

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2016г.

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**  
**140101.65 «Тепловые электрические станции»**

Проект ГРЭС 3200 МВт на ССКД

Пояснительная записка

Руководитель

\_\_\_\_\_  
подпись, дата

д.т.н. профессор Е.А. Бойко

Выпускник

\_\_\_\_\_  
подпись, дата

К.В. Денисенко

Красноярск 2016

Продолжение титульного листа выпускной квалификационной  
работы по теме: «Проект ГРЭС 3200 МВт на ССКД»

Консультанты по  
разделам:

Экономическое  
обоснование проекта

\_\_\_\_\_  
подпись, дата

Л.В. Голованова

Безопасность  
проектируемого объекта

\_\_\_\_\_  
подпись, дата

В.В. Колот

Технический контроль

\_\_\_\_\_  
подпись, дата

С.А. Михайленко

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_  
подпись, дата

П.В. Шишмарёв

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

\_\_\_\_\_  
Политехнический институт

институт

\_\_\_\_\_  
Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_  
Е.А. Бойко

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2016 г.

**ЗАДАНИЕ**  
**НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**  
**в форме \_\_\_\_\_ дипломного проекта**

Студенту Денисенко Константину Вячеславовичу  
(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ЗТЭ 10-01 Направление (специальность) 140101.65  
(код)

Тепловые Электрические Станции  
(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы Проект ГРЭС 3200 МВт на ССКД

Утверждена приказом по университету № 5074/с от 12.04.2016

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, д.т.н., профессор, «ТЭС» ПИСФУ  
(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР Электрическая нагрузка 3200 МВт, тепловая нагрузка 800 Гкал, топливо –бородинский уголь, район строительства – г. Бородино, КПД станции 43%

Перечень разделов ВКР Введение, Экономическая часть, Расчетная часть, Общая часть, Охрана окружающей среды, Безопасность проектируемого объекта, Заключение.

Перечень графического материала:

Лист 1. Генеральный план ГРЭС;

Лист 2. Поперечный разрез главного корпуса;

Лист 3. Принципиальная тепловая схема;

Лист 4. Поперечный разрез котла;

Лист 5. Продольный разрез котла;

Лист 6. Поперечный разрез турбоагрегата;

Лист 7. Элементы топливно-транспортного хозяйства.

Руководитель ВКР

\_\_\_\_\_  
подпись

Е.А. Бойко

Задание принял к исполнению

\_\_\_\_\_  
подпись

К.В. Денисенко

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

## РЕФЕРАТ

Дипломный проект по теме «Проект ГРЭС 3200 МВт на ССКД»

Текст 124 с., 11 рис., 24 табл., 26 источников, 4 приложений

Ключевые слова: БАЙПАС ПВД, ПНД, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ, СУПЕРСВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, КОТЛОАГРЕГАТ, ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ МОЩНОСТЬ, ТЕПЛООБМЕННИК, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ, УХОДЯЩИЕ ГАЗЫ.

Объектом дипломного проекта является блок 800 МВт, с котлом Пп-2650-275 и турбиной К-800-275:

Цель работы – разработка блока на суперсверхкритические параметры; с применением Байпасов ПВД и ПНД, повышения КПД блока.

В процессе работы проводились расчеты тепловой схемы, конструкторский расчет котельного агрегата башенной компоновки с кольцевой топкой, расчет технико-экономических показателей станции, выбор вспомогательного оборудования, аэродинамический расчет котлоагрегата; расчет вредных выбросов в окружающую среду; безопасность проектируемого объекта.

В результате расчета были найдены основные конструктивные размеры котельного агрегата, параметры рабочей среды, выбрано вспомогательное оборудование.

Эффективностью установки данного оборудования служит высокий КПД.

Проектирование проводилось расчетным путем как вручную, так и с использованием ЭВМ.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Экономическая часть	5
1.1 Обоснование выбора состава основного оборудования	5
1.2 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией	5
1.3 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии	9
1.4 Оценка экономической эффективности капитальных вложений	10
1.5 Обоснование выбора котельного агрегата	13
1.6 Обоснование выбора тепловой схемы	15
2 Расчетная часть	17
2.1 Предварительный расчет расходов острого пара, питательной воды и топлива.	17
2.2 Комплексный расчет тепловой схемы и котельного агрегата	42
2.3 Аэродинамический расчет	57
2.4 Расчет технико-экономических показателей	79
2.5 Выбор вспомогательного оборудования	82
3 Общая часть	85
3.1 Водоснабжение	85
3.2 Топливоподача	86
3.3 Генеральный план	89
3.4 Компоновка главного корпуса	90
4 Охрана окружающей среды	92
4.1 Расчет концентрации вредных примесей	92
4.2 Расчет рассеивания вредных примесей	94
5 Безопасность проектируемого объекта	97
5.1 Общая характеристика проектируемого объекта с точки зрения безопасности и безвредных условий труда	97
5.2 Анализ и устранение потенциальных опасностей и вредностей технологического процесса	97
5.3 Производственная санитария	104
5.4 Предотвращение аварийных ситуаций	110
5.5 Техническое освидетельствование	113
5.6 Индивидуальное задание	120
Заключение	122
Список использованных источников	123
Приложение	

					ДП-140101.65 ПЗ							
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата								
Разраб.		Денисенко К.В.			Проект ГРЭС 3200 МВт на ССКД			Лит.	Лист	Листов		
Провер.		Бойко Е.А.								2	124	
Т. Контр.		Михайленко С.А.						ТЭС				
Н. Контр.		Шишмарев П.В.										
Утв.		Бойко Е.А.										

## ВВЕДЕНИЕ

Новые ТЭС должны:

- Иметь возможность частого пуска и останова или работать в расширенном диапазоне нагрузок;
- Допускать повышенную скорость изменения нагрузок;
- Иметь высокий КПД при полной и частичных нагрузках, а также невысокие выбросы  $\text{CO}_2$ .
- Работать с минимальной нагрузкой.

Средний КПД современных пылеугольных ТЭС составляет 30%

Меры по повышению КПД и маневренности ТЭС

Для топочных систем:

- оптимизация горелок, использование регулируемых вентиляторов для индивидуальных горелок, подсушка бурого угля ( в случае его сжигания);

Для котлов:

- уменьшение толщины стенок труб и барабанов с увеличением числа ниток трубопроводов, применение улучшенных материалов, использование ГТУ в целях подогрева питательной воды, оптимизация систем контроля горение, увеличение карнотизации путем дополнительного подогрева и снижения давления в конденсатор;

Для компонентов:

- оптимизация, например, паровых турбин, арматуры, системы контроля и управления, уменьшение затрат энергии на собственные нужды, контроль частоты насосов и вентиляторов.

В конце прошлого века получили распространение установки на параметры пара 26 МПа и 565/585 °С. Сейчас достигнуты параметры 27,5 МПа и 600/620 °С. Давление свежего пара 25 МПа и температурой более 565 °С называют ультрасверхкритическими параметрами.

На рисунке 1- показаны динамика повышения параметров пара и их влияние на КПД энергоблоков нетто[26].

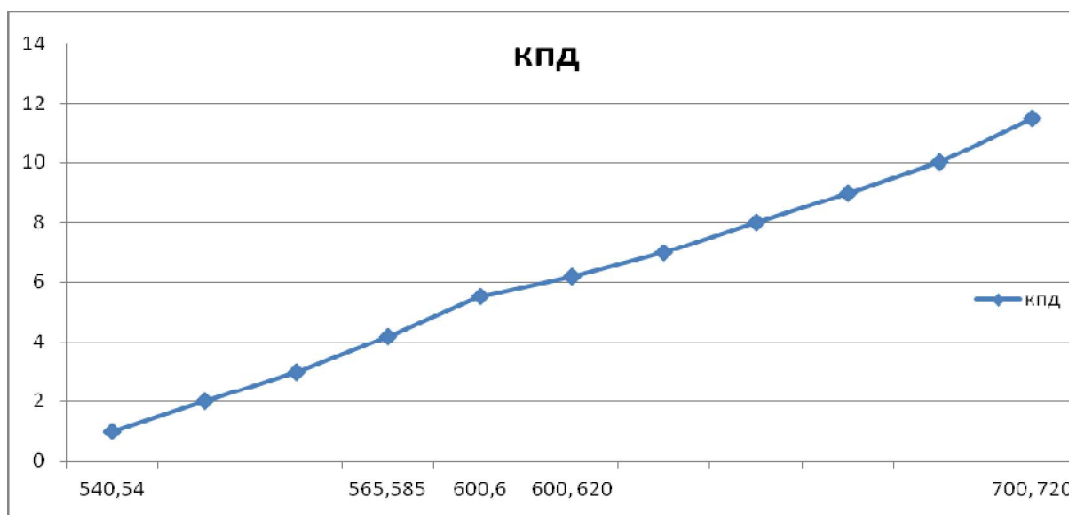


Рисунок 1- Динамика повышения параметров пара и их влияние на КПД энергоблоков нетто.

Повышение параметров пара — это один из наиболее эффективных способов повышения КПД ТЭС. Рост температуры свежего пара на 10 °С приводит к повышению КПД нетто на 0,25%, а такой же рост температуры промежуточного перегрева — на 0,2%. Важную роль играет и повышение начального давления.

Были рассмотрены ряд зарубежных ТЭС на ССКП, таких как:

Буроугольная ТЭС Neurath (давление перед турбиной 29,6 МПа, температура 600 °С).

Энергоблок Dattal 4: турбина мощностью 1100 МВт с параметрами пара 27,5 МПа, 596-619 °С.

RDK8 Германия с параметрами пара 28,5 МПа, 603 °С.

Нидерауссем, Германия, установленной мощностью 1000 МВт, КПД = 43 % (давление перед турбиной 27,4 МПа, температура 580 °С).

После анализа ТЭС, прототипом была выбрана станция Нидерауссем. Которая зарекомендовала себя надежностью работы с 2002 года.



## **1 Экономическая часть**

### **1.1 Обоснование выбора состава основного оборудования**

Актуальность темы дипломного проекта обосновывается основным тем, что потребителем электроэнергии является промышленность. Следя за нынешним состоянием производства можно сделать вывод, что оно выходит из кризиса и нуждается в большом потреблении электроэнергии. Строятся так же новые жилые и производственные массивы, что предопределяет ввод в строй все новых и новых энергетических мощностей, так как старое оборудование выработало уже свой ресурс или пришло в негодность.

Наиболее частая причина аварий - «старение» оборудования.

Увенчивающиеся темпы «старения» в большинстве промышленно развитых стран вызвано в основном сокращением ввода новых мощностей по сравнению с их вводом в 1960-1980-е годы. К 2006 году генерирующие мощности, эксплуатируемые более 30 лет, составляли 31%, их доля к 2016 году уже 50%

Парк пылеугольных ТЭС «стареет». Это обстоятельство заставляет энергетиков предпринимать усилия по модернизации и замене оборудования. Важную роль в выборе решения играют стоимость топлива и экологические требования, по снижению выбросов  $\text{CO}_2$ .

К достоинствам угля относятся сравнительно низкая стоимость по сравнению с другими видами топлива, большие запасы и широкое распространение по всему миру.

Наиболее существенный недостаток каменного и бурого угля - высокие удельные выбросы  $\text{CO}_2$ . И хотя доля использования возобновляемых источников энергии и парогазовых ТЭС в будущем возрастет, многие новые ТЭС будут все же пылеугольные, особенно если они предназначены для работы в базовой части графика нагрузки. Для этих электростанций снижение выбросов  $\text{CO}_2$  важнейшее значение.

Поскольку крупномасштабные технологии связывания углерода еще не разработаны, наиболее перспективным способом снижения выбросов  $\text{CO}_2$  на пылеугольной ТЭС остается КПД за счет увеличения параметров пара, совершенствование пароводяного цикла и роста КПД паровых турбин.

Для современных ТЭС с ультрасверхкритическими параметрами пара и испарительными градирнями КПД нетто по низшей теплоте сгорания при использовании каменного угля достигает 45 %, а при использовании бурого угля 43%. Применение прямоточного охлаждения теплоносителя в градирнях способствует повышению КПД еще на 1%.

Настоящий дипломный проект предусматривает сооружение конденсационной станции мощностью 3200 МВт в Красноярском крае с установкой современного оборудования, отвечающего требованиям развития и выработки электроэнергии. Актуальность дипломного проекта очевидна ввиду Инвестиционных проектов. В настоящее время завершается

реализация программы «Комплексное развитие Нижнего Приангарья», создавшей предпосылки для промышленного освоения территории Нижней Ангары и Среднего Енисея. Новый этап развития – создание Ангаро-Енисейского промышленного кластера. Цель – формирование нового центра социально-экономического развития Красноярского края и Российской Федерации путем строительства вновь создаваемых промышленных и инфраструктурных объектов на основе принципов государственно-частного партнерства.

Создание нового горно-обогатительного комбината в Саянском районе Красноярского края  
Суть проекта: Формирование крупнейшего минерально-сырьевого центра мирового уровня по добыче и переработке медно-никелевых руд, строительство горно-обогатительного комбината по добыче медно-никелевых руд.

