

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 экологически чистой ТЭЦ 660 МВт

тема

Руководитель

подпись, дата

профессор, д.т.н.

должность, ученая степень

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

А. В. Носков

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

Красноярск 2022

Студенту Носкову Алексею Витальевичу

фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ18-01Б Направление (специальность) 13.03.01

номер

код

Теплоэнергетика и теплотехника

полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект экологически чистой ТЭЦ
660 МВт

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

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

инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 660 МВт;

Район размещения – г. Электроград, Красноярский край; топливо -

каменный уголь Черногорского разреза Д, Р; Нормативы ПДК по
выбросам,

характерные для Европы: оксиды азота – 220 мкг/м³, зола – 50 г/м³,

оксиды серы – 200 мкг/м³

Перечень разделов ВКР Введение; Техничко-экономическое обоснование
строительства ТЭЦ; Анализ и выбор технических решений для обеспечения
экологической чистоты; Расчет тепловой схемы КТ-330-240; Расчет ТЭП;

Поверочно-конструкторский расчет котлоагрегата; Аэродинамический
расчет котельного агрегата; Общая часть; Охрана окружающей среды;

Заключение; Список используемых источников

Перечень графического материала Принципиальная тепловая схема;

Генеральный план станции; Разрез главного корпуса; Продольный разрез
котла

Руководитель ВКР

подпись

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

подпись, инициалы и фамилия студента

« ____ »

20 ____ Г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект экологически чистой ТЭЦ 660 МВт» выполнена на пяти листах графической части и 94 страницах расчетно-пояснительной записки.

Ключевые слова: ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ЧИСТОТА, КИПЯЩИЙ СЛОЙ, ПРОЕКТ СТАНЦИИ, ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, СВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ, КОМПОНОВКА СТАНЦИИ, ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТЬ.

Место строительства – юг города Минусинск - город Электроград (Красноярский край).

Цель проекта:

- Разработка объекта энергосистемы, который будет покрывать тепловую и электрическую нагрузку проектируемого города и производственного кластера;
- Оценка эффективности технологий по обеспечению экологической чистоты;
- Снижение экологического риска от проектируемой станции.

По результатам ВКР было рассмотрено строительство станции с удовлетворением нужд по экологической чистоте. Был выполнен тепловой расчет принципиальной тепловой схемы турбоустановки, конструкторский расчет котельного агрегата, выполнен выбор вспомогательного оборудования, а также спроектирована схема выдачи мощности и собственных нужд станции. По итогу расчетов произведена экономическая оценка проекта.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭЦ и состава оборудования	7
1.1 Актуальность проекта	7
1.2 Обоснование выбора места проектировки ТЭЦ	7
1.3 Обоснование выбора оборудования	9
1.4 Расчет экономической привлекательности	10
1.5 Экономическое обоснование на основе хозрасчетного метода	12
1.6 Выбор основного топлива	15
1.7 Анализ и выбор технических решений для обеспечения экологической чистоты	16
2 Расчетная часть	19
2.1 Исходные данные	19
2.2 Построение процесса расширения	21
2.3 Расчет теплофикационной схемы по подогреву сетевой воды	22
2.4 Определение параметров по элементам	25
2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину	28
2.6 Баланс пара и конденсата	29
2.7 Расчет регенеративной схемы	30
2.7.1 Расчет схемы ПВД	30
2.7.2 Расчет схемы ПНД с деаэратором	32
2.8 Состав оборудования регенеративной схемы	34
2.9 Расчет технико-экономических показателей	35
2.10 Поверочно-конструкторский расчет котельного агрегата	39
2.10.1 Расчетные теплотехнические характеристики топлива. Определение компоновки хвостовых поверхностей нагрева.	39
2.11 Параметры воздуха и продуктов сгорания	39
2.11.1 Объем воздуха и продуктов сгорания при коэф-те избытка воздуха $\alpha=1$	39

2.11.2	Расчет действительных объемов продуктов сгорания	41
2.11.3	Энтальпии продуктов сгорания по газходам	43
2.11.4	Экономичность работы парового котла	45
2.11.4.1	Коэффициент полезного действия и потери теплоты	45
2.11.4.2	Определение расчетного расхода топлива на котел	46
2.11.5	Конструкторский расчет топочной камеры	47
2.11.5.1	Геометрические характеристики топочной камеры	47
2.11.5.2	Расчет циклона золоуловителя	51
2.11.5.3	Расчет поверхностей нагрева в котлоагрегате	53
2.11.5.4	Расчет воздухоподогревателя	57
2.12	Составление прямого баланса	60
2.13	Аэродинамический расчет котельного агрегата	62
2.13.1	Расчет сопротивлений по газовому тракту котла	62
2.13.2	Расчет самотяги	63
2.12.3	Расчет перепада полных давлений по газовому тракту	64
2.12.3.1	Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности	65
2.12.3.2	Выбор дутьевого вентилятора	66
3	Охрана окружающей среды	68
3.1	Расчет выбросов вредных веществ	68
3.1.1	Расчет выброса твердых частиц	68
3.1.2	Расчет выброса оксидов серы	69
3.1.3	Расчет выбросов бенз(а)пирена	69
3.1.4	Расчет выбросов оксида азота	70
3.2	Золоулавливание	72
3.3	Золоудаление	72
3.4	Расчет высоты дымовой трубы	73
3.5	Расчет рассеивания выбросов	75
4	Общая часть	79
4.1	Система подготовки топлива	79
4.2	Выбор вагоноопрокидывателя	81
4.3	Выбор ленточных конвейеров	81

4.4	Выбор дробильных устройств	82
4.5	Расчет площади топливного склада	83
4.6	Выбор технического водоснабжения	83
4.6.1	Расчет градирни	83
4.6.2	Выбор оборудования водоподготовительного комплекса	85
4.7	Компоновка генерального плана и главного корпуса ТЭС	85
4.8	Компоновка главного корпуса	86
4.9	Электрическая составляющая станции	87
5	Расчёт срока окупаемости капитальныхложений в станцию	90
	Заключение	93
	Список использованных источников	95

ВВЕДЕНИЕ

Энергетические предприятия являются основой для поддержания всех инфраструктур. Однако создание новых источников электрической и тепловой энергии на сегодняшний день является крупным проектом, который должен учитывать все факторы развития энергетических предприятий. Одним из таковых является проблемы с выбросами при сжигании топлива.

При процессе сжигания топлива выделяются множество вредных веществ, таких как: оксиды и диоксиды азота, диоксиды серы, бенз(а)пирен и оксиды углерода, а также в случае плохой фильтрации дымовых газов возможен выброс в атмосферу частиц золы и коксовых остатков. Все вышеперечисленные соединения вредных выбросов оказывают большое влияние на экологию, хозяйственную деятельность и здоровье жителей ближайших населенных пунктов.

Рассеивание газов за дымовой трубой позволяет решить проблему концентрации выбросов на кубометр воздуха, однако это не отменяет факт постоянства воздействия выбросов на окружающую среду, которая в свою очередь испытывает постоянные негативные воздействия с точки зрения разных сфер эксплуатации природных ресурсов.

В этом случае планируемая к постройке пылеугольная электростанция для обеспечения закрытия всех потребностей, в рамках принятой энергетической стратегии Российской Федерации до 2035 года, должна быть обеспечена новыми технологиями подготовки и сжигания угля, а также продвинутыми методами фильтрациями дымовых газов для создания минимальных загрязнений окружающей среды.

1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭЦ и состава оборудования

1.1 Актуальность проекта

Как уже было выше упомянуто проектировка станции рассматривает цели по стратегии России до 2035 года.

Новый импульс развитию электроэнергетики может дать рост спроса на электрическую энергию со стороны сферы транспорта, жилищно-коммунального хозяйства, а также возможное развитие энергоемких промышленных производств в восточных регионах Российской Федерации и на приграничных территориях соседних государств, в первую очередь государств - Китайской Народной Республики и других стран Азиатско-Тихоокеанского региона.

На ряду с функционирующим рынком мощности, благодаря которому отбор мощности проводится на 6 лет вперед, вводится механизм по обновлению и модернизации существующих тепловых электростанций до 2031 года. Однако в рамках модернизации невозможно внести принципиальные изменения в основные технологии работы электростанции для обеспечения экологичности ее работы. В связи с чем необходимо рассмотреть варианты современных аналогов, так как на станциях можно отследить недостаточный уровень автоматизации технологических процессов и повышение уязвимости объектов, связанное с усложнением систем и алгоритмов управления этими объектами.

1.2 Обоснование выбора места проектировки ТЭЦ

В качестве основного места строительства станции рассматривается территория южнее города Минусинск. Данный выбор сделан на основе проекта Шойгу С.К. о строительстве новых городов в Сибири. В этом проекте рассматривается строительство крупных научно-промышленных центров, которые в дальнейшем обеспечат рост российского производства.

Ранее в 1970-ых годах на этом месте планировалась постройка Энергокомплекса - города, который включал в себя до 12 производственных комплексов. Строительство было резко остановлено после того, как программа развития региона была отменена из-за последствий референдума 1991 года.

Строительство станции в Минусинской котловине позволит расширить добычу полезных ископаемых, таких как полиметаллические руды, медь, уголь, а также улучшить сельскохозяйственный сектор.

Из-за наличия крупного частного сектора на территории Минусинского района ежегодно возникают проблемы с выбросами вредных веществ, таких как бенз(а)пирен оксиды азота, значительно превышающих ПДК для данного района. В связи с этим рассматривается постройка станции с выбросами, укладываемыми в современные экологичные стандарты.

Место проектировки станции выбрано около Энергокомплекса вблизи железной дороги Красноярск-Абакан. Также предварительное расположение станции находится в радиусе 10 км от водяного источника Енисей, указанного на карте места.

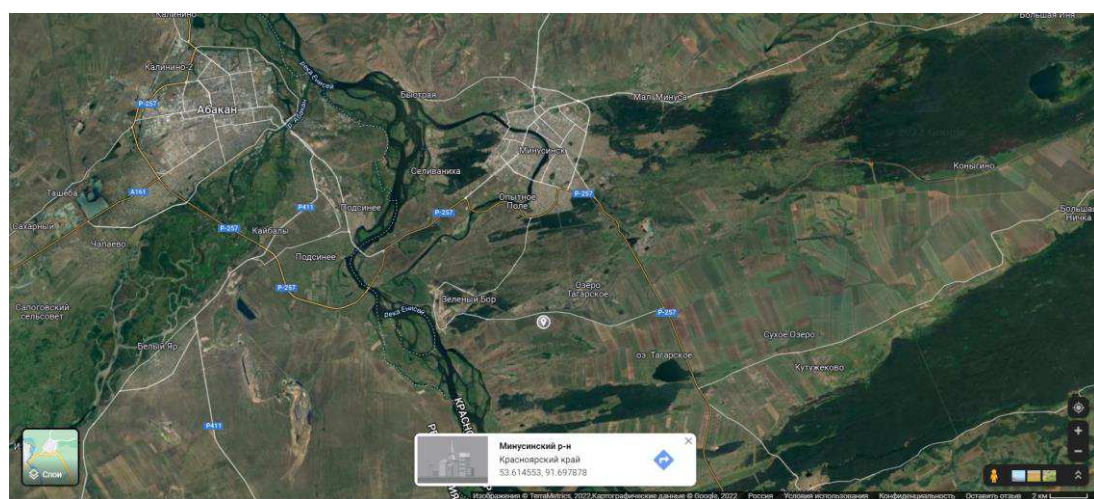
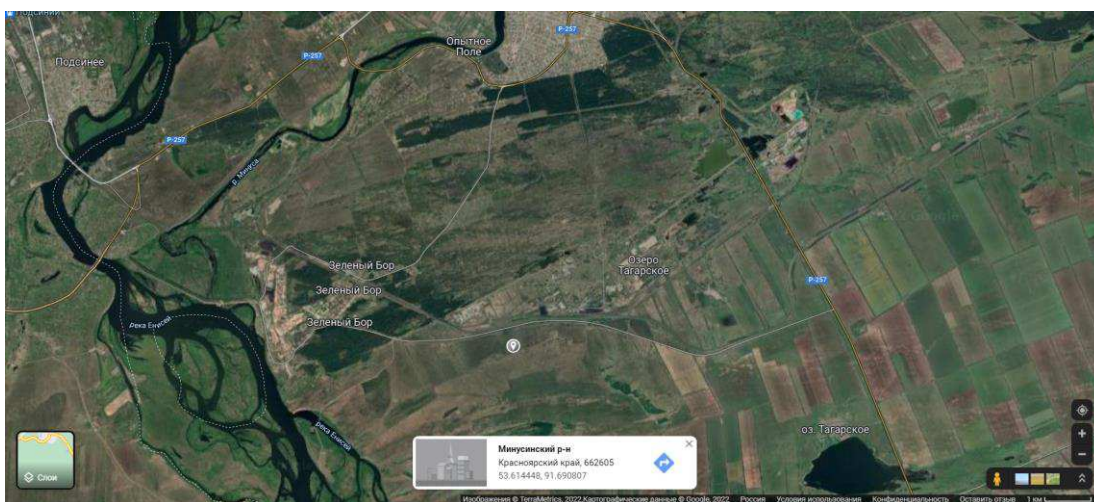


Рисунок 1 – Расположение места строительства города и станции

Так как планируемое строительство станции будет расположено в Минусинской котловине, то при проектировке следует учитывать плохой унос дымовых газов из дымовой трубы.

Ниже приведен рисунок с розой ветров, характерной для данной местности. Как можно заметить наибольшие порывы ветра характерны с юго-западной и западной стороны.

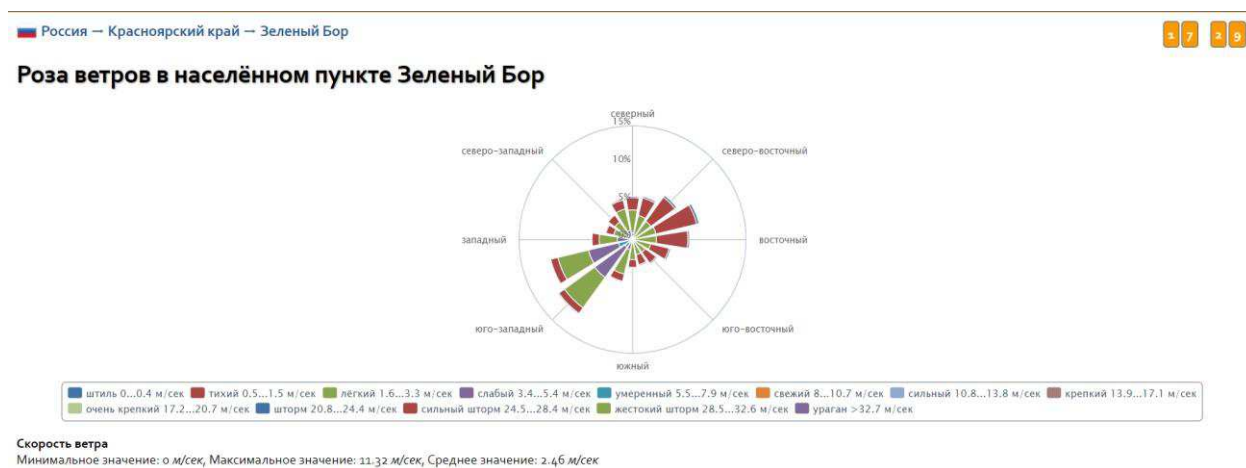


Рисунок 2 – Роза ветров

1.3 Обоснование выбора оборудования

Выбор основного оборудования основан на создании станции под нужды научно-производственных кластеров требует повышенной выработки электроэнергии. А так как станция проектируется как энергогенератор к потенциально новому городу, то необходимо обеспечить город тепловой энергией. Методика выбора основана на экономической оценке интересов предприятий и учитывает изменение его основных хозрасчетных показателей.

Экономическое обоснование предполагает расчет потенциального внутрихозяйственного эффекта по предприятию в результате снижения себестоимости производства электро- и теплоэнергии по рекомендуемому варианту. Проектная себестоимость рассчитывается по каждому варианту.

В связи с этим в качестве рекомендуемого оборудования выбирается два турбоагрегата ТК-330-240, рассчитанные на сверхкритические параметры, и модернизированные котлы с кипящим слоем с промперегревом пара паропроизводительностью 1350 т/ч для полного покрытия потребностей турбины. Сопоставимым оборудованием является четыре турбоагрегата Т-185-130 с паровыми котлами ТПЕ-214 паропроизводительностью 670 т/ч.

При сравнении вариантов по минимуму приведенных затрат необходимо выполнение следующих условий:

- Сравнимые варианты должны быть технически сопоставимы и взаимозаменяемы.
- Варианты должны обеспечивать одинаковый энергетический эффект, т.е. они должны уравниваться по полезному отпуску энергии и мощности на основе использования системы замыкающих затрат и установок.
- Все проектируемые мероприятия финансируются из одного источника.

1.4 Расчет экономической привлекательности

Цель раздела обосновать экономическую привлекательность и произвести расчет потенциального внутрихозяйственного эффекта предприятия с целью снижения себестоимости производства электро- и теплоэнергии по рекомендуемому варианту. В таблице 1 представлены исходные данные, по которым рассчитывается проектная себестоимость по каждому варианту.

Таблица 1 – Исходные данные для проведения оценки

Наименование показателя	Значение показателя
Место проектирования ТЭЦ	Восточная-Сибирь
Вид топлива	каменный уголь
Тепловые нагрузки потребителей, Гкал/час:	
а) в паре	0
б) в горячей воде	805,671
Годовой коэф-т теплофикации по пару	0
Годовой коэф-т теплофикации по гор. воде	0,85
Число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год:	
а) в паре	0
б) в горячей воде	3600
Электрическая нагрузка потребителей, МВт	660
Число часов использования максимума электрической нагрузки, час/год	6000

Окончание таблицы 1

Число часов использования номинальной установленной мощности ТЭЦ, час/год	6000
Производительность энергетического котла, т/час	820
Коэффициент полезного действия котла, %	92,6
Число часов работы турбин, час/год	7796,00
Замыкающие затраты на топливо, руб/т.у.т	540
Замыкающие затраты на э/энергию, руб/кВт×ч	1,35
Коэф-т удорожания капитальных вложений	200
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работника, руб./год	720000
Районный коэф-т	1,3
Отчисление в социальные фонды (в % к ФОТ), %	30

Значение приведенных затрат на каждый вариант представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Значение приведенных затрат на ТЭЦ

№ варианта	Связь по электроэнергии, млн.кВт×ч		Затраты на перетоки электроэнергии, млн.руб.	Приведенные затраты по ТЭЦ, млн.руб.
	Полезный отпуск электроэнергии с ТЭЦ	Передача в систему (-) и из системы (+)		
1	4686,105	-22	-109,35	15452,16
2	4686,105	-97	-777,15	20180,66

Экономический эффект определяем по формуле:

$$\mathcal{E}_{н/х} = \mathcal{Z}^с - \mathcal{Z}^р, \quad (1.1)$$

где $\mathcal{Z}^р$ – приведенные затраты по первому варианту (млн.руб.);

$\mathcal{Z}^с$ – приведенные затраты по второму варианту (млн.руб.);

$$\mathcal{E}_{н/х} = 20180,66 - 15452,16 = 4728,5.$$

Определим расхождение между вторым и первым вариантами:

$$\frac{З^с - З^р}{З^с} \cdot 100\% = \frac{4728,5}{20180,66} \cdot 100\% = 23,43\%$$

Так как приведенные затраты по второму (рекомендуемому) варианту состава основного оборудования больше приведенных затрат по первому (сопоставляемому) на 23,43%, то в качестве основного оборудования ТЭЦ выбираем рекомендуемый вариант, потому что он является экономически выгодным.

1.5 Экономическое обоснование на основе хозрасчетного метода

Данный подход основывается на учете экономических интересов предприятий и учитывает изменение его основных хозрасчетных показателей.

Экономическое обоснование предполагает расчет потенциального внутрихозяйственного эффекта по предприятию в результате снижения себестоимости производства электро- и теплоэнергии по рекомендуемому и сопоставимому вариантам, которые представлены в таблице 4 и 5 соответственно. В таблице 3 отображены расчеты по затратам на каждую структуру предприятия.

Таблица 3 – Исходные данные к расчету себестоимости

Показатели	Условные обозначения	Рекомендуемый 2хКт-330/240-	Сопоставляемый 4×Т-185/130
Капитальные вложения в ТЭЦ, млн. руб	К	60000,00	75000,00
Полезный отпуск электроэнергии с ТЭЦ, млн. кВт/ч	Э _{отп}	4686,105	4686,105
Годовое производство тепла на ТЭЦ, тыс.Гкал	Q _{год}	2988	2988
Годовой расход топлива по ТЭЦ, т.у.т./год	В _{тэц}	1218347,22	1453896,95

Окончание таблицы 3

Расход топлива на производство э/э, т.у.т./год	B_{ε}	607021,26	825645,75
Расход топлива на производство т/э, т.у.т./год	B_t	611325,95	628251,20
Суммарный расход, млн.руб.	U	15452,16	20180,66
Расход на топливо, млн.руб	U_t	3529,66346	2411,8
Расход на амортизацию, млн.руб.	$U_{ам}$	4000,00	5960,00
Расход на заработную плату, млн.руб.	$U_{з/п}$	909,6	668,28
Расход на текущий ремонт, млн.руб.	$U_{тр}$	3000,00	4470,00
Прочие расходы, млн.руб.	$U_{пр}$	1854,80	2420,14

Таблица 4 – Расчет себестоимости электрической и тепловой энергии (рекомендуемый вариант)

Стадия производства	Элементы затрат, млн.руб.					Всего затрат, млн. руб.	В том числе, млн.руб.	
	U_t	$U_{ам}$	$U_{рем}$	$U_{з/п}$	$U_{пр}$		э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	4351,84	2000,00	318,36	1500,00		8170,20	4070,67	4099,53
Машинный зал, ЭЦ		1800,00	318,36	1350,00		3468,36	3468,36	
Общестанционные расходы		200,00	272,88	150,00	1854,80	2477,68	1604,95	872,73
Всего по ТЭЦ	4351,84	2000,00	318,36	1500,00		8170,20	9143,976	4972,265
С/сть единицы электроэнергии, руб./кВт·ч						2,06		
С/сть единицы теплоэнергии, руб./Гкал						1944,42		

Таблица 5 – Расчет себестоимости электрической и тепловой энергии (сопоставляемый вариант)

Стадия произ-ва	Элементы затрат, млн.руб.					Всего затрат, млн. руб.	В том числе, млн.руб.	
	U _т	U _{ам}	U _{рем}	U _{з/п}	U _{пр}		э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	5193,20	2980,00	233,90	2235,00		6043,49	4598,62	6043,49
Машинный зал, ЭЦ		2682,00	233,90	2011,50		4927,40		4927,40
Общестанционные расходы		298,00	200,48	223,50	2420,14	2214,06	928,06	2214,06
Всего по ТЭЦ	5193,20	5960,00	668,28	4470,00	2420,14	13184,95	5526,67	13184,9
С/сть единицы электроэнергии, руб./кВт·ч						2,96		
С/сть единицы теплоэнергии, руб./Гкал						2392,24		

Из расчета видно, что первый (рекомендуемый) вариант предпочтителен по выработки электрической и тепловой энергии. Для подтверждения выбора предпочтительного варианта рассчитаем хозрасчетный эффект.

Хозрасчетный эффект, млн.руб./кВт·ч:

$$\mathcal{E}_{x/p} = (U_{\text{э/э}}^{\text{соп}} - U_{\text{э/э}}^{\text{рек}}) \cdot \mathcal{E}_{\text{отп}} + (U_{\text{т/э}}^{\text{соп}} - U_{\text{т/э}}^{\text{рек}}) \cdot Q_{\text{т.в}}, \quad (1.2)$$

$$\mathcal{E}_{x/p}^{\text{э/э}} = (2,96 - 2,06) \cdot 3600 - \frac{(2392,24 - 1944,42)}{1163} \cdot 2988 = 2099,3379$$

1.6 Выбор основного топлива

В качестве основного топлива рассматривается каменный уголь Черногорского разреза, состав которого представлен в таблице 6, так как данный разрез находится в непосредственной близости от размещения станции.

