончание таблицы 32

Температура воздуха на входе, °С	t_i'	60
Энтальпия пара на входе, кДж/кг	h_i'	1659,712
Температура газов на входе, °С	ϑ_i'	308,173
Энтальпия газов на входе, кДж/кг	H_i'	2947,855
Температура воздуха на выходе, °С	t_i''	295
Средняя температура воздуха, °С	$t_{cp} = \frac{t_i'' + t_i'}{2}$	177,5
Средняя энтальпия воздуха, кДж/кг	H_{npc}^0	987,206
Температура газов на выходе, °С	ϑ_i''	130
Энтальпия газов на выходе, кДж/кг	H_i''	1239,452

Далее составляется система из двух уравнений и результат сводится в таблицу 33:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta t = \psi \left(\frac{(\vartheta_i' - t_i') - (\vartheta_i'' - t_i'')}{2,31g \left(\frac{\vartheta_i' - t_i'}{\vartheta_i'' - t_i''} \right)} \right) \\ \varphi \cdot (H_i' - H_i'' + \Delta\alpha_{взн} \cdot H_{npc}^0) = \frac{k \cdot F_i \cdot \Delta t}{B_p} \end{array} \right.$$

Таблица 33 – Результат решения системы

Параметр	ВЗП
Площадь ВЗП, м ²	237435,954
Температурный напор, °С	29,802

Полное число труб для воздухоподогревателя для прохода газов, шт (округленное до целого):

$$z_{тр} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{cp} + 273)}{273 \cdot \omega_{\Gamma} \cdot f_{взн}^{\Gamma}} = \frac{89,75 \cdot 6,924 \cdot (219,087 + 273)}{273 \cdot 9 \cdot 0,00107} = 115787, \quad (2.76)$$

где V_{Γ} – объем газов (см. раздел 2.3.2.3), м³/кг;

ϑ_{cp} – средняя температура газов в воздухоподогревателе первой ступени, °С, $\vartheta_{cp} = \frac{\vartheta'_{взн} + \vartheta''_{взн}}{2} = \frac{308,173 + 130}{2} = 219,087$;

ω_r – принятая скорость газов, м/с;

$f_{взп}^r$ – внутреннее сечение трубы для прохода газа в трубчатом воздухоподогревателе, м²:

$$f_{взп}^r = 0,785 \cdot d_{вн}^2 = 0,785 \cdot 0,037^2 = 0,00107, \quad (2.77)$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб, м (см. таблицу 32).

За общую глубину воздухоподогревателя принимается b_t (глубина конвективной шахты), тогда величиной, которую нужно определить является расстояние между секциями Δa_k .

Число труб в одном ряду по ширине воздухоподогревателя, шт (округленное до целого):

$$z_1 = \frac{a_{взн}}{s_1} - 1 = \frac{13}{0,054} - 1 = 240, \quad (2.78)$$

где s_1 – поперечный шаг труб, м (см. таблицу 32).

Число труб в одном ряду по глубине конвективной шахты, шт (округленное до целого):

$$z_2 = \frac{z_{тр}}{z_1} = \frac{115787}{240} = 483 \quad (2.79)$$

Тогда полная глубина трубной поверхности, м:

$$a_{тр} = z_2 \cdot s_2 = 483 \cdot 0,0404 = 19,513 \quad (2.80)$$

При восьмипоточном выполнении трубчатого воздухоподогревателя трубная поверхность разделяется соответственно на 8 пакета, между которыми создается внутренний раздающий воздушный короб, который размером по ширине Δa_k , м:

$$\Delta a_k = \frac{b_t - a_{тр}}{n_{пот} - 1} = \frac{24 - 19,513}{8 - 1} = 0,641, \quad (2.81)$$

где $n_{пот}$ – число потоков в трубчатом воздухоподогревателе, принимается

$$n_{пот} = 8;$$

b_t – общая глубина конвективной шахты.

Необходимая полная высота воздухоподогревателя, м:

$$h_{\text{взп}} = \frac{F_{\text{взп}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_{\text{тр}}} = \frac{237435,954}{3,14 \cdot 0,039 \cdot 115787} = 16,954, \quad (2.82)$$

где $F_{\text{взп}}$ – смотреть таблицу 33;

$$d_{\text{ср}} – \text{средний диаметр труб, м, который равен } d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2} = 0,039.$$

Высота одного хода воздухоподогревателя, м:

$$h_{\text{x}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot \beta_{\text{гв}} \cdot V_{\text{в}}^0 \cdot (t_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot (b_{\text{т}} - z_{\text{l}} \cdot d_{\text{н}}) \cdot \omega_{\text{в}} \cdot n_{\text{пот}}} = \frac{89,75 \cdot 0,9 \cdot 4,192 \cdot (177,5 + 273)}{273 \cdot (13 - 240 \cdot 0,04) \cdot 6 \cdot 8} = 3,423 \quad (2.83)$$

Число ходов воздуха, шт (округленное до целого):

$$z_{\text{ход}} = \frac{h_{\text{взп}}}{h_{\text{x}}} = \frac{16,954}{3,423} = 5 \quad (2.84)$$

Уточняем высоту одного хода воздухоподогревателя, м:

$$h_{\text{x}} = \frac{h_{\text{взп}}}{z_{\text{ход}}} = \frac{16,954}{5} = 3,391, \quad (2.85)$$

Полная высота воздухоподогревателя, учитывая высоту ремонтных разрывов между отдельными пакетами воздухоподогревателя, м:

$$h_{\text{взп}} = h_{\text{x}} \cdot z_{\text{ход}} + (z_{\text{ход}} - 1) \cdot h_{\text{ог}} = 3,391 \cdot 5 + (5 - 1) \cdot 0,8 = 20,154, \quad (2.86)$$

где $h_{\text{ог}}$ – высота ремонтного разрыва между пакетами, м, принимается $h_{\text{ог}} = 0,8$.

На рисунке 21 изображен конструктивный эскиз воздухоподогревателя.

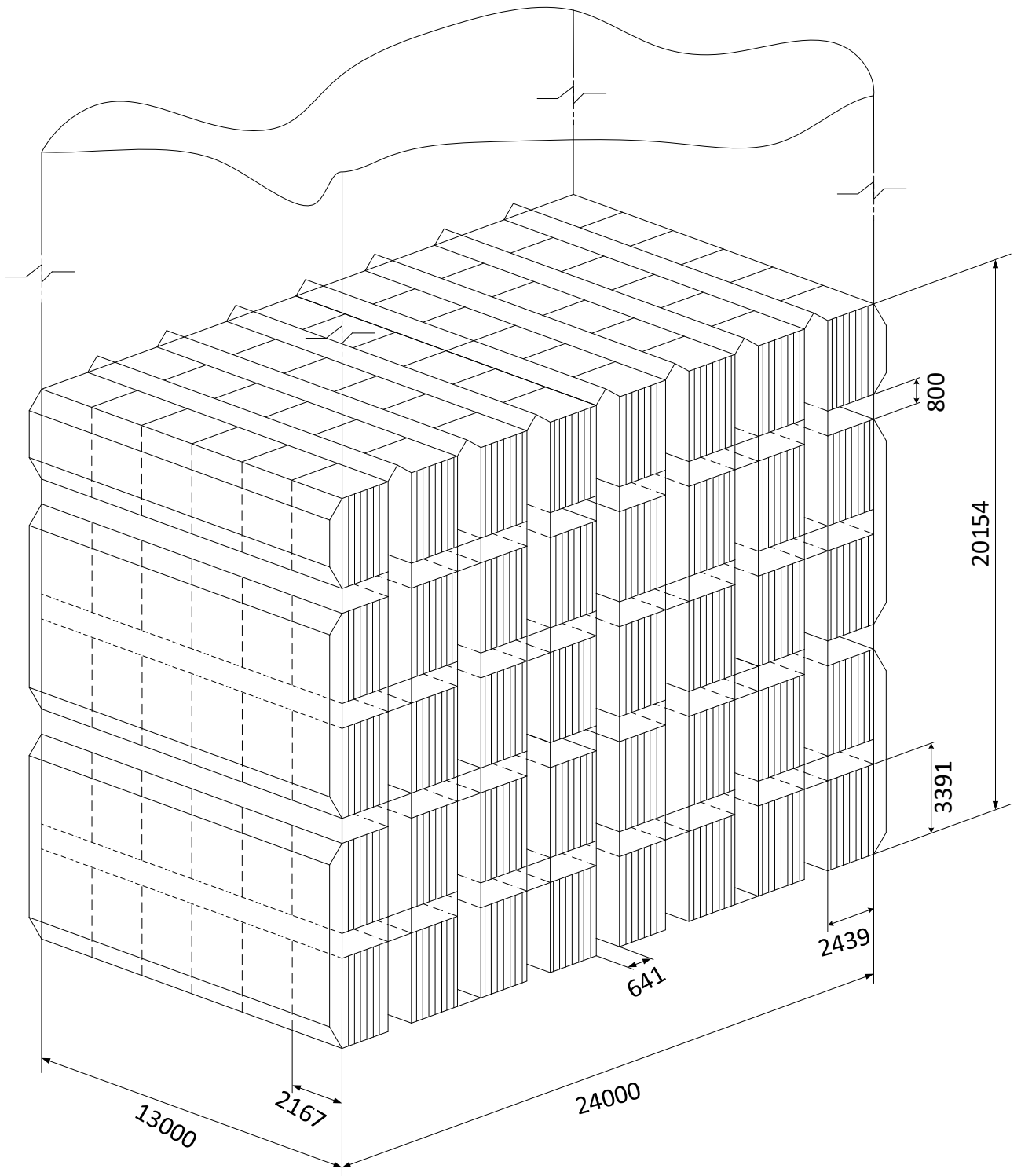


Рисунок 21 – Конструктивный эскиз трубчатого воздухоподогревателя

2.3.8 Составления прямого баланса котла

Схема распределения температур по газовому и паровому тракту представлена на рисунке 22.

Завершающим этапом является проверка правильности распределения с помощью определения расчетной невязки теплового баланса котла, кДж/кг:

$$\begin{aligned} \Delta Q = Q_p \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{шпп1}}^{\text{б}} + Q_{\text{шпп2}}^{\text{б}} + Q_{\text{швп1}}^{\text{б}} + Q_{\text{квп3}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп3}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп2}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп1}}^{\text{б}} + Q_{\text{квп2}}^{\text{б}} + \\ + Q_{\text{квп1}}^{\text{б}} + Q_{\text{вэк}}^{\text{б}} + Q_{\text{бвэкпвд}}^{\text{б}} + Q_{\text{бвэкпнд}}^{\text{б}}) \cdot \frac{100 - q_4}{100} = 15280 \cdot 0,94278 - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{шпп1}}^{\text{б}} + \\ + Q_{\text{шпп2}}^{\text{б}} + Q_{\text{швп1}}^{\text{б}} + Q_{\text{квп3}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп3}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп2}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп1}}^{\text{б}} + Q_{\text{квп2}}^{\text{б}} + Q_{\text{квп1}}^{\text{б}} + Q_{\text{вэк}}^{\text{б}} + Q_{\text{бвэкпвд}}^{\text{б}} + \\ + Q_{\text{бвэкпнд}}^{\text{б}}) \cdot \frac{100 - 0,5}{100} = -36,534 \end{aligned} \quad (2.87)$$

Относительная величина невязки:

$$\delta Q = \frac{|\Delta Q|}{Q_p} \cdot 100\% < 0,5\%, \quad (2.88)$$

$$\delta Q = \frac{36,534}{15280} \cdot 100\% = 0,239\% < 0,5\% .$$

Выполнение условия свидетельствует об отсутствии логических и арифметических ошибок.

2.3.9 Выбор и расчет системы пылеприготовления

Зная теплотехнические свойства исходного топлива (таблица 17), можем выбрать тип сушильного агента. Как правило, для Ирша-Бородинских углей используют газовую сушку.

При газовой сушке газы забираются из верхней части топки (900 - 1000 °С), где применяется предвключенное сушильное устройство, в котором температура газов снижается до допустимой величины (450 - 600 °С), за счет разбавления газами с температурой ϑ_{yx} , забираемыми из конвективной шахты. Поэтому выбираем температуру сушильного агента $t'_r = 600$ °С.

Схема газовой сушки изображена на рисунке 23.

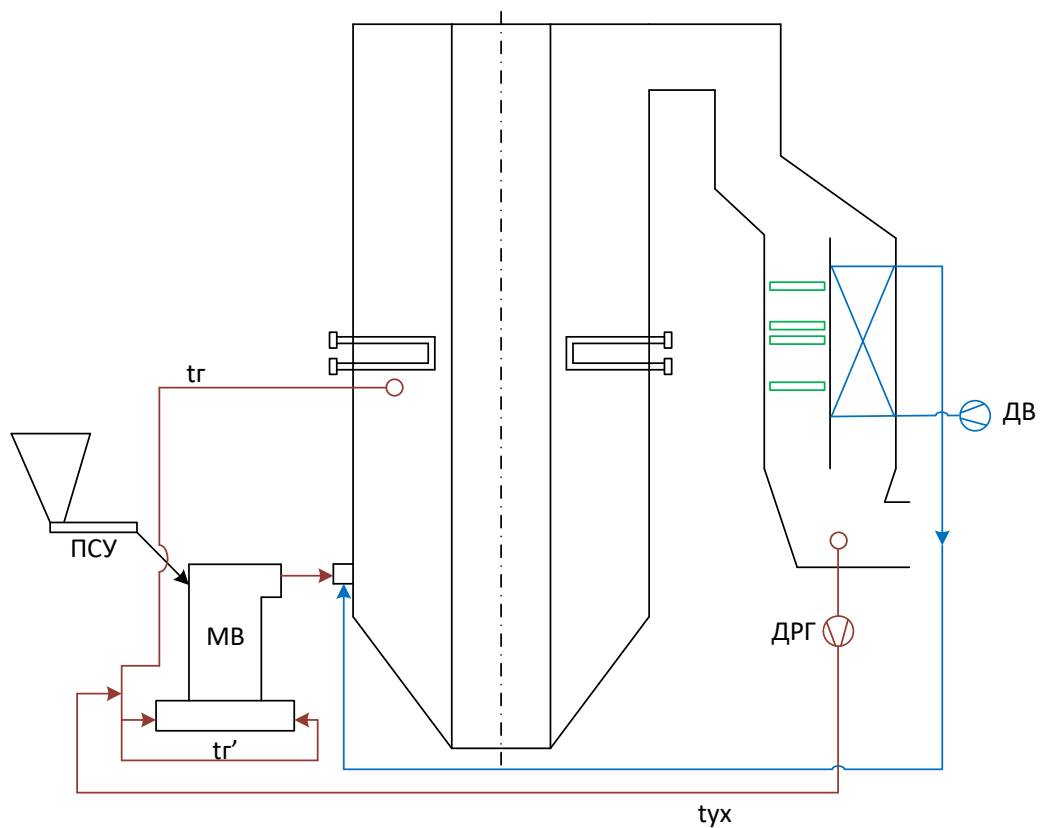


Рисунок 23 – Схема расположения газовой сушки

Исходные данные для расчета мельниц приведены в таблице 34.