## 1.2 Расчёт проектной себестоимости ГРЭС

### 1.2.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Таблица 1.1 – Основные экономические показатели

Электрическая нагрузка, МВт	3200
Топливо	Бородинский 2Б
Место строительства	г. Бородино
Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии, кг/(кВт·ч)	0,314
Число часов использования номинальной установленной мощности ГРЭС, час/год	7200
Состав основного оборудования	4 турбины К-800-275, 4 прямоточных котла ПП-2650-275, производительностью 2650 т/час

В дипломном проекте необходимо рассчитать себестоимость электрической энергии на расширяемой части станции. В качестве основного оборудования используются: турбина К-800-275 и котельный агрегат производительностью 2650 тонн пара в час, работающий на твёрдом топливе.

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

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зн}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (1)$$

где  $U_{\text{т}}$  – затраты на топливо;

$U_{\text{зн}}$  – расходы на оплату труда;

$U_{\text{а}}$  – амортизация основных производственных средств;

$U_{тр}$  – расходы на ремонт основных средств;

$U_{пр}$  – прочие расходы.

### 1.2.2 Расчёт затрат на топливо

Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии, кВт ч, посчитан в технической части проекта и составляет по 0,314 кг.у.т./(кВт·ч) = 0,314 т.у.т./(МВт·ч).

Полный расход топлива на выработку электроэнергии, т.у.т./год,

$$B_{общ} = b_{э} \cdot W_{г.выр} \quad (2)$$

где  $W_{г.выр}$  – годовая выработка энергии, МВт ч,

$$W_{г.выр} = N \cdot T_{уст} \cdot n \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

где  $N$  – установленная мощность одного блока, кВт,

$n$  – количество блоков,

$T_{уст}$  – число часов использования установленной мощности, ч.,

$$W_{г.выр} = 800000 \cdot 7200 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 23040000$$

$$B_{общ} = 0,314 \cdot 23040000 = 7234560$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_{т} = Ц \cdot B_{общ} \cdot 10^{-6}, \quad (4)$$

где  $Ц$  – цена условного топлива, руб./т у.т;

$$U_{т} = 1300 \cdot 7234560 \cdot 10^{-6} = 9404,93$$

### 1.2.3 Расходы на оплату труда

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

$$U_{зп} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{зп} \cdot 10^{-6}, \quad (5)$$

где  $n_y$  – штатный коэффициент [1];

$\Phi_{зп}$  – средняя зарплата одного работника за год, руб;

$$U_{\text{зп}} = 3200 \cdot 0,15 \cdot 264000 \cdot 10^{-6} = 126,72$$

### 1.2.4 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (6)$$

где  $H_a$  – средняя норма амортизации станции в целом;  
 $K$  – капитальные вложения в ТЭС, млн. руб.:

$$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{\text{уд}}, \quad (7)$$

где  $K'$  и  $K_{\text{бл}}$  – капитальные вложения, связанные с установкой одного блока головного и каждого последующего, млн. руб.;  
 $d_i$  – коэффициент, учитывающий район размещения;  
 $k_{\text{уд}}$  – коэффициент удорожания в ценах текущего года.

$$K = (172,50 + 97,0 \cdot (4 - 1)) \cdot 1,13 \cdot 169,75 = 88907,41$$

$$U_a = 88907,41 \cdot \frac{7,0}{100} = 6223,52$$

### 1.2.5 Расходы по ремонтному обслуживанию

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot H_{\text{тр}}, \quad (8)$$

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

$$U_{\text{тр}} = 88907,41 \cdot \frac{5,0}{100} = 4445,37$$

### 1.2.6 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

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

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов во внебюджетные фонды, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зн}}) + \text{СТР}, \quad (9)$$

где СТР – страховые взносы во внебюджетные фонды, рассчитываемые по ставке 30% от расходов на оплату труда.

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (6223,52 + 4445,37 + 126,72) + 0,30 \cdot 126,72 = 2197,14$$

Эксплуатационные расходы составят, млн. руб/год:

$$U_{\text{э}} = 9404,93 + 126,72 + 6223,52 + 4445,37 + 2197,14 = 22397,68$$

### 1.3 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = U_{\text{э}} / W_{\text{г.отп}}, \quad (10)$$

где  $W_{\text{г.отп}}$  – годовая отпущенная электроэнергия, кВт ч,

$$W_{\text{г.отп}} = W_{\text{отп}} \cdot T_{\text{уст}} \cdot n \cdot 10^{-3} \quad (11)$$

где  $W_{\text{отп}}$  – отпущенная мощность одного блока, кВт ч,

$n$  – количество блоков,

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

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} \cdot (1 - \alpha_{\text{снлбл}}) \quad (12)$$

где  $\alpha_{\text{снлбл}}$  – коэффициент использования электроэнергии на собственные нужды одного блока [1];-

$$W_{\text{отп}} = 800000 \cdot (1 - 0,045) = 764000$$

$$W_{г.отп} = 764000 \cdot 7200 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 22003200$$

$$U_{отп}^э = 22397,68 \cdot 10^6 / 22003200 \cdot 10^3 = 1,018$$

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{выр}^э = U_{э} / W_{г.выр}, \quad (13)$$

где  $W_{г.выр}$  – годовая выработка электроэнергии по (1.3), МВт.

$$U_{выр}^э = 22397,68 \cdot 10^6 / 23040000 \cdot 10^3 = 0,972$$

#### 1.4 Оценка экономической эффективности капитальных вложений

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 объем капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Наиболее распространенным условием при выполнении работы является небольшой период существования первоначальных затрат. В этом случае допустимо считать осуществление инвестиций разовой суммой, тогда формула расчета чистого дисконтированного дохода имеет вид:

$$ЧДД = \left( \left[ (T - U_{отп}^э) \cdot W_{отп} + U_A \right] \cdot \frac{1}{(1 + 0,1)^n} \right) - K, \quad (14)$$

где  $K$  – стоимость строительства станции, млн. руб.;  
 $U_{отп}^э$  – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч.;  
 $W_{отп}$  – годовой отпуск энергии с шин станции, МВт;  
 $n$  – текущий год;  
 $T$  – Средний тариф на отпущенный кВт ч, руб./кВт ч.

Доход по электроэнергии на рынке складывается из двух составляющих: на рынке электроэнергии, от проданной электроэнергии по цене на I полугодие по [3] 1,258руб./кВт ч на рынке мощности, продажи от существующей мощности по цене на I полугодие по [3] 98985 руб./МВт в месяц.

Доход на рынке электроэнергии, млн.руб./год

(15)

где  $C_{\text{пр}}$  – цена электроэнергии на рынке, тыс.руб./МВт ч

$$P_{p\vartheta} = 1,258 \cdot 22003200 \cdot 10^{-3} = 27680,03$$

Доход на рынке мощности, млн.руб./год

$$P_{pm} = \frac{C_{pm} \cdot N_{ycm} \cdot T_{ycm}}{r} = \frac{98985 \cdot 800 \cdot 7200 \cdot 4 \cdot 10^{-6}}{720} = 3167,52 \quad (16)$$

Где  $r$  – количество часов в месяце, час,

$C_{pm}$  – цена электроэнергии на рынке мощности, руб./МВт месяц

$$N_{\text{вст}} - \text{установленная мощность станции, МВт;}$$

$T_{\text{ver}}$  – число часов использования установленной мощности, ч.

Доход на рынке мощности и электроэнергии, млн.руб./год,

$$\Pi_{3/3} = \Pi_{\text{p3}} + \Pi_{\text{pM}} = 27680,03 + 3167,52 = 30847,55 \quad (17)$$

Прибыль от отпущенной электроэнергии, млн.руб./год,

$$D_{\gamma/3} = P_{\gamma/3} - (U_{\gamma} \cdot W_{\gamma,omm}) = 30847,55 - (1,018 \cdot 22003200 \cdot 10^{-3}) = 8448,29 \quad (18)$$

Расчёт срока окупаемости станции с четырьмя блоками К-800-275  
сведём в таблицу 1.2

Таблица 1.2 – Срок окупаемости капитальных вложений при условии увеличения рентабельности производства электроэнергии, год

[illegible]

Денежный поток по основной деятельности:																				
-амортизационные отчисления	-																			
-доход по отпущенной эл/энергии		8448,29	6223,52	14671,81	8448,29	6223,52	14671,81	8448,29	6223,52	14671,81	8448,29	6223,52	14671,81	8448,29	6223,52	14671,81	8448,29	6223,52	14671,81	8448,29

Окончание таблицы 1.2

Чистый денежный поток	-88907,41	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81	14671,81
Коэффициент дисконтирования $\frac{1}{(1 + 0,1)^n}$	1	0,909	0,826	0,751	0,683	0,620	0,564	0,513	0,466	0,424	0,385									
Чистый дисконтированный доход	-88907,41	13336,68	12118,92	11018,53	10020,85	9111,19	8274,90	7526,64	6837,06	6220,85	5648,65									
ЧДД нарастающим итогом	-88907,41	-75570,73	-63451,82	-52433,29	-42412,44	-33301,25	-25026,35	-17499,71	-10662,65	-4441,80	1206,85									

Капитальные вложения в проект ГРЭС 3200 МВт с блоками К-800-275 окупаются на десятый год эксплуатации. ЧДД нарастающим итогом проекта составит 1206,85 млн. руб.

Учёт риска проекта проводится с использованием метода анализа чувствительности ЧДД проекта к изменению основных значимых факторов (параметров) проекта – цены топлива и капитальных вложений. Результаты анализа чувствительности сведём в таблицы 1.3 и 1.4.

Таблица 1.3 – Анализ чувствительности в зависимости от цены топлива

Показатель	-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%
Цена топлива	1105,00	1170,00	1235,00	1300,00	1365,00	1430,00	1495,00



Себестоимость электроэнергии	0,95	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08
Доход	16084,13	15613,88	15143,64	14671,81	14203,15	13732,90	13262,65
ЧДД нарастающим итогом, млн. руб.	9881,32	6993,04	4104,83	1206,85	-1671,66	-4559,94	-7448,21
ЧДД	6192,39	6011,34	5830,30	5648,65	5468,21	5287,17	5106,12
ΔЧДД	8674,47	5786,19	2897,98	0,00	-2897,98	-5786,18	-8674,47
ΔЧДД%	718,77	479,45	240,13	0,00	-240,13	-479,45	-718,77

Таблица 1.4 – Анализ чувствительности в зависимости величины капитальных вложений

Показатель	-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%
Капитальные вложения	75571,30	80016,67	84462,04	88907,41	93352,78	97798,15	102243,52
Себестоимость электроэнергии	0,93	0,96	0,99	1,02	1,05	1,08	1,11
Доход	15660,27	15331,31	15002,35	14671,81	14344,43	14015,47	13686,51
ЧДД нарастающим итогом, млн. руб.	20614,08	14148,24	7682,39	1206,85	-5249,29	-11715,13	-18180,98
ЧДД	6029,20	5902,55	5775,90	5648,65	5522,61	5395,96	5269,31
ΔЧДД	19407,23	12941,39	6475,55	0,00	-6475,55	-12941,39	-19407,23
ΔЧДД%	1608,09	1072,33	536,57	0,00	-536,57	-1072,33	-1608,09

На рисунке2- представлен график чувствительности в зависимости от цены топлива и величины капитальных вложений.