Таблица 6 – Характеристики черногорского угля

Бассейн	Марка, класс	Состав топлива							выход летучих в-в, V _Г , %	теплота сгорания Q _{н.р.} , кДж/кг	Коэф. размолоспособности K _{л0}
		W ^p	A ^p	S ^p	C ^p	H ^p	N ^p	O ^p			
Черногорский	Д, Р, СШ	14	21,5	0,5	49,7	3,3	1,3	9,7	42	18840	1,05

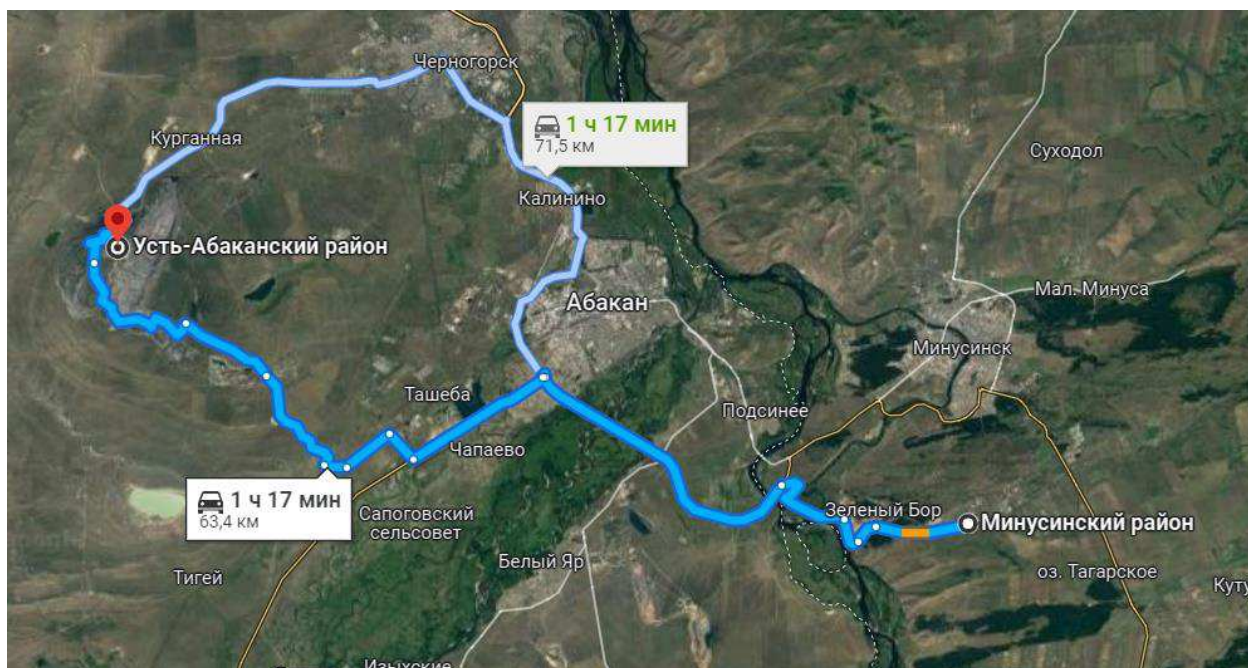


Рисунок 3 – Расстояние до Черногорского разреза

1.7 Анализ и выбор технических решений для обеспечения экологической чистоты

В настоящее время существуют различные методы снижения вредных выбросов в атмосферу при сжигании твердых органических топлив в топочных камерах энергетических паровых котлов, в частности: активные и пассивные. К активным методам относятся

- наложения электрических потенциалов на факел;
- низкочастотная подача через горелки чередующихся порций топливовоздушной смеси;
- ступенчатое сжигание;
- рециркуляция дымовых газов;
- впрыск в зону горения воды (пара);
- предварительный подогрев угольной пыли;
- сжигание топлива в кипящем слое.

К пассивным методам относятся:

- селективный некаталитический метод восстановления NO_x до молекулярного азота;
- каталитический метод;
- озонноаммиачный метод;
- радиационно-химический (электронно-лучевой) метод;
- сухой и мокрый методы очистки дымовых газов.

Самыми простыми с точки зрения реализации являются пассивные методы очистки, но менее распространенные, поскольку стоимость очистного оборудования сопоставима со стоимостью базового термомеханического оборудования.

Если рассмотреть перспективу использования твердого топлива, в частности для энергоблоков нового поколения, то одной из ключевых проблем является его эффективное сжигание. Сжигание в свою очередь подразумевает выполнение следующих требований: полнота сгорания топлива, т.е.

экономичность, и недопустимость больших выбросов вредных веществ (в первую очередь оксидов серы и азота).

Наиболее частым методом сжигания топлива является факельный метод, при котором в зону горения непрерывно подают смесь из угля, предварительно тонкоизмельченного, и горячего воздуха, поддерживает факел, который в свою очередь является источником излучения и тепловой энергии для нагрева рабочей среды. Чтобы выполнить все необходимые требования были разработаны и внедрены в практику ряд режимных и конструктивных мер, которые, однако, не могут полностью решить проблему. Это как следствие привело к поиску экологически чистых технологий сжигания широкого спектра твердых видов топлива, особенно низкокачественного энергетического твердого топлива, ведется в течение последних 15 лет.

Основная технология, которая реализована в котлах с циркулирующим кипящим слоем, заключается в том, что температура псевдоожиженного слоя низкая — на уровне 820-900°C. Данные температуры ограничивают образование термических оксидов азота. Стоит отметить, что при факельном сжигании температура ядра факела достигает до 2000 °C. Низкая температура горения обеспечивается тем, что у подаваемого топлива большие размеры фракции угля (от 2 до 25 мм) и их разделением в кипящем слое, в отличие от сжигания пылевидного угля, когда размер частиц пыли находится на уровне 200 мкм.

Также стоит отметить многократную циркуляцию горячей смеси дымовых газов и золы, и относительно небольшого количества подаваемого свежего топлива. Все это поддерживает не только хорошую сероочистку продуктов сгорания, но и значительно интенсифицирует процесс горения.

Оставшимися преимуществами технологии кипящего слоя можно отнести эффективное сжигание низкокачественных видов топлива: угли с высоким содержанием золы, которая играет роль циркулирующего слоя наполнителя в ЦКС, а также трудновоспламеняющиеся топлива (с низким выходом летучих легковоспламеняющихся газов); для одного и того же котла ЦКС можно сжигать топливо разного качества и породы, что позволит сохранить работоспособность котлоагрегата; перед подачей в топку станции центрального отопления топливо не требует тонкого измельчения

(достаточно дробления), что устраняет необходимость в угольных мельницах и улучшает экологическую обстановку на теплоэлектростанции; отсутствие отдельной очистки серы и азота (в котлах с ЦКС они органически интегрированы в процесс сжигания) обеспечивает компактность этих котлов, что делает их привлекательными для реконструкции ТЭЦ. Данные тепловые электростанции обеспечиваются высоким коэф-том теплопередачи; компактным топочным устройством; сниженными удельными капитальными затратами; снижением интенсивности зашлаковывания; расширения возможности использования небольших установок для отопительных установок.

В то же время, по сравнению с пылеугольными котлами, котлы с ЦКС более сложны, работают в более тяжелых условиях (эрозия поверхностей нагрева потоком пыли), имеют повышенные энергозатраты на привод вентиляторов высокого давления для подачи воздуха в зону горения и создания кипящего слоя.

В проекте станции рассмотрится модернизация котла на циркулирующем кипящем слое от компании “Sumitomo Heavy Industries Inc.” На рисунке 4 представлен прототип данного котла, который рассчитан на докритические параметры. Как видно из рисунка, котел после циклона рециркуляции газов имеет камеру охлаждения золы, для догрева питательной воды. Особенностью данного прототипа является возможность создания котла на сверхкритические параметры свыше 300 МВт. Это позволяет рассмотреть его в качестве основного варианта котлоагрегата.

Сочитание технологии ЦКС и сверхкритических параметров пара повышают общую эффективность установки на 5-10% по сравнению с обычной технологией естественной циркуляции пара, что непосредственно приводит к сокращению выбросов в атмосферу и золы на 5-10%, а также расхода топлива и потребление воды на каждый выработанный мегаватт.

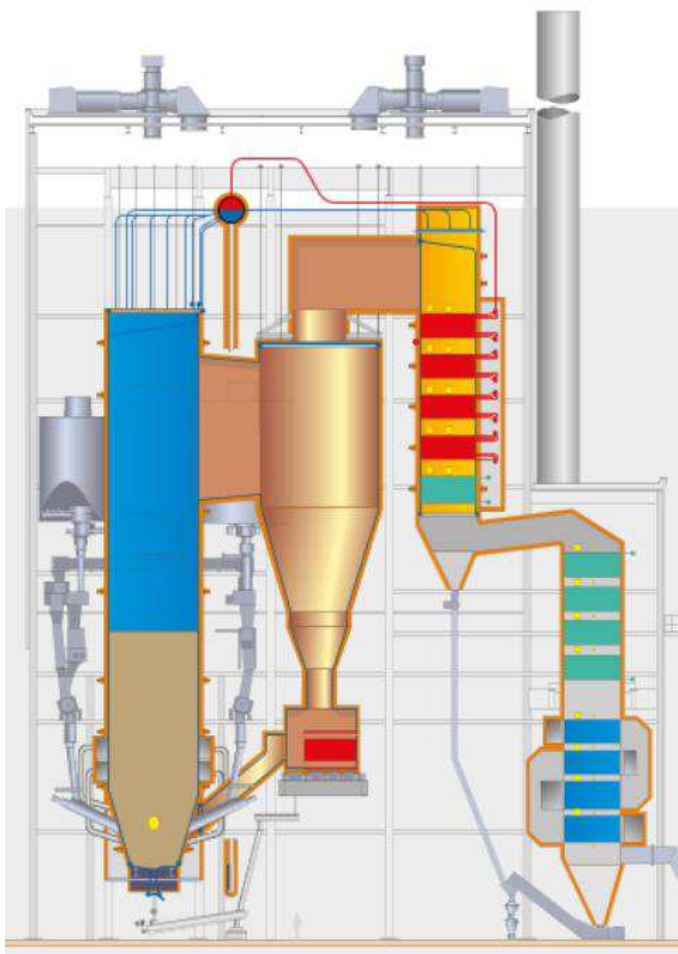


Рисунок 4 – Прототип котла

2 Расчетная часть

2.1 Исходные данные

Перед тем как приступить к расчету котлоагрегата, необходимо определить необходимую паропроизводительность, характерную для 1 энергоблока.

В качестве основного оборудования выбирается паровая турбина КТ-330-240 с основными расчетными параметрами и параметрами пара, представленными в таблице 7 и 8 соответственно. На рисунке 5 представлена принципиальная тепловая схема данной турбины, по которой будут производиться дальнейшие расчеты.

Таблица 8 – Параметры пара по отборам

№ отбора	Подогреватель по тепловой схеме	Давление, МПа
1	ПВД-3	6,25
2	ПВД-2	3.67
3	ПВД-1	1.56
3	Турбопривод	1.56
4	Деаэратор	1.03
5	ПНД-4	0.5
6	ПНД-3	0.23
7	ПНД-2	0.085
8	ПНД-1	0.015

2.2 Построение процесса расширения

Перед тем как приступить к расчетной составляющей данной курсовой работы необходимо составить процесс расширения, который происходит в турбине. Для этого предварительно определяется КПД каждого цилиндра и КПД дросселирования потока, для расчета с учетом потерь давлений в цилиндрах. В конечном итоге, значения внутреннего относительного КПД для цилиндров составили:

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = 85\%, \eta_{oi}^{ЦСД} = 91,4\%, \eta_{oi}^{ЦНД} = 88,6\%$$

Значения КПД дросселирования по цилиндрам представлены ниже:

$$\eta_{op}^{ЦВД} = 94,9\%, \eta_{op}^{ЦСД} = 95\%, \eta_{op}^{ЦНД} = 97\%$$

Давления пара на входе с учетом дросселирования составляет:

$$P_0' = P_0 \cdot \eta_{op}^{ЦВД} = 23,5 \cdot 0,94 = 22,09 \text{ МПа} \quad (2.1)$$

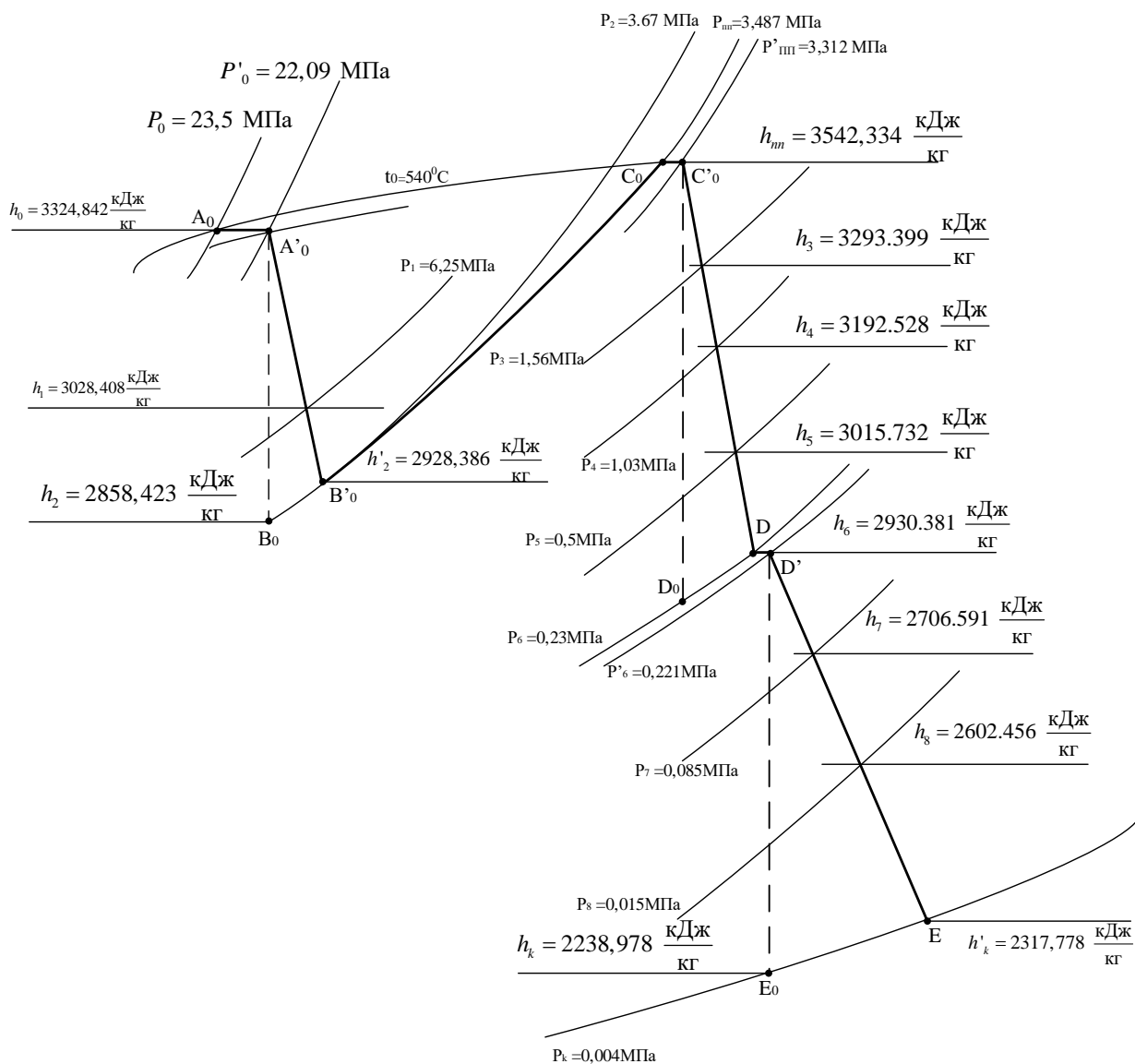


Рисунок 6 - Процесс расширения пара турбины КТ-330-240

2.3 Расчет теплофикационной схемы по подогреву сетевой воды

Цель данного раздела в определении необходимых тепловых нагрузок пикового водогрейного котла и по сетевым подогревателям. Схема подключения представлена на рисунке 7.

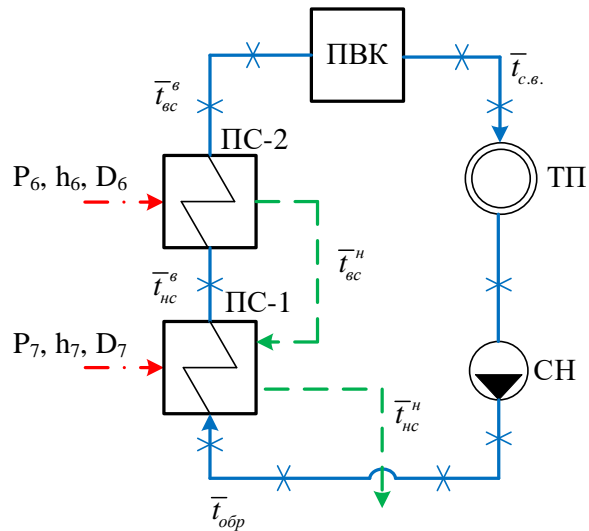


Рисунок 7 – Схема подключения сетевых подогревателей

Расход сетевой воды можно определить по следующей формуле:

$$G_{св} = \frac{Q_{\max}}{C_в \cdot (T_{сет} - T_{обр})} = 1337,061 \text{ кг/с} \quad (2.2)$$

Тепловая нагрузка пикового водогрейного котла находится как разность максимальной необходимой тепловой нагрузки и базовой, которую способны покрыть подогреватели, МВт:

$$Q_{пик} = Q_{\max} - Q_{баз} = 447.755 - 223.878 = 223.877 \text{ МВт} \quad (2.3)$$

В качестве пиковых водогрейных котлов выбираются два котлоагрегата марки КВ-ТК-100-150 с номинальной теплопроизводительностью 116,3 МВт.

Коэффициент теплофикации:

$$\alpha = \frac{Q_{баз}}{Q_{\max}} = \frac{223.878}{447.755} = 0.5 \quad (2.4)$$

Температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя:

$$T_{вс} = T_{ос} + \frac{Q_{баз}}{C_в \cdot G_{св}} = 70 + \frac{223.878}{4,186 \cdot 1337,061} = 110 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5)$$

Температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя:

$$T_{ec} = T_{обp} + \frac{T_{ec} - T_{обp}}{2} = 70 + \frac{110-70}{2} = 90 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.6)$$

Температура насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя с учетом недогрева:

$$T_{ec}^H = T_{ec} + \nu = 110 + 5 = 115 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.7)$$

где $\nu = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ – величина недогрева, принимаемая для сетевых подогревателей;

Энтальпия насыщения пара, который конденсируется в верхнем сетевом подогревателе составляет: $\bar{t}_{ec}^H = h_s(P_6) = 523.731 \text{ кДж/кг}$.

Найдем те же параметры для нижнего сетевого подогревателя:

$$T_{nc}^H = T_{nc} + \nu = 90 + 5 = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{t}_{ec}^H = h_s(P_7) = 398.547 \text{ кДж/кг}$$

Определив в предыдущем разделе параметры пара в разных точках, можно найти значения расходов пара на сетевые подогреватели.

Для верхнего сетевого подогревателя расход пара определяется как:

$$D_{ec} = \frac{G_{cv} \cdot (\bar{t}_g^{ec} - \bar{t}_g^{nc})}{(h_D' - \bar{t}_{ec}^H) \cdot \eta_n} = \frac{1337.061 \cdot (483.148 - 398.717)}{(2930.206 - 523.731) \cdot 0.98} = 47.868 \text{ кг/с} \quad (2.8)$$

где $\bar{t}_g^{ec} = 483.148 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия воды после верхнего сетевого подогревателя;

$\bar{t}_g^{nc} = 398.717 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия воды после верхнего сетевого подогревателя.

В нижнем сетевом подогревателе необходимо учесть дренаж с верхнего сетевого подогревателя:

$$D_{вс} = \frac{G_{св} \cdot (\bar{t}_в^{св} - \bar{t}_в^{нс}) - D_{вс} \cdot (\bar{t}_в^{нс} - \bar{t}_{нс}^{нс})}{(h'_D - \bar{t}_в^{нс}) \cdot \eta_n} =$$

$$= \frac{1337.061 \cdot (483.148 - 398.717) - 47.868}{(2930.206 - 523.731) \cdot 0.98} \cdot (523.731 - 398.547) = 48.055 \text{ кг/с} \quad (2.9)$$

Далее определим тепловые нагрузки, характерные для каждого из подогревателей.

Тепловая нагрузка верхнего сетевого подогревателя составляет:

$$Q_{вс} = G_{св} \cdot (T_{вс} - T_{нс}) \cdot C_в = 1337.061 \cdot (110 - 90) \cdot 4,186 = 111939.028 \text{ кВт} \quad (2.10)$$

где $C_в = 4,186 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ - удельная теплоемкость воды.

Тогда как тепловая нагрузка верхнего сетевого подогревателя равна:

$$Q_{нс} = G_{св} \cdot (T_{нс} - T_{обр}) \cdot C_в = 1337.061 \cdot (90 - 70) \cdot 4,186 = 111939.028 \text{ кВт}$$

2.4 Определение параметров по элементам

В данном разделе производится упрощенный расчет по каждому из подогревателей для предварительной оценки параметров. Разберем расчет на примере подогревателя ПВД-3

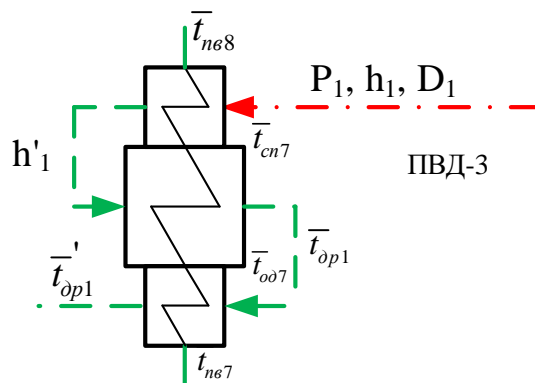


Рисунок 8 – Схема включения ПВД-3

Давление пара в отборе у подогревателя принимается с учетом потери давления в 5%:

$$P_{ПВД3} = P_1 \cdot 0,95 = 6,25 \cdot 0,95 = 5,938 \text{ МПа} \quad (2.11)$$

Температура питательной воды за ПВД-3 с учетом недогрева, °С:

$$T_{н68} = T_8 - 3 = 274,904 - 3 = 271,904 \text{ °С} \quad (2.12)$$

Тогда температура греющего пара равна:

$$T_1 = t_s(P_1) = 274,904 \text{ °С}$$

Энтальпия конденсата греющего пара составляет, кДж/кг:

$$\bar{t}_{оп1} = h_s(P_1) = 1210,21 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия питательной воды после ПВД-3, кДж/кг:

$$\bar{t}_{н68} = h(P_1, T_{н68}) = 1194,703 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия греющего пара для 1 отбора равна, кДж/кг:

$$h_1 = h = 3020,57$$

Использованный теплоперепад до отбора на ПВД-3, кДж/кг:

$$H_1 = h_0 - h_1 = 3324,842 - 3020,57 = 304,271 \text{ кДж/кг} \quad (2.13)$$

Результат расчетов по каждому элементу подробно расписан в таблице 9.

Таблица 9 – Значение параметров по элементам в тепловой схеме

Наименование величин	ПВД			Турбоп ри-вод	Деаэр-р	ПНД			
	3	2	1			4	3	2	1
Давление отборного пара, МПа	6,25	3,67	1,56	1,56	0,8	0,5	0,23	0,085	0,015
Энтальпия пара, кДж/кг	3020,57	2942.699	3293.399	3293.399	3192.528	3015.732	2858.301	2706.591	2602.456
Давление пара у подогревателя, МПа	5.938	3.487	1.482	1.482	0.979	0.475	0.219	0.081	0.014
Температура нас. греющего пара, °С	274.904	242.34	197.723	197.723	178.943	149.914	123.031	149.914	52.911
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1210.21	1048.711	842.145	842.145	758.523	631.879	516.679	-	221.507
Температура воды за элементом, °С	271.904	239.34	194.723	194.723	170.414	144.914	118.031	93.737	47.911
Энтальпия воды за элементом, кДж/кг	1194.703	1039.451	841.892	841.892	773.795	610.566	495.854	392.697	200.669
Использованный теплоперепад, кДж/кг	304.271	382.143	629.296	629.296	730.167	906.962	1064.393	1216.104	1320.239

2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Перед тем как начать расчет регенеративной схемы, необходимо определить расход пара на турбину и расход питательной воды. Для определения расхода пара на турбину предварительно найдем коэффициент недоиспользования мощности по отопительным отборам и турбоприводе.