Таблица 34 – Некоторые характеристики исходного топлива и угольной пыли

Месторождение, марка топлива	Влажность пыли, $W^{пл}$, %	Приведенные		Коэффициент размолоспособности $k_{л0}$	Рекомендуемая тонкость помола R_{90}
		влажность $W^п$, %кг/МДж	зольность $A^п$, %кг/МДж		
Ирша-Бородинский, 2БР	13	2,16	0,484	1,15	57,5

Производительность одной мельницы, кг/с:

$$B_M = K_{зап} \cdot \frac{B_p}{n_M} = 1,1 \cdot \frac{89,75}{8} = 12,403, \quad (2.89)$$

где $K_{зап}$ – коэффициент запаса по производительности, для четырех мельниц

$$K_{зап} = 1,1;$$

B_p – расход топлива на котел;

n_M – количество мельниц, находящихся в работе шт.

Определив производительность одной мельницы, выбираем тип мельничного устройства: МВ 3300/800/490 с производительностью на эталонное топливо $B'_M = 58$ т/ч.

Для наглядности расчет теплового баланса сушильно-мельничной системы сведен в таблицу 35.

Таблица 35 – Расчет пылесистемы

Параметр	Формула	Значение
Температура на выходе из мельницы, °С	$t_{2,м}$	140
Плотность воздуха, м ³ /кг	$\rho_в$	1,29
Температура газов перед мельницей, °С	t_2	600
Теплоемкость воздуха при 295 °С, кДж/(кг · К)	$c_в$	1,0436
Теплоемкость газов при 600 °С, кДж/(кг · К)	c_2	1,13
Коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло во время размола	$K_{мех}$	0,6
Удельный расчет энергии на размол, кДж/кг	$\mathcal{E}_{разм}$	43
Тепло, выделяющееся в результате работы мельницы, кДж/кг	$q_{мех} = K_{мех} \cdot \mathcal{E}_{разм}$	25,8
Коэффициент присоса	$K_{прис}$	0,18
Теплоемкость холодного воздуха, кДж/(кг · К)	$c_{хв}$	1,006
Температура сушильного агента в конце установки, °С	$t_2 = t_{2,м} - 5$	135
Температура сырого топлива, °С	$t_{мл}$	30
Количество испаренной влаги на 1кг сырого топлива, кг/кг	$\Delta W = \frac{W^p - W^{nl}}{100 - W^{nl}}$	0,23
Тепло, затрачиваемое на испарение влаги, кДж/кг	$q_{исп} = \Delta W (2500 + 1,9 \cdot t_2 - 4,19 \cdot t_{вл})$	604,782
Теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг · К)	$c_{мл}^c$	1,16
Тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, кДж/кг	$q_{мл} = \frac{100 - W^p}{100} \left(c_{мл}^c + \frac{W^{nl} \cdot 4,19}{100 - W^{nl}} \right) \cdot (t_2 - t_{мл})$	125,652
Часовая потеря тепла на охлаждение установки, кВт	$Q_5^{общ}$	20
Потеря тепла от охлаждения установки в окружающую среду, кДж/кг	$q_5 = \frac{Q_5^{общ}}{B_M}$	1,613
Расход газов на сушку, кг/кг	$g_2 = \frac{q_{исп} + q_{мл} + q_5 - q_{мех}}{c_2 \cdot t_2 - (1 + K_{прис}) \cdot c_2 \cdot t_2 + K_{прис} \cdot c_{хв} \cdot t_{хв}}$	1,42
Физическое тепло присосов холодного воздуха, кДж/кг	$q_{прис} = K_{прис} \cdot g_2 \cdot c_{хв} \cdot t_{хв}$	77,928
Физическое тепло, вносимое газами, подаваемыми для сушки и транспортировки пыли в системе пылеприготовления, кДж/кг	$q'_2 = g_2 \cdot c_2 \cdot t_2$	1401,199
Тепло, уносимое газами из системы пылеприготовления, кДж/кг	$q''_2 = g_2 \cdot c_2 \cdot t_2 \cdot (1 + K_{прис})$	772,881

Приходные статьи баланса:

$$q_{прих} = q'_2 + q_{мех} + q_{прис} = 1401,199 + 25,8 + 77,928 = 1504,927, \quad (2.90)$$

Расходные статьи баланса, кДж/кг:

$$q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q''_{\Gamma} + q_{\text{тл}} + q_5 = 604,782 + 772,881 + 125,652 + 1,613 = 1504,927, \quad (2.91)$$

Так как приходные и расходные статьи баланса сходятся, можно сделать вывод, что расчет выполнен верно.

Характеристики эталонного топлива для мельницы-вентилятора представлены в таблице 36.

Таблица 36 – Характеристики эталонного топлива

Влажность на рабочую массу топлива $W^{p'}$, %	Коэффициент размолоспособности $k'_{\text{ло}}$, %	Рекомендуемая тонкость помола R'_{90} , %	Влажность угольной пыли $W'_{\text{пл}}$, %
56,6	1,7	60	6,5

Перерасчет производительности мельницы-вентилятора представлен в таблице 37.

Таблица 37 – Перерасчет производительности мельницы

Параметр	Формула	Значение
Производительность мельницы на эталонном топливе, т/ч	B'	58
Средняя влажность размалываемого эталонного топлива, %	$W^{\text{cp}'} = \frac{W^{p'} + 3 \cdot W^{\text{пл}'}}{4}$	19,025
средняя влажность размалываемого натурального топлива, %	$W^{\text{cp}''} = \frac{W^{p''} + 3 \cdot W^{\text{пл}''}}{4}$	18
Константа, характеризующая максимальную влажность эталонного топлива	$K' = 4 + 1,07 \cdot W^{\text{cp}'}$	24,357
Константа, характеризующая максимальную влажность натурального топлива	$K'' = 4 + 1,07 \cdot W^{\text{cp}''}$	23,26
Поправочный коэффициент для эталонного топлива	$\Pi'_{\text{вл1}} = \frac{K'^2 - (W^{\text{cp}'})^2}{K'^2 - (W^{\text{пл}'})^2}$	0,42
Поправочный коэффициент для натурального топлива	$\Pi''_{\text{вл1}} = \frac{K''^2 - (W^{\text{cp}'})^2}{K''^2 - (W^{\text{пл}''})^2}$	0,583
Поправочный коэффициент для эталонного топлива	$\Pi'_{\text{вл2}} = \frac{100 - W^{\text{cp}'}}{100 - W^{p'}}$	1,866
Поправочный коэффициент для натурального топлива	$\Pi''_{\text{вл2}} = \frac{100 - W^{\text{cp}''}}{100 - W^{p''}}$	1,224

Окончание таблицы 37

Перерасчет размольной производительности, кг/с	$B'' = B'_M \cdot \frac{k''_{\text{ло}} \cdot \Pi''_{\text{вл1}} \cdot \Pi''_{\text{вл2}} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R'_{90}}}}{k'_{\text{ло}} \cdot \Pi'_{\text{вл1}} \cdot \Pi'_{\text{вл2}} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R''_{90}}}}$	12,409
--	--	--------

Расчет сушильной производительности мельницы сводится в таблицу 38.

Таблица 39 – Расчет сушильной производительности МВ

Параметр	Формула	Значение
Барометрическое давление, мм.рт.ст.	$B = 760$	760
Разрежение перед МВ, мм.вод.ст.	$S'_{\text{МВ}} = 150$	150
Поправочный коэффициент на барометрическое давление	β	0,652
Плотность газов, кг/ м ³	ρ_{Γ}	1,3
Плотность водяных паров, кг/ м ³	$\rho_{\text{вп}}$	0,804
Производительность мельничного вентилятора, м ³ /с	$V_{\text{МВ}} = \left[\frac{g_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}} + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{вп}}} + V_{\text{в}}^0 \cdot K_{\text{прис}} \right] \cdot \left(\frac{273 + t'_{\text{МВ}}}{273} \right) \cdot B_{\text{М}}$	40,002
Плотность воздуха, кг/ м ³	$\rho_{\text{в}}$	1,29
Избыток воздуха уходящих газов	$\alpha_{\text{ух.г}}$	1,15
теоретический объем воздуха, м ³ /кг	$V_{\text{в}}^0$	4,192
Влагосодержание воздуха, г/кг	$d_{\text{в}}$	10
Влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу, г/кг	$d_{\Gamma} = \frac{10 \cdot (9 \cdot H^{\text{п}} + W^{\text{п}}) + \rho_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{ух.г}} \cdot V_{\text{в}}^0 \cdot d_{\text{в}}}{1 + \rho_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{ух.г}} \cdot V_{\text{в}}^0 - \frac{A^{\text{п}}}{100}}$	92,682
Влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу, г/кг	$d_{\text{см}} = d_2$	92,682
Сушильная производительность МВ, кг/с	$B_{\text{с}} = \frac{V_{\text{МВ}} \cdot \beta}{g_{\text{са}} \cdot (0,774 + 0,786 \cdot K_{\text{прис}} + 0,00125 \cdot d_{\text{см}} + 1,245 \cdot \Delta W)}$	13,929

Так как условия $B'' > B_{\text{М}}$ (12,409 кг/с > 12,403 кг/с) и $B_{\text{с}} > B_{\text{М}}$ (13,929 кг/с > 12,403 кг/с) выполняются, то это свидетельствует о правильности выбора типоразмера мельницы, а также тип сушильного агента и его температура удовлетворяют как по размольной, так и по сушильной производительности.

2.3.10 Выбор и расчет горелочных устройств

Так как выход летучих веществ Ирша-Бородинского угля выше 25%, то был выбран прямоточный тип горелок. По паропроизводительности котла 467,422 кг/с, при тангенциальном расположении горелок с твердым шлакоудалением были выбраны горелки, параметры которых представлены в таблице 40.

Таблица 40 – Основные характеристики горелочного устройства

Паропроизводительность котла $D_{пс}$, кг/с	Кол-во горелок $z_{г}$, шт	Кол-во ярусов $z_{я}$, шт	Тепловая мощность горелки $Q_{г}$, МВт	Скорость пылевоздушной смеси W_1 , м/с	Скорость вторичного воздуха W_2 , м/с
467,422	32	4	55	30	49

Схема расположения горелочных устройств по периметру топочной камеры представлена на рисунке 24.

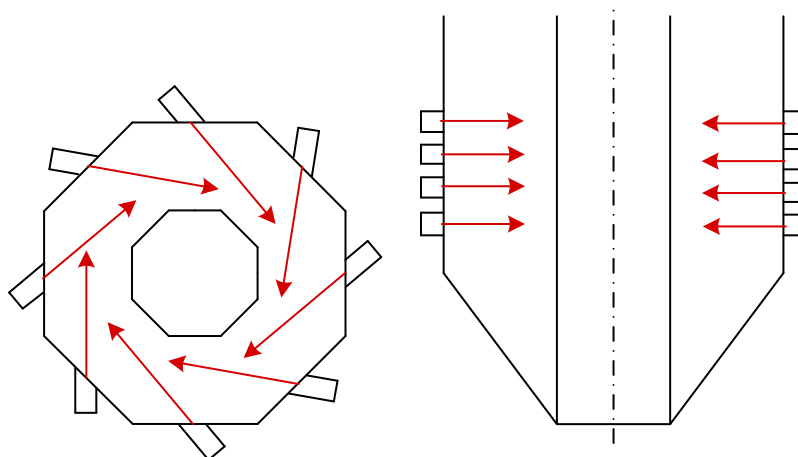


Рисунок 24 – Схема расположения горелочных устройств

Определение проходных сечений горелочных устройств сводится в таблицу 41.

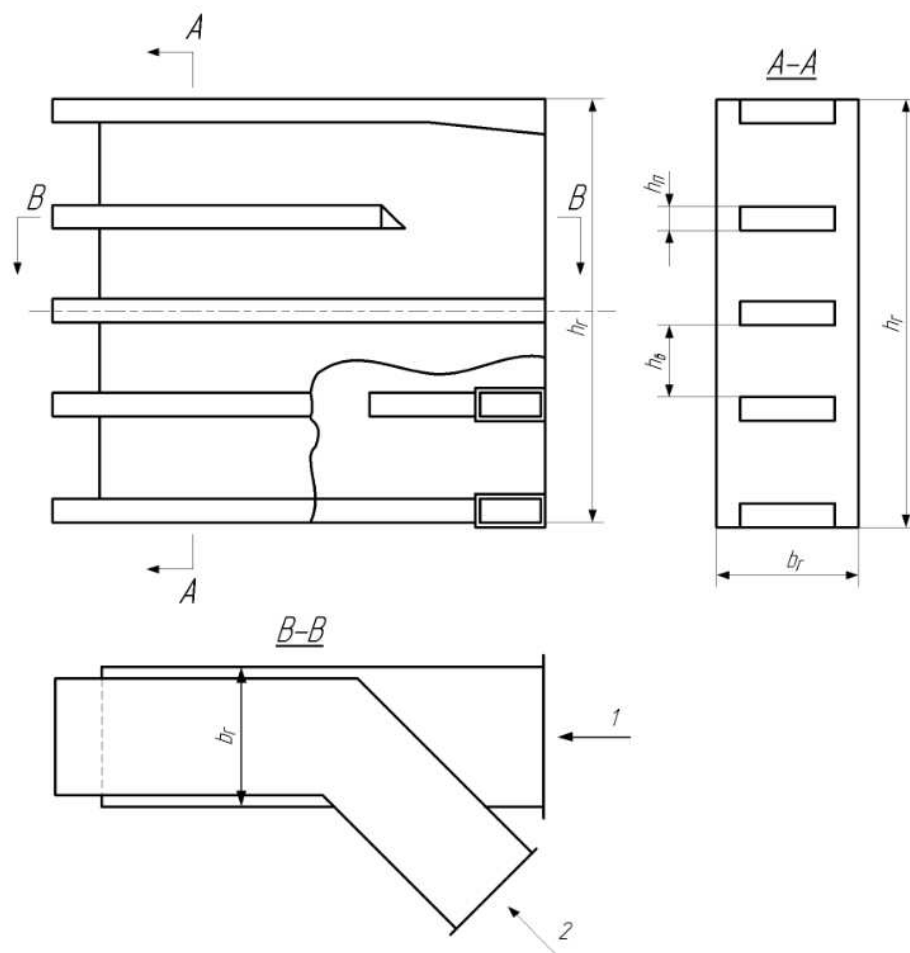
Таблица 41 – Определение проходных сечений