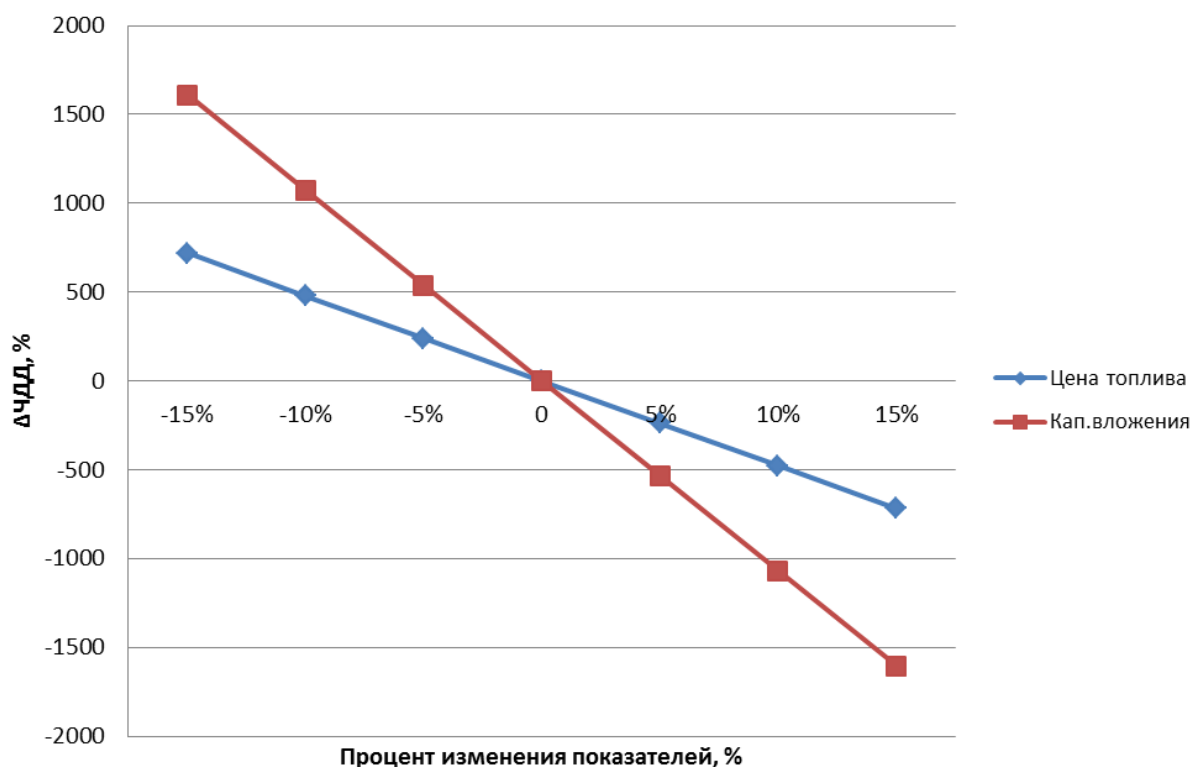


Рисунок 2 – График чувствительности

Таким образом, можно сделать вывод что, показатель ЧДД чрезвычайно чувствителен к изменению цены на топливо, и величины капитальных вложений, причём более чувствителен к изменению величины капитальных вложений. Риск проекта характеризуется как очень высокий.

### 1.5 Обоснование выбора котельного агрегата

В данном дипломном проекте был выбран котел башенной компоновки с кольцевой топкой, что обусловлено несколькими причинами.

Особенностями углей Канско-Ачинского бассейна, являются высокая теоретическая температура горения и повышенная склонность к шлакованию и загрязнению топочных и пароперегревательных поверхностей нагрева. Для обеспечения высокой надёжности и экономичности пылеугольного котла, работающего на таких углях, принимаются умеренные теплонапряжения и сравнительно низкие температуры газов в топочной камере.

Опыт работы котлов на бурых углях показывает, что для обеспечения надёжной бесшлаковочной работы топки, даже с учётом установки большого числа обдувочных устройств, требуется, чтобы максимальная температура в топке не превышала 1250°C. При этом должна обеспечиваться равномерность распределения температуры по сечению топочной камеры. Соблюдение вышеуказанных требований, с учетом необходимости сжигания

бурых углей с повышенной влажностью и высокой теоретической температурой горения, является весьма сложной задачей.

Продукты сгорания при башенной компоновке котла в топке и конвективной шахте движутся только вверх. При его выполнении отпадает необходимость в сложном вертикальном газоходе и поворотной камере, а вертикальный конвективный газоход является продолжением топочной камеры.

Башенную компоновку поверхностей нагрева целесообразно применять при сжигании бурых углей с абразивной золой. Ее основное преимущество при сжигании таких топлив – равномерное поле скоростей, температур продуктов сгорания и концентрации золы, что связано с отсутствием поворотов продуктов сгорания, присущих, например в Т-образной компоновке, а следовательно, меньший износ труб поверхностей нагрева и меньшие затраты на ремонт поверхностей нагрева, особенно это скажется при использовании дорогих марок сталей для пароперегревателей (ЭИ-756, Ди-56, Ди-82), обеспечивающих суперсверхкритические параметры пара.

Противоположенное направление воздействия частицы золы динамического напора продуктов сгорания и веса, вследствие чего при башенной компоновке можно принимать несколько большие скорости продуктов сгорания, чем при других компоновках. Башенная компоновка имеет значительные преимущества по сравнению с другими при сжигании сильно шлакующих топлив. Она позволяет конструировать топки меньших размеров и, следовательно, увеличить температурные напоры в поверхностях за ней. В результате уменьшается общая металлоемкость котла.

Очевидно, что при башенной компоновке упрощаются узлы цельносварной мембранной коробки экранов, так как отсутствуют некоторые стыки панелей с различной температуры среды (например, экранов топки и горизонтального газохода, экранов горизонтального и опускного газохода), конструкция перепускной системы и всей схемы пароводяного тракта. Кроме того, как показывает мировая тенденция, башенная компоновка занимает меньшую площадь и объем здания, имеет лучшую компоновку горелок, пыле воздухопроводов и мельниц при прямом вдувании.

Кольцевая топка (КЦТ) представляет дальнейшее развитие тангенциальных топок, отличительной особенностью которых является вихревой характер течения газов. Продукты сгорания в такой топке движутся сравнительно узким спирально-вихревым потоком в пристенной области топки, а в центральной (приосевой) области топки по всей ее высоте практически отсутствует активное движение факела. При таком решении вращающийся факел оказывается зажатым в кольцевом пространстве между внутренними и наружными экранами, в результате чего условия смешения, выгорания и теплообмена в таком топочном объеме становятся другими по сравнению с традиционными топками. Проведённые сравнительные исследования цилиндрической и многогранной кольцевых камер показали, что при восьмигранном сечении аэродинамика кольцевой топки близка к течению в цилиндрической кольцевой камере.

Использование кольцевой топки позволяет: снизить высоту котла на 30÷40%; уменьшить металлоёмкость и, следовательно, стоимость поверхности нагрева котла с кольцевой топкой на 20%; повысить надёжность работы экранных панелей топки за счёт более высокой равномерности их тепловосприятости по периметру топки; уменьшить загрязнение и шлакование топки за счёт снижения температурного уровня в топке; снизить выбросы  $\text{NO}_x$  за счёт снижения температуры, интенсификации смесеобразования и внутренней рециркуляции.

Технология сжигания углей с использованием кольцевой топкой на сегодняшний момент является самой перспективной и рациональной. Технология данного сжигания уже прошла испытания и показала свою эффективность и надёжность (опыт Новоиркутской ТЭЦ).

### **1.6 Обоснование выбора тепловой схемы**

Прототипом тепловой схемы проектируемой ГРЭС была выбрана тепловая схема тепловой станции NIEDERAUßEM (Германия), работающая на суперсверхкритических параметрах пара [30].

Увеличить электрическую мощность турбоустановки при сохранении проектной температуры возможно при: уменьшение отбора пара на регенеративный подогрев.

Для этого был уменьшен расход питательной воды через подогреватели, что и было организовано в группе ПВД и ПНД. Часть воды после питательного насоса помимо подогревателей подается в хвостовую часть котельного агрегата, где теплотой уходящих газов происходит нагрев питательной воды. Затем вода смешивается с основной ее частью и подается в основной экономайзер. Следовательно, часть конденсата перед ПНД также подается в хвостовую часть котельного агрегата, где теплотой уходящих газов происходит нагрев конденсата и возвращается в систему перед деаэратором.

## 2 Расчетная часть

### 2.1 Предварительный расчет расходов острого пара, питательной воды и топлива.

#### 2.1.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчету

Произвести расчет тепловой схемы и определить технико-экономические показатели одного из четырех блоков К–800–275, КЭС–3200 МВт при следующих данных:

электрическая нагрузка, МВт	$W_{\text{э}} = 3200$
максимальная отопительная нагрузка, МВт	$Q_{\text{от}}^{\text{max}} = 400$
тепловая мощность отопительных отборов, МВт	$Q_{\text{от}}^{\text{турб}} = 200$

Принципиальная тепловая схема с турбиной К–800–275 представлена на рисунке 1. Схема является модернизацией классической тепловой схемы К–800–240, прототипом для которой служит немецкая действующая станция NIEDERAUFEM [4].

Система регенерации состоит из четырех подогревателей низкого давления, деаэратора и трёх подогревателей высокого давления. Слив конденсата из подогревателей высокого давления поверхностного типа (ПВД) – каскадный в деаэратор. Слив конденсата из подогревателей низкого давления ПНД-1,2 смешивающего типа и ПНД-3,4 поверхностного типа – каскадный в ПНД № 1 и из него в конденсатор. Половина питательной воды и конденсата из схемы после питательного насоса и перед ПНД-1 забираются в систему параллельного подогрева Байпаса ПНД и ПВД. Затем возвращаются непосредственно перед котельным агрегатом и перед деаэратором, смешивая с основной частью питательной воды и конденсата. Для уменьшения удельного расхода топлива, без уменьшения мощности блока. Соответственно уменьшения отбора пара на регенерацию. Котельный агрегат имеет башенную компоновку, в хвостовой поверхности которого находится ТВП и система Байпаса ПВД и ПНД.

Пар из уплотнений поступает в сальниковый подогреватель (ПУ), а из основных эжекторов конденсатора – в охладитель эжекторного пара (ОЭ), что способствует дополнительному обогреву основного конденсата.

Восполнение потерь конденсата химически очищенной водой осуществляется в конденсатор. Так же, для дополнительной отчистки воды от примеси, после конденсатных насосов установлена блочная обессоливающая установка.

**По заводским данным для турбины К-800-275:**

Электрическая мощность, МВт	$W_{\text{Э}} = 800$
Максимальная отопительная нагрузка, МВт	$Q_{\text{от}}^{\text{max}} = 400$
Тепловая мощность отопительных отборов, МВт	$Q_{\text{от}}^{\text{турб}} = 200$
Начальные параметры пара:	
давление, МПа	$P_0 = 27.5$
температура, °С	$t_0 = 580$
Давление в конденсаторе турбины, МПа	$P_{\text{к}} = 0,0035$

Давление в отборах турбины для номинального режима  
Таблица 6 – Характеристика отборов турбины

Характеристика отборов	
Потребитель пара	Давление, МПа
ПВД № 1	7,078
ПВД № 2	4,423
ПВД № 3	1,919
Деаэратор	1,264
ПНД № 4	0,688
ПНД № 3	0,332
ПНД № 2	0,113
ПНД № 1	0,023

Расчётные значения внутреннего относительного КПД по отсекам:

$$(19) \quad \eta_{oi}^{\text{ПВД}} = 86\%;$$

$$\eta_{oi}^{\text{ПВД}} = 88\%; \quad (20)$$

$$\eta_{oi}^{\text{ПНД}} = 84\%; \quad (21)$$

КПД дросселирования по отсекам:

$$\eta_{\text{др}}^{\text{ПВД}} = 94,9\%; \quad (22)$$

$$\eta_{\text{др}}^{\text{ПВД}} = 94,9\%;$$

$$(23) \quad \eta_{\text{др}}^{\text{ПНД}} = 97\%; \quad (24)$$

Электрохимический КПД

$$\eta_{\text{ЭМ}} = 0,99; \quad (25)$$

Расход пара на собственные нужды машинного отделения

$$\alpha_{\text{CH}}^{\text{МЗ}} = 1,2\%; \quad (26)$$

Расход пара на собственные нужды котельного цеха

$$\alpha_{\text{CH}}^{\text{КЦ}} = 1,2\%; \quad (27)$$

Внутростанционные потери конденсата

$$\alpha_{\text{УТ}} = 1,1\%; \quad (28)$$

Температура химически очищенной воды

$$t_{\text{ХОВ}} = 30^{\circ}\text{C}; \quad (29)$$

Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях

$$\Delta t_{\text{ЭЖ}} + \Delta t_{\text{СП}} = 3^{\circ}\text{C}; \quad (30)$$

КПД подогревателей поверхностного типа

$$\eta_{\text{ТО}} = 0,98; \quad (31)$$

Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД

$$\vartheta_{\text{ПВД}} = 2^{\circ}\text{C}; \quad (32)$$

Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД

$$\vartheta_{\text{ПНД}} = 4^{\circ}\text{C}; \quad (33)$$





### 2.1.1.1 Построение процесса расширения пара в турбине

Построение процесса расширения пара начинаем нахождения точки  $A_0$ , соответствующей параметрам пара перед стопорными клапанами  $P_{01} = 27,5$  МПа  $t_{01} = 580^\circ\text{C}$  (см. исходные данные). С учетом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть, МПа, составляет:

$$P_{01}' = P_{01} \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦВД}}, \quad (34)$$

где  $\eta_{\text{др}}^{\text{ЦВД}}$  – КПД дросселирования цилиндра высокого давления, (формула 29);

$$P_{01}' = 27,5 \cdot 0,95 = 26,125.$$

По давлению  $P_{01}'$  и энтальпии  $h_{01}$  находим на  $h$ -s диаграмме точку  $A_0'$ . Теоретический процесс расширения пара от давления  $P_{01}'$  до давления  $P_{02}$ , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией  $A_0'B_0$ . Энтальпия пара за ЦВД при действительном процессе расширения определяем по следующему выражению, кДж/кг:

$$h_B = h_{01} - (h_{01} - h_{B0}) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦВД}}, \quad (35)$$

где  $h_{01} = 3450,955$  – энтальпия пара за регулируемыми органами ЦВД определяем по [2], кДж/кг;