Коэффициент недоиспользования мощности для верхнего сетевого подогревателя:

$$y_{вс} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + h_{mn} - h_2} = \frac{2858.3 - 2317.8}{3324.8 - 2317.8 + 3540.55 - 2942.7} = 0.337 \quad (2.14)$$

Коэффициент недоиспользования мощности для нижнего сетевого подогревателя:

$$y_{вс} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + h_{mn} - h_2} = \frac{2706.6 - 2317.8}{3324.8 - 2317.8 + 3540.5 - 2942.7} = 0.242$$

Коэффициент недоиспользования мощности на турбопривод:

$$y_{mn} = \frac{h_{mn} - h_k}{h_0 - h_k + h_{mn} - h_2} = \frac{3304.232 - 2858.3}{3324.8 - 2317.8 + 3540.5 - 2942.7} = 0.278$$

Определим расход пара на турбопривод:

$$D_{mn} = \frac{(P_{нсд} - P_d) \cdot v_{нс} \cdot G_{нс}}{H_{mn} \cdot \eta_n \cdot \eta_{эм}} = \frac{(29.375 - 0.8) \cdot 0.001 \cdot 1202.9}{439.501 \cdot 0.75 \cdot 0.98} = 32.232 \text{ кг/с} \quad (2.15)$$

где $P_{нсд}$ – давление питательной воды, которое принимается на 25% больше давления острого пара, МПа;

$G_{пв}$ – расход питательной воды, значение которого уточнялось по дальнейшему мере расчета, т/ч;

P_d – давление в деаэраторе, МПа;

$H_{тп}$ – теплоперепад в турбоприводе, кДж/кг;

v – удельный объем питательной воды за деаэратором, м³/кг;

η_n – КПД турбопривода;

$\eta_{эм}$ – КПД электромотора.

Значение расхода пара на турбину найдем из следующего выражения:

$$\begin{aligned}
 D_T &= K_p \cdot \left(\frac{W_{\text{э}}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{нс}} \cdot D_{\text{нс}} + y_{\text{мн}} \cdot D_{\text{мн}} \right) = \\
 &= 1.29205 \cdot \left(\frac{330}{1604.917 \cdot 0.98} + 0.337 \cdot 47.868 + \right. \\
 &\left. + 0.242 \cdot 48.055 + 0.278 \cdot 32.232 \right) = 318.253 \text{ кг/с}
 \end{aligned}
 \tag{2.16}$$

где $K_p = 1.29205$ – коэф-т регенерации;

$H_i = 1604,917$ кДж/кг – используемый теплоперепад всей турбины.

2.6 Баланс пара и конденсата

В данном разделе основной задачей является определение расхода питательной воды с учетом всех потерь, возникающих на энергоблоке.

Расход пара на эжектор, принимается как 0,5% от расхода пара на турбину:

$$D_{\text{эж}} = D_T \cdot 0.005 = 318.253 \cdot 0.005 = 1.591 \text{ кг/с} \tag{2.17}$$

Пар на уплотнения принимается равным 1% от расхода пара:

$$D_y = 0.01 \cdot D_T = 0.01 \cdot 318.253 = 3.183 \text{ кг/с} \tag{2.18}$$

Для расчета утечек пара и конденсата необходимо учесть поправочный коэффициент:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_T = \frac{1.1}{100} \cdot 318.253 = 3.501 \text{ кг/с} \tag{2.19}$$

где $\alpha_{\text{ут}}$ – доля утечки

Пар на собственные нужды определяется по следующему выражению:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{мз}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{ко}}}{100} \cdot D_T = \frac{1.2 + 1.2}{100} \cdot 318.253 = 7.638 \text{ кг/с} \tag{2.20}$$

Тогда расход перегретого пара на турбину составит:

$$D_{ne} = D_T + D_{эж} + D_y + D_{ym} + D_{сн} =$$

$$= 318.253 + 1.591 + 3.183 + 3.501 + 7.638 = 334.166 \text{ кг/с} \quad (2.21)$$

Так как турбина на сверхкритических параметрах, то для энергоблока используется прямоточный котел, поэтому расход питательной воды приравнивается расходу перегретого пара.

2.7 Расчет регенеративной схемы

2.7.1 Расчет схемы ПВД

После определения расхода пара и питательной воды можно приступить к расчету регенеративной схемы паровой турбины. На рисунке 9 представлена часть принципиальной тепловой схемы, на котором отображено включение подогревателей высокого давления, по которой будут производиться дальнейшие расчеты.

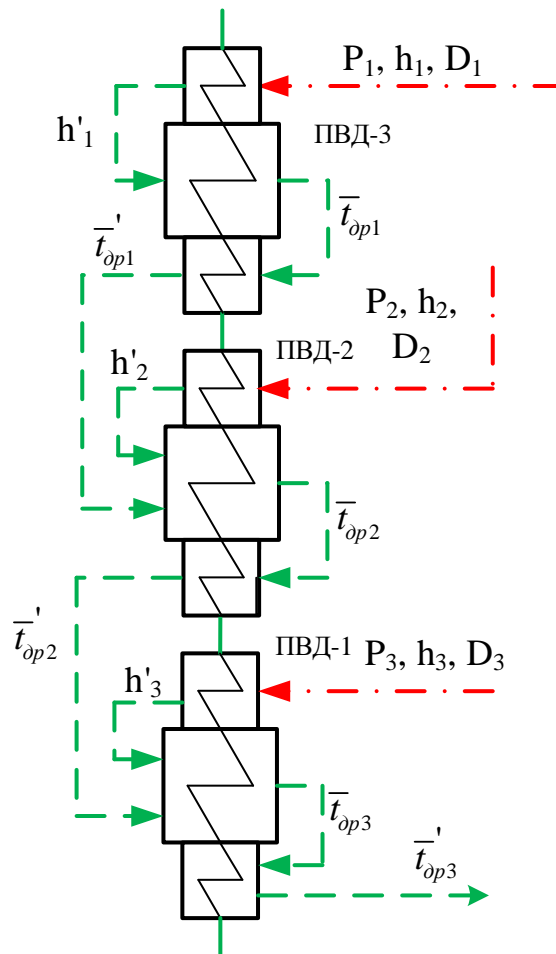


Рисунок 9 – Схема включения подогревателей высокого давления

Составим тепловой баланс для системы ПВД, чтобы определить все неизвестные параметры пара и воды в данном контуре. При расчете, учитывается прирост энтальпии питательной воды после питательного насоса. В таблице 10 представлены формулы по каждой зоне подогревателей.

Таблица 10 – Тепловой баланс системы ПВД

Зона	Подогреватель/формула баланса
ПВД-3	
ОП	$D_1 \cdot (h_1 - h_1') \cdot \eta_m = G_{не} \cdot (t_{не7} - t_{сн7})$
СП	$D_1 \cdot (h_1' - \bar{t}_{оп1}) \cdot \eta_n = G_{не} \cdot (\bar{t}_{сн7} - \bar{t}_{од7})$
ОД	$D_1 \cdot (\bar{t}_{оп1} - \bar{t}_{оп1}') \cdot \eta_n = G_{не} \cdot (\bar{t}_{од7} - \bar{t}_{не6})$
ПВД-2	
ОП	$D_2 \cdot (h_2 - h_2') \cdot \eta_m = G_{не} \cdot (t_{не6} - t_{сн6})$
СП	$D_2 \cdot (h_2' - \bar{t}_{оп2}) \cdot \eta_n = G_{не} \cdot (\bar{t}_{сн6} - \bar{t}_{од6})$
ОД	$D_2 \cdot (\bar{t}_{оп2} - \bar{t}_{оп2}') \cdot \eta_n = G_{не} \cdot (\bar{t}_{од6} - \bar{t}_{не5})$
ПВД-1	
ОП	$D_3 \cdot (h_3 - h_3') \cdot \eta_m = G_{не} \cdot (\bar{t}_{не5} - \bar{t}_{сн5})$
СП	$D_3 \cdot (h_3' - \bar{t}_{оп3}) \cdot \eta_n = G_{не} \cdot (\bar{t}_{сн5} - \bar{t}_{од5})$
ОД	$D_3 \cdot (\bar{t}_{оп3} - \bar{t}_{оп3}') \cdot \eta_n = G_{не} \cdot (\bar{t}_{од5} - \bar{t}_{не4})$

Когда был составлен тепловой баланс, решив систему уравнений, были определены неизвестные величины:

$$D_1, D_2, D_3, \bar{t}_{не5}, \bar{t}_{не6}, \bar{t}_{не7}, \bar{t}_{од5}, \bar{t}_{од6}, \bar{t}_{од7}.$$

Значения вышеперечисленных параметров, представлены ниже:

$$D_1 = 29.089 \text{ кг/с}, D_2 = 32.488 \text{ кг/с}, D_3 = 6.872 \text{ кг/с}, \bar{t}_{не5} = 851.346 \text{ кДж/кг}, \\ \bar{t}_{не6} = 1048.742 \text{ кДж/кг}, \bar{t}_{не7} = 1206.248 \text{ кДж/кг}, \bar{t}_{од5} = 756.227 \text{ кДж/кг}, \\ \bar{t}_{од6} = 857.357 \text{ кДж/кг}, \bar{t}_{од7} = 1051.808 \text{ кДж/кг}.$$

2.7.2 Расчет схемы ПВД с деаэратором

После определения расходов пара на группу ПВД, можно рассчитать тепловой и материальный баланс для деаэратора и группы ПВД. При расчете были учтены приросты энтальпий основного конденсата и дренажа сетевых подогревателей при прохождении через насосы. На рисунке 10 изображена схема включения деаэратора с ПВД.

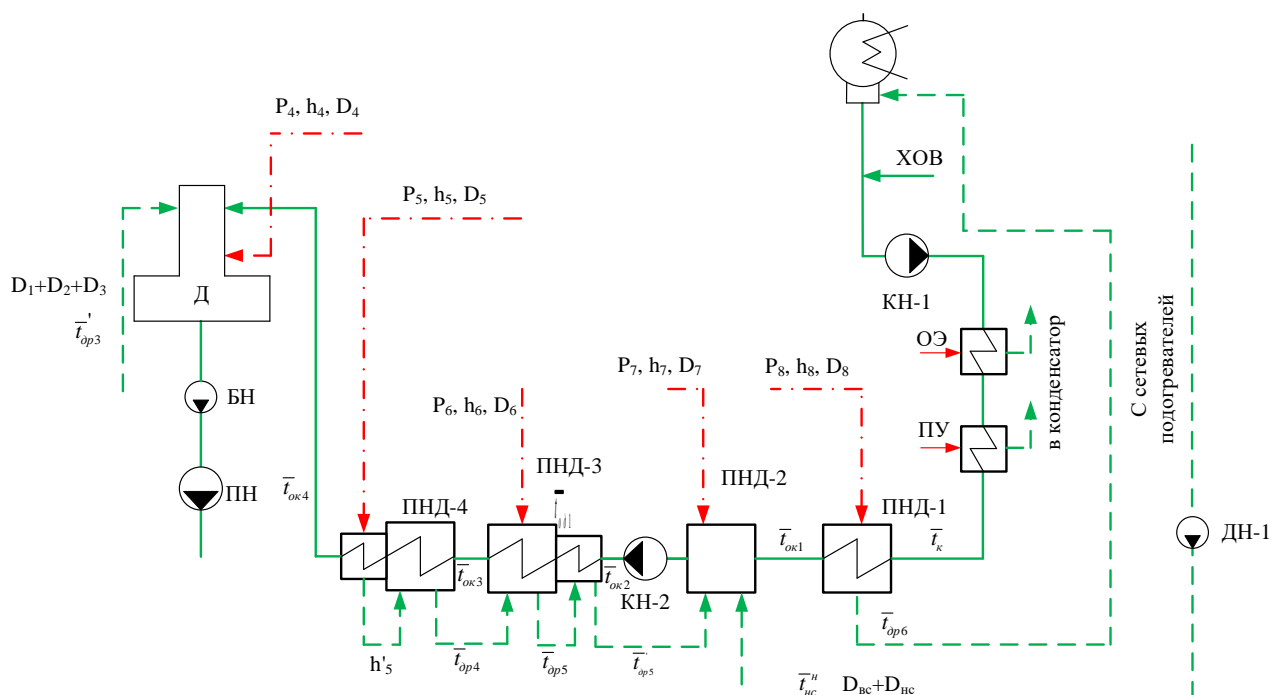


Рисунок 10 – Схема включения ПВД

Составим тепловой баланс для системы ПВД, чтобы определить все неизвестные параметры пара и воды в данном контуре. При расчете, учитывается прирост энтальпии питательной воды после питательного насоса. В таблице 11 представлены формулы по каждой зоне подогревателей.

Таблица 11 – Тепловой баланс системы ПНД

Зона/ур-ие	Подогреватель/формула баланса
Деаэратор	
Материаль- ный	$D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + G'_{ок} = G_{нв}$
Тепловой	$(D_1 + D_2 + D_3) \cdot \bar{t}'_{оп3} + D_4 \cdot h_4 \cdot \eta_4 + G'_{ок} \cdot \bar{t}_{ок4} = G_{нв} \cdot \bar{t}_{нв}$
ПНД-4	
ОП	$D_5 \cdot (h_5 - h'_5) \cdot \eta_m = G_{нв} \cdot (\bar{t}_{ок4} - \bar{t}_{сн4})$
СП	$D_5 \cdot (h'_5 - \bar{t}_{оп4}) \cdot \eta_n = G_{нв} \cdot (\bar{t}_{сн4} - \bar{t}_{ок3})$
ПНД-3	
СП	$D_6 \cdot (h_6 - \bar{t}_{оп5}) \cdot \eta_n = G'_{ок} \cdot (\bar{t}_{ок3} - \bar{t}_{од3})$
ОД	$D_6 \cdot (\bar{t}_{оп5} - \bar{t}'_{оп5}) \cdot \eta_n = G_{нв} \cdot (\bar{t}_{од3} - \bar{t}_{ок2})$
ПНД-2	
Материаль- ный	$D_5 + D_6 + D_7 + D_{нс} + D_{вс} + G_{ок} = G'_{ок}$
Тепловой	$(D_5 + D_6) \cdot \bar{t}'_{оп5} + D_7 \cdot h_7 + (D_{нс} + D_{вс}) \cdot \bar{t}_{оп}^{нс} + G_{ок} \cdot \bar{t}_{ок1} = G'_{ок} \cdot \bar{t}_{ок2}$
ПНД-1	
СП	$D_8 \cdot (h_8 - \bar{t}_{оп6}) \cdot \eta_n = G_{нв} \cdot (\bar{t}_{ок1} - \bar{t}_к)$

Когда был составлен тепловой баланс, решив систему уравнений, были определены неизвестные величины:

$$D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, D_k, G_{ок}, G'_{ок}, G_k, \bar{t}_{нв5}, \bar{t}_{нв6}, \bar{t}_{нв7}, \bar{t}_{од5}, \bar{t}_{од6}, \bar{t}_{од7}.$$

Значения вышеперечисленных параметров, представлены ниже:

$$D_4 = 7.885 \text{ кг/с}, D_5 = 14.091 \text{ кг/с}, D_6 = 11.334 \text{ кг/с}, D_7 = 9.605 \text{ кг/с}, D_8 = 4.505 \text{ кг/с}, G_{ок} = 126.72 \text{ кг/с}, G'_{ок} = 257.831 \text{ кг/с}, D_k = 74.228 \text{ кг/с}, G_k = 115.739 \text{ кг/с}, \bar{t}_{ок4} = 623.527 \text{ кДж/кг}, \bar{t}_{од3} = 394.974 \text{ кДж/кг}.$$

Проверим правильность решения систем уравнений в турбине:

$$\begin{aligned} D_k &= D_T - D_1 - D_2 - D_3 - D_4 - D_5 - D_6 - D_7 - D_8 - D_{mn} - D_{вс} - D_{нс} = \\ &= 318.253 - 29.089 - 32.488 - 6.872 - 7.885 - 14.091 - 11.334 - \\ &- 9.605 - 4.505 - 32.232 - 47.868 - 48.055 = 74.228 \text{ кг/с} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Далее проведем проверку по мощности:

$$W_p = \sum D_i \cdot H_i \cdot \eta_{эм} = 330.055 \text{ МВт} \quad (2.22)$$

Выполним погрешность расчета

$$\delta = \left| \frac{W_э - W_p}{W_p} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{330 - 330.055}{330.055} \right| \cdot 100\% = 0.017\% \quad (2.23)$$

Так как погрешность расчета составила меньше 1%, то можно сделать вывод о правильности выполнения расчета.

2.8 Состав оборудования регенеративной схемы

По результатам расчетов материально-теплого баланса, необходимо определиться с составом подогревателей. Для этого следует определить суммарную эскизную площадь и тепловую нагрузку, характерную для каждого подогревателя.

Тепловую нагрузку, характерную для каждой зоны можно определить по следующей формуле:

$$Q_i = D_i \cdot (h_i - h_i') \cdot \eta_m \quad (2.24)$$

где D_i – расход пара поступающего на подогреватель, кг/с;

h_i – энтальпия пара перед подогревателем, кДж/кг;

h_i' – энтальпия пара после подогревателя, кДж/кг;

η_m – КПД подогревателя.

Формула для определения эскизной площади:

$$F_{эск} = \frac{Q_i}{k_i \cdot \Delta t_{cp}^i} \quad (2.25)$$

где Q_i – тепловая нагрузка i -ой зоны подогревателя, Вт;

k_i – коэффициент теплопередачи i -ой зоны подогревателя, Вт/м²·°С;

Δt_{cp}^i - средний температурный напор i - ой зоны подогревателя, °С.

Таблица 12 – Выбор состава подогревателей для регенеративной схемы

Параметр	ПВД-3	ПВД-2	ПВД-1	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1	ВС	НС
Суммарная эскизная площадь $F_{эск}^{сум}$, м ²	1674.7 69	1422.8 66	1365,2 84	1053.1 2	672.54	721,34	385,83 6	785.02 1	1785.3 92
Суммарная тепловая нагрузка $Q_i^{сум}$, МВт	52.633	61.362	39.492	29,35	25.76	17.52	9.72	109.51 6	108.64 9
Марка подогревателя	ПВ-1700-380-61	ПВ-1550-380-70	ПВ-1550-380-70	ПН-1100-25-6-I	ПН-850-25-6-I.	ПНСВ-800-II	ПН-400-26-2-IV	ПСГ-800-3-8-1	ПСГ-2300-2-8-1

2.9 Расчет технико-экономических показателей

Для оценки совокупности характеристик материально-производственной базы предприятия необходимо произвести расчет технико-экономических показателей по аналого-эксергетическому методу.

Определим расход теплоты турбоагрегатом:

$$\begin{aligned}
 Q_{my} &= D_T \cdot (h_0 - t_{нв7}) + D_{nmn} \cdot (h_{nmn} - h_2) = \\
 &= 318.253 \cdot (3324.842 - 1206.248) + \\
 &+ 256.675 \cdot (3540.552 - 2942.699) = 827.378 \text{ МВт}
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

где D_{nmn} – расход пара на выходе из промперегрева пара, кг/с.

Найдем теплоту, затраченную на сетевые подогреватели:

$$Q_{om} = G_{св} \cdot (\bar{t}_{св}^H - \bar{t}_{oc}) = 1337.061 \cdot (523.731 - 293.81) = 307.418 \text{ МВт} \tag{2.27}$$

Тогда расход пара турбиной на выработку электроэнергии составляет:

$$Q^{\circ} = Q_{my} - Q_{om} = 827.378 - 307.418 = 519.96 \text{ МВт} \quad (2.28)$$

Тепловая нагрузка на котлоагрегат составит:

$$\begin{aligned} Q_{ka} &= D_{ne} \cdot (h_0 - t_{нег}) + D_{nmn} \cdot (h_{nmn} - h_2) = \\ &= 334.166 \cdot (3324.842 - 1206.248) + \\ &+ 256.675 \cdot (3540.552 - 2942.699) = 861.091 \text{ МВт} \end{aligned} \quad (2.29)$$

При расходе условного топлива на данную нагрузку:

$$B = \frac{Q_{ka}}{Q_{усл.мy}^{HP} \cdot \eta_{ka}} = \frac{861.091}{29310 \cdot 0.98} = 29.978 \text{ кг/с} \quad (2.30)$$

Расход тепла на собственные нужды турбины:

$$Q_{my}^{сн} = 0.01 \cdot Q_{my} = 0.01 \cdot 865.919 = 8.659 \text{ МВт} \quad (2.31)$$

Чтобы определить расходы тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, необходимо рассчитать коэф-ты ценности тепла нижнего и верхнего сетевого подогревателя, которые определяются по выражению (2.7).

$$\xi_{ec} = \frac{h_{ec} - h_k}{h_0 - h_k + \Delta H_{mn}} \cdot (1 + K \cdot \frac{h_0 + \Delta H_{mn} - h_{ec}}{h_0 + \Delta H_{mn} - h_k}) \quad (2.32)$$

Коэффициенты ценности тепла верхнего сетевого подогревателя:

$$\begin{aligned} \xi_{ec} &= \frac{h_{ec} - h_k}{h_0 - h_k + \Delta H_{mn}} \cdot (1 + K \cdot \frac{h_0 + \Delta H_{mn} - h_{ec}}{h_0 + \Delta H_{mn} - h_k}) = \\ &= \frac{2858.3 - 2317.78}{3324.84 - 2317.78 + 597.85} \cdot (1 + 0.42 \cdot \frac{3324.84 + 597.85 - 2858.3}{3324.84 + 597.85 - 2317.78}) = 0.431 \end{aligned}$$

Коэффициенты ценности тепла нижнего сетевого подогревателя:

$$\begin{aligned}\xi_{ec} &= \frac{h_{nc} - h_k}{h_0 - h_k + \Delta H_{nn}} \cdot (1 + K \cdot \frac{h_0 + \Delta H_{nn} - h_{nc}}{h_0 + \Delta H_{nn} - h_k}) = \\ &= \frac{2706.59 - 2317.778}{3324.84 - 2317.78 + 597.85} \cdot (1 + 0.42 \cdot \frac{3324.84 + 597.85 - 2706.59}{3324.84 + 597.85 - 2317.78}) = 0.319\end{aligned}$$

Значение увеличения расхода пара необходимое для производства э/энергии за счет отборов пара, кВт:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{отб} &= Q_{ec} \cdot (1 - \xi_{ec}) + Q_{nc} \cdot (1 - \xi_{nc}) = \\ &= 111.939 \cdot (1 - 0.431) + 111.939 \cdot (1 - 0.319) = 139.927 \text{ МВт}\end{aligned}\quad (2.33)$$

Определив все тепловые мощности по недовыработке тепла, найдем коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство э/энергии:

$$\begin{aligned}K &= \frac{Q_{my}^3 + Q_{my}^{ch} + \Delta Q_{отб}}{Q_{my}^3 + Q_{my}^{ch} + \Delta Q_{отб} + Q_{om}^E} = \\ &= \frac{558.501 + 8.659 + 139.927}{558.501 + 8.659 + 139.927 + 307.418} = 0.697\end{aligned}\quad (2.34)$$

где $Q_{om}^E = 307.418$ МВт - тепло, затраченное турбиной на тепловых потребителей, для данной турбины рассматривается только затраты на сетевые подогреватели.