Параметр	Формула	Значение
Коэффициент расхода первичного воздуха	α_1	0,55
Расход первичного воздуха, кг/кг	$g_{в.перв} = V_{в}^0 \cdot \alpha_1 \cdot \rho_{в}$	2,963
Количество первичной газовой смеси, кг/кг	$g_1 = g_{г} + g_{в.перв}$	4,383
Количество влажного газа на входе в горелки, кг/кг	$g_{вл.са} = g_{г} \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{прис}) + \Delta W + g_{в.перв}$	4,996
Теплоемкость водяных паров, кДж/(кг·К)	$c_{вп}$	1,9

Окончание таблицы 41

Теплоемкость смеси, кДж/(кг·К)	$c_{см}$	1,08
Температура смеси перед горелкой, °С	$t_{см} = \frac{g_{г} \cdot c_{г} \cdot t_2 + g_{в.перв} \cdot c_{в} \cdot t_{гв} + \Delta W \cdot t_2 \cdot c_{вп}}{(g_{г} + g_{в.перв} + \Delta W) \cdot c_{см}}$	238,411
Расход первичной пылегазовоздушной смеси, м ³ /с	$V_1 = \frac{B_p}{z_{г}} \cdot \left[\frac{g_{г}}{\rho_{г}} \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{прис}) + \frac{\Delta W}{\rho_{вп}} + \frac{g_{в.перв}}{\rho_{в}} \right] \cdot \frac{273 + t_{см}}{273}$	20,911
Проходное сечение канала первичной смеси, м ²	$F_1 = \frac{V_1}{W_1}$	0,697
Коэффициент избытка воздуха перед горелкой	$\alpha_{г}$	1,05
Коэффициент расхода вторичного воздуха	$\alpha_2 = \alpha_{г} - \alpha_1$	0,5
Расход вторичного воздуха через горелку, м ³ /с	$V_2 = \frac{V_{в}^0 \cdot \alpha_2 \cdot B_p}{z_{г}} \cdot \left(\frac{273 + t_{гв}}{273} \right)$	12,227
Проходное сечение для канала вторичного воздуха, м ²	$F_2 = \frac{V_2}{W_2}$	0,25
Высота горелки, м	$h_2 = \sqrt{3(F_2 + F_1)}$	1,685
Ширина горелки, м	$b_2 = \frac{F_2 + F_1}{h_2}$	0,562
Высота одного канала для прохода первичной смеси, м	$h_n = \frac{F_1}{5b_2}$	0,248
Высота одного канала для прохода вторичного воздуха, м	$h_6 = \frac{h_2 - 5h_n}{4}$	0,111

На рисунке 25 представлен конструктивный эскиз прямооточной горизонтально-щелевой горелки.



1 – первичная пылевоздушная смесь; 2 – вторичный воздух

Рисунок 25 – Эскиз прямоточной горизонтально-щелевой горелки

2.3.11 Аэродинамический расчет

2.3.11.1 Расчет газового тракта

Расчетная схема газового тракта котла представлена на рисунке 26.

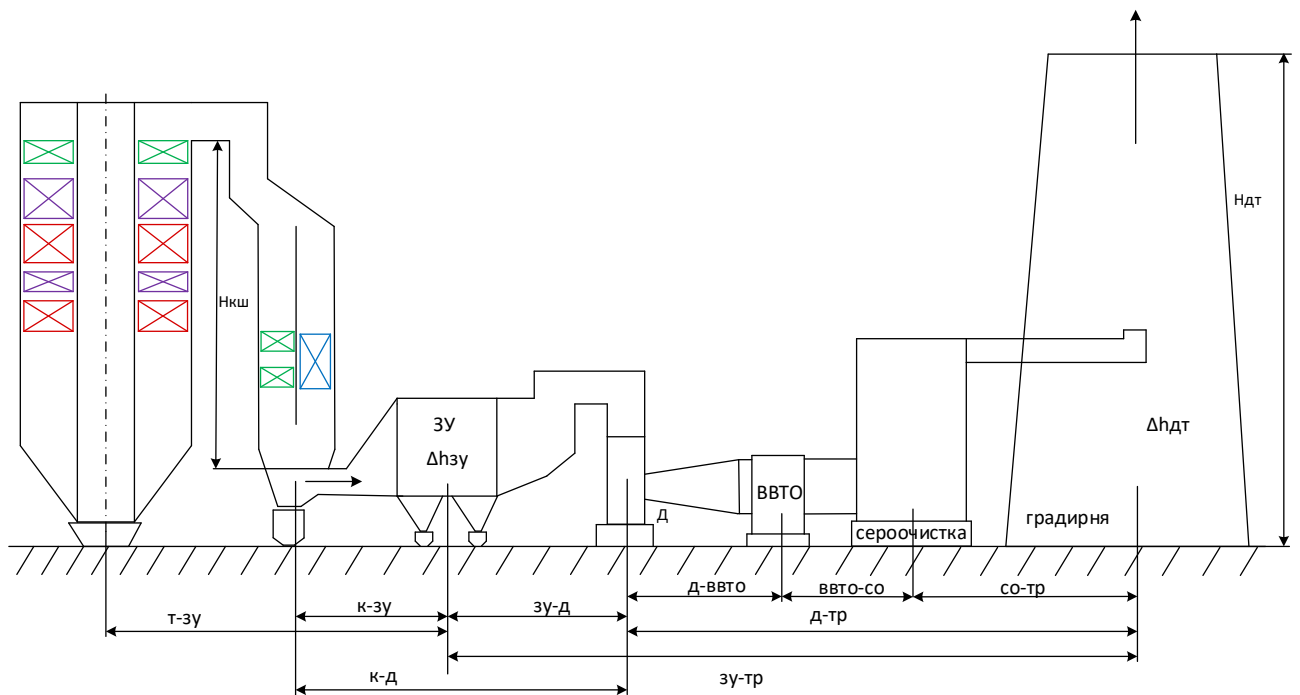


Рисунок 26 – Схема газового тракта

Так как скорость газов через ширмовый пароперегреватель меньше 10 м/с, то сопротивление ширм $\Delta h_{\text{ширм}} = 0$.

Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, мм вод. ст., как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой:

$$\Delta h = \xi \cdot h_d \quad (2.91)$$

где h_d – динамическое давление, мм вод. ст.;

ξ – коэффициент сопротивления, который зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Рейнольдса:

$$\xi = \xi_0 \cdot z_2 \quad (2.92)$$

где z_2 – количество рядов труб по глубине пучка, шт;

ξ_0 – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n}$, $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n}$, $\psi = \frac{s_1 - d_n}{s_2 - d_n}$, а также от числа Рейнольдса; так как $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi < 8$, то:

$$\xi_0 = \xi_{\text{гр}} \cdot C_{\sigma} \cdot C_{\text{Re}}, \quad (2.93)$$

где $\xi_{\text{гр}}$ – коэффициент сопротивления коридорных гладкорубных пучков при поперечном омывании;

C_{σ} и C_{Re} – поправочные коэффициенты.

Расчет сопротивлений поверхностей нагрева для удобства сведен в таблицу 42.

Таблица 42 – Расчет сопротивлений поверхностей нагрева

<i>Поверхность нагрева / Параметр</i>	h_{ϕ} , мм вод.ст.	ξ_0	ξ	Δh , мм вод.ст.
КВПЗ	0,8	0,139	1,109	0,887
КППЗ	0,85	0,114	2,285	1,942
КПП2	0,9	0,112	2,916	2,624
КПП1	0,95	0,112	3,598	3,418
КВП2	1,05	0,124	6,463	6,786
КВП1	1,15	0,123	14,519	16,697

Расчет сопротивления шахматного поперечно-омываемого пучка ВЭК, мм вод. ст., при условии $\sigma_1 \leq 3$ и $1,7 \leq \varphi \leq 6,5$ (где $\varphi = \frac{s_1 - d_H}{s'_2 - d_H}$, а $s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2}$) осуществляется по выражению:

$$\Delta h_{\text{вЭК}} = \Delta h_{\text{тр}} \cdot C_s \cdot C_d \cdot (z_2 + 1), \quad (2.94)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, мм вод. ст., определяется в зависимости от средних значений скорости и температуры газов в поверхности;

C_s – коэффициент формы шахматного пучка;

C_d – поправка на наружный диаметр труб;

z_2 – количество рядов труб по глубине пучка.

Расчет сопротивлений поверхностей ВЭК сведен в таблицу 43.

Таблица 43 – Расчет сопротивлений поверхностей ВЭК

<i>Поверхность нагрева / Параметр</i>	$h_{\text{сп}}$, мм вод.ст.	C_s	C_d	z_2	Δh , мм вод.ст.
ВЭК	0,475	1	1	148	70,775
БВЭКПВД	0,55	1	1	176	90,350
БВЭКПНД	0,58	1	1	46	27,26

Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них. Суммарная площадь сечения труб, м²:

$$\frac{F_m}{F_6} = \frac{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2}{s_1 \cdot s_2} = \frac{0,785 \cdot 0,037^2}{0,054 \cdot 0,0404} = 0,493, \quad (2.95)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок, м;
 s_1 и s_2 – шаги труб в пучке по ширине и глубине.

Сопротивление трения, мм вод. ст., в трубах воздухоподогревателя:

$$\Delta h_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \cdot \Delta h'_{\text{тр}} \cdot h_{\text{взп}} = 1 \cdot 3,05 \cdot 25,565 = 77,973, \quad (2.96)$$

где $C_{\text{ш}}$ – поправка на внутренний диаметр трубок;

$\Delta h'_{\text{тр}}$ – потеря давления в трубах трубчатого воздухоподогревателя, мм вод. ст./м;

$h_{\text{взп}}$ – длина продольно омываемых труб воздухоподогревателя, м.

Сопротивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, мм вод. ст.:

$$\Delta h_{\text{изм}} = (Z_{\text{ход}} - 1) \cdot (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \cdot h_{\text{д}} = (5 - 1) \cdot (0,26 + 0,275) \cdot 3,05 = 6,527, \quad (2.97)$$

где Z – количество ходов;

$\xi_{\text{вх}}$ и $\xi_{\text{вых}}$ – сопротивления входа в воздухоподогреватель и выхода из него, определяется в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб, к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя;

$h_{\text{д}}$ – динамическое давление, мм вод. ст., определяется при средних значениях скорости и температуры газов в поверхности.

Суммарное сопротивление ступени воздухоподогревателя, мм вод. ст.:

$$\Delta h_{\text{взп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}} = 77,973 + 6,527 = 84,5 \quad (2.98)$$

Расчет местных сопротивлений газоходов и длин участков сводится в таблицу 44 и 45.

Таблица 44 – Расчет местных сопротивлений газоходов

Параметр		Формула	Значение, мм вод.ст
Местные сопротивления	сопротивление к-зу	Δh_i	3,8
	сопротивление зу-д		15,2
	сопротивление д-ввто		10,64
	сопротивление ввто-со		5,32
	сопротивление со-тр		5,32
	Сумма	$\Delta h_{\text{м}} = \sum \Delta h_i$	40,28

Таблица 45 – Расчет длин газоходов

Параметр	Формула	Значение, м
Длина к-зу	$l_{к-зу}$	50
Длина зу-тр	$l_{зу-тр} = \frac{D_{не}}{1 + 0,007D_{не}}$	109,416
Длина к-д	$l_{к-д} = l_{к-зу} + 0,35 \cdot l_{зу-тр}$	88,296
Длина д-тр	$l_{д-тр} = 0,65 \cdot l_{зу-тр}$	71,121
Общая длина	$l = l_{к-зу} + l_{зу-тр}$	159,416

Расчет сопротивлений трения сведен в таблицу 46.

Таблица 46 – Расчет сопротивлений трения

Параметр	Формула	Значение
Коэффициент сопротивления	λ	0,02
Эквивалентный диаметр, м	d_s	7,467
Динамический напор к-зу, мм вод.ст.	$h_0^{к-зу}$	3,8
Сопротивление к-зу, мм вод.ст.	$\Delta h_{мп}^{к-зу} = \lambda \cdot \frac{l_{к-зу}}{d_s} \cdot h_0^{к-зу}$	0,509
Динамический напор зу-тр, мм вод.ст.	$h_0^{зу-тр}$	3,9
Сопротивление зу-тр, мм вод.ст.	$\Delta h_{мп}^{зу-тр} = \lambda \cdot \frac{l_{зу-тр}}{d_s} \cdot h_0^{зу-тр}$	1,143
Суммарное сопротивление, мм вод.ст.	$\Delta h_{мп} = \Delta h_{мп}^{к-зу} + \Delta h_{мп}^{зу-тр}$	1,652

Суммарное сопротивление газоходов, мм вод.ст. определяется по формуле:

$$\Delta h_{zx} = \Delta h_{тр} + \Delta h_m = 1,652 + 40,28 = 41,932 \quad (2.99)$$

Сопротивление золоуловителя $\Delta h_{зу}$ принимается равным 20,396 мм вод.ст.

Суммарное сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения и потери давления с выходной скоростью. Расчет сопротивления дымовой трубы сводится в таблицу 47.

Таблица 47 – Расчет сопротивления дымовой трубы (градирни)

Параметр	Формула	Значение
Температура уходящих газов после ВВТО, °С	$\vartheta_{yx.z}$	100
Присосы воздуха в газоход на участке между ВВТО и градирней	$\Delta \alpha = 0,01 \cdot \frac{l}{10}$	0,071

Окончание таблицы 47

Температура газов перед градирней, °С	$\vartheta_d = \frac{\alpha_{yx} \cdot \vartheta_{yx,г} + \Delta\alpha \cdot t_{xв}}{\alpha_{yx} + \Delta\alpha}$	96,851
Расход топлива на одну градирню (2 градирни на блок), кг/с	$B_p = \frac{B_p}{2}$	44,875
Расход дымовых газов через трубу (градирню), м³/с	$V_{трб} = 4 \cdot B_p \cdot (V_{г} + \Delta\alpha \cdot V_{в}^0) \cdot \frac{\vartheta_d + 273}{273}$	3125,464
Коэффициент сопротивления	λ	0,05
Величина среднего уклона дымовой трубы	i	0,02
Динамическое давление, мм вод. ст.	h_o	10,5
Сопротивление трения трубы, мм вод.ст.	$\Delta h_{тр} = \frac{\lambda}{8 \cdot i} \cdot h_d$	3,281
Потеря давления с выходной скоростью, мм вод. ст.	$\Delta h_{вых} = \xi_{вых} \cdot h_d$	10,5
Суммарное сопротивление дымовой трубы, мм вод. ст.	$\Delta h_{дт} = \Delta h_{тр} + \Delta h_{вых}$	13,781

Расчет самотяги сводится в таблицу 48.