$h_{B0} = 3043,190$  – энтальпия пара за ЦВД при теоретическом процессе расширения пара, кДж/кг, определяем по [2];

$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦВД}}$  – внутренний относительный КПД ЦВД, (см. формулу 25);

$$h_B = 3408,063 - (3408,063 - 3017,283) \cdot 0,86 = 3071,993$$

Давление пара на входе в цилиндр среднего давления, МПа, определяется из следующего выражения:

$$P_{02}' = P_{02} \cdot \Delta P_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦСД}}, \quad (36)$$

где  $\eta_{\text{др}}^{\text{ЦСД}}$  – КПД дросселирования цилиндра среднего давления, (см. формулу 29);

$\Delta P_{\text{пп}} = 9,5\%$  – потери давления в паропроводе промперегрева, принимаем из [18];

$$P'_{\text{от2}} = 4,423 \cdot (1 - 0,095) \cdot 0,95 = 4,202.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P'_{\text{от2}}$  до давления  $P_{\text{от5}}$ , соответствующего давлению за ЦСД, изображается линией  $C_0'D_0$ . Энтальпия пара за ЦСД при действительном процессе расширения определяем по следующему выражению, кДж/кг:

$$h''_{D_0} = h_{C_0'} - (h_{C_0'} - h_{D_0}) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{исл}}, \quad (37)$$

где  $h_{C_0'} = 3414,52$  – энтальпия пара за регулирующими органами ЦСД, кДж/кг, [2];

$h_{D_0} = 3279,024$  – энтальпия пара за ЦСД при теоретическом процессе расширения пара, кДж/кг, [2];

$\eta_{\text{oi}}^{\text{ИНД}}$  – внутренний относительный КПД ЦСД, принимаем (см. формулу 26).

$$h_B = 3414,52 - (3414,52 - 3279,024) \cdot 0,88 = 3321,215.$$

Давление пара на входе в цилиндр низкого давления, МПа, определяется из следующего выражения:

$$P'_{\text{от6}} = P_{\text{от6}} \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ИНД}} \cdot \Delta P_{\text{пп}}, \quad (38)$$

где  $\Delta P_{\text{пп}} = 9,5\%$  – потери давления в паропроводе промперегрева, принимаем из [18];

$\eta_{\text{др}}^{\text{ИНД}}$  – КПД дросселирования цилиндра низкого давления, (см. формулу 30);

$$P'_{\text{от6}} = 0,688 \cdot 0,95 \cdot (1 - 0,095) = 0,604.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P'_{\text{от6}}$  до давления  $P_{\kappa}$ , соответствующего давлению за ЦНД, изображается линией  $D_0'''E_0$ . Энтальпия пара за ЦНД при действительном процессе расширения определяем по следующему выражению, кДж/кг:

$$h_{E_0'} = h_{D_0''} - (h_{D_0''} - h_{E_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦНД}, \quad (39)$$

где  $h_{D_0''} = 3198,58$  — энтальпия пара за регулирующими органами ЦНД, кДж/кг, [2];

$h_{E_0} = 3035,261$  — энтальпия пара за ЦНД при теоретическом процессе расширения пара, кДж/кг, [2];

$\eta_{oi}^{ЦНД}$  — внутренний относительный КПД ЦНД, (см. формулу 27);

$$h_{E_0'} = 3198,58 - (3198,58 - 3035,261) \cdot 0,84 = 3061,392.$$

Используя значения давления в отборах, находи на h-s диаграмме энтальпию пара в этих отборах. Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 4

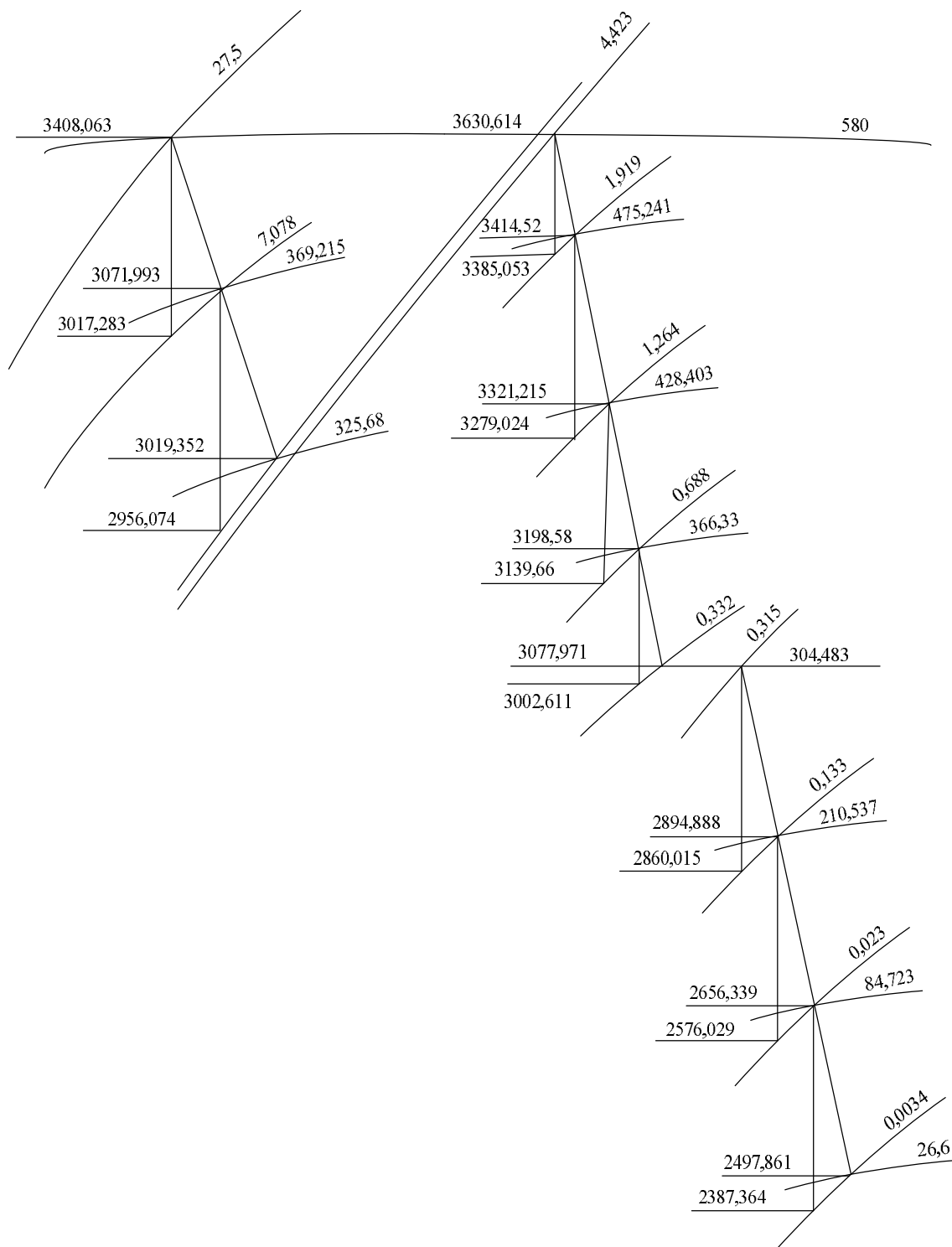


Рисунок 4 – Процесс расширения пара

### 2.1.2 Определение параметров по элементам схемы

Задачей данного раздела будет являться определение параметров отборанного пара и конденсата перед и за элементами тепловой схемы турбины. Определение параметров начнем с ПВД1. Давление отборанного пара у подогревателя, МПа, с учетом потери давление в трубопроводах от

турбины до подогревателя  $\Delta P_{\text{тр}} = 5\%$  [18], определяется по следующему выражению:

$$P_{\text{ПВД1}} = P_{\text{от1}} \cdot (1 - \Delta P_{\text{тр}}) \quad (40)$$

где  $P_{\text{от1}} = 7,078$  МПа – давление пара в первом отборе, (см. таблицу 6);

$$P_{\text{ПВД1}} = 7,078 \cdot 0,95 = 6,724$$

Температура насыщения отобранного пара, °С, [2]:

$$t_{\text{н}}^{\text{ПВД1}} = 283 \quad (41)$$

Энтальпия конденсата греющего пара [2], кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{н}}^{\text{ПВД1}} = 1253,08 \quad (42)$$

Температура питательной воды за подогревателем определяется по следующему выражению, °С:

$$t_{\text{ПВД1}} = t_{\text{н}}^{\text{ПВД1}} - \vartheta_{\text{ПВД}}, \quad (43)$$

где  $\vartheta_{\text{ПВД}}$  – недогрев воды до температуры насыщения в ПВД, (см. формулу 38);

$$t_{\text{ПВД1}} = 283 - 2 = 281.$$

Энтальпия питательной воды за ПВД1 определяется по следующему выражению, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{ПВД1}} = t_{\text{ПВД1}} \cdot c_{\text{в}} \quad (44)$$

где  $c_{\text{в}} = 4,186$  – теплоемкость воды, кДж/кг·К [2];

$$\bar{t}_{\text{ПВД1}} = 281 \cdot 4,186 = 1176,78.$$

Энтальпия греющего пара, кДж/кг, (см. рисунок 4):

$$h_{от1} = 3071,993.$$

(45)

Использованный теплоперепад турбиной до отбора пара на ПВД1, кДж/кг:

$$H_{от1} = h_{01} - h_{от1}, \tag{46}$$

где  $h_{01} = 3450,955$  кДж/кг – энтальпия пара перед входом в ЦВД, (см. рисунок 4);

$$H_{от1} = 3408,063 - 3071,993 = 3336,071.$$

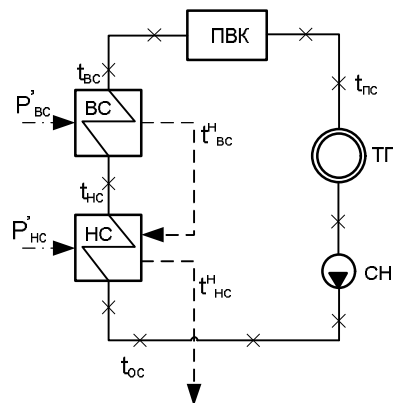
Аналогично определяем параметры по остальным элементам схемы, результаты расчетов сводим в таблицу 7.

Таблица 7 – Параметры по элементам схемы

Наименование величины	ПВД-1	ПВД-2	ПВД-3	Даварато р	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1	К	ПС-1	ПС-2
Давление отборного пара, МПа	7,078	4,423	1,919	1,264	0,688	0,332	0,133	0,023	0,0035	0,178	0,089
Энтальпия пара, кДж/кг	3071,993	3019,352	3414,52	3321,21	3198,58	3077,97	2894,88	2656,3	2497,8	2894,8	2894,8
Давление у подогревателя, МПа	6,724	4,202	1,823	0,75	0,654	0,315	0,126	0,022	0,0035	0,178	0,178
Температура насыщения гр. пара, °С	283,294	253,294	207,749	167,783	162,206	135,241	106,278	61,984	26,673	115	95
Температура воды за подогревателем, °С	251,294	251,294	205,749	167,783	158,206	131,241	102,278	57,984	26,673	110	90
Энтальпия конденсата гр. пара, кДж/кг	1253,077	1101,758	887,475	709,503	685,171	568,797	445,617	259,45	111,83	481,39	394,67
Энтальпия воды за подогревателем, °С	1176,776	1051,916	861,265	709,503	662,25	549,374	428,137	242,71	111,65	428,13	242,71
Использованный теплотерепад, кДж/кг	336,071	388,711	604,805	698,11	820,745	941,354	787,888	757,70	916,18	787,88	757,70

### 2.1.2.1 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 5



ТП - тепловой потребитель; ПВК - пиковый водогрейный котел; СН - сетевой насос; НС - нижний сетевой подогреватель; ВС - верхний сетевой подогреватель

Рисунок 5 – Схема подогрева сетевой воды

Находим расход сетевой воды, кг/с

$$G_{C.B.} = \frac{Q_{отб}^{\max}}{c \cdot \Delta t} \quad (47)$$

где  $Q_{отб}^{\max}$  – максимальная отопительная нагрузка, кВт (см. таблицу 6);

$c$  – теплоемкость воды, кДж/кг [2];

$\Delta t$  – разность температур между прямой и обратной сетевой воды, °С.

$$\Delta t = t_{пв} - t_{ос} \quad (48)$$

где  $t_{пв}$  – температура прямой сетевой воды, °С ;

$t_{ос}$  – температура обратной сетевой воды, °С .

$$\Delta t = 150 - 70 = 80$$

$$G_{C.B.} = \frac{400000}{4,186 \cdot 80} = 1194,458$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель, кг/с

$$D_{B.C.} = \frac{G_{C.B.} \cdot \Delta t_{B.C.} \cdot c_B}{(i_{отб} - \bar{t}_{B.C.}^H) \cdot \eta} \quad (47)$$



где  $\Delta t_{\text{в.с}}$  – разность температур сетевой воды до и после верхнего сетевого подогревателя,  $\Delta t_{\text{в.с}} = 20^\circ\text{C}$  ;