Отпущенная электрическая мощность:

$$W_{omn} = 0.9 \cdot W_3 = 0.9 \cdot 330 = 297 \text{ МВт}\quad (2.35)$$

Мощность, отводимая на собственные нужды:

$$W_{cn}^3 = 0.04 \cdot W_3 = 0.04 \cdot 330 = 13.2 \text{ МВт}\quad (2.36)$$

Определим расход топлива на общую выработку электроэнергии:

$$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{omn}}{W_3 - W_{cn}^3} = 31.374 \cdot 0.697 \cdot \frac{297}{330 - 13.2} = 20.5 \text{ кг/с}\quad (2.37)$$

Расход топлива на пиковые водогрейные котлы:

$$B_{\text{нвк}} = \frac{Q_{\text{нвк}}}{Q_{\text{н.у.т}}^p \cdot \eta_{\text{ка}}} = \frac{223.877}{29310 \cdot 0.89} = 8.582 \text{ кг/с} \quad (2.38)$$

Расход топлива, относимый на выработку тепла:

$$B_{\text{мэ}} = B + B_{\text{нвк}} - B_{\text{э}} = 31.374 + 8.582 - 20.5 = 19.456 \text{ кг/с} \quad (2.39)$$

Удельный расход условного топлива на выработку отпущенной электроэнергии:

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} = \frac{20.5}{297} = 0.248 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (2.40)$$

А удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии составит:

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{мэ}}}{Q_{\text{мак}}} = \frac{19.456}{447.755} = 43.453 \frac{\text{кг}}{\text{ГДж}} \quad (2.41)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла блоком:

$$b_{\text{т}} = \frac{B - B_{\text{э}}}{Q_{\text{баз}}} = \frac{31.374 - 20.5}{223.878} = 48.57 \frac{\text{кг}}{\text{ГДж}} \quad (2.42)$$

Удельный расход условного топлива на производство э/э:

$$b_{\text{э}} = \frac{0.123}{\eta_{\text{э}}^{\text{бл}}} = \frac{0.123}{0.527} = 0.233 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (2.43)$$

где $\eta_{\text{э}}^{\text{бл}} = 0.527$ - КПД блока по производству электроэнергии.

Удельный расход условного топлива на производство т/э:

$$b_{\text{т}} = \frac{34.1}{\eta_{\text{т}}^{\text{бл}}} = \frac{34.1}{0.874} = 39.018 \frac{\text{кг}}{\text{ГДж}} \quad (2.44)$$

где $\eta_{\text{т}}^{\text{бл}} = 0.874$ - КПД блока по производству тепловой энергии.

Удельный расход тепла на выработку э/э для блока:

$$q^{\circ} = \frac{3600}{\eta_{\circ}^{\text{бл}}} = \frac{3600}{0.527} = 0.233 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (2.45)$$

Удельный расход пара на выработку э/э:

$$d = \frac{1}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} = \frac{1}{1604.917 \cdot 0.98} = 2.289 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

2.10 Поверочно-конструкторский расчет котельного агрегата

2.10.1 Расчетные теплотехнические характеристики топлива.

Определение компоновки хвостовых поверхностей нагрева.

Расчетные характеристики Черногорского топлива выбирались из методички [2] и были приведены ранее в таблице 7.

Количество горячего воздуха после ВЗП, поступающего в зону горения по массе должно в несколько раз превосходить массу топлива. Недостаточные температуры воздуха могут снизить процесс воспламенения и горения топлива, что в свою очередь приведет к значительному недожогу. Для топлив с высоким выходом летучих ($V^r > 25\%$) допустим более низкий подогрев воздуха.

Выбираем температуру горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Так как температура горячего воздуха не превышает $320 \text{ } ^\circ\text{C}$, выбираем одноступенчатую компоновку хвостовых поверхностей нагрева.

2.11 Параметры воздуха и продуктов сгорания

2.11.1 Объем воздуха и продуктов сгорания при коэф-те избытка воздуха $\alpha=1$

Необходимый теоретический объем воздуха к 1 килограмму продуктов сгорания, который поддерживает процесс горения для твердых или жидких топлив рассчитывается исходя из состава рабочей массы (см. таблицу 7).

Теоретически необходимое количество воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$

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

$$= 0,0889 \cdot (49,7 + 0,375 \cdot 0,5) + 0,265 \cdot 3,3 - 0,0333 \cdot 9,7 = 4,986 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (2.46)$$

где C^P – концентрация углерода, приходящаяся на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 7);

S^P – концентрация серы, приходящаяся на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 7);

H^P – концентрация водорода, приходящаяся на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 7);

O^P – концентрация кислорода, приходящаяся на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 7).

Далее определим теоретические объемы продуктов сгорания, которые образуются в процессе полного сжигания топлива.

Объем азота, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \frac{N^P}{100} = 0,79 \cdot 4,986 + 0,8 \frac{1,3}{100} = 3,95 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (2.47)$$

где V_B^0 – теор. необходимый объем воздуха при коэф-те избытка воздуха $\alpha = 1$, $\text{м}^3/\text{кг}$;

N^P – концентрация азота, приходящаяся на рабочую массу топлива, %.

Объем трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100} = 1,866 \frac{49,7 + 0,375 \cdot 0,5}{100} = 0,931 \quad (2.48)$$

Объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0 =$$

$$= 0,111 \cdot 3,3 + 0,0124 \cdot 14 + 0,0161 \cdot 4,986 = 0,62 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (2.49)$$

где H^P – концентрация водорода, приходящаяся на рабочую массу топлива, %;

W^P – влажность топлива на рабочую массу, %.

Зная объемы всех продуктов сгорания, можно определить суммарный объем дымовых газов, м³/кг, который определяется по следующему выражению:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0.931 + 3.95 + 0.62 = 5.501 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad (2.50)$$

2.11.2 Расчет действительных объемов продуктов сгорания

Расчет в данном разделе необходим для уточнения действительных объемов продуктов сгорания по газоходам котельной установки, прежде всего, подбирают коэф-т избытка воздуха характерный для верхней части топки α_{Γ} и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева $\Delta\alpha$. Выбранный коэф-т избытка воздуха α_{Γ} должен обеспечить практически полное сгорание топлива, поэтому его выбор зависит от типа топчного устройства и вида сжигаемого топлива. Избыток воздуха α_{Γ} включает в себя коэф-т избытка воздуха, подаваемого на горелки $\alpha_{\text{гор}}$, и присосы холодного воздуха извне при работе топки под разряжением $\Delta\alpha_{\Gamma}$, происходящие в основном в нижней части топки.

Исходя из этого, выбираем из [2] коэф-т избытка воздуха $\alpha_{\Gamma} = 1,25$.

Из [2] выбираем расчетные присосы воздуха в топке и газоходе парового котла:

$\Delta\alpha_{\Gamma}$ – присос холодного воздуха в топочной камере, $\Delta\alpha_{\Gamma} = 0,05$;

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

$\Delta\alpha_{\text{шт}}$ – присос холодного воздуха в пароперегревателях, $\Delta\alpha_{\text{шт}} = 0,03$;

$\Delta\alpha_{\text{вэ}}$ – присос холодного воздуха в водяном экономайзере, $\Delta\alpha_{\text{вэ}} = 0,02$;

$\Delta\alpha_{\text{взп}}$ – присос холодного воздуха в воздухоподогревателе, $\Delta\alpha_{\text{взп}} = 0,03$.

Найденные значения коэф-тов избытка воздуха позволяют найти действительное количество воздуха, действительные объемы продуктов сгорания после каждой поверхности нагрева.

Действительные объемы продуктов сгорания при избытке воздуха в газоходах больше единицы определяют по формулам:

Объем водяных паров, м³/кг

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V_{\text{в}}^0, \quad (2.51)$$

где α_{cp} – среднее значение коэф-та избытка воздуха в поверхности, равное половине суммы значений на входе в поверхность и на выходе из нее;

Полный объем газов, м³/кг:

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{\text{cp}} - 1) \cdot V_{\text{B}}^0, \quad (2.52)$$

Объемная доля трехатомных газов, м³/кг:

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\Gamma}}, \quad (2.53)$$

где V_{RO_2} – объем трехатомных газов, м³/кг;

Объемная доля водяных паров

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\Gamma}}, \quad (2.54)$$

где $V_{\text{H}_2\text{O}}$ – объем водяных паров, м³/кг;

Суммарная объемная доля

$$r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}; \quad (2.55)$$

Масса дымовых газов, кг/кг

$$G_{\Gamma} = 1 - 0,01A^{\text{P}} + 1,306 \cdot \alpha_{\text{cp}} \cdot V_{\text{B}}^0, \quad (2.56)$$

где A^{P} – зольность топлива, % (см. таблицу 10);

Концентрация золовых частиц, кг/кг

$$\mu_{\text{зп}} = \frac{A^{\text{P}} \cdot a_{\text{yh}}}{100 \cdot G_{\Gamma}}, \quad (2.57)$$

где $a_{\text{yh}} = 0,6$ – доля золы топлива, уносимая газами;

G_{Γ} – масса дымовых газов, кг/кг.

Результаты расчета объемов продуктов сгорания в поверхностях нагрева сводим в таблицу 13.

Таблица 13 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	ТК	Циклон	КПП	ППП	ВЭК	ВЗП
Коэф-т избытка воздуха за поверхностью нагрева α''	1,25	1,28	1,31	1,34	1,36	1,39
Средний коэф-т избытка воздуха α_{cp}	1,25	1,265	1,295	1,325	1,35	1,375
Объем водяных паров V_{H_2O} , м ³ /кг	0,8257	0,8267	0,8287	0,8307	0,8324	0,8341

Окончание таблицы 13

Полный объем газов V_r , м ³ /кг	5,9419	6,0052	6,1316	6,2581	6,3635	6,4689
Объемная доля трехатомных газов r_{RO_2}	0,1340	0,1326	0,1299	0,1272	0,1251	0,1231
Объемная доля водяных паров r_{H_2O}	0,1390	0,1377	0,1352	0,1327	0,1308	0,1289
Суммарная объемная доля r_{II}	0,2730	0,2529	1,2529	2,2529	0,2483	0,2439
Масса дымовых газов G_r , кг/кг	7,6996	7,7809	7,9435	8,1061	8,2415	8,3770
Концентрация золовых частиц μ_{zl} , кг/кг	0,0091	0,0090	0,0089	0,0087	0,0085	0,0084

2.11.3 Энтальпии продуктов сгорания по газоходам

Для всех видов топлива энтальпия теоретического объема воздуха и продуктов сгорания, в кДж/кг или кДж/м³, при расчетной температуре ϑ , °С, определяют по формулам:

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot \vartheta; \quad (2.58)$$

$$H_\Gamma^0 = (V_{\text{RO}_2} c_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 c_{\text{N}_2}) \cdot \vartheta; \quad (2.59)$$

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$

$$H_\Gamma = H_\Gamma^0 + (\alpha - 1) \cdot H_B^0 + H_{\text{зл}}; \quad (2.60)$$

где $c_B, c_{\text{RO}_2}, c_{\text{H}_2\text{O}}, c_{\text{N}_2}$ – теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, кДж/(м³·К), значения которых берем из [2];

ϑ – расчетная температура, °С;

$H_{\text{зл}}$ – энтальпия золы:

$$H_{\text{зл}} = 0,01 \cdot a_{\text{ун}} \cdot A^p \cdot c_{\text{зл}} \cdot \vartheta, \quad (2.61)$$

где $c_{\text{зл}}$ – теплоемкость золы, кДж/(кг·К), берем из [2];

ϑ – расчетная температура, °С.

Результаты расчета энтальпий газов при действительных избытках воздуха в газоходах заносим в таблицу 14.

Таблица 14 – Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг

$\vartheta, \text{ }^\circ\text{C}$	H_Γ^0	H_B^0	$h_{\text{зл}}$	h_y	h_m	$H_\Gamma = H_\Gamma^0 + (\alpha - 1)H_B^0 + h_\Gamma$			
						α_Γ	$\alpha_{\text{кпп}}$	$\alpha_{\text{вэ}}$	$\alpha_{\text{взп}}$
100,0	753,5	658,1	684,1	434,58	1118,7	928,4	967,9	1000,8	1020,6
200,0	1528,0	1321,7	1431,7	869,21	2300,9	1880,3	1919,9	2025,7	2065,3
300,0	2324,1	1993,8	2232,6	1303,80	3536,4	2856,6	2916,4	3075,9	3135,7
400,0	3188,9	2703,7	3047,9	1738,35	4786,2	3911,3	3992,4	4208,7	4289,8
500,0	4043,5	3414,0	3881,0	2172,96	6054,0	4956,1	5058,5	5331,6	5434,1
600	4920,7	4140,8	4608,3	2534,01	7142,3	6028,1	6152,3	6483,6	6607,8
700	5820,2	4881,9	5609,1	3043,59	8652,7	7126,1	7272,5	7663,1	7809,5
800	6739,1	5634,3	6492,7	3476,75	9969,5	8246,6	8415,6	8866,3	9035,4
900	7673,6	6399,2	7407,1	3911,28	11318,4	9386,2	9578,2	10090,1	10282,1
1000	8623,3	7172,6	8328,4	4345,92	12674,3	10543,4	10758,5	11332,3	11547,5
1100	9587,2	8005,0	9285,0	4780,46	14065,4	11729,9	11970,1	12610,5	12850,

2.11.4 Экономичность работы парового котла

2.11.4.1 Коэффициент полезного действия и потери теплоты

Задача расчета сводится к определению тепловых потерь для принятого типа парового котла и сжигаемого топлива. Потеря теплоты с уходящими газами q_2 , %, зависит от заданной температуры уходящих газов и избытка воздуха продуктов сгорания, покидающих котел, и определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{(h_{yx} - \alpha_{yx} \cdot h_{xb}^0)(100 - q_4)}{Q_H^p} = \frac{(1258.566 - 1.39 \cdot 133.485)(100 - 1)}{18840} = 5.638 \quad (2.62)$$

где H_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов $t_{yx,\Gamma} = 140$ °С по таблице 14:

H_{xb}^0 – энтальпия холодного воздуха, находится методом линейной интерполяции по температуре холодного воздуха $t_{xb} = 20$ °С по таблице 14:

$\alpha_{yx} = 1,28$ – коэф-т избытка воздуха за воздухоподогревателем;

q_4 – потеря тепла от механического недожога, %, принимаем по [3], $q_4 = 0,5$

Потеря тепла от химического недожога принимаем равной $q_3 = 0$ %.

Потери тепла в окружающую среду q_5 , %:

$$q_5 = q_5^H \cdot \frac{D_{\text{НОМ}}}{D} = 0.173 \cdot \frac{318.253}{318.253} = 0.173 \quad (2.63)$$

где q_5^H – потеря тепла в окружающую среду при номинальной нагрузке, %:

$$q_5^H = \frac{(60 / D_{\text{НОМ}})^{0,5}}{\lg(D_{\text{НОМ}})} = \frac{(60 / 318.253)^{0,5}}{\lg(318.253)} = 0.173 \quad (2.64)$$

$D_{\text{НОМ}}$ – номинальная паропроизводительность котла, кг/с.

При определении количества тепла, отданного газами, потери от наружного охлаждения учитываются введением коэф-та сохранения тепла:

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{0.173}{100} = 0.998 \quad (2.65)$$

Потеря теплоты q_6 , характеризующая потерей тепла при удалении шлака не учитывается, так как топливо многозольное, однако соблюдается условие, что $A^p < 2.5 \cdot Q_n^p$, т.е. $21.5 < 2.5 \cdot 18.87$, поэтому $q_6=0$.

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

$$\eta_{ка}^{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) = 100 - (5.638 + 0 + 1 + 0.173) = 93,2\% , \quad (2.66)$$

2.11.4.2 Определение расчетного расхода топлива на котел

Расчетный расход топлива, кг/с, при ненулевых значениях механического недожога q_4 :

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 49.046 \cdot \left(1 - \frac{1}{100}\right) = 48.556 \frac{\text{кг}}{\text{с}} , \quad (2.67)$$

где B – полный расход топлива на котел, кг/с.

Для связывания образующихся при горении оксидов серы в топку подают известняк (CaCO_3). Часть диоксида серы SO_2 может связываться за счет содержащихся в золе соединений CaO и MgO . Расчет известника рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} B_{изв} &= 0,01 \cdot B_p \cdot 3,125 \cdot J \cdot \left[S^p - \eta_1 \cdot A^p \cdot \left(0,57 \cdot \frac{\text{CaO}}{100} + 0,8 \cdot \frac{\text{MgO}}{100} \right) \right] = \\ &= 0,01 \cdot 48.556 \cdot 3,125 \cdot 3 \cdot \left[0,5 - 0,85 \cdot 21,5 \cdot \left(0,57 \cdot \frac{4,7}{100} + 0,8 \cdot \frac{2,3}{100} \right) \right] = -1,483 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned} \quad (2.68)$$

где J – коэф-т избытка кальция над стехиометрически необходимым, $J = 3$;

CaO – содержание оксидов кальция в золе топлива, $\text{CaO} = 4,7\%$;

MgO – содержание оксидов магния в золе топлива, $\text{MgO} = 2,3\%$;

η_1 – степень связывания оксидов серы, $\eta_1 = 0,9$;

Так как расход известняка меньше нуля, то его подача в топку не требуется.

2.11.5 Конструкторский расчет топочной камеры

Расчет теплообмена в топке проводим конструкторским методом. При этом нам известна температура кипящего слоя, температурой на выходе из топки задаемся. Целью расчета является нахождение необходимых конструктивных размеров топочной камеры.

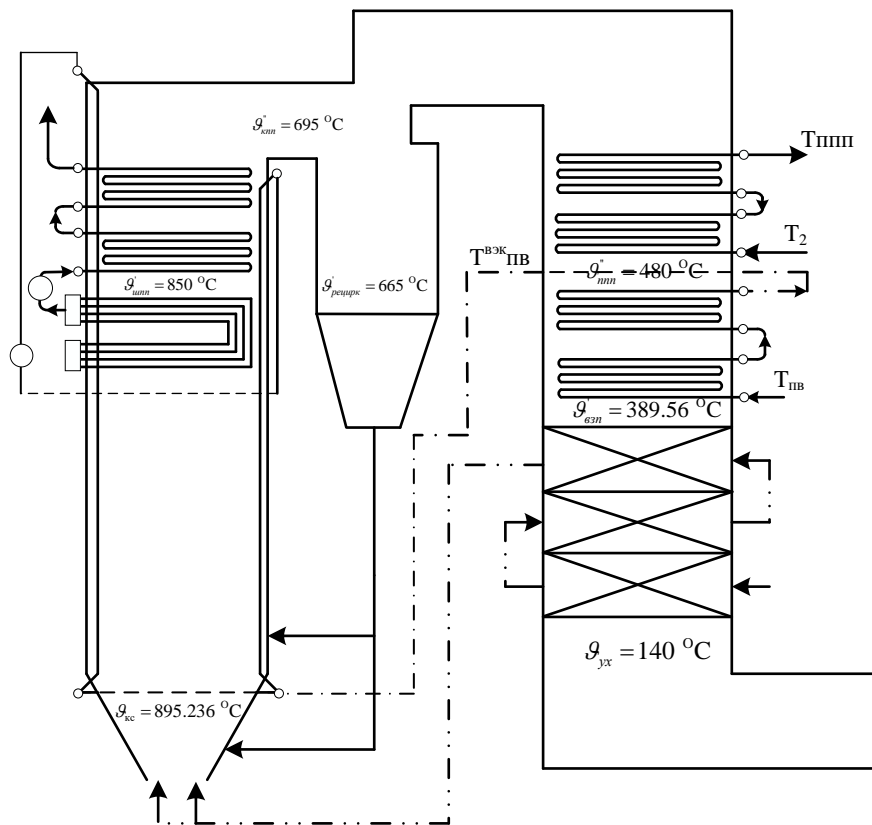


Рисунок 11 – Эскиз котла ЦКС

2.11.5.1 Геометрические характеристики топочной камеры

Топки с ЦКС имеют обычно переменное по высоте сечение, что обеспечивает примерное постоянство скорости газа по высоте при различных коэф-тах подачи воздуха в нижней части и на выходе из топки. Топка расширяется обычно на уровне ввода вторичного дутья.

Площадь сечения в нижней части топки:

$$R_{\text{сл}} = \frac{B_p \cdot V_B^0 \cdot 1,1 \cdot \alpha_1 \cdot (\vartheta_{\text{кк}} + 273)}{273 \cdot \omega_{\text{кк}}} =$$

$$= \frac{48.556 \cdot 4.986 \cdot 1,1 \cdot 0,65 \cdot (836.428 + 273)}{273 \cdot 8} = 87.952 \text{ м}^2 \quad (2.69)$$

где α_1 – коэф-т подачи воздуха в нижней части, $\alpha_1 = 0,65$;

$\vartheta_{\text{кк}}$ – температура кипящего слоя, $\vartheta_{\text{кк}} = 850$ °С;

$\omega_{\text{кк}} = 8$ м/с – скорость псевдооживления.

Площадь сечения топки в расширенной части, м²:

$$R = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\text{кк}} + 273)}{273 \cdot \omega_{\text{кк}}} = \frac{48.556 \cdot 6.767 \cdot (836.428 + 273)}{273 \cdot 8} = 166.943 \text{ м}^2 \quad (2.70)$$

Тепло, внесенное в топку с воздухом, кДж/кг:

$$Q_{\text{вн.в}} = Q_{\text{вн.в}}^{\text{I}} + Q_{\text{вн.в}}^{\text{II}} = 3492.361 + 909.469 = 4401.829 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (2.71)$$

где $Q_{\text{вн.в}}^{\text{I}}$ – тепло, внесенное первичным и третичным воздухом, кДж/кг:

$$Q_{\text{вн.в}}^{\text{I}} = (a_1 + a_2) \cdot V_B^0 \cdot c_B \cdot \vartheta_B =$$

$$= (0.6 + 0.4) \cdot 4.986 \cdot 1.331 \cdot 275 = 3492.361 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (2.72)$$

где α_1 – коэф-т подачи первичного воздуха, $\alpha_1 = 0,6$;

α_3 – коэф-т подачи третичного воздуха, $\alpha_3 = 0,4$;

ϑ_B – температура горячего воздуха, °С;

$Q_{\text{вн.в}}^{\text{II}}$ – тепло, внесенное вторичным воздухом, кДж/кг,

$$Q_{\text{вн.в}}^{\text{II}} = (\alpha_T - (a_1 + a_2)) \cdot V_B^0 \cdot c_B =$$

$$= (1.25 - (0.6 + 0.4)) \cdot 4.986 \cdot 1.330925 = 909.469 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.73)$$

где α_T – коэф-т избытка воздуха в топке;

Тепловосприятие поверхностей нагрева, размещенных в топке, кДж/кг:

$$\begin{aligned} Q_T &= Q_H^p \cdot (1 - q_4 - q_5) + Q_{\text{вн.в}} + Q'_3 = \\ &= 18840 \cdot (1 - 0.988) + 4401.829 + 1738.351 = 24759.095 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (2.74)$$

где $Q'_3 = 1738.351 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - тепло, внесенное в топку золой, кДж/кг

Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки, кДж/кг, определяется по формуле:

$$Q_{\text{л}} = \phi \cdot (Q_T - H_T'') = (11254.134 - 8981.9) \cdot 0.998 = 2249.512 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.75)$$

где ϕ – коэф-та сохранения тепла.

Для определения площади стен топочной камеры составляем тепловой баланс топки:

$$\frac{Q_H^p \cdot (100 - q_4 - q_5 - q_6)}{100} + Q_{\text{вн.в}} + Q'_3 = \frac{F_{\text{ст}} \cdot k \cdot \Delta\vartheta \cdot 10^{-3}}{B_p} + h_T'' \quad (2.76)$$

где k – коэф-т теплопередачи, принимаем по [3] $k = 400 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

$\Delta\vartheta$ – температурный напор газов, $\Delta\vartheta = 450,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

H_T'' – энтальпия газов на выходе из топки, определяется с учетом энтальпий циркулирующей твердой фазы при температуре потока на выходе из топки $750 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. таблицу 14), $H_T'' = 8981.9 \text{ кДж/кг}$.