Таблица 48 – Расчет самотяги

Параметр	Формула	Значение
Объем газов перед конвективной шахтой, м³/кг	$v'_{ки}$	6,796
Объем газов после конвективной шахтой, м³/кг	$v''_{ки}$	7,095
Средний объем в конвективной шахте, м³/кг	$v_{ки} = \frac{v'_{ки} + v''_{ки}}{2}$	6,945
Высота конвективной шахты, м	$H_{ки}$	75,321
Коэффициент избытка воздуха перед КШ	$\alpha'_{ки}$	1,44
Коэффициент избытка воздуха после КШ	$\alpha''_{ки}$	1,51
Средний коэффициент избытка воздуха в КШ	$\alpha_{ки} = \frac{\alpha'_{ки} + \alpha''_{ки}}{2}$	1,475
Температура газов перед КШ, °С	$\vartheta'_{ки}$	308,173
Температура газов после КШ, °С	$\vartheta''_{ки}$	130
Средняя температура газов в КШ, °С	$\vartheta_{ки} = \frac{\vartheta'_{ки} + \vartheta''_{ки}}{2}$	219,087

Окончание таблицы 48

Плотность дымовых газов в КШ при нормальных условиях, кг/м ³	$\rho_0^{ки} = \frac{1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{ки} \cdot V_B^0}{V_{ки}}$	1,296
Величина самотяги КШ, мм вод.ст.	$h_c^{ки} = -H_{ки} \cdot g \cdot \left(1,23 - \rho_0^{ки} \cdot \frac{273}{\vartheta_{yx.z} + 273} \right)$	-57,832
Температура уходящих газов (перед градирней), °С	$\vartheta_{yx.z}$	100
Высота дымовой трубы (градирни), м	$H_{от}$	125
Плотность дымовых газов в ДТ при нормальных условиях, кг/м ³	$\rho_0^{dm} = \frac{1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{ки}'' \cdot V_B^0}{V_{ки}''}$	1,296
Величина самотяги КШ, мм вод.ст.	$h_c^{dm} = -H_{от} \cdot g \cdot \left(1,23 - \rho_0^{dm} \cdot \frac{273}{\vartheta_{yx.z} + 273} \right)$	85,252
Суммарная самотяга, мм вод.ст.	$H_c = h_c^{ки} + h_c^{dm}$	25,521

Расчет перепада полных давлений по газовому тракту сводится в таблицу 49.

Таблица 49 – Расчет полных давлений по газовому тракту

Параметр	Формула	Значение
Сопrotивление поверхностей нагрева, мм.вд.ст.	$\Delta h_{поверхностей} = \Delta h_{квп3} + \Delta h_{кпп3} + \Delta h_{кпп2} + \Delta h_{кпп1} + \Delta h_{квп2} + \Delta h_{квп1} + \Delta h_{квп3} + \Delta h_{безкпвд} + \Delta h_{безкпнд} + \Delta h_{взп}$	312,24
Сопrotивление газоходов, мм.вд.ст.	Δh_{zx}	41,932
Сопrotивление золоуловителя, мм.вд.ст.	Δh_{zy}	20,396
Сопrotивление дымовой трубы, мм в.д.ст.	$\Delta h_{дт}$	13,781
Разряжение на выходе из топки, мм.вд.ст.	h_m''	-3
Перепад полных давлений, мм.вд.ст.	$H_n = \Delta h_{поверхностей} + \Delta h_{zx} + 2\Delta h_{zy} + \Delta h_{дт} + h_m'' - H_c$	378,224

Расчетный напор дымососа, мм вод. ст., определяется по формуле:

$$H_d = \beta_2 \cdot H_n = 1,2 \cdot 378,224 = 453,869, \quad (2.100)$$

где $\beta_2 = 1,2$ – коэффициент запаса по давлению.

Производительность дымососа, м³/с определяется по формуле:

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_d = 1,1 \cdot 878,659 = 966,525, \quad (2.101)$$

где $\beta_1 = 1,1$ – коэффициент запаса по производительности;

V_d – расход газов при номинальной нагрузке котла, м³/с, рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} V_d &= B_p \cdot (v_{yx.z} + \Delta\alpha \cdot V_B^0) \cdot \frac{g_d + 273}{273} - V_{рецир.г.} = \\ &= 89,75 \cdot (7,095 + 0,071 \cdot 4,192) \cdot \frac{96,851 + 273}{273} - 20,217 = 878,659, \end{aligned} \quad (2.102)$$

где $V_{рецир.г.} = 20,217$ м³/с – объем газов, отбираемых на рециркуляцию.

На котел устанавливается 3 дымососа, производительность которых, тыс. м³/ч, определяется по выражению:

$$Q_d = \frac{Q_p \cdot 3,6}{3} = \frac{878,659 \cdot 3,6}{3} = 1159,8 \quad (2.103)$$

По найденным значениям производительности (Q_d , тыс. м³/ч) и напору (H_d , мм вод. ст.) выбирается необходимый типоразмер дымососа: ДОД–43-500-4. Коэффициент полезного действия дымососа $\eta_d = 0,825$.

Расчетная мощность двигателя дымососа, кВт:

$$N_d = \beta_3 \cdot \frac{Q_d \cdot H_d \cdot 10^{-2}}{3,6 \cdot \eta_d} = 1,05 \cdot \frac{1159,8 \cdot 453,869 \cdot 10^{-2}}{0,825} = 1825, \quad (2.104)$$

где β_3 – коэффициент запаса по потребляемой мощности, в расчетах принимается $\beta_3 = 1,05$.

Наряду с дымососом выбираются дымососы рециркуляции газов (ДРГ) по объему газов, отбираемых на рециркуляцию.

Выбраны 2 ДРГ-19,5

2.3.11.2 Расчет сопротивления воздушного тракта

Расчетная схема газового тракта котла представлена на рисунке 27.

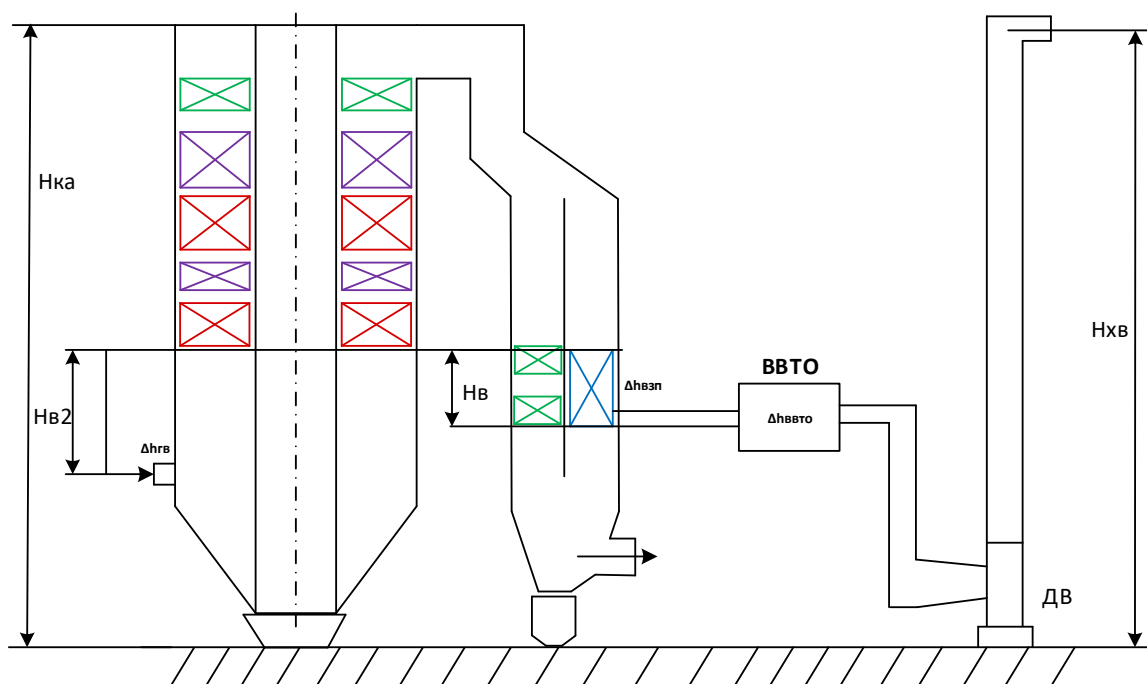


Рисунок 27 – Схема газового тракта

Расчет сопротивления воздушного тракта сводится в таблицу 50.

Таблица 50 – Расчет сопротивления воздухопроводов воздушного тракта

Параметр		Формула	Значение
Сопротивление воздухопровода холодного воздуха	эквивалентный диаметр, м	$d_э$	5
	сопротивление зу-д	$H_{хв}$	80,321
	динамический напор, мм вод.ст.	$h_д$	2,2
	коэффициент трения	λ	0,02
	местные сопротивления, мм вод.ст.	$\Delta h_м = \xi_м \cdot h_д$	2,2
	сопротивление трения, мм вод.ст.	$\Delta h_{тр} = \lambda \cdot \frac{H_{хв}}{d_э} \cdot h_д$	0,707
	суммарное сопротивление, мм вод.ст.	$\Delta h_{хв} = \Delta h_{тр} + \Delta h_м$	2,907
Сопротивление ВВТО, мм вод.ст.		$\Delta h_{ввто}$	46,91
Сопротивление ВЗП	средняя температура в ВЗП, °С	$t_{cp} = \frac{60 + 295}{2}$	177,5
	динамический напор, мм вод.ст.	$h_д$	1,4
	коэффициент местного сопротивления	ξ	3,5
сопротивление поворотов в перепускных коробах, мм вод.ст.		$\Delta h_{пов} = 5 \cdot \xi \cdot h_д$	24,5

Продолжение таблицы 50

	сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, мм вод.ст.	Δh_{zp}	0,455
	количество ходов	$z_{ход}$	5
	сопротивление поперечно омываемых труб, мм вод.ст.	$\Delta h_{тр} = \Delta h_{тр} \cdot (z_2 + 1) \cdot z_{ход}$	364
	суммарное сопротивление ВЗП, мм вод.ст.	$\Delta h_{взп} = \Delta h_{тр} + \Delta h_{пов}$	388,5
Сопротивление воздухопровода горячего воздуха	коэффициент местного сопротивления	ξ	2
	динамический напор, мм вод.ст.	h_d	7,1
	местные сопротивления, мм вод.ст.	$\Delta h_m = \xi \cdot h_d$	14,2
	длина воздухопровода от ВЗП до горелочного устройства, м	$l_{тв} = \frac{D_{пс}}{(1,55 + 0,025 \cdot D_{пс})}$	35,316
	сопротивление трения, мм вод.ст.	$\Delta h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l_{тв}}{d_3} \cdot h_d$	1,003
	суммарное сопротивление, мм вод.ст.	$\Delta h_{тв} = \Delta h_{тр} + \Delta h_m$	15,203
Сопротивление горелок	коэффициент сопротивления горелочного устройства	$\xi_{гор}$	1,8
	динамический напор, мм вод.ст.	h_d	59
	сопротивление горелок, мм вод.ст.	$\Delta h_{гор} = \xi_{гор} \cdot h_d$	106,2
Самотяга	высота ВЗП, м	H_6	20,154
	самотяга ВЗП, мм вод.ст.	$h_{c1} = H_6 \cdot g \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{t_{г6} + 273} \right)$	12
	высота от ВЗП до горелок, м	H_{62}	25,154
	самотяга от ВЗП до горелок, мм вод.ст.	$h_{c2} = -H_{62} \cdot g \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{t_{г6} + 273} \right)$	-14,977
	суммарная самотяга, мм вод.ст.	$H_c = h_{c1} + h_{c2}$	-2,977
Перепад полных давлений	расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м	H'	19
	разряжение в топке на уровне ввода воздуха, мм вод.ст.	$h'_t = h''_t + 0,95 \cdot H'$	-1,159

Окончание таблицы 50

	суммарное сопротивление воздушного тракта котла, мм вод.ст.	$\Delta H_B = \Delta h_{xb} + \Delta h_{вето} + \Delta h_{взп} + \Delta h_{гв} + \Delta h_{гор}$	559,72
	перепад полных давлений в воздушном тракте, мм вод.ст.	$\Delta H_{II} = \Delta H_B - H_c + h'_T$	561,538

Необходимое по расчету полное давление, мм вод. ст., которое должен развивать дутьевой вентилятор, определяется по формуле:

$$H_B = \beta_2 \cdot \Delta H_{II} = 1,2 \cdot 561,538 = 673,845, \quad (2.105)$$

где β_2 – коэффициент запаса по давлению.

Производительность вентиляторов, м³/с определяется по формуле:

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_B = 1,1 \cdot 425,898 = 468,487, \quad (2.106)$$

где β_1 – коэффициент запаса по производительности;

V_B – расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м³/с, рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} V_B &= B_p \cdot V_B^0 \cdot \left(\alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{пл} + \Delta \alpha_{взп} \right) \frac{t_{xb} + 273}{273} = \\ &= 89,75 \cdot 4,192 \cdot (1,15 - 0,06 - 0,04 + 0,03) \frac{30 + 273}{273} = 425,898, \end{aligned} \quad (2.107)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха в топке;

$\Delta \alpha_T$ – присосы воздуха в топке;

$\Delta \alpha_{пл}$ – присосы воздуха в системе пылеприготовления;

$\Delta \alpha_{взп}$ – относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе;

Для обеспечения надежности работы котельной установки на один котел устанавливают два дутьевых вентилятора, соответственно производительность одного вентилятора, тыс. м³/ч, по которой осуществляется выбор типоразмера машины, определяется по выражению:

$$Q_B = \frac{Q_p \cdot 3,6}{2} = \frac{468,487 \cdot 3,6}{2} = 843,28 \quad (2.108)$$

По найденным значениям производительности (Q_B , тыс. м³/ч) и напору (H_B , мм вод. ст.) выбирается необходимый типоразмер дутьевого вентилятора:

ВДОД-31,5-С. Коэффициент полезного действия дутьевого вентилятора составляет $\eta_b = 0,84$.