$c_{\text{в}}$  – теплоемкость воды,  $c_{\text{в}} = 4,186 \text{ кДж/кг}\cdot\text{K}$  [2];

$\eta$  – КПД теплообменника, принимаем его 0,98;

$i_{\text{отб}}$  – энтальпия отобранного пара, кДж/кг (см. таблицу 8)

$$D_{\text{в.с.}} = \frac{1194,458 \cdot 20 \cdot 4,186}{(2894,888 - 481,39) \cdot 0,98} = 37,554$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, кВт

$$Q_{\text{в.с.}} = G_{\text{с.в.}} \cdot \Delta t_{\text{в.с}} \cdot c_{\text{в}} \quad (50)$$

$$Q_{\text{в.с.}} = 1194,458 \cdot 20 \cdot 4,186 = 100000$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель, кг/с

$$D_{\text{н.с.}} = \frac{G_{\text{с.в.}} \cdot \Delta t_{\text{н.с.}} \cdot c_{\text{в}} - D_{\text{в.с.}} \cdot (\bar{t}_{\text{в.с.}}^{\text{н}} - \bar{t}_{\text{н.с.}}^{\text{н}}) \cdot \eta}{(i_{\text{отб}} - \bar{t}_{\text{н.с.}}^{\text{н}}) \cdot \eta} \quad (51)$$

$$D_{\text{н.с.}} = \frac{1194,458 \cdot 20 \cdot 4,186 - 37,554 \cdot (481,39 - 397,67) \cdot 0,98}{(3077,971 - 397,67) \cdot 0,98} = 36,898$$

Нагрузка нижнего сетевого подогревателя, кВт

$$Q_{\text{н.с.}} = G_{\text{с.в.}} \cdot \Delta t_{\text{н.с.}} \cdot c_{\text{в}} \quad (52)$$

$$Q_{\text{в.с.}} = 1194,458 \cdot 20 \cdot 4,186 = 100000$$

### 2.1.2.2 Определение предварительного расхода пара на турбину

Расход пара на турбину определяется по следующему выражению, кг/с:

$$D_0 = K_{\text{рег}} \cdot \left( \frac{W_{\text{э}}}{\sum H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{в.с.}} \cdot D_{\text{в.с.}} + y_{\text{н.с.}} \cdot D_{\text{н.с.}} + y_{\text{тп}} \cdot D_{\text{т.п}} \right) \quad (53)$$

где  $K_{\text{рег}}$  – коэффициент регенерации, принимаем его равным 1,314;

$W_{\text{э}}$  – мощность блока, кВт (см. исходные данные);

$H_i$  – теплоперепад, срабатываемый турбиной, кДж/кг (см. таблицу 7);

$\eta_{\text{эм}}$  – электромеханический КПД, принимаем по [4];

$y_{в.с.}$  – коэффициент недовыработки мощности отбора на верхний сетевой подогреватель, определяется по следующему выражению:

$$y_{в.с.} = \frac{i_{вс} - i_k}{H_i} \quad (54)$$

где  $i_{в.с.}$  – энтальпия пара на верхний сетевой подогреватель, кДж/кг (см. таблицу 7);

$i_k$  – энтальпия отработавшего пара в конденсаторе, кДж/кг (см. таблицу 7);

$$y_{от1} = \frac{3198,58 - 2497,861}{1521,464} = 0,416$$

где  $y_{н.с.}$  – коэффициент недовыработки мощности отбора на верхний сетевой подогреватель, определяется по следующему выражению:

$$y_{н.с.} = \frac{i_{н.с} - i_n}{H_i} \quad (55)$$

где  $i_{н.с.}$  – энтальпия пара в верхний сетевой подогреватель, кДж/кг (см. таблицу 7)

$$y_{от2} = \frac{3077,971 - 2497,861}{1521,464} = 0,381$$

где  $y_{т.п.}$  – коэффициент недовыработки мощности отбора на привод питательного насоса, определяется по следующему выражению:

$$y_{т.п.} = \frac{i_{т.п} - i_k}{H_i}, \quad (56)$$

где  $i_{тп}$  – энтальпия пара на турбопривод питательного насоса, кДж/кг (см. таблицу 7).

$$y_{т.п.} = \frac{3019,352 - 2497,861}{1521,464} = 0,343$$

$D_{т.п.}$  – расход пара на привод питательного насоса, [18] кг/с;

$$D_0 = 1,314 \cdot \left( \frac{800000}{1521,464 \cdot 0,98} + 0,461 \cdot 37,554 + 0,343 \cdot 34,16 + 0,381 \cdot 36,898 \right) = 754,49$$

### 2.1.2.3 Баланс пара и воды

Расход пара на эжектор, кг/с

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_0 \quad (57)$$

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot 754,49 = 3,772$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_0 \quad (58)$$

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot 754,49 = 7,545$$

Утечки пара и конденсата, кг/с

$$D_{\text{ут}} = \frac{1,1}{100} \cdot D_0 \quad (59)$$

$$D_{\text{ут}} = \frac{1,1}{100} \cdot 754,49 = 8,299$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с

$$D_{\text{с.н.}} = \frac{2,4}{100} \cdot D_0 \quad (60)$$

$$D_{\text{с.н.}} = \frac{2,4}{100} \cdot 754,49 = 18,108$$

Расход перегретого пара, кг/с

$$D_{\text{пе}} = D_0 + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{с.н.}} \quad (61)$$

$$D_{\text{пе}} = 754,49 + 3,772 + 7,545 + 8,299 + 18,108 = 792,214$$

Расход питательной воды, кг/с

$$G_{\text{п.в.}} = D_{\text{пе}} \quad (62)$$

Так как в моем проекте расчет котла и тепловой схемы неотрывно связаны между собой, то для дальнейшего расчета элементов тепловой схемы необходимо приступить к расчету котла, найдя все необходимые параметры.

### 2.1.3 Расчетные характеристики топлива.

По проекту, тепловая станция расположена в Бородинском районе и в качестве топлива выбран Бородинский бурый уголь, со следующими характеристиками:

Таблица 8 – Расчетные характеристики топлива

Для твердого топлива при расчете теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, берется  $\alpha = 1$ .

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих $V_{\Gamma}^{\circ}, \%$	Теплота сгорания $Q_{\Gamma}^{\circ},$ кДж/кг	Температурные характеристики золы, $^{\circ}\text{C}$		
		$W^{\circ}$	$A^{\circ}$	$S^{\circ}$	$C^{\circ}$	$H^{\circ}$	$N^{\circ}$	$O^{\circ}$			$t_1$	$t_2$	$t_3$
Бородинский	2Б	33	7,4	0,2	42,6	3	0,6	13,2	47,0	15280	1180	1210	1230

Теоретически необходимый объем воздуха  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^{\circ} + 0,375 \cdot S^{\circ}) + 0,265 \cdot H^{\circ} - 0,0333 \cdot O^{\circ}, \quad (63)$$

где  $C^{\circ}$  – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8);  
 $S^{\circ}$  – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8);  
 $H^{\circ}$  – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8);  
 $O^{\circ}$  – количество кислорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8).

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (42,6 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 13,2 = 4,149$$

Объем азота  $\text{м}^3/\text{кг}$  определяем:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^{\circ}}{100}, \quad (64)$$

где  $V_B^0$  – теоретически необходимый объем воздуха (см. формулу 63);  
 $N^{\circ}$  – количество азота на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8).

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,149 + 0,8 \cdot \frac{0,6}{100} = 3,283$$

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

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^{\circ} + 0,375 \cdot S^{\circ}}{100}, \quad (65)$$

где  $C^P$  – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8);  
 $S^P$  – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8).

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866 \cdot \frac{42,6 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,796$$

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

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_{\text{B}}^0, \quad (66)$$

где  $H^P$  – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8);  
 $W^P$  – влажность топлива на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 8);  
 $V_{\text{B}}^0$  – теоретически необходимый объем воздуха (см. формулу 63).

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot 3,0 + 0,0124 \cdot 33,0 + 0,0161 \cdot 4,149 = 0,809$$

Объем дымовых газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$  определяем:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0, \quad (67)$$

где  $V_{\text{RO}_2}$  – объем трехатомных газов, (см. формулу 65);

$V_{\text{N}_2}^0$  – объем азота, (см. формулу 70);

$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$  – объем водяных паров, (см. формулу 66).

$$V_{\Gamma}^0 = 0,796 + 3,283 + 0,809 = 4,888$$

#### 2.1.4 Действительный объем продуктов сгорания

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки, выбирается от типа сжигаемого топлива и шлакоудаления [4]

$$\alpha_{\text{T}} = 1,2 \quad (68)$$

Присосы холодного воздуха, за различными поверхностями нагрева газохода котла, выбираем из [4]

$\Delta\alpha_{\text{T}}$  – присос холодного воздуха в топочной камере.

$$\Delta\alpha_{\text{T}} = 0,08 \quad (69)$$

$\Delta\alpha_{\text{III}}$  – присос холодного воздуха в пароперегревателе.

$$\Delta\alpha_{\text{III}} = 0,03$$

(70)

$\Delta\alpha_{\text{БЭ}}$  – присос холодного воздуха в водяном экономайзере.

$$\Delta\alpha_{\text{ЭК}} = 0,02 \quad (71)$$

$\Delta\alpha_{\text{ВЗП}}$  – присос холодного воздуха в воздухоподогревателе.

$$\Delta\alpha_{\text{ВЗП}} = 0,03 \quad (72)$$

Действительные объемы продуктов сгорания при избытке воздуха в газоходах  $\alpha_i > 1$  определяют по формуле, м<sup>3</sup>/кг

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_i - 1) \cdot V_{\text{В}}^0 \quad (73)$$

где  $V_{\Gamma}^0$  – объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 67);

$\alpha_i$  – присосы воздуха в поверхностях нагрева газохода котла [4];

$V_{\text{В}}^0$  – теоретически необходимый объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 63).

Объемы водяных паров находим по формуле, м<sup>3</sup>/кг

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,016 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V_{\text{В}}^0 \quad (74)$$

где  $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$  – объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 66);

$\alpha_{\text{ср}}$  – средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева;

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{\sum \alpha_i}{2} \quad (75)$$

$V_{\text{В}}^0$  – теоретически необходимый объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 63).

Объемная доля трехатомных газов,

$$r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\Gamma} \quad (76)$$

где  $V_{\text{RO}_2}$  – объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 64);

$V_{\Gamma}$  – полный объем газов, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 68).

Объемная доля водяных паров,

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\Gamma} \quad (77)$$

где  $V_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемы водяных паров, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 74);

$V_{\Gamma}$  – полный объем газов, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 73).

Суммарная объемная доля

$$r_{\Pi} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \quad (78)$$

где  $r_{\text{RO}_2}$  – объемная доля трехатомных газов, (см. формулу 76);

$r_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемная доля водяных паров, (см. формулу 77).

Масса дымовых газов, кг/кг

$$G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^{\text{P}} + 1,306 \cdot \alpha_{\text{cp}} \cdot V_{\text{B}}^0 \quad (79)$$

где  $A^{\text{P}}$  – зольность топлива, % (см. таблицу 8);

$\alpha_{\text{cp}}$  – средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева (см. формулу 81);

$V_{\text{B}}^0$  – теоретически необходимый объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 63).

Подсчитанные объемы водяных паров, объемы газов, массы дымовых газов и концентрацию золовых частиц, заносим в таблицу 9

Таблица 9 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход								
	Топочная камера	Шпп	Пкпп-1	Кпп-1	Пкпп-2	Кпп-2	Пкпп-3	ВЭК	ВЗП, Бпвд, Бпнд.
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева	1,2	1,23	1,26	1,29	1,31	1,34	1,39	1,41	1,41
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{\text{cp}}$	1,2	1,215	1,245	1,275	1,3	1,325	1,365	1,4	1,41
Объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}$	0,822	0,824	0,826	0,828	0,83	0,832	0,835	0,836	0,836
Полный объем газов	5,731	5,858	5,984	6,111	6,195	6,321	6,532	6,616	6,616

$V_{\Gamma}$									
Объемная доля 3х атомных газов $r_{\text{RO}_2}$	0,139	0,136	0,133	0,13	0,129	0,126	0,122	0,12	0,122
Объемная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,109	0,107	0,105	0,103	0,102	0,1	0,097	0,096	0,096
Суммарная объемная доля $r_{\Pi}$	0,282	0,277	0,271	0,266	0,262	0,258	0,25	0,247	0,247
Масса дымовых газов $G_{\Gamma}$	7,429	7,51	7,673	7,835	7,971	8,106	8,323	8,512	8,567

### 2.1.5 Энтальпия продуктов сгорания

Для всех видов топлива энтальпия теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, определяется по формулам:

$$H_{\text{B}}^0 = V_{\text{B}}^0 \cdot c_{\text{B}} \cdot \vartheta \quad (80)$$

где  $V_{\text{B}}^0$  – теоретически необходимый объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 63);  
 $c_{\text{B}}$  – теплоемкость воздуха, кДж/(м<sup>3</sup>·К) [4];  
 $\vartheta$  – расчетная температура, °С [4].