Из уравнения теплового баланса топки определяем площадь стен:

$$\begin{aligned} F_{\text{ст}} &= \frac{\left[\frac{Q_H^p \cdot (100 - q_4 - q_5 - q_6)}{100} + Q_{\text{вн.в}} + Q'_3 - h_T'' \right] \cdot B_p}{0.97 \cdot q_6} = \\ &= \frac{\left[\frac{18840 \cdot (100 - 1 - 0.173 - 0)}{100} + 4401.829 + 2249.512 - 8981.9 \right]}{0.97 \cdot 23.072}. \end{aligned}$$

$$\cdot 48.556 = 3402.518 \text{ м}^2 \quad (2.77)$$

5.2.5.2 Расчет высоты топки

Площадь стен топочной камеры:

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{з.ст}} + F_{\text{ф.ст}} + 2 \cdot F_{\text{б.ст}} + F_{\text{в.ок}} + F_{\text{к.сл}} \quad (2.78)$$

где $F_{\text{з.ст}}$ – площадь задней стены, м^2 :

$$F_{\text{з.ст}} = (l_1 + l_2) \cdot b_{\text{т}}, \quad (2.79)$$

где l_1 – длина расширяющейся части, $l_1 = 5.78$ м;

l_2 – высоты топочной камеры, м;

$b_{\text{т}}$ – ширина топочной камеры (ширина котла), принимаем в зависимости от площади сечения топки в расширенной части $b_{\text{т}} = 17.5$ м;

$F_{\text{ф.ст}}$ – площадь фронтальной стены, м^2 , $F_{\text{ф.ст}} = F_{\text{з.ст}}$;

$F_{\text{б.ст}}$ – площадь боковой стены, м^2 :

$$F_{\text{б.ст}} = \left(\frac{a_{\text{т}} + l_3}{2} \right) \cdot h_{\text{кп}} \cdot l_2 \cdot b_{\text{т}} \quad (2.80)$$

где $a_{\text{т}}$ – глубина топочной камеры, принимаем $a_{\text{т}} = 9.54$ м;

l_3 – глубина в нижней части топки, $l_3 = 7.5$ м

$h_{\text{кп}}$ – высота кипящего слоя, $h_{\text{кп}} = 4.5$ м;

$F_{\text{в.ок}}$ – площадь выходного окна, м^2 :

$$F_{\text{в.ок}} = a_{\text{т}} \cdot b_{\text{т}}, \quad (2.81)$$

$F_{\text{к.сл}}$ – площадь кипящего слоя, м^2 :

$$F_{\text{к.сл}} = l_3 \cdot b_{\text{т}}. \quad (2.82)$$

Зная общую площадь стен, найдем высоту топочной камеры, м:

$$\begin{aligned}
 l_2 &= \frac{F_{\text{ст}} - l_1 \cdot b_T - 2 \cdot \left(\frac{a_T + l_3}{2} \right) \cdot h_{\text{кп}} - a_T \cdot b_T - l_3 \cdot b_T}{2 \cdot (b_T + a_T)} = \\
 &= \frac{3402.518 - 5.78 \cdot 17.5 - 2 \cdot \left(\frac{10.074 + 7.5}{2} \right) \cdot 4.5}{2 \cdot (17.5 + 10.074)} - \\
 &- \frac{10.074 \cdot 17.5 - 7.5 \cdot 17.5}{2 \cdot (17.5 + 10.074)} = 52.92 \text{ м}, \tag{2.83}
 \end{aligned}$$

Объем топочной камеры, м³, определяется по формуле:

$$V_T = F_{\text{б.ок}} \cdot b_T = 532.429 \cdot 17.5 = 9302.818 \tag{2.84}$$

Значение объема топочной камеры определяет величину расчетного теплонапряжения топочного объема, кВт/м³:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_{\text{н}}^p}{V_T} = \frac{48.556 \cdot 18840}{9317.499} = 98.457; \tag{2.85}$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки, м:

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{\text{ст}}} = 3,6 \cdot \frac{9317.499}{3402.518} = 9.858 \text{ м}; \tag{2.86}$$

2.11.5.2 Расчет циклона золоуловителя

Определяющим размером циклона является его диаметр, который принимается:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{V_{\text{г}}^{\text{н}}}{2830 \cdot \omega_{\text{г}}}} = \sqrt{\frac{593143.389}{2830 \cdot 2.152}} = 8750 \text{ мм} \tag{2.87}$$

где $V_{\text{г}}^{\text{н}}$ – объем газов, поступающих в циклон:

$$V_{\text{г}}^{\text{н}} = \frac{V_{\text{г}}}{2} \cdot B_p \cdot 3600 = \frac{6.767}{2} \cdot 48.556 \cdot 3600 = 591472.741 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \tag{2.88}$$

где $V_{\text{г}}$ – объем газов на выходе из топки, м³/кг

$\omega_{\text{г}}$ – скорость газов, принимаем $\omega_{\text{г}} = 2.152$ м/с.

Высота экранируемой части циклона рассчитывается как:

$$H_{\text{экр}} = 1.305 \cdot D_{\text{ц}} = 1.305 \cdot 8750 = 11419 \text{ мм} \quad (2.89)$$

Тогда площадь одного циклона:

$$F_{\text{цикл}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{ц}}}{2} \cdot H_{\text{экр}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{8750}{2} \cdot 11419 = 258.959 \text{ м}^2 \quad (2.90)$$

Так как используется 2 циклона, то их суммарная площадь составляет:

$$F_{\text{сумм}} = F_{\text{цикл}} \cdot 2 = 2 \cdot 258.959 = 517.917 \text{ м}^2 \quad (2.91)$$

Определим количество тепла, которое усваивается водой после водяного экономайзера:

$$\begin{aligned} Q_{\text{л}} &= \phi \cdot (h_{\text{вых.тон}} - h_{\text{рецирк}} + \Delta\alpha_{\text{цикл}} \cdot h_{\text{возд}}) = \\ &= (9311.1 - 8981.9 + 0.05 \cdot 133.485) \cdot 0.998 = 335.292 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned} \quad (2.92)$$

Среднелогарифмический температурный напор составляет:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{474.847 - 409.847}{\ln\left(\frac{474.847}{409.847}\right)} = 441.55 \text{ К} \quad (2.93)$$

Расчетная площадь циклона определяется как:

$$F_{\text{расч}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{цикл}} \cdot 1000}{\Delta t \cdot K_{\text{цикл}}} = \frac{48.556 \cdot 335.292 \cdot 1000}{441.55 \cdot 70} = 526.73 \text{ м}^2 \quad (2.94)$$

Для оценки правильности расчета сравним расчетную и предварительно рассчитанную площади циклонов:

$$\Delta F = \frac{|F_{\text{сумм}} - F_{\text{расч}}|}{F_{\text{расч}}} = \frac{|517.917 - 526.73|}{526.73} = 1.673 \quad (2.95)$$

На рисунке 12 представлены значения всех геометрических характеристик циклона.

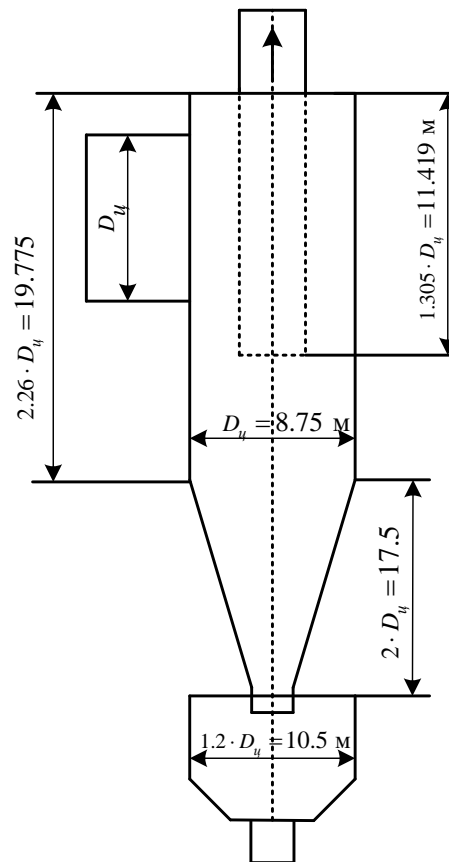


Рисунок 12 - Геометрические размеры циклона

2.11.5.3 Расчет поверхностей нагрева в котлоагрегате

В данном разделе по итогу расчетов поверхностей нагрева будет представлена таблица с основными показателями (см. таблицу 15), характерными для каждой поверхности нагрева, формулы для нахождения которых будут представлены ниже.

Лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг, определяется по формуле:

$$Q_{\text{ШПП}}^{\text{л}} = Q_{\text{вх}}^{\text{л}} - Q_{\text{вых}}^{\text{л}}, \quad (2.96)$$

где $Q_{\text{вх}}^{\text{л}}$ – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг, определяется по формуле:

$$Q_{\text{вх}}^{\text{л}} = \frac{\beta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot q_{\text{л}} \cdot F_{\text{вх.ок}}^{\text{ШПП}}}{B_{\text{п}}}, \quad (2.97)$$

где $\beta_{\text{ш}}$ – коэф-т, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью, $\beta_{\text{ш}} = 0,8$;

$\eta_{\text{в}}$ – коэф-т неравномерности тепловосприятости по высоте топки, определяем по [11], $\eta_{\text{в}} = 0,8$;

$q_{\text{л}}$ – среднее тепловое напряжение теплообменной поверхности, кВт/м²:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{л}}}{F_{\text{ст}} \cdot \chi}, \quad (2.98)$$

где $F_{\text{ст}}$ – площадь поверхности стен, м²;

χ – степень экранирования стен топки, $\chi = 0,98$;

$Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}}$ – тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, определяется по формуле:

$$Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} = \frac{Q_{\text{ВХ}}^{\text{л}} \cdot (1 - a_{\text{шпп}}) \cdot \phi_{\text{шпп}}}{\beta_{\text{ш}}} \quad (2.99)$$

где $a_{\text{шпп}}$ – степень черноты газов в ширмах, принимаем $a_{\text{шпп}} = 0,8$;

$\phi_{\text{шпп}}$ – угловой коэф-т ширм;

$\varepsilon_{\text{п}}$ – поправочный коэф-т, принимается равным $\varepsilon_{\text{п}} = 0,5$;

$T_{\text{ср}}$ – средняя температура газов в ширмах, К,

Количество тепла, воспринятого в пароперегревателе, кДж/кг:

$$Q_i^{\delta} = \frac{D_{\text{пе}}}{B_{\text{р}}} (h'_i - h''_i), \quad (2.100)$$

где $D_{\text{пе}}$ – расход острого пара, кг/с;

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

h'_i – энтальпия пара на входе в подогреватель, кДж/кг;

h''_i – энтальпия пара на выходе из подогревателя, кДж/кг.

Площадь живого сечения для прохода газов, м²:

$$f_{\text{кш}}^{\Gamma} = h_{\text{кш}} \cdot (b_{\text{т}} - z_1 \cdot d_{\text{н}}), \quad (2.101)$$

где $h_{\text{кш}}$ – высота подогревателя, м;

z_1 – число труб пароперегревателя в ряду, шт;
 d_n – наружный диаметр труб КПП, м;

Скорость газов в межтрубном пространстве по ходу движения через КПП, м/с:

$$\omega_r = \frac{B_p \cdot V_r \cdot (\vartheta_{cp} + 273)}{273 \cdot f_{кпп}^r}, \quad (2.102)$$

где ϑ_{cp} – средняя температура газов для подогревателя, °С:

$$\vartheta_{cp} = \frac{\vartheta'_i + \vartheta''_i}{2}, \quad (2.103)$$

Необходимая поверхность нагрева, м²:

$$F_{кпп} = \frac{Q_i^6 \cdot B_p}{k \cdot \Delta t} \cdot 10^3, \quad (2.104)$$

где k – коэф-т теплопередачи, Вт/(м²·К);

Δt – температурный напор определяется как среднеарифметическая разность температур газов и пара.

Длина одного змеевика пакета, м:

$$l_{кпп} = \frac{F_{кпп}}{\pi \cdot d_{cp} \cdot z_1}, \quad (2.105)$$

Действительное число рядов труб по ходу газов:

$$z_2 = \frac{l_{кпп}}{h_{кпп}}, \quad (2.106)$$

Ширина пакета пароперегревателя по ходу движения газов, м:

$$b_{кпп} = z_2 \cdot s_2, \quad (2.107)$$

Таблица 15 – Параметры поверхностей нагрева пароводяного тракта

Параметр	Поверхность нагрева			
	ШПП	КПП	ППП	ВЭК
$Q_{\text{вх}}^{\text{л}}$ -теплота, полученная поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг	449.664	-	-	-
Количество тепла, воспринятого поверхностью нагрева $Q_i^{\text{б}}$, кДж/кг	602.233	4318.019	2966.259	2237.249
$F_{\text{вх.ок}}$ –площадь поверхности нагрева, м ²	1232,1	10482.823	11588.262	12484.283
$Q_{\text{вых}}^{\text{л}}$ – тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, кДж/кг	138.691	-	-	-
$f_i^{\text{г}}$ -площадь живого сечения для прохода газов, м ²	164.486	117.239	237.16	212.73
$T_{\text{ср}}$ – средняя температура газов, °С	872.868	770.25	580	434.782
Скорость газов в межтрубном пространстве, w _г , м/с	7.168	8.484	9.481	10.683

Окончание таблицы 15

Внешний диаметр d _н , мм	38	38	42	32
Внутренний диаметр d _в , мм	28	32	32	24
Толщина стенки, δ, мм	5	3	5	4
Длина одного змеевика $l_{\text{кпп}}$, м	-	281.215x3	202.367x4	643.125
Число труб пароперегревателя в ряду z ₁ , шт	35	105	94	167
Число рядов труб по ходу газов, z ₂ , шт	-	97	93	74

Ширина пакета пароперегревателя b_i , м	-	7.372	15.036	10.149
Итоговая информация по подогревателям	1 пакет ширм, горизонтально расположенных в топке котла	6 пакетов конвективного пароперегревателя, горизонтально расположенных в топке котла	6 пакетов подогревателей горизонтального расположения установленные в конвективной шахте.	8 пакетов взп, расположенных сразу после промежуточного пароперегревателя

2.11.5.4 Расчет воздухоподогревателя

Целью конструкторского расчета является нахождение температуры газов на входе в воздухоподогреватель и его расчетную поверхность нагрева, обеспечивающую подогрев воздуха до заданной температуры.

Тепловосприятие одноступенчатого трубчатого воздухоподогревателя определяется по воздушной стороне, кДж/кг:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{взп}} &= \left(\beta_{\text{гв}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) \cdot (H_{\text{гв}}^0 - H_{\text{хв}}^0) = \\
 &= \left(1.06 + \frac{0.03}{2} \right) \cdot (2837.15 - 133.485) = 2906.44 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}
 \end{aligned} \tag{2.108}$$

где $\beta_{\text{гв}}$ – отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому, принимаем $\beta_{\text{гв}} = 1,06$;

$H_{\text{гв}}^0$ – энтальпия горячего воздуха, кДж/кг, определяется методом линейной интерполяции по температуре горячего воздуха $t_{\text{гв}} = 250$ °С по таблице 14:

Энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель, кДж/кг:

$$\begin{aligned}
 H'_{\text{взп}} &= H''_{\text{взп}} + \frac{Q_{\text{взп}}}{\phi} - \Delta\alpha_{\text{вп}} \cdot H_{\text{прс}}^0 = \\
 &= 1258.566 + \frac{1339.38}{0.998} - 0.03 \cdot 1397.625 = 2558.345 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}
 \end{aligned} \tag{2.109}$$

где $H''_{\text{взп}}$ – энтальпия газов за воздухоподогревателем, кДж/кг, равная энтальпии уходящих газов;

$H_{\text{прс}}^0$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг, определяется методом линейной интерполяции по средней температуре подогреваемого воздуха, °С;

Температура газов на входе в воздухоподогреватель, °С, определяется по энтальпии $H'_{\text{взп}}$ методом обратной интерполяции:

$$g'_{\text{взп}} = \frac{100}{4243.4 - 3101.7} \cdot (4243.4 - 3101.7) + 300 = 389.564 \quad (2.110)$$

Для простоты расчета температурный напор для ВЗП определим как среднеарифметическая разность температур газов и воздуха, °С:

$$\Delta t = \frac{g'_{\text{взп}} + g''_{\text{взп}}}{2} - \frac{t'_{\text{взп}} + t''_{\text{взп}}}{2} = \frac{262.828 + 140}{2} - \frac{25 + 250}{2} = 114.782 \quad (2.111)$$

Полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов:

$$z_{\text{тр}} = \frac{B_p \cdot V_r \cdot (g_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot \omega_r \cdot f_{\text{взп}}^r} = \frac{48.556 \cdot 7.35 \cdot (201.414 + 273)}{273 \cdot 10.5 \cdot 0.002} = 42110 \quad (2.112)$$

где V_r – полный объем дымовых газов, м³/кг;

$g_{\text{ср}}$ – средняя температура газов в ВЗП, °С:

$$g_{\text{ср}} = \frac{g'_{\text{взп}} + g''_{\text{взп}}}{2} = \frac{389.564 + 140}{2} = 264.782 \quad (2.113)$$

ω_r – скорость газов, задаем ориентировочно с последующим уточнением, $\omega_r = 10.5$ м/с;

$f_{\text{взп}}^r$ – внутреннее сечение трубы для прохода газа в трубчатом подогревателе, м², определяется по формуле:

$$f_{\text{взп}}^r = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.045^2}{4} = 0.002 \text{ м}^2 \quad (2.114)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб ВЗП, по [2] $d_{\text{вн}} = 0,045$ м;

Число труб в одном ряду по ширине ВЗП, определяется по формуле:

$$z_1 = \frac{b_r}{s_1} - 1 = \frac{17500}{65} - 1 = 235 \quad (2.115)$$

где s_1 – поперечный шаг между трубами $s_1 = 0,065$ м;

Число рядов труб по глубине конвективной шахты:

$$z_2 = \frac{z_{\text{тр}}}{z_1} = \frac{42110}{235} = 179 \quad (2.116)$$

Полная глубина трубной поверхности (по ширине конвективной шахты):

$$a_{\text{тр}} = z_2 \cdot s_2 = 179 \cdot 0,048 = 8,678 \text{ м} \quad (2.117)$$

где s_2 – продольный шаг между трубами $s_2 = 0,048$ м;

Общая ширина трубчатого ВЗП равна ширине конвективной шахты, $a_{\text{вп}} = a_{\text{тр}}$, м.

Площадь поверхности нагрева ВЗП, м^2 :

$$F_{\text{взп}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{взп}}}{k \cdot \Delta t} \cdot 10^3 = \frac{48,556 \cdot 2906,44}{26,282 \cdot 114,782} \cdot 10^3 = 46781,941 \text{ м}^2 \quad (2.118)$$

где k – коэф-т теплопередачи в воздухоподогревателе, принимаем $k = 25,76$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$);

Полная высота ВЗП, м:

$$h_{\text{взп}} = \frac{F_{\text{взп}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_{\text{тр}}} = \frac{46781,941}{\pi \cdot 0,047 \cdot 42110} = 7,605 \text{ м} \quad (2.119)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб ВЗП, м, определяется по формуле:

Высота одного пакета ВЗП, м:

$$h_x = \frac{B_p \cdot \beta_{гв} \cdot V_B^0 \cdot (t_{cp} + 273)}{273 \cdot (b_T - z_1 \cdot d_H) \cdot \omega_B \cdot z_{пот}} =$$

$$= \frac{48.556 \cdot 1.06 \cdot 4.986 \cdot (150 + 273)}{273 \cdot (17.5 - 235 \cdot 0.048) \cdot 7.36 \cdot 4} = 1.724 \text{ м}$$
(2.120)

где t_{cp} – средняя температура воздуха в ВЗП, °С;

ω_B – скорость воздуха в ВЗП, принимаем $\omega_B = 7.36 \text{ м/с}$;

$z_{пот}$ – число потоков воздуха в трубчатом ВЗП, $z_{пот} = 4$;

Число ходов воздуха в ВЗП:

$$z_{ход} = \frac{h_{ВЗП}}{h_x} = \frac{7.605}{1.724} \approx 4$$
(2.121)

Полученное значение округляем до ближайшего целого числа $z_{ход} = 4$.

Производим пересчет высоты одного пакета ВЗП, м:

$$h'_x = \frac{h_{ВЗП}}{z_{ход}} = \frac{7.605}{4} = 1.901$$
(2.122)

Производим уточнение скорости воздуха в ВЗП, м/с:

$$\omega_B = \frac{B_p \cdot \beta_{гв} \cdot V_B^0 \cdot (t_{cp} + 273)}{h_x \cdot 273 \cdot (b_T - z_1 \cdot d_H) \cdot z_{пот}} =$$

$$= \frac{48.556 \cdot 1.16 \cdot 4.986 \cdot (150 + 273)}{273 \cdot (17.5 - 235 \cdot 0.048) \cdot 1.901 \cdot 4} = 7.629 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$
(2.123)

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

Определим погрешность расчета:

$$\Delta = \frac{|\omega'_B - \omega_B|}{\omega'_B} \cdot 100 = \frac{|7.629 - 7.36|}{7.629} \cdot 100 = 1.908$$
(2.124)

2.12 Составление прямого баланса

Завершающим этапом распределения тепловосприятий между поверхностями нагрева является проверка правильности распределения с помощью определения невязки теплового баланса котла:

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_n^p \cdot \eta_{ка} - \left(Q_l^T + Q_{шпп}^6 + Q_{кшп}^6 + Q_{пшп}^6 + Q_{вэк}^6 + Q_{цикл}^6 + H_{вых}^{зл} \right) \cdot \left(\frac{100 - q_4}{100} \right) = \\ &= 18840 \cdot 0.932 - (2598.069 + 602.233 + 4318.019 + 2944.439 + \\ &+ 1937.249 + 458.997 + 2465.123) \cdot \left(\frac{100 - 1}{100} \right) = 208.66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned} \quad (2.125)$$

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

$\eta_{ка}$ – коэф-т полезного действия брутто, %, проектируемого парового котла;

Q_l^T – общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки, кДж/кг;

$Q_{шпп}^6$ – количество теплоты, отданное газами ШПП из межтрубного пространства, кДж/кг;

$Q_{кшп}^6$ – количество теплоты, отданное газами в конвективном пароперегревателе, кДж/кг;

$Q_{пшп}^6$ – количество тепла, воспринятого в промежуточном пароперегревателе, кДж/кг;

$Q_{вэк}^6$ – тепловая нагрузка ВЭК, кДж/кг;

$H_{вых}^{зл}$ – количество теплоты от золы, кДж/кг;

q_4 – потеря тепла от механического недожога, %, $q_4 = 1$.

Относительная величина невязки, %:

$$\delta Q = \frac{|\Delta Q|}{Q_n^p} \cdot 100\% = \frac{208.66}{18840} \cdot 100\% = 1.108; \quad (2.126)$$

Так как погрешность не превышает 2% можно считать, что распределение тепла между поверхностями было рассчитано правильно. Тепловой расчет закончен. По размерам, найденным в тепловом расчете, выполняются чертежи двух разрезов котла, продольный и поперечный. Данные, полученные в тепловом расчете, позволяют выполнить аэродинамический расчет котла.

2.13 Аэродинамический расчет котельного агрегата

Целью аэродинамического расчета котельной установки (расчет тяги и дутья) является выбор необходимых тягодутьевых машин на основе определения производительности тяговой и дутьевой системы и перепада полных давлений в газовом и воздушном трактах.

Аэродинамический расчет газо-воздушного тракта выполняют по данным теплового расчета для номинальной нагрузки котельного агрегата. Из теплового расчета котла составляем таблицу исходных данных (см. таблицу 16), необходимых для выполнения аэродинамического расчета. Задаемся разрежением газов на выходе из топки $h_t'' = 2$ мм вод. ст.