Расчетная мощность двигателя дутьевого вентилятора, кВт:

$$N_d = \beta_3 \cdot \frac{Q_b \cdot H_b \cdot 10^{-2}}{3,6 \cdot \eta_b} = 1,05 \cdot \frac{843,28 \cdot 673,845 \cdot 10^{-2}}{3,6 \cdot 0,84} = 1935, \quad (2.109)$$

где β_3 – коэффициент запаса по потребляемой мощности, в расчетах принимается $\beta_3 = 1,05$.

2.4 Выбор и расчет вспомогательного оборудования

2.4.1 Выбор насосов

Выбор и расчет насосов сводится в таблицу 51 и 52.

Таблица 51 – Расчет насосов

	Параметр	Формула	Значение
Питательный насос с турбоприводом	расход питательной воды с запасом в 5 %, кг/с	$G_{пн} = 1,05 \cdot G_{пв}$	488,95
	плотность воды на входе в питательный насос, м ³ /кг	$\rho_{пит.воды}$	922,286
	объемный расход, м ³ /ч	$Q_{пн} = \frac{G_{пн}}{\rho_{пит.воды}}$	1908,541
	напор, МПа	$\Delta p = p_n - p_в$	33,775
	КПД насоса	$\eta_{эн}$	0,85
	потребляемая насосом мощность, МВт	$N_{пэн} = \frac{Q_{пн} \cdot \Delta p}{\eta_{эн}}$	21,066
	сопротивление прямооточного котла, МПа	Δp_k	4,5
	сопротивление РПК, МПа	$\Delta p_{рпк}$	0,15
	суммарное гидравлическое сопротивление ПВД, МПа	$\Delta p_{пвд}$	1
	сопротивление трубопроводов, МПа	$\Delta p_{тр}$	0,2
	суммарное гидравлическое сопротивление тракта, МПа	$p_c = \Delta p_k + \Delta p_{рпк} + \Delta p_{пвд} + \Delta p_{тр}$	5,85
Конденсатные насосы	общая подача конденсатных насосов, кг/с	$G_{кн} = G_{ок} + D_{псн} + D_{сн}$	345,133
	гидравлическое сопротивление БОУ, МПа	$\Delta p_{боу}$	0,55
	гидравлическое сопротивление трубопроводов, МПа	$\Delta p_{тр}$	0,1
	необходимый подпор на входе в КН-2, МПа	$\Delta p_{под}$	0,15
	давление нагнетания насосов первой ступени КН-1, МПа	$p_{н1} = \Delta p_{боу} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{под}$	0,8

Продолжение таблицы 51

	плотность воды перед конденсатными насосами первого подъема, кг/м ³	$\rho_{1кн}$	996,562
	производительность насосов первого подъема КН-1, м ³ /ч	$V_{кн1} = \frac{G_{кн}}{\rho_{1кн}}$	1246,763
	КПД насоса	$\eta_{эн}$	0,8
	давление в конденсаторе, МПа	P_k	0,0035
	потребляемая насосом мощность, кВт	$N_{пэн} = \frac{V_{кн1} \cdot (p_{н1} - P_k)}{\eta_{эн}}$	344,808
	гидравлическое сопротивление ПНД, МПа	$\Delta p_{пнд}$	0,08
	гидравлическое сопротивление охладителя эжекторов, МПа	$\Delta p_{оз}$	0,06
	гидравлическое сопротивление РПК, МПа	$\Delta p_{рпк}$	0,04
	суммарное сопротивление тракта от ПНД, МПа	$p_c = 2\Delta p_{оз} + \Delta p_{рпк} + 4\Delta p_{пнд} + \Delta p_{тр}$	0,58
	разность высот между деаэратором и насосом, м	H_0	21
	плотность воды перед насосами второй ступени, кг/м ³	$\rho_{2кн}$	950
	давление нагнетания насосов второй ступени КН-2, МПа	$p_{н2} = P_0 + H_0 \cdot g \cdot \rho_{2кн} + \Delta p_c$	1,476
	производительность насоса КН-2, м ³ /ч	$V_{кн2} = \frac{G_{кн}}{\rho_{2кн}}$	1307,871
	потребляемая насосом мощность, кВт	$N_{пэн} = \frac{V_{кн2} \cdot (p_{н2} - \Delta p_{пнд})}{\eta_{эн}}$	602,003
Циркуляционные насосы	кратность охлаждения оборотной системы водоснабжения	m	80
	расход пара в конденсатор, кг/с	G_k	313,705
	расход охлаждающей воды в конденсаторе, кг/с	$D_{ов} = m \cdot G_k$	90347,034
	расчетный расход охлаждающей воды составит, т/ч	$D_{ов}^p = 1,1 \cdot D_{ов}$	99381,738
	плотность воды, кг/м ³	$\rho_в$	1000
	производительность насоса, м ³ /ч	$V_{ци} = \frac{D_{ов}^p}{\rho_в}$	99381,738
	давление на стороне нагнетания, кПа	p_n	250
	давление на стороне всасывания, кПа	$p_в$	70
	напор насоса составляет, кПа	$\Delta p = p_n - p_в$	180
	мощность, потребляемая насосами ЦН, кВт	$N_{ци} = \frac{\Delta p \cdot V_{ов}^p}{\eta_n}$	6211,359

Окончание таблицы 51

Сетевые насосы	расход сетевой воды, кг/с	$G_{св}$	358,337
	плотность воды на входе в сетевой насос, м ³ /кг	$\rho_{с.в}$	935,452
	производительность одного сетевого насоса, м ³ /ч	$V_{сн} = \frac{G_{св}}{\rho_{с.в} \cdot 2}$	191,532
	выходное давление воды в сетевом насосе, МПа	$P_{пс}$	1,5
	входное давление воды в сетевом насосе, МПа	$P_{ос}$	0,3
	напор насоса, МПа	$\Delta P_{сн} = P_{пс} - P_{ос}$	1,2
	мощность, потребляемая одним насосом ЦН, кВт	$N_{сн} = \frac{\Delta P_{сн} \cdot V_{сн}}{\eta_n}$	77,858

Таблица 52 – Выбор насосов

Тип насоса	Марка насоса	Количество	Характеристики
Питательный насос с турбоприводом	ПНТ -1150-340-15 с приводом ОК-18ПУ	2	Производительность - 1150 м ³ /ч; Напор - 3506 м вод.ст; Частота вращения - 5130 об/мин; КПД - 85 %.
Питательный электронасос	ПЭ-600-300	1	Производительность - 600 м ³ /ч; Напор - 3290 м вод.ст; Частота вращения - 6300 об/мин; КПД - 80 %.
Конденсатный насос первого подъема	КсВ-1600-90	2	Производительность - 1600 м ³ /ч; Напор - 90 м вод.ст.; Частота вращения – 1000 об/мин.
Конденсатный насос второго подъема	КсВ-700-180	3	Производительность - 700 м ³ /ч; Напор - 180 м вод.ст.; Частота вращения – 1500 об/мин.
Циркуляционный насос	ОП10-145	2	Производительность 49000-740000 м ³ /ч; Полный напор 24,5-17,8 м вод. ст.; Частота вращения – 333 об/мин.
Сетевой насос	СЭ-500-140	2	Производительность - 500 м ³ /ч Напор – 1,37 МПа. Частота вращения 3000 об. /мин Потребляемая мощность - 240 кВт КПД - 81 %

2.4.2 Выбор регенеративных подогревателей

Произведем выбор ПНД-1 путем расчета эскизной площади теплообменника.

Для зоны ОД:

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{пнд1} = D_8 \cdot (t_0^{пнд1} - t_0^{пнд1}) = 9,911 \cdot (268,434 - 163,84) = 1037 \quad (2.110)$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{2,31g\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}\right)} = \frac{30,23 - 6,454}{2,31g\left(\frac{30,23}{6,454}\right)} = 14,415, \quad (2.111)$$

где $\Delta t_{\delta} = t_{\delta}^{нн\delta 1} - t_{\delta 0}^{нн\delta 1} = 64,129 - 33,899 = 30,23$ °С - большая разность температур;
 $\Delta t_{\mu} = t_{\delta}^{нн\delta 1} - t_{cn}^{нн\delta 1} = 39,127 - 32,673 = 6,454$ °С - меньшая разность температур.

Эскизная площадь ПНД-1:

$$F_{эск}^{од} = \frac{Q_{нн\delta 1}}{k_{cn} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1037}{600 \cdot 15,415} = 112,081 \text{ м}^2 \quad (2.112)$$

где $k_{cn} = 600$ Вт/м² · К - коэффициент теплопередачи для охладителя дренажа.

Для зоны СП:

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{нн\delta 1} = D_8 \cdot (h_8 - \overline{t_{\delta}^{нн\delta 1}}) = 9,911 \cdot (2561,82 - 268,434) = 22730 \quad (2.113)$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{2,31g\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}\right)} = \frac{30,23 - 4}{2,31g\left(\frac{30,23}{4}\right)} = 12,983, \quad (2.114)$$

где $\Delta t_{\delta} = t_{\delta}^{нн\delta 1} - t_{\delta 0}^{нн\delta 1} = 64,129 - 33,899 = 30,23$ °С - большая разность температур;
 $\Delta t_{\mu} = t_{\delta}^{нн\delta 1} - t_{cn}^{нн\delta 1} = 64,129 - 60,129 = 4$ °С - меньшая разность температур.

Эскизная площадь ПНД-1:

$$F_{эск}^{cn} = \frac{Q_{нн\delta 1}}{k_{cn} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{22730}{2550 \cdot 12,983} = 686,549 \text{ м}^2 \quad (2.115)$$

где $k_{cn} = 2400 - 2700$ Вт/м² · К - коэффициент теплопередачи для зоны собственного подогревателя.

Суммарная эскизная площадь ПНД-1:

$$F_{эск} = F_{эск}^{од} + F_{эск}^{cn} = 112,081 + 686,549 = 798,63 \quad (2.116)$$

Выбираем ПН-850-25-6-1.

Последующие подогреватели выбираются аналогичным образом и сводятся в таблицу 53.

Таблица 53 – Выбор регенеративных подогревателей по посчитанным площадям

Подогреватель	Наименование	Эскизная площадь, м ²		
		общая	зона ОП	зона ОД
ПНД-1	ПН-850-25-6-1	798,63	-	112,081
ПНД-2	ПН-850-25-6-1	771,333	5,917	376,567
ПНД-3	ПН-850-25-6-1	788,233	17,981	275,366
ПНД-4	ПН-850-25-6-1	631,312	22,879	127,146
ПВД-1	ПВ-2100-380-17	1999,705	78,427	1231,057
ПВД-2	ПВ-1800-37-6,5	1704,348	63,654	833,57
ПВД-3	ПВ-1800-37-6,5	1650,9	82,988	798,727
СП	ПСВ-200-7-15	170,795	-	-
ПСП	ПСВ-200-7-15	164,793	-	-

2.4.3 Выбор деаэратора

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

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{нв}} = 465,667 \text{ кг/с} = 1676,4 \text{ т/ч}$$

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

Таким образом, выбирается деаэратор типа ДСП-2000.

2.4.4 Топливное хозяйство

2.4.4.1 Выбор приемных разгрузочных устройств

Суммарный расход топлива на станцию:

$$B_{\text{сумм}} = n \cdot B_p = 2 \cdot 89,75 = 179,5 \text{ кг/с} = 646,2 \text{ т/ч}, \quad (2.117)$$

где n - число блоков.

Выбираем три вагоноопрокидывателя бокового типа, один из которых резервный.

Характеристики вагоноопрокидывателя:

- число опрокидываний в час: 20/25;
- теоретическая производительность: 1860/1500 т/ч;
- габариты: 25,6x10,4x12,5 м;
- мощность электродвигателей: 100x2 кВт;

- вес опрокидывателя с электрооборудованием: 197 т.

2.4.4.2 Ленточные конвейеры

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

Расчет ленточных конвейеров сводится в таблицу 54.

Таблица 54 – Расчет ленточных конвейеров

Параметр	Формула	Значение
Число часов работы топливоподачи в течение суток, ч	T	21
Суточный расход топлива на ТЭС, т/ч	$B_{сут} = B_{сумм} \cdot 24$	7754,4
Расчетная часовая производительность каждой нитки, т/ч	$B_{расч} = \frac{B_{сут}}{T}$	738,514
Ширина ленты, мм	B	1200
Скорость ленты, м/с	c	2,3
Насыпной вес топлива, т/м	γ	0,77
Коэффициент, учитывающий угол естественного откосов топлива на ленте	k_{α}	375
Производительность желобчатой ленты, т/ч	$B_{л} = B^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_{\alpha}$	956,34
Коэффициент, зависящий от ширины ленты	k_1	625
Длина конвейера между центрами приводного и конечного барабана, м	l	45
Высота подъема по вертикали между центрами приводного и конечного барабанов, м	H	20
Коэффициент, зависящий от длины конвейера	k_l	1
Мощность на валу приводного барабана ленточного конвейера, кВт	$W_{\delta} = \frac{k_1 \cdot l \cdot c + 2 \cdot B_{л} \cdot l + 37 \cdot B_{л} \cdot H}{1,36} \cdot k_l$	631,213
Коэффициент запаса	k_3	1,25
КПД электродвигателя	$\eta_{эд}$	0,93
КПД редуктора	η_p	0,95
Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, кВт	$W_{эн} = \frac{k_3 \cdot W_{\delta}}{\eta_{эд} \cdot \eta_p} \cdot k_l$	893,057

2.4.4.3 Выбор дробилок

На проектируемом блоке применяется 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 выбираются дробилки первой ступени - 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 выбираются молотковые дробилки СМ-170Б с характеристиками:

- производительность – 200 т/ч;
- размеры ротора: длина - 1600 мм, диаметр - 1300 мм
- частота вращения ротора - 750 об/мин;
- мощность электродвигателя - 150 кВт;
- масса - 14,8 т.

Емкость бункера сырого угля составляет, м³:

$$V_{\text{б}} = \frac{B_{\text{к}} \cdot \tau}{\gamma \cdot k_{\text{з}}} = \frac{323,1 \cdot 8}{0,77 \cdot 0,8} = 8392,208, \quad (2.118)$$

где τ - число часов работы котла на топливе, запасенном в бункерах;

$k_{\text{з}}$ - коэффициентом заполнения бункера;

γ - насыпной вес угля.

Для подачи угля из бункера используется ленточный питатель, с шириной ленты 800 мм, длиной 10-15 м. Производительность при высоте слоя 0.2 м 270 м³/ч, требуемая мощность – 4,5 кВт.