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot \vartheta \quad (81)$$

где  $V_{\text{RO}_2}$  – объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 65);  
 $c_{\text{RO}_2}$  – теплоемкость трехатомных газов, кДж/(м<sup>3</sup>·К) [4];  
 $V_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемы водяных паров, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 74);  
 $c_{\text{H}_2\text{O}}$  – теплоемкость водяных паров, кДж/(м<sup>3</sup>·К) [4];  
 $V_{\text{N}_2}^0$  – объем азота, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 4.41);  
 $c_{\text{N}_2}$  – теплоемкость азота, кДж/(м<sup>3</sup>·К) [4];  
 $\vartheta$  – расчетная температура, °С [4].

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

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{B}}^0 + H_{\text{эл}} \quad (82)$$

где  $H_{\Gamma}^0$  – энтальпия теоретического объема продуктов сгорания, кДж/кг (см. формулу 81);  
 $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;



$H_B^0$  – энтальпия теоретического объема воздуха, кДж/кг (см. формулу 80);  
 Подсчитанные значения энтальпий заносим в таблицу 10.

Таблица 10 – Энтальпии продуктов сгорания

t, °C	H <sub>Г</sub> <sup>0</sup>	H <sub>В</sub> <sup>0</sup>	H <sub>Г</sub> = H <sub>Г</sub> <sup>0</sup> +(α-1) H <sub>В</sub> <sup>0</sup>								α <sub>взж,взп,Бп вд,Бпнд</sub>
			α <sub>Г</sub>	α <sub>ш</sub>	α <sub>лпкп1</sub>	α <sub>кшп1</sub>	α <sub>лпкп2</sub>	α <sub>кшп2</sub>	α <sub>лпкп3</sub>		
100	673,743	547,618	783,266	799,695	816,124	832,552	843,504	859,933	877,314	898,226	
200	1366,125	1099,800	1586,085	1619,079	1652,073	1685,067	1707,063	1740,57	1795,047	1817,043	
300	2077,912	1659,035	2409,719	2459,490	2509,261	2559,032	2592,213	2641,984	2724,935	2758,116	
400	2851,815	2249,722	3301,759	3369,251	3436,742	3504,234	3549,228	3616,720	3789,206	3774,201	
500	3616,636	344,535	4184,793	4270,016	4355,240	4440,463	4497,279	4582,502	4724,541	3774,201	
600	4402,049	4062,196	5091,156	5194,522	5297,888	5401,254	5470,165	5573,531	5745,808	4781,359	
700	5207,888	4688,31	6020,327	6142,13	6264,059	6385,925	6467,169	6589,034	6792,144	5814,718	
800	6031,609	5324,771	6969,273	7109,922	7250,572	7391,222	7484,988	7625,637	7860,053	6873,388	
900	6870,188	5968,278	7935,142	8094,885	8251,682	8414,371	8520,867	8680,610	8946,848	7953,820	
1000	7723,070	6660,953	8916,725	9095,774	9274,822	9453,870	9573,236	9752,284	10050,69	9053,344	
1100	8586,335	7280,934	9921,526	10121,35	10321,18	10521,01	10654,23	10854,06	11187,10	10170,64	
1200	9466,756	748,630	10922,94	11141,37	11359,79	11578,22	11723,84	11942,27	12306,32	11320,32	
1300	10356,42	7948,630	11946,15	12184,61	12423,07	12661,53	12820,50	13058,96	13456,39	12451,93	
1400	11252,26	8621,058	12976,48	13235,11	13493,74	13752,37	13924,79	14183,28	14614,41	13615,36	
1500	12157,43	9296,569	14016,75	14295,65	14574,55	14853,45	15039,38	15370,28	15783,11	14786,90	
1600	13070,05	9977,447	15065,54	15364,86	15664,18	15963,51	16163,06	16462,35	16961,25	15969,04	
1700	13991,57	10660,28	16123,63	16443,44	16763,25	17083,0	17296,26	17616,07	18149,09	17160,80	
1800	14915,32	11344,12	17184,15	17524,47	17864,8	18205,14	18432,07	18772,33	19339,53	18362,29	
1900	15845,04	12036,63	18252,37	18613,47	18974,57	19335,61	19576,40	19937,50	20539,33	19566,1	
2000	16779,72	12729,89	19325,70	19707,6	20089,49	20471,39	20725,99	21107,8	21744,38	20780,06	
2100	17721,44	13428,21	20407,09	20809,94	21212,79	21615,4	21884,20	22287,05	22958,45	21998,98	
2200	18662,03	14125,20	21487,07	21910,83	22334,58	22758,34	23040,84	23464,60	24170,86	23227,03	
2300	19609,77	14826,42	22575,06	23019,85	23464,64	23909,44	24205,96	24650,76	25392,08	25688,61	

Коэффициент полезного действия, проектируемого котла, определяется методом обратного баланса.

$$\eta_{\kappa}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (83)$$

где  $q_2$  – потеря теплоты с уходящими газами, %;

$q_3$  – потеря теплоты с химическим недожогом, %;

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом, %;

$q_5$  – потеря теплоты в окружающую среду, %;

$q_6$  – потеря теплоты с физическим теплом шлака, %.

Найдем все тепловые потери, для принятого типа парового котла и сжигаемого топлива.

Потеря теплоты с уходящими газами,  $q_2$ :

$$q_2 = \frac{(H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} \cdot H_{\text{xb}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \quad (84)$$

где  $H_{\text{yx}}$  – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется прямой интерполяцией по температуре уходящих газов  $t_{\text{yx.r}} = 100^\circ\text{C}$  по таблице 10

$$H_{\text{yx}} = 898,266$$

$\alpha_{\text{yx}}$  – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем,  $\alpha_{\text{yx}} = 1,44$ ;

$H_{\text{xb}}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется прямой интерполяцией по температуре холодного воздуха  $t_{\text{x.b.}} = 10^\circ\text{C}$  по таблице 10;

$$H_{\text{xb}}^0 = \frac{547,618}{100} \cdot 10 = 54,762 \quad (85)$$

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом, % выбирается по [4];

$$q_4 = 1,4 \quad (86)$$

$Q_{\text{H}}^{\text{p}}$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 8).

$$q_2 = \frac{(898,266 - 1,44 \cdot 54,762) \cdot (100 - 1,4)}{15280} = 5,288$$

Потеря теплоты от химического недожога принимается равной нулю:

$$q_3 = 0 \quad (87)$$

Потеря теплоты в окружающую среду, %, при номинальной расчетной нагрузке можно определить по следующей зависимости:

$$q_5 = \frac{(60/D_{\text{ном}})^{0,5}}{\lg D_{\text{ном}}} \quad (88)$$

где  $D_{\text{ном}}$  – номинальная паропроизводительность котла, (см. формулу 53) кг/с

$$q_5 = \frac{(60/736,1)^{0,5}}{\lg 736,1} = 0,1$$

Коэффициент сохранения тепла:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} \quad (89)$$

где  $q_5$  – потеря теплоты в окружающую среду, %.

$$\phi = 1 - \frac{0,1}{100} = 0,999$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака

$$q_6 = 0,06 \quad (90)$$

Подставляем все найденные потери в формулу 83 и найдем коэффициент полезного действия котельного агрегата, %

$$\eta_{\text{к}}^{\text{бр}} = 100 - (5,88 + 1,4 + 0,1 + 0,06) = 93,153$$

### 2.1.6 Расход топлива на котел

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

$$B = \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}} \cdot (h'_{\text{пр}} - \bar{t}_{\text{пв}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{бр}}} \quad \text{где} \quad D_{\text{пе}} - \text{заданная} \quad (91)$$

паропроизводительность котла, (см. формулу 53), кг/с;

$h_{пе}$  – энтальпия перегретого пара, при абсолютном давлении пара и температуре острого пара, кДж/кг (см. рисунок 3):

$\bar{t}_{п.в.}$  – энтальпия питательной воды на входе в котел, задаемся ее значением с дальнейшим уточнением, кДж/кг

$D_{пр}$  – расход пара на промперегрев, задаемся значением с дальнейшим пересчетом, кг/с

$h_{пе}$  – энтальпия пара после промперегрева на входе в ЦВД, кДж/кг (см. рисунок 3):

$Q_n^p$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 8);

$\eta_k^{6p}$  – коэффициент полезного действия котлоагрегата, % (см. формулу 83)

$$B = \frac{832,022 \cdot (3408,063 - 969,073) + 693,931 \cdot (3630,614 - 3019,352)}{15280 \cdot 0,91} = 172,37$$

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, кг/с

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (92)$$

$$B_p = 172,37 \cdot \left(1 - \frac{1,4}{100}\right) = 169,956$$

Найденный расход топлива позволяет приступить к дальнейшему расчету котельного агрегата, а так же выбрать вспомогательное оборудование для топливоподачи и топливоприготовления

## 2.2 Комплексный расчет тепловой схемы и котельного агрегата

В данном дипломном проекте тепловая схема и котельный агрегат совмещены так, что расчет по отдельности невозможен. По этой причине весь расчет был произведен в Mathcad15.

### 2.2.1 Расчет котельного агрегата

Расчет котельного агрегата и всех поверхностей нагрева будет рассчитан конструкторской методикой, т.е. нахождения всех геометрических размеров.

Расчет теплообмена в топке ведется поверочным методом, при котором должны быть известны все конструктивные данные топочной камеры. Целью расчета является нахождение температуры газов на выходе из топки. При нахождении всех размеров, учитываем, что котел работает в схеме блока повышенной эффективности, башенной компоновки, с кольцевой топкой, и задавшись габаритными размерами котельной ячейки, принимаем высоту топочной камеры по условию шлакования ширмовых поверхностей нагрева, с последующим уточнением.

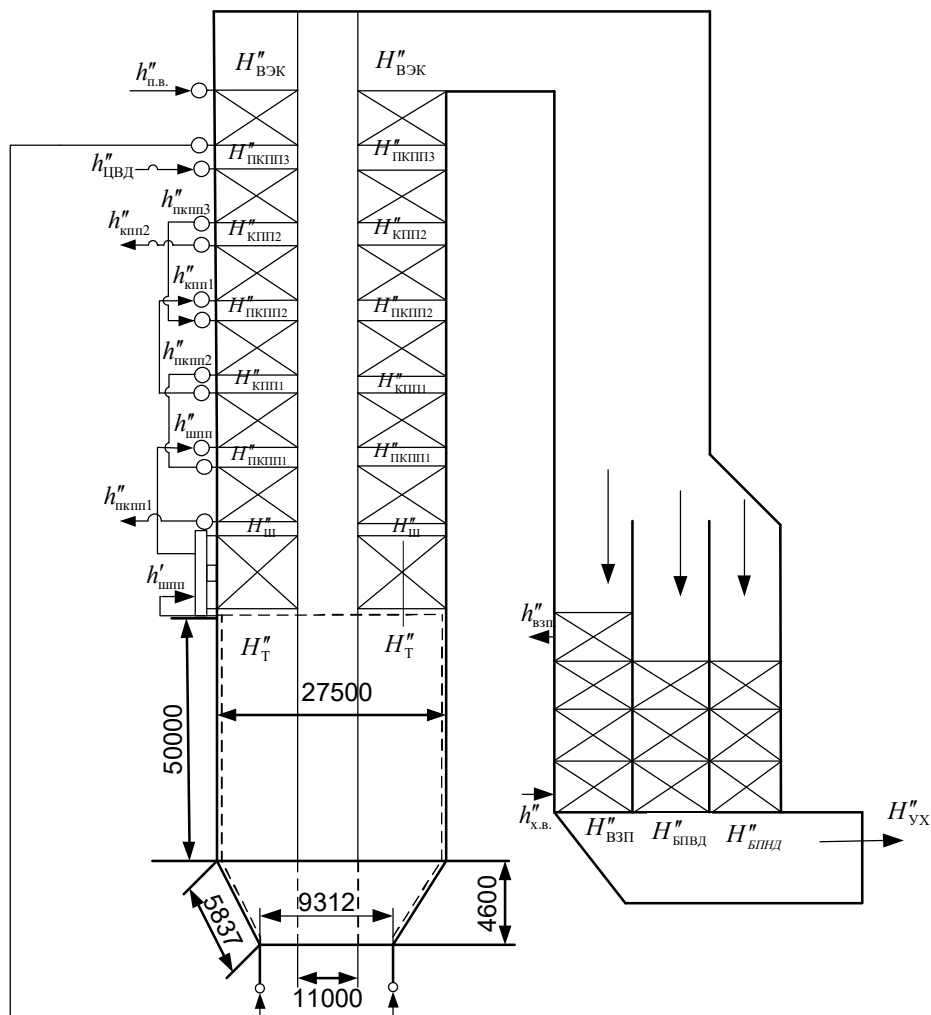


Рисунок 6 – Эскиз топочной камеры

Находим основные конструктивные размеры топочной камеры.