Таблица 16 – Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета котельного агрегата

Участок тракта	Диаметр труб, d , м	Число рядов труб по ходу газов, Z_2 , шт	Отношения шага труб к диаметру		Длина продолжно омываемых труб, м	Средняя температура газов, ϑ_{cp} , °С	Средняя скорость газов, ω_t , м/с
			s_1 / d	s / d			
Ширмовый пароперегреватель	0,038	38	13.816	1,1	-	737.5	7.697
Конвективный пароперегреватель	0,038	97	4.4	1,5	-	655.25	7.914
Промежуточный пароперегреватель	0,042	93	4.4	1,1	-	557.5	8.384
Водяной экономайзер	0,032	74	3.281	1,5	-	386.414	9.981
Воздухоподогреватель	0,048	-	1,35	1,125	9,695	201.414	10.5

2.13.1 Расчет сопротивлений по газовому тракту котла

На рисунке 13 и в таблице 17 представлена схема и расчетные данные сопротивлений, характерных для конкретных участков

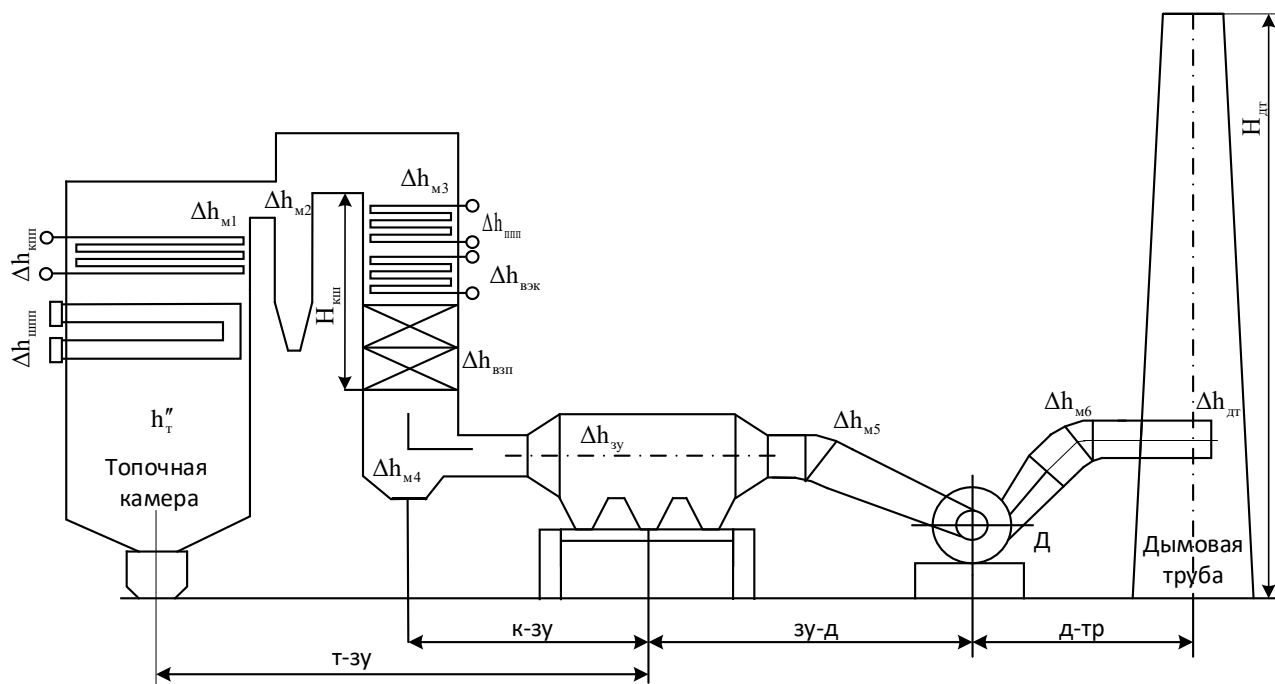


Рисунок 13 – Расчетная схема газового тракта котельной установки

Таблица 17 – Местные сопротивления на схеме газового тракта

Участок	$\vartheta, ^\circ\text{C}$,	$\omega_2, \text{ м/с}$	ξ_m	$h_\partial, \text{ Па}$	$\Delta h_{m_i}, \text{ Па}$
ШПП	737.5	7.697	0		0
КПП	655.25	7.914	10.977	4.413	48.436
Циклон	635.25	7.914	1	30	30
Пов. камера	645.25	10	1	15	15
ППП	557.5	8.384	10.524	4.213	46.439
ВЭК	386.414	9.981	89.28	4.903	437.74
ВЗП	201.414	10.5	3.62	7.605	269.957
К-ЗУ	140	10.5	1	44.127	44.127
ЗУ-Д	140	32.5	2+0,5=2,5	19.612	49.03
Д-ДТ	140	32.5	1,4+0,5=1,9	25.402	48.264

2.13.2 Расчет самотяги

Величина самотяги, Па, конвективной шахты определяется по формуле:

$$\begin{aligned}
 h_c^{\text{кш}} &= -H_{\text{кш}} \cdot g \left(1.23 - \rho_0 \frac{273}{\vartheta_r + 273} \right) = \\
 &= -21.246 \cdot 9.807 \cdot \left(1.23 - 1.32 \frac{273}{370 + 273} \right) = 139.53 \text{ Па}
 \end{aligned}
 \tag{2.127}$$

где $H_{\text{кш}}$ – величина рассчитываемого участка газохода, м (см. рисунок 13);
 g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 ρ_0 – плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м^3 ,
 принимаем $\rho_0 = 1,32 \text{ кг/м}^3$;

ϑ_r – средняя температура газов на расчетном участке, $^{\circ}\text{C}$:

$$\vartheta_r = \frac{\vartheta_{\text{кш}}'' + \vartheta_{\text{ух.г}}}{2} = \frac{595 + 140}{2} = 367.5 \text{ }^{\circ}\text{C},
 \tag{2.128}$$

где $\vartheta_{\text{кш}}''$ – температуру газов на выходе из КПП, $^{\circ}\text{C}$;

Величина самотяги, Па, дымовой трубы определяется по формуле:

$$\begin{aligned}
 h_c^{\text{дт}} &= H_{\text{дт}} \cdot g \cdot \left(1.23 - \rho_0 \frac{273}{\vartheta_r + 273} \right) = \\
 &= 180 \cdot 9.81 \cdot \left(1.23 - 1.32 \cdot \frac{273}{131.039 + 273} \right) = 597.408 \text{ Па}
 \end{aligned}
 \tag{2.129}$$

где H – высота дымовой трубы, м, принимаем $H_{\text{дт}} = 180 \text{ м}$;

ϑ_r – средняя температура газов на расчетном участке, $^{\circ}\text{C}$:

$$\vartheta_r = \frac{\vartheta_{\text{д}} + t_{\text{хв}}}{2} = \frac{140 + 25}{2} = 131.039 \text{ }^{\circ}\text{C},
 \tag{2.130}$$

Величина самотяги, мм вод. ст., складывается из величин самотяг дымовой трубы (см. формулу 6.1) и конвективной шахты (см. формулу 6.3):

$$H_c = h_c^{\text{дт}} - h_c^{\text{кш}} = 597.408 - 139.53 = 457.878 \text{ Па} = 46.69 \text{ мм вод.ст.}
 \tag{2.131}$$

2.12.3 Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяги определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta H &= \sum \Delta h^{T-3y} (1 + \mu_{\text{мас}}) + \sum \Delta h^{3y-дт} = \\ &= 1146.52 \cdot (1 + 0.0084) + 313.063 = 1449.952 \text{ Па} \end{aligned} \quad (2.132)$$

где $\sum h^{T-3y}$ – сумма сопротивлений на участке «топка- золоуловитель»:

$$\begin{aligned} \sum \Delta h^{T-3y} &= \Delta h_{\text{шпш}} + \Delta h_{\text{кпп}} + \Delta h_{\text{шпш}} + \Delta h_{\text{вЭК}} + \Delta h_{\text{вЗп}} + \Delta h_{\text{ГХ}}^{T-3y} + \Delta h_{3y} = \\ &= 0 + 48.436 + 46.439 + 437.74 + 269.957 + 143.949 + 200 = 1146.52 \text{ Па} \end{aligned} \quad (2.133)$$

$\sum \Delta h^{3y-дт}$ – сумма сопротивлений на участке «золоуловитель-дымовая труба»:

$$\begin{aligned} \sum \Delta h^{3y-дт} &= \Delta h^{3y-дт} + \Delta h_{дт} = \\ &= 264.799 + 48.264 = 313.063 \text{ Па} \end{aligned} \quad (2.134)$$

$\mu_{\text{мас}}$ – массовая концентрация золы в дымовых газах (запыленность дымовых газов), кг/кг, $\mu_{\text{мас}} = 0,0084$ (см. таблицу 11);

Перепад полных давлений по газовому тракту, мм вод. ст., рассчитывается при уравновешенной тяге по формуле:

$$\begin{aligned} H_{\text{п}} &= h_{\text{т}}'' + \Delta H - H_{\text{с}} = 40 + 1870.626 - 432.004 = \\ &= 855.746 \text{ Па} = 87.26 \text{ мм вод.ст.} \end{aligned} \quad (2.135)$$

где $\Delta h_{\text{т}}'' = 40 \text{ Па}$ – разряжение на выходе из топки.

2.12.3.1 Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности

Расчетная производительность дымососа, м³/с:

$$Q_{\text{р}} = \beta_1 \cdot V_{\text{д}} = 572.118 \cdot 1.1 = 629.33 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (2.136)$$

где β_1 – коэф-т запаса по производительности, $\beta_1 = 1,1$;

$V_{\text{д}}$ – расход газов при номинальной нагрузке котла, м³/с, рассчитывается по формуле:

$$V_d = B_p (V_{yx.g} + \Delta\alpha \cdot V_g^0) \frac{g_0 + 273}{273} =$$

$$= 48.693 \cdot (7.35 + 0.117 \cdot 4.986) \cdot \frac{131.039 + 273}{273} = 572.118 \quad (2.137)$$

где $V_{yx.g}$ – объем уходящих газов, м³/кг (см. таблицу 11);

Производительность одного дымососа, м³/с:

$$Q_d = \frac{Q_p}{2} = \frac{629.33}{2} = 314.665 \frac{M^3}{c} = 1132793.288 \frac{M^3}{ч}, \quad (2.138)$$

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

$$H_d = \beta_2 \cdot H_{II} = 1499.921 \cdot 1.2 = 1799.089 \text{ Па}, \quad (2.139)$$

где β_2 – коэф-т запаса по давлению, $\beta_2 = 1,2$;

По значениям производительности и напора выбирается дымосос осевого типа марки ДОД-41-500-4. Характеристики дымососа:

- Производительность - 1445 тыс. м³/ч;
- Полное давление - 5619 Па;
- Частота вращения - 500 об/мин;
- КПД - 0,825.

Расчетная мощность привода, кВт, определяется по формуле:

$$N_d = \beta_3 \frac{Q_d \cdot H_d \cdot 10^{-3}}{\eta_d} = 1.05 \cdot \frac{314.665 \cdot 1919.089 \cdot 10^{-3}}{0.825} = 768.562 \text{ кВт}, \quad (2.140)$$

где β_3 – коэф-т запаса по потребляемой мощности, $\beta_3 = 1,05$.

2.12.3.2 Выбор дутьевого вентилятора

Расчётный расход топлива, по которому выбираются дутьевые вентиляторы и дымососы, определяется с учётом физической неполноты сгорания твёрдого топлива:

$$B_p = \frac{100 - q_4}{100} \cdot B_k = \frac{100 - 1}{100} \cdot 48.556 = 47.828 \frac{кг}{с} \quad (2.141)$$

где B_k - расчетный расход топлива на работу котлоагрегата, кг/с;

q_4 - механический недожог топлива в котле, %

Производительность дутьевого вентилятора определяется по формуле:

$$\begin{aligned} V_{\text{дв}} &= B_p \cdot V_{\text{в}}^o (\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{\text{нл.у}} + \Delta\alpha_{\text{ен}}) \cdot \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273} = \\ &= 47.828 \cdot 4.986 \cdot (1,25 - 0,04 + 0,03) \cdot \frac{25 + 273}{273} = 328.228 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \end{aligned} \quad (2.142)$$

где $V_{\text{в}}^o$ - теоретический объем воздуха, м³/с (см. формулу 5.1);

α_m - коэф-т избытка воздуха в топке, принимаем равным 1,25;

$\Delta\alpha_m$ - присос воздуха в топке, принимаем равным 0,08;

$\Delta\alpha_{\text{нл.у}}$ - присос воздуха в системах пылеприготовления принимаем равным 0,1;

$\Delta\alpha_{\text{ен}}$ - относительная утечка воздуха в ВЗП принимаем равным 0,03;

$t_{\text{хв}}$ - температура холодного воздуха.

Расчетная производительность дутьевого вентилятора принимается с коэф-том запаса $\beta_1 = 1,1$:

$$V_{\text{дв}}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{\text{дв}}}{z} = \frac{1,1 \cdot 328.228}{2} = 180.525 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 649891.465 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} \quad (2.143)$$

Напор, развиваемый дутьевым вентилятором, ориентировочно принимаем $H_{\text{дв}} = 4.5$ кПа.

Расчетное значение напора принимаем с учетом коэф-та запаса:

$$H_{\text{дв}}^p = H_{\text{дв}} \cdot 1,15 = 5,4 \text{ кПа} \quad (2.144)$$

Выбираем дутьевой вентилятор типа ВДОД-31.5 с характеристиками:

- Производительность – 900000 м³/ч;

- КПД - 84%;

- Частота вращения – 600 об/мин;

Мощность электродвигателя:

$$N_e = \beta_3 \cdot \frac{V_{\text{дв}}^p \cdot H_{\text{дв}}^p}{\eta_p} = 1.05 \cdot \frac{649891.465 \cdot 5.4}{0.756} = 1353.941 \text{ кВт} \quad (2.145)$$

где $\eta_p = 0.9 \cdot \eta_{\text{дв}} = 0.9 \cdot 0.84 = 0.756$ - расчетный КПД вентилятора;

3 Охрана окружающей среды

3.1 Расчет выбросов вредных веществ

При сжигании органических топлив совместно с продуктами сгорания в окружающую среду поступают все примеси исходного топлива: часть золы, содержащей в своем составе многие элементы таблицы Менделеева, окись углерода, частицы недогоревшего твердого топлива, окиси серы и азота, соединения ванадия и других металлов, канцерогенные вещества. Большинство этих компонентов относятся к числу токсичных и даже в сравнительно невысоких концентрациях оказывают вредное воздействие на природу и человека. Количество двуокиси серы, летучей золы, соединений ванадия в продуктах сгорания можно определить с достаточной точностью по составу топлива. Выброс окислов азота, окиси углерода и других продуктов неполного сгорания топлива, в том числе сероводорода и канцерогенных веществ, зависит не только от состава топлива, но и в значительной мере определяется масштабами, технологией и режимом сжигания топлива, т.е. такими факторами, как мощность котлов, способов подготовки топлива к сжиганию, конструкции топочного устройства, избытка воздуха и т.д.

3.1.1 Расчет выброса твердых частиц

Твердые частицы, присутствующие в дымовых газах, представляют собой совокупность летучей золы и несгоревшего в топке топлива (кокса). Массовый выброс твердых частиц $M_{тв}$ (г/с) вычисляется по одному из ниже приведенных балансовых уравнений [6]:

$$\begin{aligned} M_{тв} &= 0.01 \cdot B_p \cdot (a_{ун} \cdot A^p + q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32680}) \cdot (1 - \eta_{зв}) = \\ &= 0.01 \cdot 48.693 \cdot (0.6 \cdot 21.5 + 1 \cdot \frac{18840}{32680}) \cdot (1 - 0.997) = 19.686 \frac{\text{г}}{\text{с}} = 0.02 \text{ кг/с} \end{aligned} \quad (3.1)$$

При этом количество летучей золы M_3 в г/с (т) (так называемая минеральная часть твердых продуктов сгорания), входящее в суммарное количество твердых частиц, уносимых в атмосферу, вычисляется по формуле:

$$\begin{aligned}
 M_3 &= 0.01 \cdot B_p \cdot a_{yn} \cdot A^p \cdot (1 - \eta_{3y}) = \\
 &= 0.01 \cdot 48.693 \cdot 0.6 \cdot 21.5 \cdot (1 - 0.997) = 18.844 \frac{\Gamma}{\text{с}}
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

В свою очередь количество твердых (коксовых) частиц M_k в г/с (т), образующихся в топке в результате механического недожога топлива и выбрасываемых в атмосферу в виде коксовых остатков при сжигании твердого топлива или в виде сажи при сжигании мазута (органическая часть твердых продуктов сгорания) определяют по формуле:

$$M_k = M_{mv} - M_3 = 19.686 - 18.844 = 0.842 \frac{\Gamma}{\text{с}}
 \tag{3.3}$$

Определим концентрацию твердых частиц в дымовых газах

$$C_k = \frac{M_k}{V_d} = \frac{0.842}{572.118} = 1.472 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}
 \tag{3.4}$$

3.1.2 Расчет выброса оксидов серы

Для определения количества суммарного выброса оксидов серы SO_x , (т) за какой-либо рассматриваемый период времени (например, месяц или год) удобно использовать следующую формулу:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{SO}_2} &= 0.02 \cdot B_p \cdot S^p \cdot (1 - \eta'_{\text{SO}_2}) \cdot (1 - \eta''_{\text{SO}_2}) \cdot (1 - \eta^c_{\text{SO}_2} \cdot \frac{n_o}{n_k}) = \\
 &= 0.02 \cdot 48.693 \cdot 0.5 \cdot (1 - 0.15) \cdot (1 - 0) \cdot (1 - 0.9 \cdot \frac{8760}{8760}) = 41.389 \frac{\Gamma}{\text{с}}
 \end{aligned}
 \tag{3.5}$$

Концентрация оксидов серы составляет:

$$C_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{V_d} = \frac{41389.07}{572.118} = 72.344 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}
 \tag{3.6}$$

3.1.3 Расчет выбросов бенз(а)пирена

Концентрация бенз(а)пирена в сухих дымовых газах котлов за золоуловителями рассчитывается по формуле:

$$C_{бе}^m = \frac{A \cdot Q_H^p}{e^{1.5 \cdot \alpha^n}} \cdot \left(\frac{D_\phi}{D_H}\right)^{1.1} \cdot \left(1 - \frac{Z \cdot \eta_{3y}}{100}\right) =$$

$$= \frac{0.521 \cdot 18850}{e^{1.5 \cdot 1.39}} \cdot \left(\frac{334.166}{334.166}\right)^{1.1} \cdot \left(1 - \frac{0.7 \cdot 0.998}{100}\right) = 1.212 \frac{\text{мкг}}{\text{м}^3} \quad (3.7)$$

Массовый выброс составит:

$$M_{бенз} = C_{бе}^m \cdot V_\partial = 1.212 \cdot 1141.013 = 1382.495 \frac{\text{мкг}}{\text{с}} \quad (3.8)$$

3.1.4 Расчет выбросов оксида азота

Во всех существующих методиках расчет суммарного выброса оксидов азота $\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$ по сложившейся традиции ведут в пересчете на NO_2 . В настоящее время существует несколько методик, позволяющих рассчитать концентрации или массовый выброс оксидов азота для паровых и водогрейных котлов в зависимости от их производительности, вида сжигаемого топлива, режимных и конструктивных условий.

В связи с установленными отдельными ПДК на оксид NO и диоксид NO_2 азота и с учетом трансформации оксидов азота в атмосферном воздухе суммарные выбросы оксидов азота разделяются на составляющие (с учетом различия в молекулярной массе этих веществ):

$$M_{\text{NO}} = 0.8 \cdot M_{\text{NO}_x} \quad (3.9)$$

$$M_{\text{NO}_2} = 0.13 \cdot M_{\text{NO}_x} \quad (3.10)$$

Топливные оксиды азота подсчитывают по формуле:

$$K_{\text{NO}_2} = 0.7 \cdot N_m \cdot \beta_{a1} \cdot \beta_{a2} \cdot \beta_r \cdot \beta_\theta \cdot \beta_\phi \quad (3.11)$$

где N_T – удельное содержание азота в топливе:

$$N_m = 10 \cdot \frac{N_p}{Q_H^p} = 10 \cdot \frac{0.0013}{18.85} = 0.265 \frac{\text{г}}{\text{МДж}}; \quad (3.12)$$

$\beta_{a1} = 1.086$ - влияние доли первичного воздуха в горелке;

$\beta_{az} = 0.467$ - влияние коэф-та избытка воздуха в прямоточной горелке;
 $\beta_r = 0.899$ - влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух;
 $\beta_\theta = 2.058$ - влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота;
 $\beta_{cm} = 1.686$ - влияние смесеобразования в корне факела прямоточных горелок.

$$K_{NO_2} = 0.7 \cdot 0.265 \cdot 1.086 \cdot 0.467 \cdot 0.899 \cdot 2.058 \cdot 1.686 = 0.293 \frac{\Gamma}{\text{МДж}}$$

Массовый выброс оксидов азота определяется как:

$$\begin{aligned}
 M_{NO_x} &= B_p \cdot Q_n^p \cdot K_{NO_2} \cdot \beta_r \cdot k_n = \\
 &= 48.693 \cdot 18850 \cdot 0.293 \cdot 0.894 \cdot 1 = 479.983 \frac{\Gamma}{\text{с}}
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Определим массовые выбросы по оксиду и диоксиду азота:

$$M_{NO} = 0.8 \cdot M_{NO_x} = 0.8 \cdot 479.983 = 383.986 \frac{\Gamma}{\text{с}}$$

$$M_{NO_2} = 0.13 \cdot M_{NO_x} = 0.13 \cdot 479.983 = 62.398 \frac{\Gamma}{\text{с}}$$

Концентрация оксидов азота в дымовых газах составляет:

$$C_{NO_2} = \frac{M_{NO_2}}{V_\theta} = \frac{62.398}{572.118} = 0.055 \frac{\Gamma}{\text{м}^3} = 54.686 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3} \tag{3.14}$$

В результате расчетов выбросов составлена таблица 18 с нормативами характерными для выброса по Европе, чтобы соответствовать современным стандартам экологической чистоты. Чтобы убедиться в эффективности экологической составляющей проекта для сравнения берется котел П57Р.

Таблица 18 – Результаты расчета выбросов вредных веществ

Вещество	Количество выбросов				ПДК, мг/м ³
	при факельном сжигании		при сжигании в ЦКС		
	г/с	мг/м ³	г/с	мг/м ³	
Оксиды азота	353.966	323.797	62.398	54.686	220
Оксиды серы	53.347	80.131	41.389	72.344	200
Бенз(а)пирен	0.0027348	0.0019247	0.0013825	0.0012116	0,00015
Золыые частицы	2.064	3,672	0.842	1.472	0,05

3.2 Золоулавливание

Расход летучей золы на входе в фильтр определяются по формуле:

$$\begin{aligned} M_{\text{вхзол}} &= 0,01 \cdot B_{\kappa} \cdot \alpha_{\text{ун}} \cdot A^p + 0,01 \cdot B_{\kappa} \cdot q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700} = \\ &= 0,01 \cdot 48.556 \cdot 0,6 \cdot 21.5 + 0,01 \cdot 48.556 \cdot 0,01 \cdot \frac{18840}{32700} = 6.544 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Расход летучей золы в дымовую трубу, кг/с:

$$M_{\text{выхзол}} = M_{\text{вхзол}} \cdot (1 - \eta_{\text{зп}}) = 6.544 \cdot (1 - 0,99) = 0.039 \text{ кг/с} \quad (3.16)$$

где $\eta_{\text{зп}}$ - КПД золоуловителя;

По расходу дымовых газов выбираем два электрофильтра на один котел типа ЭГВМ2-70-12-6-8 с производительностью 1905680 м³/ч.

3.3 Золоудаление

Применяется схема совместного гидрошлакозолоудаления на отвал с помощью багерных насосов.

Суммарное количество шлака и золы, удаляемых с ТЭС, определяется по формуле:

$$\begin{aligned} M_{\text{шл.з}} &= 0,01 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot (A^p + q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700} (1 - \alpha_{\text{ун}} \cdot (1 - \eta_{\text{зп}}))) = \\ &= 0,01 \cdot 97.112 \cdot (21.5 + 1 \cdot \frac{18840}{32680} (1 - 0,6 \cdot (1 - 0,99))) = 15.007 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned} \quad (3.17)$$

где $B_{\text{сумм}}$ - часовой расход топлива на ТЭС, кг/с

Расход воды на золошлакоудаление определяется по формуле:

$$M_{\text{в}} = 12 \cdot M_{\text{шл.з}} = 12 \cdot 15.007 = 180.084 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.18)$$

Расчетный расход пульпы может быть определен по формуле:

$$Q = \frac{M_{\text{шл.з}}}{\gamma_{\text{шл.з}}} + \frac{M_{\text{в}}}{\gamma_{\text{в}}} = \frac{15.007}{0,475} + \frac{180.084}{1} = 762.038 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} \quad (3.19)$$

где $\gamma_в$ - удельный вес (плотность) воды, т/м³

$\gamma_{шл.з}$ - удельный вес (плотность) золы и шлака, т/м³

Диаметр шлакозолопровода определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 762.038}{\pi \cdot 1,75}} = 0.392 \text{ м} \quad (3.20)$$

где $V = 1,75$ - скорость пульпы, м/с

На станции устанавливается три багерных насоса (один рабочий, один резервный, один в ремонте).

Выбирается багерный насос типа 8 Гру-12 с характеристиками:

- производительность 250-550 м³/ч;
- давление на выходе из насоса 0,21-0,17 МПа;
- диаметр рабочего колеса 400 мм;
- мощность на валу насоса 26.4-46.2 кВт;
- мощность электродвигателя 55 кВт;
- частота вращения ротора 985 об/мин.

3.4 Расчет высоты дымовой трубы

Выбор высоты и количества, устанавливаемых на электростанции труб производится таким образом, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из дымовых труб не превышало предельно допустимую концентрацию вредных примесей.