2.4.4.4 Топливные склады

Емкость склада угля рассчитывается исходя из двухнедельного расхода при 20 часах работы в сутки всех котлов.

Площадь, непосредственно занятая штабелями, м²:

$$F_{\text{шт}} = \frac{24 \cdot B_{\text{к}} \cdot n}{h \cdot \gamma_{\text{м}} \cdot \varphi} = \frac{24 \cdot 323,1 \cdot 30 \cdot 2}{7 \cdot 0,77 \cdot 0,85} = 101552,8, \quad (2.119)$$

где n - число суток запаса топлива на складе при работе всех котлов в течение 20 часов;

h - высота штабеля, м;

φ - коэффициент, учитывающий угол сползания топлива в штабеле;

$\gamma_{\text{м}}$ - насыпной вес угля.

2.4.5 Золоулавливание

Исходя из объема дымовых газов выбираются четыре электрофилтра (по 2 на блок) типа ЭГВМ с высотой электродов 18м, площадью сечения 545 м² и производительностью 1965000 м³/ч.

2.4.5 Выбор схемы технического водоснабжения

На проектируемой ТЭС было решено применить оборотную схему водоснабжения с градирнями. Выбор типоразмера градирен зависит от расхода охлаждающей воды и площади орошения.

Необходимая площадь орошения на станцию, м² рассчитывается по формуле:

$$F = \frac{\lambda \cdot G_{ov} \cdot n}{\rho_v \cdot v_v} = \frac{0,5 \cdot 25096,398 \cdot 2}{1,165 \cdot 0,8} = 29620,213, \quad (2.120)$$

где λ - относительный расход воздуха;
 G_{ov} - расход охлаждающей воды, кг/с;
 ρ_v - плотность воздуха, кг/м³;
 v_v - скорость воздуха, м/с;
 n - количество блоков.

Выбирается четыре железобетонные градирни площадью орошения 7500 м², которые представлены на рисунке 28.

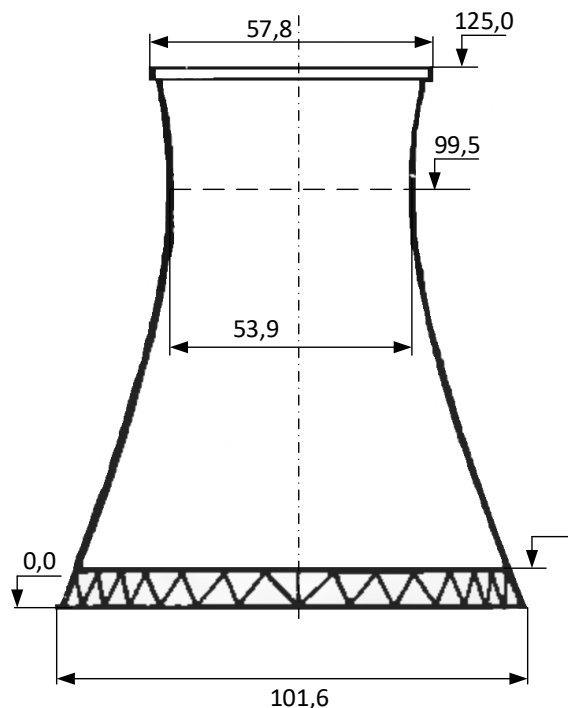


Рисунок 28 – Эскиз градирни

3 Охрана окружающей среды

3.1 Расчет токсичных выбросов в атмосферу с уходящими газами

Твердые частицы, содержащиеся в уходящих газах представляют собой совокупность летучей золы и несгоревшего кокса.

Расчет токсичных выбросов сведен в таблицу 55.

Таблица 55 – Расчет вредных выбросов

Параметр		Формула	Значение
Твердые частицы	КПД золоуловителя	η_{zy}	0,98
	теплота сгорания топлива, кДж/кг	Q_n^p	15280
	зольность топлива, %	A^p	7,4
	доля золы, уносимой газами из котла	α_{yh}	0,95
	расход топлива на котел, кг/с	B_p	89,75
	объемный расход дымовых газов, м ³ /с	V_d	878,659
	потери тепла от механического недожога, %	q_4	0,5
	массовый выброс твердых частиц, г/с	$M_{me} = 0,01B_p \cdot \left(\alpha_{yh} \cdot A^p + q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32680} \right) \cdot (1 - \eta_{zy})$	130,385
	количество летучей золы, уносимой в атмосферу, г/с	$M_z = 0,01B_p \cdot \alpha_{yh} \cdot A^p \cdot (1 - \eta_{zy})$	126,189
	количество коксовых частиц, образующихся в результате механического недожога, г/с	$M_k = M_{me} - M_z$	4,196
концентрация твердых частиц в дымовых газах, г/м ³	$C_{me} = \frac{M_{me}}{V_d}$	0,148	
Оксиды серы	содержание серы, %	S^p	0,2
	доля оксидов серы, связываемых летучей золой	η'_{so_2}	0,2
	доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе	η''_{so_2}	0
	доля оксидов серы, улавливаемых в установках сероочистки	$\eta^c_{so_2}$	0,9
	массовый выброс серы, г/с	$M_{so_2} = 0,02B_p \cdot S^p \cdot (1 - \eta'_{so_2}) \cdot (1 - \eta''_{so_2}) \cdot (1 - \eta^c_{so_2})$	28,72

Продолжение таблицы 55

	концентрация серы в дымовых газах, мг/м ³	$C_{so_2} = \frac{M_{so_2}}{V_d}$	32,686
Монооксид углерода СО	монооксид углерода не образуется, так как потери с химическим недожогом равны нулю		
Бензапирен	коэффициент, характеризующий конструкцию нижней части топки	A	0,521
	коэффициент, учитывающий снижение улавливающей способности бензапирена золоуловителями	Z	0,7
	коэффициент избытка воздуха в газах на выходе из топки	α_m''	1,15
	концентрация бензапирена, мкг/м ³	$C_{\delta n}^m = \frac{A \cdot Q_n^p}{\exp(1,5 \cdot \alpha_m'')} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{zy} \cdot Z}{100}\right)$	1,409
	массовый выброс бензапирена, мкг/с	$M_{\delta n} = C_{\delta n}^m \cdot V_d$	1237,753
Оксиды азота	содержание азота, %	N^p	0,6
	удельное содержание азота в топливе, г/МДж	$N_m = 10 \frac{0,001 N^p}{Q_n^p}$	0,393
	коэффициент избытка воздуха в горелках	α_2	1,05
	влияние коэффициента избытка воздуха в прямооточной горелке	$\beta_{a\Gamma} = (0,53 \cdot \alpha_2 + 0,12)^2$	0,458
	доля первичного воздуха в горелках	α_1	0,55
	влияние доли первичного воздуха в горелке	$\beta_{a1} = 1,73 \cdot \alpha_1 + 0,48$	1,432
	расход газов на рециркуляцию, м ³ /с	$V_{рецирк}$	20,217
	степень рециркуляции дымовых газов, %	$r = \frac{V_{рецирк}}{V_d} \cdot 100$	2,301
	коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции	$\beta_2 = 1 - 0,016 \cdot \sqrt{r}$	0,976
	адиабатная температура факела, К	T_a	2091,446
	температура за зоной активного горения, К	$T_{a2}'' = T_a \cdot 0,8$	1673,171
	влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота	$\beta_g = 0,11 \cdot \sqrt[3]{T_{a2}'' - 1100}$	0,914
скорость первичного воздуха, м/с	W_1	30	

Окончание таблицы 55

скорость вторичного воздуха, м/с	W_2	49
влияние смесеобразования в корне факела прямооточных горелок	$\beta_{см} = 0,98 \cdot \frac{W_2}{W_1} - 0,47$	1,131
топливные выбросы оксидов азота, г/МДж	$K_{NO_2}^{мл} = 0,7 \cdot N_m \cdot \beta_{aГ} \cdot \beta_{a1} \cdot \beta_2 \cdot \beta_g \cdot \beta_{см}$	0,182
коэффициент избытка воздуха в зоне активного горения	$\alpha''_{аз}$	1,08
Так как температура за зоной активного горения меньше 1800 К, то выбросами воздушных оксидов азота можно пренебречь		
коэффициент, учитывающий улавливание оксидов азота в азотоочистке	$\eta_{NO_2}^c$	0,9
удельные выбросы оксидов азота, г/МДж	$K_{NO_2} = K_{NO_2}^{мл} \cdot (1 - \eta_{NO_2}^c)$	0,018
объем сухих газов, м ³ /кг	V_{c2}	7,095
концентрация оксидов азота, г/м ³	$C_{NO_2} = \frac{K_{NO_2} \cdot Q_H^p}{V_{c2}}$	0,039
массовый выброс оксидов азота, г/с	$M_{NO_2} = C_{NO_2} \cdot V_{\partial}$	34,431
Суммарный выброс вредных веществ, г/с	$M_{вред.в-в} = M_{mg} + M_{so_2} + M_{он} + M_{NO_2}$	193,538

3.2 Расчет дымовой трубы

Так как в качестве дымовой трубы используется градирня, то задачей расчета является нахождение необходимой высоты градирни и сравнение ее с ранее принятой (см. раздел 2.4.5). Рассчитываемая высота должна быть не больше ранее принятой.

Исходные данные для расчета высоты градирни сводится в таблицу 56.

Таблица 56 – Исходные данные

Параметр	Формула	Значение
Предельно допустимая концентрация вредных веществ, мг/м ³	$ПДК$	0,085
Температура газов перед градирней, °С	g_{∂}	96,851
Объемный расход дымовых газов на одну градирню (2 на блок), м ³ /с	$V_{\partial} = \frac{V_{\partial}}{2}$	439,33
Диаметр устья, м	D_y	57,82
Скорость газов на выходе из градирни, м/с	$\omega_o = \frac{4V_{\partial}}{\pi \cdot D_y^2}$	0,167
Средняя температура воздуха наиболее жаркого месяца в Саянском районе, °С	t_g	18,7

Окончание таблицы 56

Разность температур газов и окружающего воздуха, °С	$\Delta T = \vartheta_0 - t_0$	78,151
Коэффициент, учитывающий скорость оседания летучей золы	F_3	1
Коэффициент, учитывающий скорость оседания оксида серы	F_{so_2}	1
Коэффициент, зависящий от географического расположения источника выбросов	A	200

Поскольку коэффициенты m и n зависят от высоты трубы, то задача решается графическим методом. Для этого необходимо найти 3 высоты. Расчет высот сводится в таблицу 57.

Таблица 57 – Расчет высоты градирни

Параметр	Формула	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Высота градирни, м	H	95	100	105
Коэффициент	$f = 1000 \cdot \frac{\omega_0^2 \cdot D_y}{H \cdot \Delta T}$	0,002	0,002	0,002
Коэффициент	$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}}$	1,39	1,393	1,396
Коэффициент	$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_0 \cdot \Delta T}{H}}$	4,63	4,552	4,478
Коэффициент	так как $v_m > 2$, то $n =$	1	1	1
Рассчитываемая высота градирни, м	$H = \sqrt{\frac{A \cdot 0,5 \cdot M_{\text{вред.в-в}} \cdot F_3 \cdot m \cdot n}{\text{ПДК} \cdot \sqrt[3]{V_0 \cdot \Delta T}}}$	98,665	98,785	98,895

Исходя из расчетных высот видно, что средняя высота равняется 98,785 м, что меньше принятой ранее высоты градирни (125 м). Это значит, что, используя принятую градирню, концентрация вредных веществ не будет больше, чем у рассчитываемой высоты. Следовательно, дальнейшие расчеты будут производиться с высотой 125 м.

Концентрация вредных веществ с одной градирни, мг/м³ определяется по формуле:

$$C = \frac{A \cdot 0,5 \cdot M_{\text{вред.в-в}} \cdot F_3 \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_0 \cdot \Delta T}} = \frac{200 \cdot 0,5 \cdot 0,001 \cdot 193,538 \cdot 1 \cdot 1,406 \cdot 1}{125^2 \cdot \sqrt[3]{439,33 \cdot 78,151}} = 0,0536 \quad (3.1)$$

где A - см. таблицу 56;

$M_{\text{вред.в-в}}$ - см. таблицу 55;

F_3 - плотность воздуха, кг/м³;

m - определяется по формуле (см. таблицу 57) по высоте H ;

n - см. таблицу 57;

H – высота градирни, м;

V_{∂} - см. таблицу 56;

ΔT - см. таблицу 56.

Как видно из формулы 3.1, концентрация вредных веществ не превышает ПДК (0,085 мг/м³).

3.3 Расчет рассеивания

Исходные данные для расчета рассеивания сведены в таблицу 58.

Таблица 58 – Исходные данные

Параметр	Формула	Значение
Объемный расход газов на всю станцию, м ³ /с	$V_{\partial} = V_{\partial} \cdot 4$	1757,319
коэффициент	$\nu_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_{\partial} \cdot \Delta T}{H}}$	6,707
Суммарный выброс вредных веществ со станции, г/с	$M_{\text{вред.в-в}} = M_{\text{вред.в-в}} \cdot 2$	387,075
Опасная скорость ветра на уровне флюгера, м/с	$u_m = \nu_m \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{f})$	6,736
Концентрация вредных веществ со всех градирен, мг/м ³	$C_m = \frac{A \cdot M_{\text{вред.в-в}} \cdot F_3 \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_{\partial} \cdot \Delta T}}$	0,135
Коэффициент	$d = 7 \cdot \sqrt{\nu_m} \cdot (1 + 0,28 \cdot \sqrt[3]{f})$	18,686
Расстояние достижения максимальной концентрации вредных веществ, м	$x_m = \frac{5 - F_3}{4} \cdot d \cdot H$	2335,793

Расчет приземных концентраций вредных веществ в атмосфере по оси факела в зависимости от расстояния от источника выбросов сводится в таблицу 59.

Таблица 59 – Расчет приземных концентраций вредных веществ

Параметр	Формула	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	x ₅	x ₆	x ₇
Расстояние от источника выбросов, м		500	1000	1500	2000	4000	8000	16000
Коэффициент	$\bar{x}_i = \frac{x_i}{x_m}$	0,214	0,428	0,642	0,856	1,712	3,425	6,85
Безразмерная величина	<p>при $\bar{x}_i \leq 1$,</p> $S_i = 3 \cdot \bar{x}_i^4 - 8 \cdot \bar{x}_i^3 + 6 \cdot \bar{x}_i^2;$ <p>при $1 < \bar{x}_i \leq 8$,</p> $S_i = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}_i^2 + 1}$	0,203	0,573	0,866	0,989	0,818	0,448	0,159

Окончание таблицы 59

Приземная концентрация вредных веществ по оси факела, мг/м ³	$C_i^x = S_i \cdot C_m$	0,027	0,077	0,117	0,1336	0,11	0,06	0,021
---	-------------------------	-------	-------	-------	--------	------	------	-------

По полученным значениям приземных концентраций в зависимости от расстояния строится график и находится расстояние, на котором концентрация наибольшая.