Полная площадь поверхности стен топки  $F_{\text{ст}}, \text{м}^2$ ,

$$F_{\text{ст}} = 6200, \quad (93)$$

Эскиз топочной камеры представлен на рисунке 5

Объем топочной камеры,  $\text{м}^3$ , определяется по формуле:

$$V_{\text{T}} = 24928 \quad (94)$$

Значение объема топочной камеры определяет величину расчетного теплонапряжения топочного объема,  $\text{кВт}/\text{м}^3$ :

$$q_{\text{v}} = \frac{B_{\text{p}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}}}{V_{\text{T}}} \quad (95)$$

$$q_{\text{v}} = \frac{169,959 \cdot 15280}{24928} = 104,177$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки, м:

$$s_{\text{T}} = 3,6 \cdot \frac{V_{\text{T}}}{F_{\text{ст}}} \quad (96)$$

$$s_{\text{T}} = 3,6 \cdot \frac{24928}{6200} = 14,474.$$

Выбираем ориентировочно температуру газов на выходе из топки,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$\vartheta_{\text{T}}'' = 1095 \quad (97)$$

Полезное тепловыделение в топочной камере  $Q_{\text{T}}$ ,  $\text{кДж}/\text{кг}$  складывается из располагаемой теплоты топлива  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ , а так же теплоты горячего воздуха  $Q_{\text{в}}$ , поступающего в топку.

$$Q_{\text{T}} = Q_{\text{н}}^{\text{p}} \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}} \quad (98)$$

где  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  – теплота сгорания топлива,  $\text{кДж}/\text{кг}$  (см. таблицу 8);

$q_3$  – потеря теплоты с химическим недожогом, % (см. формулу 87);

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом, % (см. формулу 86);  
 $q_6$  – потеря теплоты с физическим теплом шлака, % (см. формулу 90);  
 $Q_B$  – а так же теплоты горячего воздуха, поступающего в топку кДж/кг.

$$Q_B = \beta_{ГВ} \cdot H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) \cdot H_{хв}^0 \quad (99)$$

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

$$\beta_{ГВ} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} \quad (100)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки, [4];

$\Delta\alpha_T$  – величина присоса воздуха в топке, [4];

$\Delta\alpha_{пл}$  – величина присоса воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разрежением, [4].

$$\beta_{ГВ} = 1,2 - 0,08 - 0,03 = 1,09$$

$H_{ГВ}^0, H_{хв}^0$  – энтальпии горячего и холодного воздуха, определяются интерполяцией по таблице 10

$$H_{хв}^0 = 54,762$$

$$H_{ГВ}^0 = \frac{1659,035 - 547,618}{100} \cdot 50 + 547,618 = 1103,326$$

$$Q_B = 1,09 \cdot 1103,326 + (0,08 + 0,03) \cdot 54,762 = 1209$$

$$Q_T = 18436 \cdot \frac{100 - 0 - 1,4 - 0,06}{100 - 1,4} + 1209 = 16479$$

Найдем теоретическую температуру продуктов сгорания в топке, посредством обратной интерполяции в зоне высоких температур газов по таблице 10, принимая энтальпию  $H_a = Q_T$ .

$$g_a = \left[ 1 - \left( \frac{16479 - 11946,154}{12976,48 - 11946,154} \right) \right] \cdot 1300 + \left( \frac{16479 - 11946,154}{12976,48 - 11946,154} \right) \cdot 1400 = 1200 \quad (101)$$

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

$$Bu = k \cdot p \cdot s_T$$

(102)

где  $k$  – коэффициент поглощения топочной среды,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;

$$k = k_r \cdot r_{\Pi} + k_k \quad (103)$$

где  $k_r$  – коэффициент поглощения лучей фазой продуктов сгорания;

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T''_T}{1000} \right) \quad (104)$$

где  $r_{\Pi}$  – объемная доля трехатомных газов, значения берутся из таблицы 9 для топочной камеры.

$r_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемная доля водяных паров, (см. формулу 77);

$s_T$  – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м, (см. формулу 101);

$T''_T$  – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$$T''_T = \vartheta''_T + 273 \quad (105)$$

$$T''_T = 1095 + 273 = 1368$$

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,143}{\sqrt{0,282 \cdot 14,474}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1368}{1000} \right) = 1,972$$

$k_k$  – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, для бурых углей принимается  $k_k = 0,5$ .

$$k = 1,972 \cdot 0,282 + 0,5 = 1,057$$

$p$  – давление в топочной камере, МПа принимается  $p = 0,1$ ;

$$Bu = 1,057 \cdot 0,1 \cdot 14,474 = 1,53$$

$$a_T = 1 - e^{-Bu} \quad (106)$$

$$a_T = 1 - e^{-1,53} = 0,783$$

По найденному значению  $Bu$  найдем эффективное значение критерия Бугера  $B\tilde{u}$ :

$$B\tilde{u} = 1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (107)$$



$$B\tilde{y} = 1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4 \cdot 1,53^2 + 1,53 + 2}{1,4 \cdot 1,53^2 - 1,53 + 2} \right) = 0,955$$

Учет положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра  $M$ , который принимается равным 0,4.

Коэффициент тепловой эффективности экрана  $\psi$  :

$$\psi = \xi \cdot x \quad (108)$$

где  $\xi$  – условный коэффициент загрязнения поверхности нагрева, характеризует воспринятую долю лучистого тепла рабочей среды по сравнению с тепловым потоком, падающим на экранную поверхность. С увеличением загрязненности экранных труб, величина коэффициента  $\xi$  уменьшается. Выбираем коэффициент из [19]  $\xi = 0,47$ ;

Для выходного окна, определяется как:

$$\xi_{\text{вых}} = \xi \cdot \beta \quad (109)$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и поверхностью нагрева:

$$\beta = \frac{A}{g_T''} \quad (110)$$

где  $A$  – температурный коэффициент, для твердых топлив –  $A = 1100^\circ\text{C}$ ;  
 $g_T''$  – ориентировочная температура газов на выходе из топки,  $^\circ\text{C}$ .

$$\beta = \frac{1100}{1095} = 1,005$$

$$\xi_{\text{вых}} = 0,47 \cdot 1,005 = 0,472$$

$x$  – угловой коэффициент экрана, определяется :

$$x = 1 - 0,2 \cdot \left( \frac{s}{d} - 1 \right) \quad (111)$$

где  $s$  – шаг между экранными трубами, мм ;

$d$  – диаметр экранных труб, мм .

$$x = 1 - 0,2 \cdot (1,1 - 1) = 0,98$$

Определим среднее значение коэффициента тепловой эффективности:

$$\psi_{\text{cp}} = 0,45 \cdot 0,98 = 0,441 \quad (112)$$

Уточняем температуру газов на выходе из топочной камеры:

$$g_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B\tilde{u}^{0,3} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{\text{cp}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273 \quad (113)$$

где  $T_a$  – адиабатическая температура в ядре факела, К

$$T_a = g_a + 273$$

где  $g_a$  – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С (см. формулу 112).

$$T_a = 1200 + 273 = 1473$$

$(Vc)_{\text{cp}}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива:

$$(Vc)_{\text{cp}} = \frac{Q_T - H_T''}{g_a - g_T''} \quad (114)$$

$H_T''$  – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки, кДж/кг, определяемая по принятой температуре  $g_T''$  и избытку воздуха на выходе из топки  $\alpha_T$  по таблице 10.

$$(Vc)_{\text{cp}} = \frac{16479 - 8916,725}{1200 - 1095} = 72,025$$

$$g_T'' = \frac{1473}{1 + 0,4 \cdot 0,942^{0,3} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,441 \cdot 6200 \cdot 1473^3}{0,999 \cdot 169,956 \cdot 72,025} \right]^{0,6}} - 273 = 1120$$

По найденной температуре газов, на выходе из топки, определяем энтальпию газов  $H_T''$  по таблице 10

$$H_T'' = 11444,780 \quad (115)$$

Найдем общее количество теплоты,  $Q_{\text{л}}$  переданное излучением от газов к поверхностям топки, кДж/кг:

$$Q_{\text{л}} = \varphi \cdot (Q_T - H_T'') \quad (116)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла, [19];

$$Q_{\text{л}} = 0,999 \cdot (6479,351 - 11444,780) = 5029,558$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки, кВт/м<sup>2</sup>:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{л}}}{F_{\text{ст}} \cdot \chi} \quad (117)$$

где  $\chi$  – степень экранизации стен топки,  $\chi = 0,98$

$$q_{\text{л}} = \frac{169,956 \cdot 5029,558}{6200 \cdot 0,985} = 139,971$$

После нахождения необходимой энтальпии газов на выходе из топочной камеры, были найдены все основные величины.

Таблица 11 - Конструктивные размеры поверхностей нагрева

Поверхность нагрева	Площадь, м <sup>2</sup>	Высота, м <sup>2</sup>
ШПП	7188	1,589
ПКПП-1	4946	1,589
КПП-1	7457	2,405
ПКПП-2	10230	1,589
КПП-2	65420	2,110
ПКПП-3	10230	0,768
ВЭК	49660	6,278
ТВП	47940	37
БПВД, БПНД	23360	30,219

По найденным конструктивным размерам поверхностей нагрева был выполнен габаритный чертёж котельного агрегата, представленный на листе 5 графической части.

### 2.2.2 Расчет тепловой схемы

Расчет тепловой схемы заключается в нахождении расходов пара на регенерацию, а так же уточнение коэффициента регенерации, принятого нами в начале расчета.

Запишем все балансовые уравнения по тепловой схеме и с помощью программы Mathcad найдем неизвестные расходы. Все обозначения по схеме указаны на рисунке 2, а необходимые значения энтальпий в таблице 7

$$\begin{cases} D_1 \cdot (i_1 - i'_1) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{пв1} - \bar{t}_{сп1}), \\ D_1 \cdot (i'_1 - i'_{к1}) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{сп1} - \bar{t}_{од1}), \\ D_1 \cdot (i'_{к-1} - i'_{к-}) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{од1} - \bar{t}_{нв1}); \end{cases} \quad (118)$$

Уравнения теплового баланса для ПВД-1:

где  $D_1$  - расход пара на ПВД-9, кг/с;

$i_1$  - кДж/кг - энтальпия пара 2 отбора;

$i'_1 = f(t_s(P_1) + 4^\circ\text{C})$  кДж/кг - энтальпия греющего пара на выходе из зоны

ОП ПВД-1;

$\eta_T = 0.98$  - КПД теплообменника;

$G_{пв}$  - кг/с - расход питательной воды;

$\bar{t}_{пв1}$  - энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-1, кДж/кг;

$\bar{t}_{сп1}$  - кДж/кг - энтальпия питательной воды на выходе из зоны

СП ПВД-1;

$i'_{к-1}$  - кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара ;

$\bar{t}_{од1}$  - энтальпия питательной воды на выходе из зоны ОД ПВД-1,

кДж/кг;

$\bar{t}_{он2}$  - энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-2, кДж/кг.

Уравнения теплового баланса для ПВД-2:

$$\begin{cases} D_2 \cdot (i_2 - i'_2) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{нв2} - \bar{t}_{сп2}), \\ D_2 \cdot (i'_2 - i_{к2}) \cdot \eta_T + D_2 \cdot ((i_{нв2} - i'_{к2}) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{сп2} - \bar{t}_{од2}), \\ (D_2 + D_1) \cdot (i_{к2} - (i_{нв3} - i'_{к2})) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{од2} - \bar{t}_{пв3}); \end{cases} \quad (119)$$

где  $D_2$  - расход пара на ПВД-2, кг/с;

$i_2$  - кДж/кг - энтальпия пара 3о отбора ;

$i'_2 = f(t_s(P_2) + 4^\circ\text{C})$  - кДж/кг - энтальпия греющего пара на выходе из

зоны ОП ПВД-8;

$\bar{t}_{сп2}$  - кДж/кг - энтальпия питательной воды на выходе из зоны

СП ПВД-2;

$i_{к-2}$  - кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара (таблица 2.4);

$\bar{t}_{од2}$  - энтальпия питательной воды на выходе из зоны ОД ПВД-2,

кДж/кг;

$\bar{t}_{пв2}$  - энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-2, кДж/кг.

Уравнения теплового баланса для ПВД-3:

$$\begin{cases} D_3 \cdot (i_3 - i'_3) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{пв3} - \bar{t}_{сп3}), \\ D_3 \cdot (i'_3 - i_{к-3}) \cdot \eta_T + (D_2 + D_1) \cdot ((i_{нв3} - i_{к-3}) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{сп3} - \bar{t}_{од3}), \\ (D_3 + D_2 + D_1) \cdot (i_{к-3} - i'_{к-3}) \cdot \eta_T = G_{пв} \cdot (\bar{t}_{од3} - \bar{t}_{пвд}); \end{cases} \quad (120)$$

где  $D_3$  - расход пара на ПВД-7, кг/с;

$i_3$  - кДж/кг - энтальпия пара седьмого отбора

$i'_3 = f(t_s(P_3) + 4^\circ\text{C})$  кДж/кг - энтальпия греющего пара на выходе из

зоны ОП ПВД-7;

$\bar{t}_{сп3}$  - кДж/кг - энтальпия питательной воды на выходе из зоны

СП ПВД-3;

$i_{к-3}$  - кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара ;

$\bar{t}_{од3}$  - энтальпия питательной воды на выходе из зоны ОД ПВД-3,

кДж/кг;

$\bar{t}_{пвд}$  - энтальпия питательной воды на выходе из деаэратора, кДж/кг.