Минимально допустимая высота дымовых труб, м:

$$H = \sqrt[3]{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot z \cdot \left[M_{\text{SO}_2} + \left(\frac{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}} \right) \cdot M_{\text{NO}_2} \right]}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2} - C_{\phi \text{SO}_2} + \left(\frac{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}} \right) \cdot C_{\phi \text{NO}_2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{n}{V \cdot \Delta T}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 2 \cdot 0.74 \cdot 2 \cdot \left[41.39 + \left(\frac{0.5}{0.085} \right) \cdot 625.74 \right]}{0.15 - 72.34 + \left(\frac{0.5}{0.085} \right) \cdot 142.185}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1144.236 \cdot 87.5}} = 99.581 \text{ м} \quad (3.21)$$

где A – коэф-т, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеивания (конвективной диффузии) примеси в воздухе, для Сибири $A = 200$, [6];

M – выбросы вредных веществ, г/с;

F – безразмерный коэф-т, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений, $F = 2$, [6];

m – безразмерный коэф-т, учитывающий влияние скорости выхода газов из устья трубы, при $\omega_0 = 35$ м/с $m = 0,739$;

z – количество котлов, $z = 2$;

$ПДК_{SO_2}$ – предельно допустимая концентрация оксидов серы, $ПДК_{SO_2} = 0,5$ мг/м³;

$ПДК_{NO_2}$ – предельно допустимая концентрация оксидов азота, $ПДК_{NO_2} = 0,08$ мг/м³;

$C_{\phi SO_2}$ – фоновая концентрация оксидов серы, $C_{\phi SO_2} = 0,15$ мг/м³;

$C_{\phi NO_2}$ – фоновая концентрация оксидов азота, $C_{\phi NO_2} = 0,015$ мг/м³;

n – число труб, $n = 1$;

V – суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из труб, $V = 1141.013$;

ΔT – разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, $\Delta T = 82.5$ °С.

Высота дымовой трубы принимается в соответствии с ГОСТом равной 100 м.

Внутренний диаметр дымовой трубы на выходе можно найти по формуле:

$$d_0 = 0,0188 \cdot 60 \sqrt{\frac{V}{\omega_0}} = 0,0188 \cdot 60 \sqrt{\frac{1207.553}{17,5}} = 6.693 \text{ м} \quad (3.22)$$

ω_0 – скорость газов в устье трубы, $\omega_0 = 17.5$ м/с;

Диаметр устья также принимается по ГОСТу и принимается равным 7.2 м.

Эффективная высота выброса дымовых газов складывается из геометрической высоты трубы и высоты подъема факела дымовых газов, м:

$$H_{\text{эф}} = H + \Delta H = 100 + 54.552 = 154.552 \text{ м} \quad (3.23)$$

$$\Delta H = 1,9 \frac{d_0 \cdot \omega_0}{V \cdot \phi} = 1,9 \frac{7.2 \cdot 17.5}{5 \cdot 1.63} = 54.552 \text{ м}, \quad (3.24)$$

где d_0 – диаметр устья дымовой трубы, м;

ω_0 – скорость газов в устье трубы, $\omega_0 = 17.5$ м/с;

V – скорость ветра, принимаем $V = 5$ м/с;

ϕ – коэф-т, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы, $\phi = 1,63$;

3.5 Расчет рассеивания выбросов

Раздел расчета рассеивания вредных примесей предназначен для рассмотрения снижения концентрации выбросов по выбранной высоте дымовой трубы, которая позволит осуществлять эксплуатацию ТЭС в условиях, при которых большую часть времени в году концентрации вредных примесей на уровне дыхания людей будут ниже предельно допустимых норм.

Для начала определим максимальную приземную концентрацию вредных веществ для выброса из одиночного точечного источника

$$c_m = \frac{A \cdot \sum M \cdot F_3 \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}} \quad (3.25)$$

где V_d - объемный расход выбрасываемых уходящих газов, м³/с;

d_0 - диаметр устья дымовой трубы, м.

H - геометрическая высота трубы, м;

ΔT - разность между температурой выбрасываемых газов и средней температурой воздуха T_b , °С;

w_y - скорость выхода газов из устья трубы, м/с;

m – безразмерный коэф-т, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья источника выброса:

$$m = \frac{1}{0.67 + 0.1 \cdot \sqrt{f} + 0.34 \cdot \sqrt[3]{f}} = \frac{1}{0.67 + 0.1 \cdot \sqrt{1.964} + 0.34 \cdot \sqrt[3]{1.964}} = 0.809 \quad (3.26)$$

где f – безразмерный коэф-т, который зависит от характеристик дымовой трубы и уходящих газов:

$$f = \frac{1000 \cdot \omega_0 \cdot d_0}{H^2 \cdot \Delta T} = \frac{1000 \cdot 17.5 \cdot 7.2}{100^2 \cdot 82.5} = 1.964 \quad (3.27)$$

v_m – безразмерный коэф-т, от которого зависит опасная скорость ветра:

$$v_m = 0.65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_d \cdot \Delta T}{H}} = 0.65 \cdot \sqrt[3]{\frac{1144.236 \cdot 82.5}{100}} = 6.37 \quad (3.28)$$

Тогда значение максимальной приземной концентрации вредных веществ для выброса из одиночного точечного источника будет равно:

$$c_m = \frac{200 \cdot 1.008 \cdot 1 \cdot 0.766 \cdot 1}{100^2 \cdot \sqrt[3]{1141.013 \cdot 82.5}} = 0.34 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$$

В таблице 19 представлены исходные данные для расчета рассеивания выбросов.

Таблица 19 - Исходные данные к расчёту рассеивания выбросов

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Опасная скорость ветра на уровне флюгера, м/с	$u_m = v_m \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{f})$	7.442
Расстояние достижения максимальной концентрации вредных веществ, м	$x_m = \frac{5 - F}{4} \cdot d \cdot H$	1671,261
Расстояния от источника выброса, м	x_1	500
	x_2	1000
	x_3	1500
	x_4	2000
	x_5	4000
	x_6	8000
	x_7	16000
Относительный коэффициент \bar{C}_x	$\frac{x_i}{x_m}$	0.204; 0.408; 0.611; 0.815; 1.63; 3.261; 6.522

Окончание таблицы 19

<p>Безразмерная величина S1</p>	$S_1^1 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$ $S_1^2 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$ $S_1^3 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$ $S_1^3 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$ $S_1^4 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$ $S_1^5 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$ $S_1^6 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$ $S_1^7 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$	<p>0.187 0.538 0.834 0.978 0.84 0.474 0.173</p>
<p>Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на различных расстояниях от источника выброса, мг/м³</p>	$c_x^i = S_1^i \cdot c_m$	<p>0.063; 0.183 0.283 0.332; 0.285; 0.161 0.059</p>
<p>Расстояния по перпендикуляру к оси выброса, м</p>	<p>y_1 y_2 y_3 y_4 y_5 y_6 y_7</p>	<p>100 200 300 400 800 1000 1200</p>
<p>Безразмерная величина S2</p>	$S_2^i = \frac{1}{\left(1 + 8,4 \cdot u_m \cdot \left(\frac{y_i}{x_m}\right)^2\right) \cdot \left(1 + 28,2 \cdot u_m^2 \cdot \left(\frac{y_i}{x_m}\right)^4\right)}$	<p>0.893 0.634 0.347 0.152 0.005 0.002 0.00053</p>
<p>Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере перпендикулярно оси выброса на различных расстояниях от источника выброса, мг/м³</p>	$c_y^i = S_2^i \cdot c_x^i$	<p>0.057; 0.116 0.098; 0.050377 0.001538 0.000244 0.000031</p>

По результатам расчетов были построены графики для наглядного отображения изменения приземной концентрации.

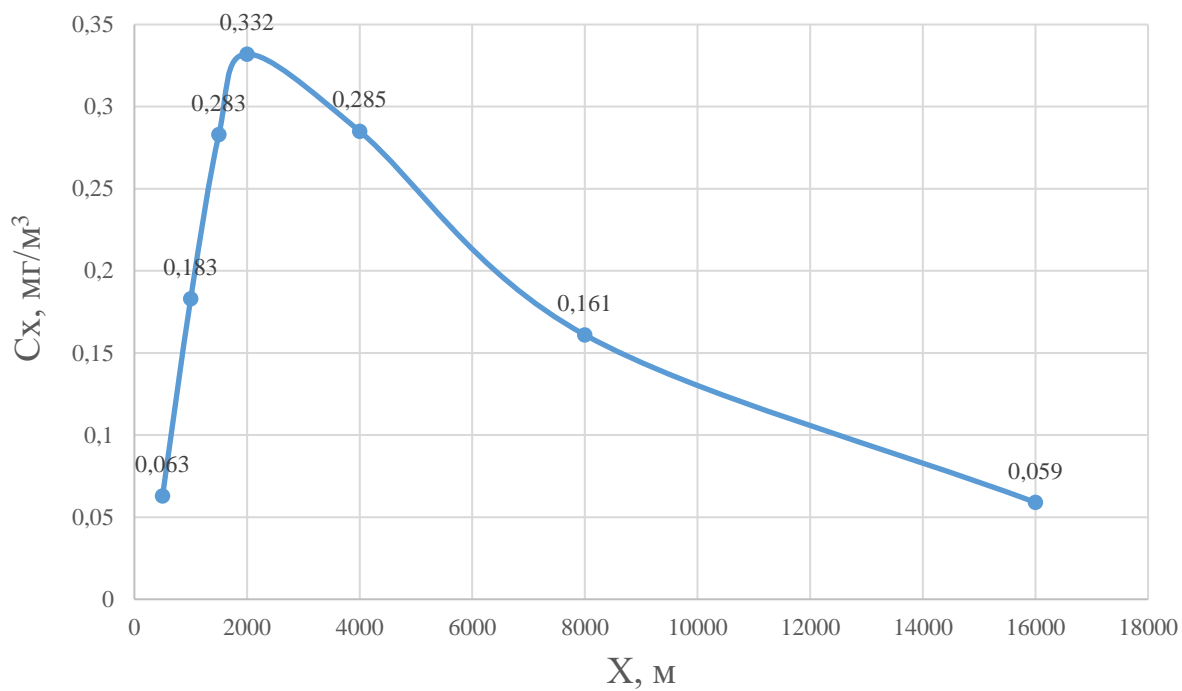


Рисунок 14 – График зависимости $c_x=f(x)$

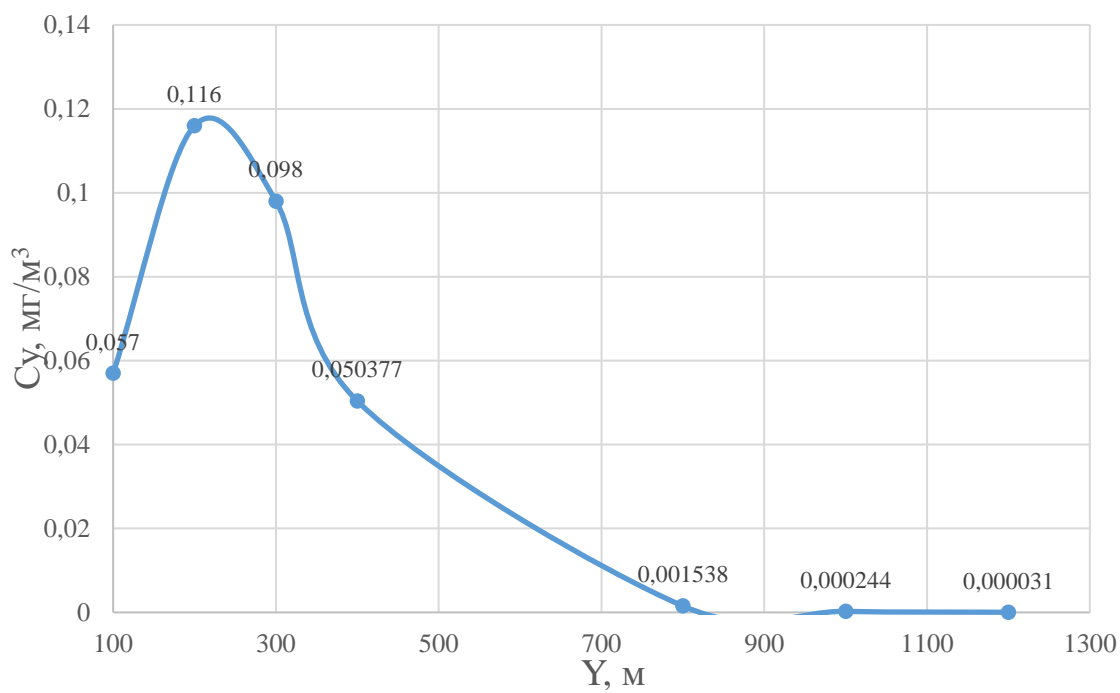


Рисунок 15 – График зависимости $c_y=f(y)$

4 Общая часть

4.1 Система подготовки топлива

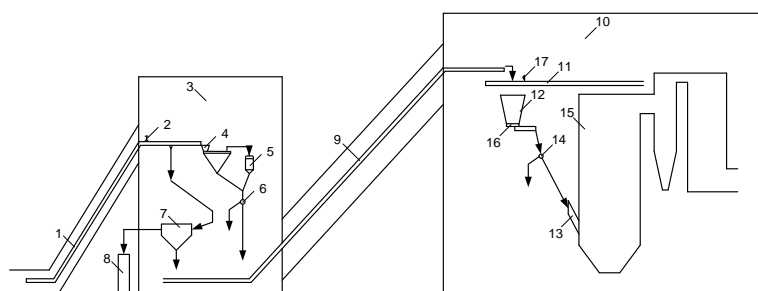
Для эксплуатации котлоагрегатов, основанных на работе ЦКС, необходимо, чтобы для их надежной и эффективной работы система топливоприготовления обеспечивала выполнение следующих жестких требований:

- мелкодробленный уголь должен быть с гарантированным верхним пределом размера куска топлива. Максимальный размер куска топлива зависит от марки угля и конструкции топки. Для основных используемых в отечественной энергетике топлив он должен составлять $D_{\max} = 10 - 15$ мм (верхний предел соответствует бурым углям, нижний – каменному углю). При нарушении этого условия в нижней части топок с ЦКС может наблюдаться оседание крупных кусков породы или топлива на газораспределительную решетку что способствует созданию в слое застойных зон, приводящих к его зашлаковыванию и нарушению работы системы золоудаления;
- равномерный гранулометрический состав топлива при ограничении содержания мелких фракций (частиц размером менее 1 мм). Для топок с ЦКС количество мелких фракций должно быть сведено к минимуму, так как скорости газов для обеспечения устойчивого псевдооживления в слое рассчитаны на средний размер частиц ($W_{\text{сл}} = 1,8 - 2,5$ м/с соответствует размеру частиц $d = 2,5 - 3$ мм). При этом более мелкие фракции уносятся из топки, а их наличие обуславливает главный недостаток топок с ЦКС – повышенные потери с неполнотой сгорания, которые, несмотря на систему возврата уноса, в большинстве случаев значительны и превышают уровень, характерный для пылеугольных топок;
- удаление из топлива металла (в том числе немагнитного) и других включений. Попадание металла в топку с ЦКС может приводить к зашлаковыванию нижней части слоя и нарушению работы системы золоудаления;
- реализация преимуществ, связанных с использованием дробленого топлива: простота схемы и компоновки; снижение капитальных и эксплуатационных затрат; обеспечение взрывобезопасности.

Для подготовки топлива, требуемого для котлов ЦКС, применяется дробильное оборудование новой конструкции (разработка ЦКТИ) – центробежные режущие дробилки (ЦРД). Применяемая в них технология позволяет в высокооборотном и высокопроизводительном дробильном устройстве при мелком дроблении (частицы размерами до 10–5 мм при степени дробления 20) при работе на сыром (неподсушенном) топливе получать продукт равномерного гранулометрического состава с низким регулируемым содержанием пылевидных фракций (менее 1 мм) и гарантированным максимальным размером частиц.

Создание ЦРД позволяет обеспечить подготовку топлива требуемого фракционного состава и выполнить систему топливоподготовки котельных установок с ЦКС по простой, экономичной и взрывобезопасной схеме.

Система подготовки топлива (СПТ) выполнена по центральной схеме (см. рисунок 16). В БСУ котельных установок с ЦКС уголь подается из типового дробильного корпуса кусками размером до 100 мм. При этом все требования к БСУ и ПСУ должны соответствовать действующим нормативам для пылеугольной ТЭС. Количество идентичных ниток подачи топлива (от БСУ до ввода в топку) в индивидуальной схеме СПТ в большинстве случаев принимается равным количеству вводов топлива в котел, однако оптимальная схема подачи угля в топку ЦКС может быть принята только после определения конкретной конструкции котла. При необходимости раздачи угля от одной нитки СПТ в два ввода топки на топливоподающем патрубке устанавливается специальный трехходовой перекидной клапан.



1 – конвейер первого подъема; 2 – металлоискатель; 3 – дробильный корпус; 4 – трехступенчатый шнековый грохот; 5 – центробежная режущая дробилка; 6 – перекидной клапан на второй конвейер; 7 – барабанная дробилка-грохот; 8 – отвод металла; 9 – конвейер второго подъема; 10 – главный корпус; 11 – галерея топливоподдачи; 12 – расходный бункер; 13 – узел ввода угля в топку; 14 – перекидной клапан; 15 – котел с ЦКС; 16 – КПСУ (двухшнековый ПСУ); 17 – плужковый сбрасыватель

Рисунок 16 – Центральная система подготовки топлива для котла с ЦКС

4.2 Выбор вагоноопрокидывателя

Для выбора вагоноопрокидывателя необходимо учесть суммарные затраты расхода топлива:

$$B_{\text{сум}} = 2 \cdot B_{\text{к}} = 176.545 \cdot 2 = 353.089 \text{ т/ч}$$

Вагоноопрокидыватель на данный часовой расход топлива выбирается два с боковым вариантом разгрузки, один из которых находится в резерве.

4.3 Выбор ленточных конвейеров

Режим работы станции принимается с круглосуточной работой топливоподачи, поэтому время работы топливоподачи принимается $\tau = 21 \text{ ч}$.

$$B_{\text{расч}} = \frac{B_{\text{сум}}}{\tau} \cdot 24 = \frac{353.089}{21} \cdot 24 = 403.581 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (4.1)$$

Определим производительность ленточного конвейера:

$$B_{\text{л}} = \frac{b^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_{\alpha}}{3600} = \frac{1.2^2 \cdot 2.25 \cdot 0.75 \cdot 320}{3600} = 777.6 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (4.2)$$

где $b=1.2 \text{ м}$ – ширина ленты;
 $c=2.25 \text{ м/с}$ – скорость ленты;
 $\gamma=0.75 \text{ т/м}^3$ – насыпной вес топлива;
 k_{α} – коэффициент, учитывающий естественный откос топлива.

Производительность наклонных конвейеров:

$$\begin{aligned} W_{\sigma} &= \frac{\kappa_1 \cdot l \cdot c + 2B_{\text{л}} \cdot l + 37 \cdot B_{\text{л}} \cdot H}{1000 \cdot 1.36} \cdot \kappa_l = \\ &= \frac{629 \cdot 26 \cdot 2.25 + 2 \cdot 777.6 \cdot 26 + 37 \cdot 777.6 \cdot 15}{1000 \cdot 1.36} \cdot 1.12 = 0.419 \text{ МВт} \end{aligned} \quad (4.3)$$

где $\kappa_1=629$ – коэффициент, зависящий от длины конвейера;
 $l=26 \text{ м}$ – длина конвейера между центрами приводного и конечного барабана;

$H=15$ м – высота подъема между центрами приводного и концевых барабана;

$k_1=1.12$ – коэффициент, зависящий от ширины конвейера.

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции:

$$W_{эн} = \frac{k_3 \cdot W_6}{\eta_{эд} \cdot \eta_p} = \frac{1.25 \cdot 0.419}{0.95 \cdot 0.97} = 0.568 \text{ МВт} \quad (4.4)$$

где $k_3=1.25$ – коэффициент запаса для наклонных ленточных конвейеров;

$\eta_{эд}=0.95$ – КПД электродвигателя;

$\eta_p=0.97$ – КПД редуктора.

В качестве марки ленточного конвейера выбирается конвейер типа с характеристиками, представленными в таблице 20:

Таблица 20 – Характеристики ленточного конвейера

Питатель	Ширина ленты, мм	Длина, м	Производительность при высоте слоя 0,2 м, м ³ /ч	Треб. Мощность	Масса, кг
Ленточный	1200	2	270	4,5	1252

4.4 Выбор дробильных устройств

Выбирается двухступенчатое дробление топлива, так как уголь на станцию поступает из бассейна без предварительного дробления.

Дробилки выбираются однороторные типа СМ-170Б.

Определим емкость бункеров сырого угля:

$$V_6 = \frac{B_{ка} \cdot \tau}{\gamma_{\tau}^{max} \cdot k_3} = \frac{176.567 \cdot 5}{0.75 \cdot 0.8} = 1471.39 \text{ м}^3 \quad (4.5)$$

где $\tau = 5$ ч – число часов работы парогенератора на топливе;

$k_3=0.8$ – коэффициент заполнения бункера;

$\gamma=0.75$ т/м³ – насыпной вес топлива.

Для подачи угля из бункера используем ленточный питатель, с шириной ленты 500 мм, длиной 1,5 м. Производительность при высоте слоя 0.2 м 100-125 м³/ч, требуемая мощность – 1,7 кВт.

4.5 Расчет площади топливного склада

Для обеспечения электростанции топливом создают резервные его запасы: оперативный резерв - в бункерах главного корпуса и в расходном складе, долговременный - на резервном складе.

Площадь, непосредственно занятую штабелями (м²), ориентировочно определяют по формуле:

$$F = \frac{24 \cdot B \cdot n}{h \cdot \gamma \cdot \varphi} = \frac{24 \cdot 353.089 \cdot 15}{8 \cdot 0.75 \cdot 0.85} = 24923.929 \text{ м}^2 \quad (4.6)$$

где $h=8$ м – высота штабеля;

$\varphi=0.85$ - коэффициент, учитывающий естественный откос топлива в штабеле;

$\gamma=0.75$ т/м³ – насыпной вес топлива.

4.6 Выбор технического водоснабжения

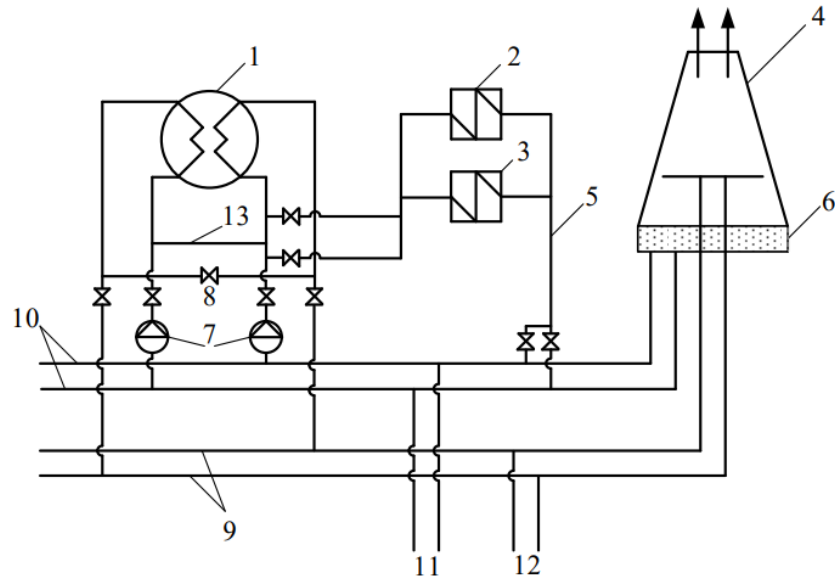
4.6.1 Расчет градирни

Выработка энергии на ТЭС связана с большими расходами воды. Для нормальной работы электростанции необходимо непрерывное снабжение ее водой. Основными потребителями воды на ТЭС являются конденсаторы турбин, системы охлаждения оборудования, цех химводоподготовки, вспомогательное теплообменное оборудование и системы золошлакоудаления (в случае если применяется схема удаления золы и шлака водой).

Расход воды на ТЭС во многом определяется типом проектируемой электростанции, родом сжигаемого топлива, типом и мощностью оборудования. В связи с этим встает вопрос о выборе схемы водоснабжения проектируемой ТЭС.