График изображен на рисунке 29.

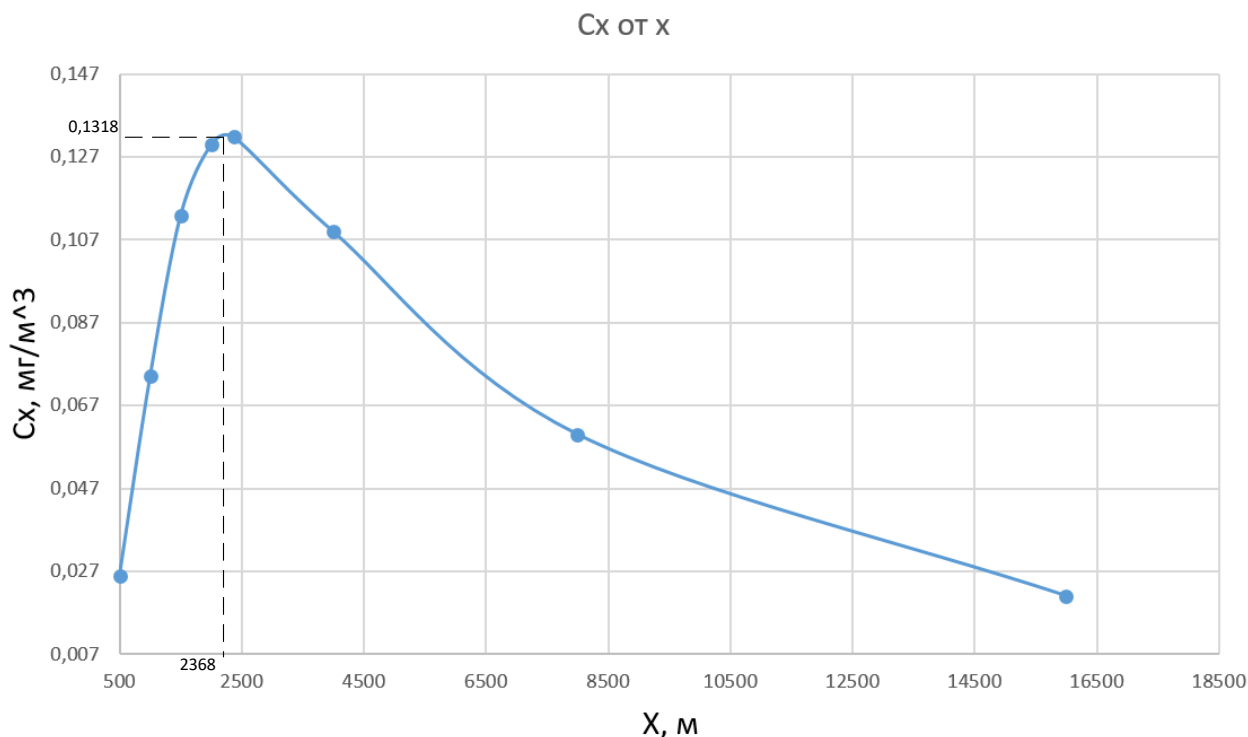


Рисунок 29 – График распределения приземных концентраций по оси факела

Как видно из графика, расстояние, на котором приземная концентрация имеет наибольшее значение (0,1318 мг/м³), равняется 2368 м.

Расчет приземных концентраций вредных веществ на расстоянии у по перпендикуляру сводится в таблицу 60.

Таблица 60 – Расчет приземных концентраций вредных веществ

Параметр	Формула	у ₁	у ₂	у ₃	у ₄	у ₅	у ₆	у ₇
Расстояние от источника выбросов, м		100	200	300	400	800	1000	1200

Окончание таблицы 60

Безразмерная величина	$S_i = \frac{1}{\left(1 + 8,4 \cdot u_m \cdot \left(\frac{y_i}{2368}\right)^2\right)} \cdot \frac{1}{\left(1 + 28,2 \cdot u_m^2 \cdot \left(\frac{y_i}{2368}\right)^4\right)}$	0,905	0,669	0,394	0,187	0,008	0,002	0,001
Приземная концентрация вредных веществ по оси факела, мг/м ³	$C_i^y = S_i \cdot C_i^x$	0,025	0,052	0,046	0,025	0,0008	0,0001	0

По полученным значениям приземных концентраций в зависимости от расстояния по перпендикуляру оси факела строится график.

График изображен на рисунке 30.

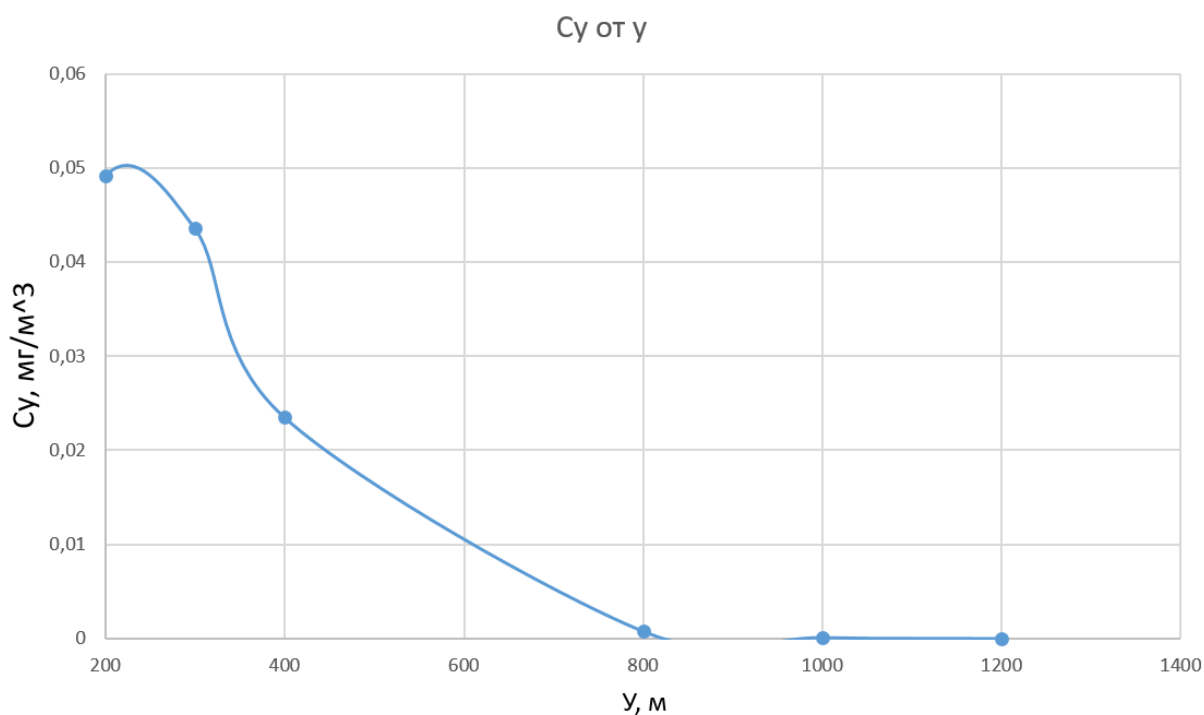


Рисунок 30 – График распределения приземных концентраций по перпендикуляру оси факела

4 Общая часть

4.1 Схема выдачи мощности

На основе количества линий электропередач и характеристик коммутационного оборудования и трансформаторов строится схема выдачи мощности, которая изображена на рисунке 31.

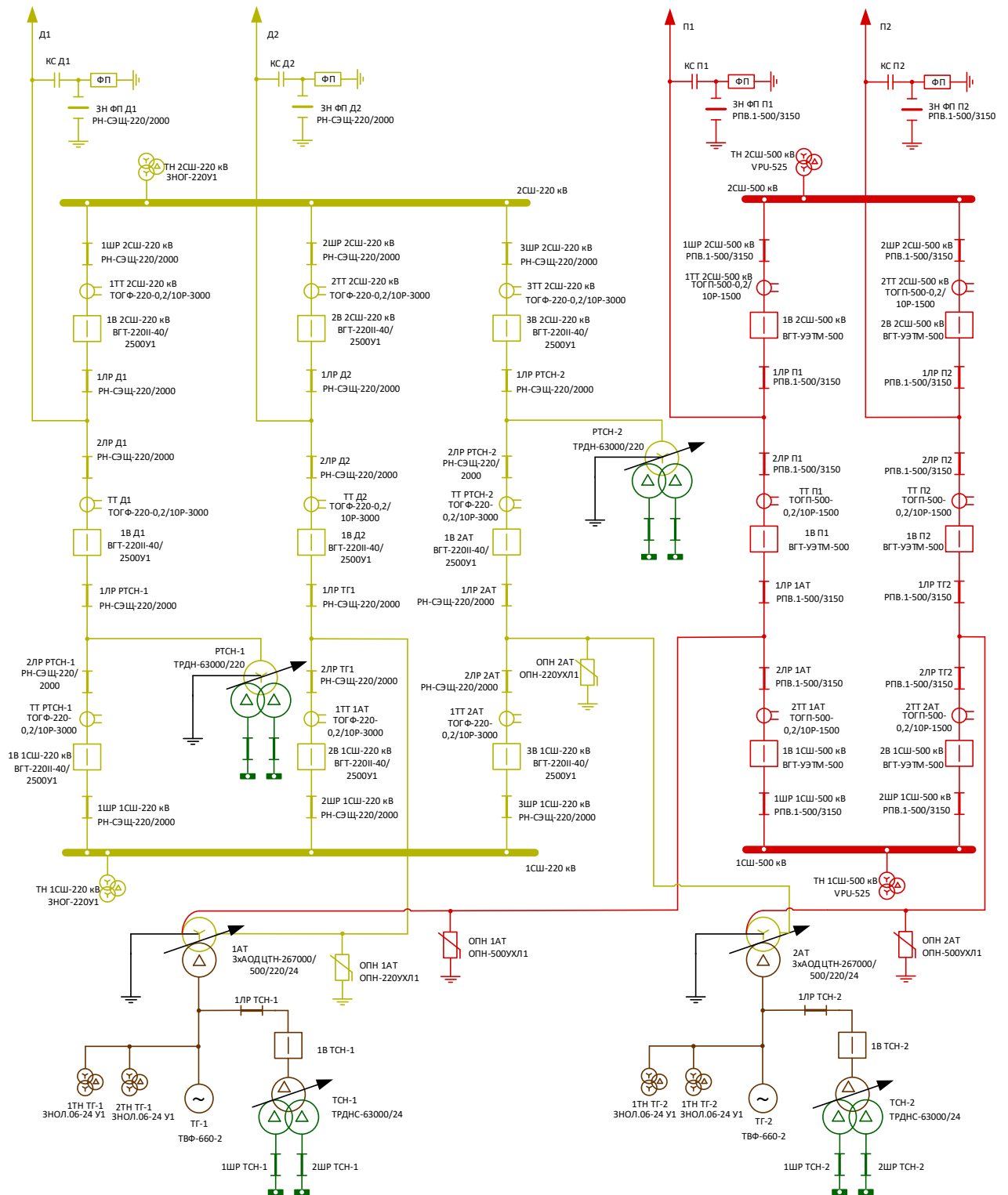


Рисунок 31 – Схема выдачи мощности

4.2 Генеральный план ГРЭС

Генеральный план станции – план размещения основных и вспомогательных сооружений станции. Генплан включает в себя главное здание,

железнодорожные пути и дороги для автотранспорта, топливный склад, градирни и др.

Генеральный план представлен на графическом листе.

4.3 Компоновка главного корпуса

Главный корпус – здание, в котором находится основное и вспомогательное оборудование, такое как котельный агрегат, турбоустановка, пылесистема, схема регенерации турбины.

В главный корпус подводится топливо (бурый уголь), техническая вода, обратная сетевая вода, а отводятся дымовые газы, нагретая техническая вода, прямая сетевая вода, зола и шлак, электричество.

Компоновка главного корпуса зависит от размещаемого в нем оборудования.

Разрез главного корпуса представлен на графическом листе.

5 Экономическая часть

5.1 Оценка экономической привлекательности

Экономическую привлекательность проекта можно оценить по соотношению капитальных и эксплуатационных затрат и по показателям экономической эффективности. Они позволяют инвесторам понять целесообразно ли вкладываться в проект.

Капитальные затраты являются важнейшим показателем привлекательности, их распределение приведено в таблице 61.

Таблица 61 – Распределение капитальных затрат по цехам

Статья затрат	Капитальные затраты, млрд. руб
Котельный цех	48,304
Турбинный цех	36,228
Химцех, электроцех, цех топливоподачи	24,152
Объекты капитального строительства	12,075

Годовой отпуск электрической энергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{отпуц} = W \cdot (1 - a_{сн}) = 9586016 \cdot (1 - 0,04) = 9207687,9, \quad (5.1)$$

где $a_{сн}$ – коэффициент расхода энергии на собственные нужды;
 W – выработка электрической энергии на ГРЭС, МВт·ч (см. раздел 1.2).

Себестоимость отпущенной электрической энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{отпуц}^э = \frac{U_э}{W_{отпуц}} = \frac{21898}{9207687,9} = 2,378, \quad (5.2)$$

где $U_э$ – эксплуатационные расходы, млн. руб/год (см. раздел 1.2).

Себестоимость выработанной электрической энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{выраб}^э = \frac{U_э}{W} = \frac{21898}{9586016} = 2,284 \quad (5.3)$$

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

$$B_{выраб} = \frac{B}{W} = \frac{2449957}{9586016} = 0,256, \quad (5.4)$$

где B – годовой расход условного топлива, т.у.т./год (см. раздел 1.2).