На современных электростанциях стремятся отказываться от прямоточной схемы водоснабжения или схемы с прудом-охладителем в

силу их не экологичности. Забираемая из реки при прямоточной схеме водоснабжения проходит через станцию и сбрасывается обратно в водоем с большей температурой, что провоцирует тепловое загрязнение. Поэтому на современных ТЭС применяют обратную схему водоснабжения, когда вода на ТЭС поступает извне только в виде подпиточной для восполнения потерь в цикле, а в роли охладителя выступает градирня.



1 — конденсатор турбины; 2 — газоохладители генератора; 3 — маслоохладители турбины; 4 — градирня; 5 — трубопровод сбросной воды от охладителей масла и газа в подводящие водоводы; 6 — водосбросной бассейн градирни; 7 — циркуляционные насосы; 8 — перемычка между сливными трубопроводами конденсатора; 9 — сливные напорные трубопроводы к градирням; 10 — подводящие самотечные водоводы к циркуляционным насосам; 11 — трубопроводы подпитки циркуляционной системы; 12 — трубопроводы продувки циркуляционного контура в систему гидрозолоудаления; 13 — перемычка между напорными трубопроводами

Рисунок 17 - Схема обратного водоснабжения с градирнями

На проектируемой ТЭС применяется схема обратного водоснабжения с градирнями башенного типа. Выбор типоразмера градирен и их количества зависит от необходимой производительности (расхода охлаждающей воды), а также площади орошения.

Необходимая площадь орошения на один блок может быть рассчитана по формуле, м²:

$$F = \frac{\lambda \cdot G_{ос} \cdot n}{\rho_g \cdot v_g} = \frac{0.5 \cdot 11500 \cdot 1}{1,165 \cdot 0,8} = 6169.528 \text{ м}^2 \quad (4.7)$$

где λ - относительный расход воздуха;

$G_{\text{ов}}$ - расход охлаждающей воды, кг/с;

$\rho_{\text{в}}$ - плотность воздуха, кг/м³;

$v_{\text{в}}$ - скорость воздуха, м/с

Так как расход воды в конденсатор турбины КТ-330-240 составил 41400 м³/ч, то из учебника Рыжкина В.Я. [1, с.360] выберем 1 градирню на один блок площадью орошения 6400 м² и производительностью до 52000 м³/ч. Всего на станции планируется поставить две таких градирни.

4.6.2 Выбор оборудования водоподготовительного комплекса

Водообеспечение ТЭЦ будет осуществляться водозабора, расположенного на острове «Жульминский» реки Енисей. Подрусловая вода со скважин насосами первого и второго подъема будет подаваться по водоводам на станцию.

Принцип очистки воды для восполнения потерь основная очистка принимается на основе водоподготовки для Минусинской ТЭЦ, а именно:

- осветление воды на механических фильтрах;
- двухступенчатое обессоливание воды на пяти ионообменных фильтрах.

4.7 Компоновка генерального плана и главного корпуса ТЭС

Генеральный план (генплан) – план размещения на выбранной производственной площадке электростанции ее основных и вспомогательных сооружений.

Перечень объектов генплана регламентируется нормами технологического проектирования ТЭС и тепловых сетей.

Основными производственными и вспомогательными сооружениями ТЭЦ, используемыми твердое топливо, включаемыми в генплан ТЭЦ являются:

- главный корпус, внутри которого размещаются котельное и турбинное оборудование, помещения для деаэраторов, щиты управления, оборудования пылеприготовления, бункера угля;
- топливоподача, состоящая из разгрузочного устройства, дробильного помещения, эстакад для ленточных транспортеров;
- склады топлива;

- распределительное устройство генераторного напряжения, повышающие трансформаторы и распределительные устройства открытого типа;
- дымовая труба;
- градирни;
- химводоочистка;
- цех ПВК;
- система технического водоснабжения;
- система золошлакоудаления с золоотвалами;
- здания и сооружения подсобного назначения.

Все здания и сооружения размещаются, как правило, в пределах основной ограды электростанции. Вне основной ограды размещаются золоотвал.

Генплан проектируемой ТЭЦ выполнен на листе 2 графической части.

4.8 Компоновка главного корпуса

Компоновка главного корпуса электростанции – это взаимное расположение помещений и установленного в них оборудования.

Для энергоблоков 330 МВт характерно поперечное расположение основного оборудования.

Деаэраторы располагаются перед фронтом котлов, на отметке 26 м. Дробилки вторичного дробления установлены на отметке 12 м между фронтом котлов и бункерно-деаэраторным отделением. Дутьевые вентиляторы установлены в котельном цехе.

Помещение электрофильтров и дымососов необходимо по условиям работы в зимнее время. Каркас главного корпуса выполнен стальным с шагом в колоннах 6 м, с навесом стен из армошлакобетонных панелей.

Подземное хозяйство проектируется из сборных конструкций, включая фундамент.

Объединяя свободное пространство в машинном зале, предусматриваем ремонтно-монтажные площадки.

В бункерно-деаэрационном отделении размещены бункеры и питатели сырого угля, узлы трубопроводов, деаэраторы, ленточные конвейеры для подачи угля.

В машинном и котельном отделениях ТЭЦ устанавливается по два мостовых крана.

Разрез главного корпуса проектируемой ТЭЦ выполнен на листе 3 графической части.

4.9 Электрическая составляющая станции

Для паровой турбины Кт-330-240 были произведены расчеты и выбран турбогенератор, а также прочее вспомогательное оборудование (см. таблицу 21).

Таблица 21 – Состав электрооборудования станции

Оборудование	Характеристики					
	$P_{ном},$ МВт	$S_{реак},$ МВА	$U_{ном},$ кВ	$\cos(\varphi_{ном})$	$n_{ном},$ об/мин	$\eta_{ном},\%$
Турбогенератор	350	411,77	20,00	0,85	3000	98,75
Трансформатор	Номинальное напряжение, кВ		Потери, кВт		Напряжение короткого замыкания, %	
	ВН	НН	Холостого хода	Короткого замыкания		
	242	20	11	1200		
	Маркировка					
Разъединитель	РГП-220/2000 УХЛ1					
Выключатель	ВГБУ-220-40/2000 У1					

Далее были составлены схемы собственных нужд и выдачи мощности, которые представлены на рисунке 18 и 19 соответственно

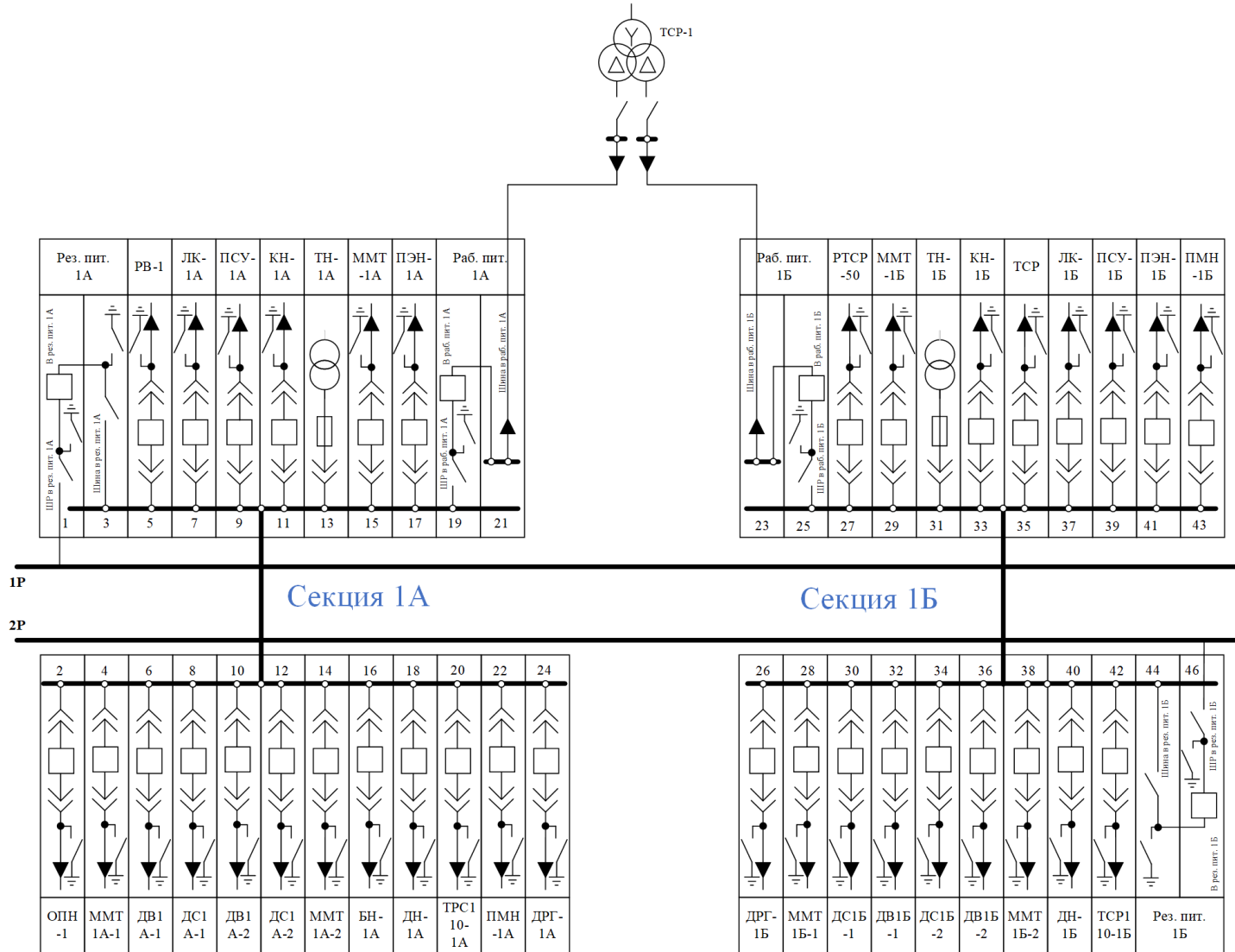


Рисунок 18 – Схема собственных нужд станции

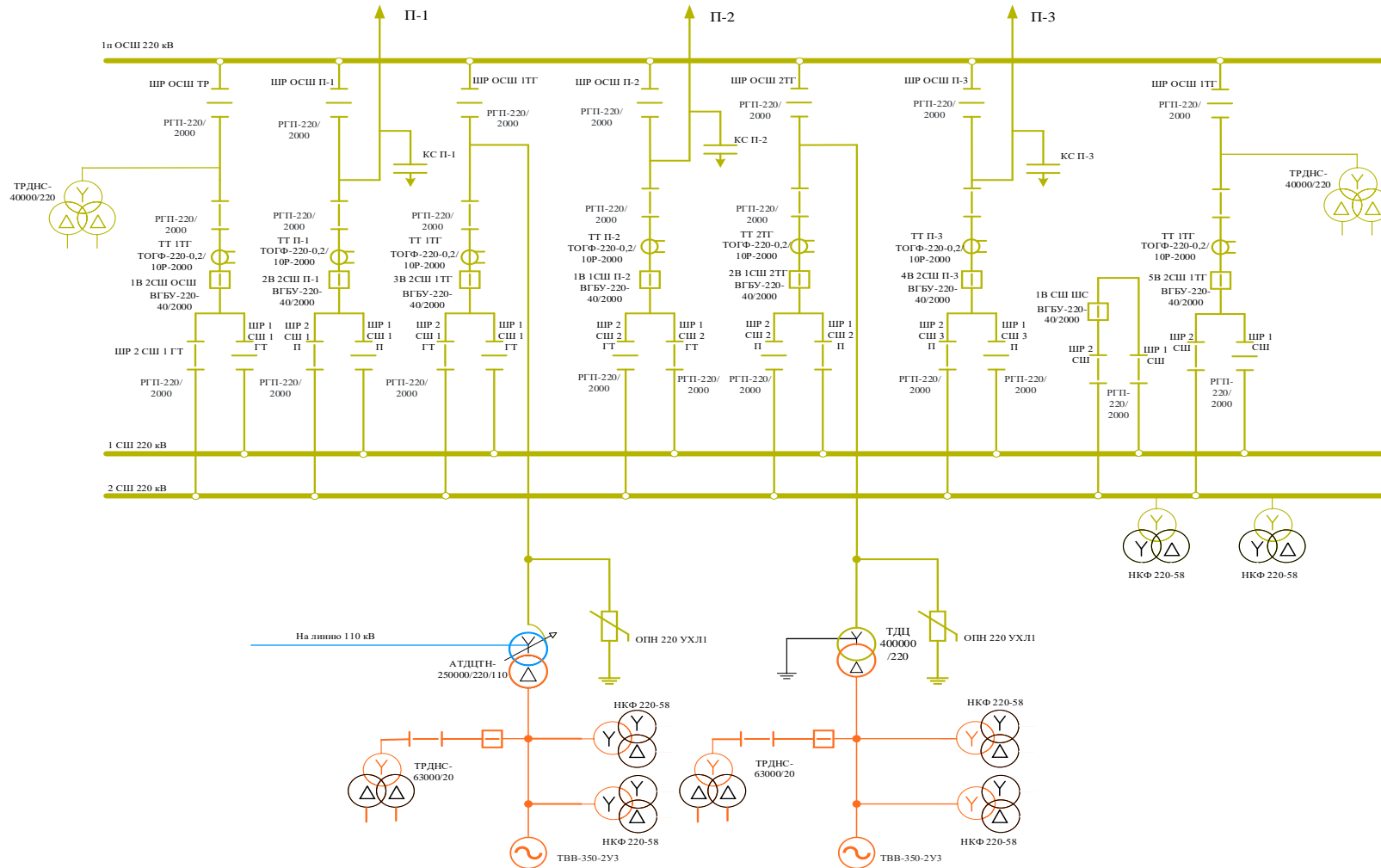


Рисунок 19 – Схема выдачи мощности

5 Расчёт срока окупаемости капитальных сложений в станцию

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

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

Чистый дисконтированный доход, млн. руб.:

$$\text{ЧДД} = \left(\left[(T - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{отп}} + U_a \right] \cdot \frac{1}{(1 + 0,1)^n} \right) - K, \quad (5.1)$$

где K – стоимость строительства станции, млн. руб.;

$U_{\text{отп}}^{\text{э}}$ – с/с-ть отпущенной энергии, руб./кВт ч.;

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

n – текущий год;

T – тариф на отпущенный кВт ч с учётом планируемой рентабельности, руб./кВт ч;

$$T = 1,3 \cdot U_{\text{отп}}^{\text{э}}, \quad (5.2)$$

Чистый доход по отпуску электроэнергии, млн.руб:

$$\text{ЧД} = (T - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{отп}}, \quad (5.3)$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot N_a, \quad (5.4)$$

где N_a – средняя норма амортизации станции в целом;

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

$$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{\text{уд}} \quad (5.5)$$

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

d_i – коэф-т, учитывающий район размещения;

$k_{\text{уд}}$ – коэф-т удорожания в ценах текущего года;

Общие показатели по рекомендуемому варианту представлены в таблице 22.

Таблица 22 – Значение общих показателей

Норма дисконта	NPV	IRR	DPI	DPP	PP	Резерв безопасности	Срок окупаемости по ЧДПИ	Срок окупаемости по ДДПИ
10%	13472,3	13,70%	1,22	10,38	6,33	3,7%	7	11

Расчёт срока окупаемости станции с двумя блоками КТ-330-240 представлен в таблице 23.

Анализируя таблицу 23, можно сказать, что обычный срок окупаемости проектируемой ТЭЦ составляет 6 лет. Однако, учитывая норму дисконта, срок окупаемости наступает на 8 год существования проекта.

Таблица 23 – Срок окупаемости капитальных вложений

Показатели	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Денежный поток по инвестиц. деят-ти – кап. вложен (К), млн.руб	-60000										
Стоимость фондов на начало года		60000	56000	52000	48000	44000	40000	36000	32000	28000	24000
Стоимость фондов на конец года		56000	52000	48000	44000	40000	36000	32000	28000	24000	20000
Среднегодовая стоимость фондов		58000	54000	50000	46000	42000	38000	34000	30000	26000	22000
Налог на имущество		1276	1188	1100	1012	924	836	748	660	572	484
Выручка от реализации электрической энергии		8167,88	8167,88	8167,88	8167,88	8167,88	8167,88	8167,88	8167,88	8167,88	8167,88
Выручка от реализации тепловой энергии		3798,68	3798,68	3798,68	3798,68	3798,68	3798,68	3798,68	3798,68	3798,68	3798,68
Суммарная выручка		11966,56	11966,56	11966,56	11966,56	11966,56	11966,56	11966,56	11966,56	11966,56	11966,56
Доход от основной деятельности, Досн , млн.руб		10941	10941	10941	10941	10941	10941	10941	10941	10941	10941
Налогооблагаемая прибыль		9665	9753	9841	9929	10017	10105	10193	10281	10369	10457
Налог на прибыль, Нпр , млн.руб		1933	1951	1968	1986	2003	2021	2039	2056	2074	2091
Чистая прибыль, Чп , млн.руб		7732	7803	7873	7943	8014	8084	8155	8225	8295	8366
Амортизационные отчисления, Уа , млн.руб		4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000
Чистый денежный поток, ЧДП	-60000	11732	11803	11873	11943	12014	12084	12155	12225	12295	12366
Чистый денежный поток нарастающим итогом, ЧДПНИ	-60000	-48268	-36465	-24592	-12649	-635	11449	23603	35828	48123	60489
Чистый дискон-ый поток, ДДП	-60000	10666	9754	8920	8157	7460	6821	6237	5703	5214	4768
Чистый дискон-ый поток нарастающим итогом, ДДПНИ	-60000	-49334	-39580	-30660	-22503	-15043	-8222	-1985	3718	8933	13700

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном проекте рассматривалось строительство новой тепловой электрической станции, которая будет снабжать теплом и электроэнергией планирующийся к строительству город с большим производственным кластером, с использованием технологий по уменьшению удельных выбросов дымовых газов для обеспечения европейских стандартов по выбросам.

В состав энергоблока для проектируемой станции входят паровая турбина КТ-330-240 с котлоагрегатом работающем на циркулирующем кипящем слое. Для данной станции рассматривается установка двух энергоблоков.

По результатам расчетов принципиальной тепловой схемы турбины были определены расходы и параметры пара по каждому отбору, а также определена температура питательной воды, которая составила 275.153 °С.

Технология сжигания топлива в кипящем слое стала основной в строительстве экологически чистой станции. Так как производство паровых котлов на кипящем слое не сильно развито в России, было принято решение в поиске прототипов от зарубежных компаний. В качестве основного котлоагрегата рассматривалась модернизация котла от европейской компании “Sumitomo Heavy Industries Inc.”, который был рассчитан по конструкторской методике для определения его геометрических размеров. Исходными данными для расчета котла послужили номинальные параметры паровой турбины: $P_0=23.5$ Мпа и $T_0=545$ °С. Необходимый расход пара с учетом всех потерь составил 334.166 кг/с. Габаритные размеры котла составили 61x37x17.5 м. Высота слоя топлива составляет 4.5 м, при температуре поверхности слоя 895.236 °С. Кратность циркуляции, которая обеспечивает необходимое время пребывания (20—30 мин) топливных частиц в реакционной зоне и их выгорание, составила 2.2 на 1 кг топлива.

Устанавливаемый циклон, который обеспечивает возврат топлива на вторичное дожигание и поддержание слоя топлива в топочной камере экранируется, что позволяет обеспечить дополнительный подогрев воды после водяного экономайзера на 13 °С.

Далее были рассчитаны поверхности нагрева, и принято решение о горизонтальной компоновке ширм и конвективного пароперегревателя, которые

расположены в топке котла. Хвостовые поверхности нагрева выполняются одноступенчатой компоновкой.

В качестве пиковых водогрейных котлов выбираются два котлоагрегата марки КВ-ТК-100-150 с номинальной теплопроизводительностью 116,3 МВт.

Топливо поставляется из Черногорского бассейна, расположенного в Хакасии. Основным мероприятием по топливоподготовке является сушка и дробление угля, до необходимой фракции в дробильных установках без использования мельничных устройств, что позволяет сэкономить на затраты собственных нужд станции.

Был произведен аэродинамический расчет газовоздушного тракта, цель которого было определение типоразмеров. В качестве тягодутьевого оборудования выбираются дымосос ДОД-41-500-4 и дутьевой вентилятор ВДОД-31.5.

Техническое водоснабжение принимается оборотного типа с использованием градирни. Для восстановления потерь воды в системе будет производиться забор Енисея за счет насосной станции, которая будет располагаться на острове Жульминский насосами Д 12500-24.

Результаты расчетов вредных выбросов показывает, что использование технологии с циркулирующим кипящим слоем на котле, работающем на критические параметры пара, может обеспечивать выбросы азота по сравнению с топками, использующими факельное сжигание, примерно в 6 раз ниже.

По расчету экономической составляющей проекта можно сделать вывод о том, что окупаемость по чистому денежному потоку приходится на 6 год существования проекта, а при учете нормы дисконта на 8.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ


1. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : учебник для вузов / под. ред. В.Я. Гришфельда. – изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 490 с.
2. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (Расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов) [Текст] : учеб. пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 47с.
3. Бойко Е. А. Котельные установки и парогенераторы (учебно-методическое обеспечение самостоятельной работы студентов (курсовое проектирование)) : Учебное пособие / Е.А. Бойко, Т.И. Охорзина, П.В. Шишмарев. Красноярск : СФУ, 2008. – 241 с.
4. Баскаков, А. П. Тепловой расчет топок со стационарным низкотемпературным и циркуляционным кипящим слоем / А. П. Баскаков, В. А. Мунц // Теплоэнергетика. – 1990. – №1. – С. 74–77; №4. – С. 72–75.
5. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций [Текст] : учеб. пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 136с.
6. Росляков, П.В. Расчет вредных выбросов ТЭС в атмосферу [Текст] : учеб. пособие / Росляков П.В., Егоров Л.Е., Ионкин И.Л. - Москва : Издательство МЭИ, 2002 -84 с.
7. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (Аэродинамический расчет котельных установок) [Текст] : учеб. пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71с.
8. Котлер, В. Р. Оксиды азота в дымовых газах котлов [Текст] : учеб. пособие / В. Р. Котлер. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 144с. : ил.
9. Кубин, М. Сжигание твердого топлива в кипящем слое [Текст] : пер. с чешск. М. Кубин; под. ред. В. Р. Котлера. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 144с.
10. 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.
11. Каталог продукции группы компаний «Силовые машины» : – Российская Федерация, Санкт-Петербург : «Силовые машины», 2020. – 380 с.

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

Политехнический институт
институт
Тепловые электрические станции
кафедра

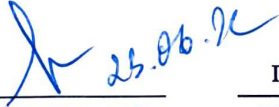


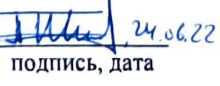
УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


подпись « ЭБ »
инициалы, фамилия ЭБ Е.А. Бойко
20 22 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код-наименование направления
Проект экологически чистой ТЭЦ 660 МВт
тема

Руководитель	 подпись, дата	профессор, д.т.н. должность, ученая степень	<u>Е. А. Бойко</u> инициалы, фамилия
Выпускник	 подпись, дата		<u>А. В. Носков</u> инициалы, фамилия
Тех. контроль	 подпись, дата		<u>Е. А. Бойко</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролер	 подпись, дата		<u>П. В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2022

Студенту Носкову Алексею Витальевичу
фамилия, имя, отчество

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

Теплоэнергетика и теплотехника

полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект экологически чистой ТЭЦ
660 МВт

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

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

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 660 МВт;

Район размещения – г. Электроград, Красноярский край; топливо -
каменный уголь Черногорского разреза Д, Р; Нормативы ПДК по выбросам,
характерные для Европы: оксиды азота – 220 мкг/м³, зола – 50 г/м³,
оксиды серы – 200 мкг/м³

Перечень разделов ВКР Введение; Технико-экономическое обоснование
строительства ТЭЦ и состава оборудования; Анализ и выбор технических
решений для обеспечения экологической чистоты; Расчет тепловой схемы
Кт-330-240; Расчет ТЭП; Поверочно-конструкторский расчет котельного
агрегата; Аэродинамический расчет котельного агрегата; Общая часть;
Охрана окружающей среды; Заключение; Список используемых источников
Перечень графического материала Принципиальная тепловая схема;
Генеральный план станции; Разрез главного корпуса; Продольный разрез
котла

Руководитель ВКР


подпись



инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению





подпись, инициалы и фамилия студента

« 6 » марта 20 22 Г.

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

«  »

инициалы, фамилия

 20  г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Красноярск 2022