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

$$B_{отпуц} = \frac{B}{W_{отпуц}} = \frac{21898}{9207687,9} = 0,266 \quad (5.5)$$

Тариф на отпущенный кВт·ч с учетом планируемой рентабельности в 40%, руб./ кВт·ч:

$$T_э = (1 + 0,4) \cdot U_{отпуц}^э = (1 + 0,4) \cdot 2,378 = 3,33 \quad (5.6)$$

Величина выручки от реализации электроэнергии ГРЭС, млн. руб:

$$ВРП = 1000 \cdot T_э \cdot W_{отпуц} = 1000 \cdot 3,33 \cdot 9207687,9 = 30657,75 \quad (5.7)$$

Размер налога на имущество, млн. руб:

$$H_{им} = 0,022 \cdot \Phi_{ср.год}, \quad (5.8)$$

где $\Phi_{ср.год}$ – среднегодовая стоимость основных фондов, млн. руб.

Полная себестоимость производства и отпуска электроэнергии на ГРЭС, млн. руб:

$$C_{полн} = \frac{W_{отпуц} \cdot U_{отпуц}^э}{1000} = \frac{9207687,9 \cdot 2,378}{1000} = 21898,39 \quad (5.9)$$

Величина налогооблагаемой прибыли, млн. руб:

$$D_{осн} = ВРП - C_{полн} = 30657,75 - 21898,39 = 8759,4 \quad (5.10)$$

Величина налога на прибыль при ставке 20%, млн. руб:

$$H_{пр} = 0,2 D_{осн} \quad (5.11)$$

Величина чистой прибыли, млн. руб:

$$ЧП_t = D_{осн} - H_{пр} \quad (5.12)$$

Чистый денежный поток, млн. руб:

$$ЧДП_t = ЧП_t + U_a, \quad (5.13)$$

где U_a – амортизационные отчисления, млн. руб (см. раздел 1.2).

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб:

$$ЧДПНИ_t = ЧПНИ_{t-1} + ЧДП_t \quad (5.14)$$

В нулевой год $ЧДПНИ_t$ равняется капитальным затратам со знаком минус.

Чистый дисконтированный поток, млн. руб:

$$ДДП_t = \frac{ЧДП_t}{(1+r)^t}, \quad (5.15)$$

где r – норма дисконта, принимается равной 10%.

Чистый дисконтированный поток нарастающим итогом, млн. руб:

$$ДДПНИ_t = ДДПНИ_{t-1} + ДДП_t \quad (5.16)$$

Жизненный цикл принимается равным 15 годам. Расчет показателей экономической эффективности сводится в таблицу 62.

Чистый дисконтированный доход проекта:

$$NPV = \sum \frac{P_k}{(1+r)^k} - \sum \frac{IC_k}{(1+r)^n} = 13645,4 \quad (5.17)$$

Дисконтированный индекс доходности:

$$DPI = \frac{NPV}{\left| \sum \frac{IC_0}{(1+r)^n} \right|} = 1,19 \quad (5.18)$$

Срок окупаемости, лет:

$$PP = 6,5$$

Дисконтированный срок окупаемости, лет:

$$DPP = 10,9$$

Внутренняя норма доходности:

$$IRR = r_1 + \frac{f(r_1)}{f(r_1) - f(r_2)} \cdot (r_2 - r_1) = 13,12 \quad (5.19)$$

После определения критериев можно сделать вывод, что проект является прибыльным, однако рискованным; имеет простой и дисконтированный сроки окупаемости 6,5 и 10,9 лет соответственно.

Таблица 62 – Расчет показателей экономической эффективности

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток	72455,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Стоимость фондов на начало года	0	72455,6	67383,7	62311,8	57239,9	52168,0	47096,1	42024,2	36952,3	31880,5	26808,6	21736,7	16664,8	11592,9	6521,0	1449,1
Стоимость фондов на конец года	0	67383,7	62311,8	57239,9	52168,0	47096,1	42024,2	36952,3	31880,5	26808,6	21736,7	16664,8	11592,9	6521,0	1449,1	-3622,8
Среднегодовая стоимость фондов	0	69919,6	64847,7	59775,9	54704,0	49632,1	44560,2	39488,3	34416,4	29344,5	24272,6	19200,7	14128,8	9056,9	3985,1	-1086,8
N _{им}	0	1538,2	1426,7	1315,1	1203,5	1091,9	980,3	868,7	757,2	645,6	534,0	422,4	310,8	199,3	87,7	-23,9
Доход от основной деятельности	0,0	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4	8759,4
Налогооблагаемая прибыль	0	7221,1	7332,7	7444,3	7555,9	7667,5	7779,0	7890,6	8002,2	8113,8	8225,4	8336,9	8448,5	8560,1	8671,7	8783,3
N _{пр}	0,0	1444,2	1466,5	1488,9	1511,2	1533,5	1555,8	1578,1	1600,4	1622,8	1645,1	1667,4	1689,7	1712,0	1734,3	1756,7
Чистая прибыль	0,0	5776,9	5866,2	5955,4	6044,7	6134,0	6223,2	6312,5	6401,8	6491,0	6580,3	6669,6	6758,8	6848,1	6937,3	7026,6
ЧДП	- 72455,6	10848,8	10938,1	11027,3	11116,6	11205,9	11295,1	11384,4	11473,6	11562,9	11652,2	11741,4	11830,7	11920,0	12009,2	12098,5
ЧДПНИ	- 72455,6	- 61606,8	- 50668,7	- 39641,4	- 28524,8	- 17319,0	-6023,9	5360,5	16834,2	28397,1	40049,3	51790,7	63621,4	75541,4	87550,6	99649,1
ДДП	- 72455,6	9862,5	9039,7	8285,0	7592,8	6958,0	6375,8	5842,0	5352,5	4903,8	4492,4	4115,3	3769,6	3452,8	3162,4	2896,3
ДДПНИ	- 72455,6	- 62593,0	- 53553,3	- 45268,3	- 37675,6	- 30717,6	- 24341,8	- 18499,8	- 13147,3	-8243,5	-3751,1	364,2	4133,9	7586,7	10749,1	13645,4

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе разработан проект ГРЭС 1320 МВт, с двумя блоками по 660 МВт. В ходе литературного обзора были рассмотрены различные варианты прототипов котельных агрегатов и турбоустановок. За прототип был выбран котел немецкой станции Niederhaussem башенной компоновки. Из-за особенности топлива (бурый уголь Ирша-Бородинского месторождения), необходимости сокращения габаритов котла и необходимости снижения вредных выбросов в атмосферу было решено использовать кольцевую топку. Для повышения эффективности ТЭС решено использовать суперсверхкритическое давление 26,5 МПа и температуру острого и вторичного пара 610 °С. Кроме того, сохранена схема байпасных экономайзеров в конвективной шахте котла для снижения расхода питательной воды, уменьшения габаритов регенеративной схемы, что, как следствие, привело к повышению КПД. Для осуществления надежности работы была выбрана турбина завода ЛМЗ К-660-240.

Были произведены расчеты:

- расчет тепловой схемы;
- тепловой расчет котла;
- расчет ТЭПов;
- расчет пылесистем;
- аэродинамический расчет;
- расчет и выбор вспомогательного оборудования;
- расчет системы технического водоснабжения;
- расчет вредных выбросов в атмосферу, расчет высоты градирни, расчет рассеивания;
- выбор схемы выдачи мощности;
- расчет экономической привлекательности.

Расчет тепловой схемы и котельного агрегата показал, что технология байпасирования позволяет значительно снизить расход питательной воды, что ведет к сокращению металлоемкости регенеративной схемы (без байпасов получилось 2 нитки ПВД, с байпасами одна), снижению показателей удельных расходов топлива.

Расчет котельного агрегата конструкторской методикой позволил создать агрегат оптимальных габаритов для данной мощности в 660 МВт. Высота котла

составила 80,321 м. Воздухоподогреватель и байпасные экономайзеры, высотой 20,154 м и 13,024 м соответственно, позволили снизить температуру перед водовоздушным теплообменником до 130 °С, однако это повлекло за собой увеличение металлоемкости ВЗП в связи с низким температурным напором.

Расчет пылесистем котельного агрегата показал, что оптимальным будет использование восьми мельниц-вентиляторов МВ 3300/800/490 и прямоточных горизонтально-щелевых горелок, размещаемых в количестве 32 штук на четырех ярусах.

Аэродинамический расчет показал, что величина сопротивления по газовому и воздушному трактам (378,224 и 561,538 мм вод. ст. соответственно) является приемлемой для стандартных тягодутьевых машин. В этой связи были выбраны дымососы ДОД-43-500 в количестве трех штук, дутьевые вентиляторы ВДОД-31,5-С в количестве двух штук и ДРГ-19,5 в количестве двух штук.

Выбор и расчет вспомогательного оборудования позволил подобрать насосы. Было принято бустерный насос не размещать на валу приводной турбины питательного насоса, а снабдить его собственным двигателем с электрическим приводом. Регенеративные подогреватели были выбраны по необходимой площади теплообмена в количестве восьми штук. Деаэратор был выбран по расходу питательной воды. Подобраны вагоноопрокидыватели, дробилки, ленточные конвейера, топливные склады. Выбраны электрофильтры типа ЭГВМ в количестве двух штук на блок.

Расчет и выбор системы технического водоснабжения показал, что для обеспечения конденсации пара в конденсаторах необходимо использовать обратную схему водоснабжения с градирнями высотой 125 м в количестве четырех штук на станцию с общей площадью орошения 29620,213 м².

Результаты расчета экологической составляющей, такие как вредные выбросы в атмосферу, показали, что использование сероазотоочистки является необходимым, так как применяется технология отвода газов не через дымовую трубу, а через градирню, где вещества, содержащиеся в дымовых газах, могут соединиться во вредные для флоры, фауны и оборудования химические соединения. Суммарный расход выбросов вредных веществ составил 193,538 г/с на станцию. Расчет высоты градирни показал, что концентрация вредных веществ (0,0536 мг/м³) не превышает ПДК. Также был произведен расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере, который показал, что наибольшая концентрация приходится на расстоянии 2368 м по оси факела.

Экономический расчет позволил определить срок окупаемости в 11 лет, дисконтированный индекс доходности 1,19, что свидетельствует о эффективности и прибыльности проекта.

В результате данной работы можно сделать вывод, что проект достаточно рискованный и дорогим, однако такой вариант оптимальный для закрытия нужд планируемого горно-обогатительного комбината компании «Интергео».

По результатам расчета была построена 3D-модель станции 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. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
3. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
4. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.
5. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : учебник для вузов / под ред. В.Я. Гришфельда. – изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 177 с.
6. Михайленко, С.А. Тепловые электрические станции : учеб. пособие / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. –2-е изд., перераб. и доп. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. –300 с.
7. Термодинамические свойства воды и водяного пара : официальный сайт. – Красноярск, 2011 – . – URL : <http://www.energyed.ru/> (дата обращения 10.06.2022).
8. Каталог продукции группы компаний «Силовые машины» : – Российская Федерация, Санкт-Петербург : «Силовые машины», 2020. – 380 с.
9. Электронный номенклатурный каталог НПО «РУССОЛ» : официальный сайт. – Барнаул, 2016 – . – URL : http://russol.org/tdm_main.php (дата обращения 15.05.2022).
10. Тумановский, А. Г. Блок 1000 МВт на высоковлажном буром угле для ТЭС Нидераусем / А. Г. Тумановский, В. Р. Котлер, Ю. В. Вихлер // Электрические станции. – 2003. – №11. – с. 69-74.
11. Экономика и организация энергетического производства. Определение сметной стоимости ремонта и реконструкции энергооборудования : учебно-методическое пособие / сост. : И. А. Астраханцев, Л. В. Голованова, М. В. Зубова. – Красноярск : Сибирский федеральный университет, 2014.
12. Обзор зарубежных конструкций энергетических котлов на суперсверхкритические параметры пара и перспективы создания энергоблоков

ССКП в России / Е. В. Сомова, А. Н. Тугов, А. Г. Тумановский // Теплоэнергетика. – 2021. – №6. – с. 6-24.

13. Паровая турбина мощностью 660 МВт на суперсверхкритические параметры пара / С. А. Иванов, К. О. Цветков // Электрические станции. – 2015. – №2. – с. 50-53.

14. Проектирование конструкции отдельных и совмещенных цилиндров паровых турбин на основе конкурентных характеристик / Ю. К. Петреня, В. В. Глухов, С. А. Иванов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2017. Т.23. – №1. – с. 36-47. DOI : 10.18721 / JEST.230104.

15. Развитие паровых турбин на сверхкритические и суперсверхкритические параметры пара / А. А. Кондратьев, В. А. Рассохин, С. Ю. Олейников, Е. А. Кондратьева, А. В. Осипов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – №1. – с. 72-82.

16. Nicol, K. Application and development prospects of double-reheat coal-fired power units / Kyle Nicol. – IEA Clean Coal Centre. – 2015. – 82 с.

17. Системный оператор ЕЭС : официальный сайт. – Москва, 2005-2022 – . – URL : <https://www.so-ups.ru> (дата обращения 17.01.2022).

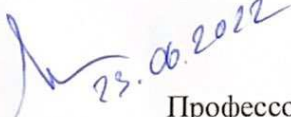
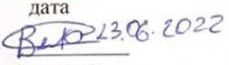
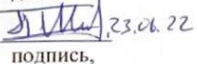
Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт
Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е.А. Бойко
подпись _____ инициалы, фамилия
« 23 » 06 20 22 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника
код-наименование направления
Проект ГРЭС 1320 МВт на ССКД
тема

Руководитель	 подпись, дата	Профессор, д.т.н. должность, ученая степень	Е.А. Бойко инициалы, фамилия
Выпускник	 подпись, дата		В.С. Белокопытов инициалы, фамилия
Тех. контроль	 подпись, дата		Е.А. Бойко инициалы, фамилия
Нормоконтролер	 подпись, дата		П.В. Шишмарев инициалы, фамилия

Красноярск 2022

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 « 25 » инициалы, фамилия 06 20 22 Г.

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

Студенту Белокопытову Василию Станиславовичу
фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ18-01Б Направление (специальность) 13.03.01
номер код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование
Тема выпускной квалификационной работы Проект ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, д.т.н., профессор, кафедра ТЭС
инициалы, фамилия, ученой звание, должность, место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 1320 МВт, район размещения – Партизанский район Красноярского края, топливо – бурый уголь Ирша-Бородинского разреза 2БР

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

Перечень графического материала

Лист 1. Разрез главного корпуса ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Лист 2. Проект ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Лист 3. Принципиальная тепловая схема турбины К-660-270

Лист 4. Продольный разрез котла ГРЭС 1320 МВт на ССКД вид сверху

Лист 5. Продольный разрез котла ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Лист 6. Поперечный разрез котла ГРЭС 1320 МВт на ССКД

Руководитель ВКР


подпись

Е.А. Бойко
инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению



В.С. Белокопытов
подпись, инициалы и фамилия студента

« » 2022 г.