Подставим известные значения в уравнения и решаем систему из девяти уравнений:

$$\begin{aligned}
D_3 &= 21,852 \text{ кг/с;} \\
\bar{t}_{\text{пв}3} &= 1099,51 \text{ кДж/кг;} \\
\bar{t}_{\text{од}3} &= 849,72 \text{ кДж/кг;} \\
D_2 &= 79,81 \text{ кг/с;} \\
\bar{t}_{\text{пв}2} &= 1135,4 \text{ кДж/кг;} \\
\bar{t}_{\text{од}2} &= 1101,12 \text{ кДж/кг;} \\
D_1 &= 58,28 \text{ кг/с;} \\
\bar{t}_{\text{пв}1} &= 1155,7; \\
\bar{t}_{\text{од}1} &= 1135,9.
\end{aligned}$$

### Расчет деаэратора

Составим уравнения материального и теплового балансов для деаэратора:

$$\begin{cases} D_{\partial} + D_3 + D_2 + D_1 + G_{\text{см}-2} = G_{\text{пв}}, \\ D_{\partial} \cdot i_{\partial} + (D_3 + D_2 + D_1) \cdot \bar{t}'_{\kappa-3} + G_{\text{см}-2} \cdot \bar{t}_{\text{пвдд}} = G_{\text{пв}} \cdot \bar{t}_{\text{пвд}}; \end{cases} \quad (121)$$

где  $D_{\partial}$  - расход пара в деаэратор из 6 отбора, кг/с;  
 $G_{\text{см}-2}$  - расход конденсата после группы ПНД, кг/с;  
 $\bar{t}_{\text{пвдд}}$  - энтальпия питательной воды после группы ПНД, кДж/кг.

### Расчет подогревателей низкого давления

Уравнения теплового баланса для ПНД-4:

$$\begin{cases} D_4 \cdot (i_4 - i'_{\kappa 4}) \cdot \eta_{\text{т}} = (G_{\text{см}-1} + D_4 + D_4) \cdot (\bar{t}_{\text{пв}4} - \bar{t}_{\text{сп}4}), \\ D_4 \cdot (i'_{\kappa 4} - i_{\kappa 4}) \cdot \eta_{\text{т}} = (G_{\text{см}-1} + D_4 + D_5) \cdot (\bar{t}_{\text{сп}4} - \bar{t}_{\text{од}4}), \\ D_4 \cdot (i_{\kappa 4} - (i_{\text{см}2} - i'_{\kappa 4})) \cdot \eta_{\text{т}} = (G_{\text{см}-1} + D_4 + D_5) \cdot (\bar{t}_{\text{од}4} - i_{\text{см}2}); \end{cases} \quad (122)$$

где  $D_4$  - расход пара на ПНД-4, кг/с;  
 $i_4$  - кДж/кг - энтальпия пара пятого отбора (таблица 2.4);  
 $i'_{\kappa 4} = f(t_s(P_4) + 4^{\circ}\text{C})$  - кДж/кг - энтальпия греющего пара на выходе из зоны ОП ПНД-4 [12];  
 $\eta_{\text{т}} = 0,98$  - КПД теплообменника;

$D_4$  - расход четвертого отбора, кг/с;

$G_{cm-1}$  - расход основного конденсата после точки смешения 1, кг/с;

$\bar{t}_{оп4}$  - энтальпия конденсата на выходе из ПНД-4, кДж/кг;

$\bar{t}_{сп4}$  - кДж/кг - энтальпия конденсата выходе из зоны СП ПНД-4;

$i_{к4}$  - кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара ;

$\bar{t}_{од4}$  - энтальпия конденсата на выходе из зоны ОД ПНД-4, кДж/кг;

Уравнение теплового баланса для ПНД-3:

$$D_5 \cdot (i_5 - i_{к5}) \cdot \eta_T + D_5 \cdot ((i_{cm2} - i_{к5}) \cdot \eta_T = G_{cm-1} \cdot (\bar{t}_{пв5} - \bar{t}_{пв5})); \quad (123)$$

где  $i_5$  - кДж/кг - энтальпия четвертого отбора ;

$\bar{t}_{пв5}$  - энтальпия конденсата на выходе из ПНД-3, кДж/кг;

$\bar{t}_{пв5}$  - энтальпия конденсата на выходе из ПНД-3, кДж/кг;

$i_{к5}$  - кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара ;

Уравнения теплового баланса для ПНД-2:

$$\begin{cases} D_6 \cdot (i_6 - i_{к6}) \cdot \eta_T = G_{cm-1} \cdot (\bar{t}_{пв6} - \bar{t}_{од6}), \\ D_6 \cdot (i_{к6} - (i_{cm1} + i_{к6}) \cdot \eta_T = G_{cm-1} \cdot (\bar{t}_{од6} - \bar{t}_{cm1}); \end{cases} \quad (124)$$

где  $i_6$  - кДж/кг - энтальпия пара третьего отбора ;

$i_{к6} = f(t_s(P_5))$  - кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара.

Уравнение теплового баланса для ПНД-2:

$$D_6 \cdot (i_6 - i_{к6}) \cdot \eta_T + D_6 \cdot ((i_{cm1} - i_{к6}) \cdot \eta_T = G_K \cdot (\bar{t}_{пв5} - \bar{t}_{пв6})); \quad (125)$$

где  $D_6$  - расход пара на ПНД-2, кг/с;

$i_6$  - кДж/кг - энтальпия пара второго отбора (таблица 2.4);

$i_{к6}$  - кДж/кг - энтальпия конденсата пара второго отбора (таблица 2.4);

$G_K$  - расход конденсата на выходе из конденсатора, кг/с;

$\bar{t}_{пв6}$  - энтальпия конденсата на выходе из ПНД-2, кДж/кг;

$\bar{t}_{пв7}$  - энтальпия конденсата на выходе из ПНД-1, кДж/кг.

Уравнения теплового баланса для ПНД-1:

$$\begin{cases} D_7 \cdot (i_7 - i_{k7}) \cdot \eta_T = G_K \cdot (\bar{t}_{пв7} - \bar{t}_{од7}), \\ D_7 \cdot (i_{k7} - (i_{пв0} - i_{k7})) \cdot \eta_T = G_K \cdot (\bar{t}_{од7} - \bar{t}_{пв0}); \end{cases} \quad (126)$$

где  $i_7$  – кДж/кг - энтальпия пара первого отбора

$i_{k7} = f(t_s(P_8))$  кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара.

Уравнения теплового баланса для точки смешения 2:

$$\begin{cases} G_{см-1} + D_4 + D_5 = G_{см-2}, \\ G_{см-1} \cdot i_{пв4} + (D_4 + D_5) \cdot i_{к5} = G_{см-2} \cdot i_{см2}; \end{cases} \quad (127)$$

Уравнения теплового баланса для точки смешения 1

$$\begin{cases} G_K + D_2 + D_3 = G_{см-1}, \\ G_K \cdot i_{пв2} + (D_2 + D_3) \cdot i_{к2} = G_{см-1} \cdot i_{см1}; \end{cases} \quad (128)$$

$$D_0 = 1,238 \text{ кг/с};$$

$$G_{см2} = 416,011 \text{ кг/с};$$

$$D_1 = 58,28 \text{ кг/с};$$

$$D_2 = 79,81 \text{ кг/с};$$

$$D_3 = 21,852 \text{ кг/с};$$

$$D_4 = 6,7 \text{ кг/с};$$

$$D_5 = 30,2 \text{ кг/с};$$

$$\bar{t}_{од1} = 115,2 \text{ кДж/кг};$$

$$\bar{t}_{од3} = 411,2 \text{ кДж/кг};$$

$$\bar{t}_{од5} = 559,4 \text{ кДж/кг};$$

$$\bar{t}_{пв5} = 691,3 \text{ кДж/кг};$$

$$G_{ок} = 670,842 \text{ кг/с};$$

$$D_5 = 24,033 \text{ кг/с};$$

$$D_6 = 33,24 \text{ кг/с};$$

$$D_7 = 17,415 \text{ кг/с};$$

Данные уравнения были решены с помощью программы Mathcad. Результаты расчета представлены ниже в табличной форме.



Таблица 12 – Результаты расчета

Наименование величины	Обозначение	Значение
энтальпия пара на входе в ширмы	$h'_{шпп}$	2239
энтальпия газов после ширмового пароперегревателя	$H''_{ш}$	9043
энтальпия пара на выходе из ширмового пароперегревателя	$h''_{шпп}$	2543
энтальпия газов после конвективного промпароперегревателя 1ой ступени	$H''_{пкпп1}$	3688
энтальпия пара на выходе из конвективного промпароперегревателя 1ой ступени,	$h''_{пкпп1}$	3636
энтальпия газов после конвективного пароперегревателя 1ой ступени	$H''_{кпп1}$	6792
энтальпия пара на выходе из конвективного пароперегревателя 1ой ступени,	$h''_{кпп1}$	2765
энтальпия газов после конвективного промпароперегревателя 2ой ступени	$H''_{пкпп2}$	5614
энтальпия пара на выходе из конвективного промпароперегревателя 2ой ступени,	$h''_{пкпп2}$	3490
энтальпия газов после конвективного пароперегревателя 2ой ступени	$H''_{кпп2}$	4467
энтальпия пара на выходе из конвективного пароперегревателя 2ой ступени,	$h''_{кпп2}$	3263
энтальпия газов после конвективного промпароперегревателя 3ей ступени	$H''_{пкпп3}$	3355
энтальпия пара на выходе из конвективного промпароперегревателя 2ой ступени,	$h''_{пкпп3}$	3223
энтальпия газов после водяного экономайзера	$H''_{вэк}$	2568
энтальпия питательной воды после водяного экономайзера	$h''_{вэк}$	1889
энтальпия газов после байпасса ПВД	$H''_{Бпвд}$	1410
энтальпия части питательной воды байпасированной помимо ПВД	$h''_{Бпвд}$	1146
расход питательной воды помимо ПВД в байпасс	$D_{Бпвд}$	416,011
энтальпия части питательной воды байпасированной помимо ПНД	$h''_{Бпвд}$	1146
энтальпия газов после байпасса ПНД	$H''_{Бпнд}$	1410
расход питательной воды помимо ПНД в байпасс	$D_{Бпнд}$	416,011
энтальпия газов после воздухоподогревателя	$H''_{взп}$	1246
энтальпия воздуха после воздухоподогревателя	$h''_{взп}$	236,367
расход пара на ПВД-1	$D_1$	58,28
расход пара на ПВД-2	$D_2$	79,81
расход пара на ПВД-3	$D_3$	21,852
расход пара на деаэратор	$D_д$	1,238

Окончание таблицы 12

расход пара на ПНД-4	$D_4$	22,83
----------------------	-------	-------

расход пара на ПНД-3	$D_5$	24,033
расход пара на ПНД-2	$D_6$	33,036
расход пара на ПНД-1	$D_7$	17,415
расход основного конденсата до точки смешения	$G'_{ок}$	462,082
расход основного конденсата после точки смешения	$G_{ок}$	670,842

Проверку правильности решения тепловой схемы смотрим по расходу пара в конденсатор, найденному по двум разными формулам

$$D_k = G'_{ок} - (D_{упл} + D_{эж} + G_{хов} + D_5 + D_6 + D_7 + D_{т.п.}) \quad (129)$$

где  $G_{хов}$  – восполнение потерь и утечек химически чистой водой, кг/с

$$G_{хов} = D_{с.н.} + D_{ут} \quad (130)$$

$$G_{хов} = 7,523 + 16,413 = 23,936$$

$$D_k = 462,082 - (3,419 + 6,838 + 23,936 + 34,16 + 24,032 + 17,414 + 33,036) = 319,243$$

$$D_k = D_{пе} - (D_1 + D_2 + D_3 + D_5 + D_6 + D_7 + D_{с.в.} + D_{с.н.} + D_d + D_{т.п.}) \quad (131)$$

$$D_k = 683,893 - \left( 14,414 + 33,036 + 24,032 + 22,642 + 29,597 + \right. \\ \left. + 34,16 + 70,357 + 52,832 + 40,52 + 40,055 \right) = 319,243$$

Проверка по мощности:

$$W = \left( \sum D_i^{отб} \cdot H_i^{отб} \right) \cdot \eta_{эм} \quad (132)$$

$$800000 = (52,832 \cdot 350,677 + (70,357 + 34,16) \cdot 403,086 + 29,597 \cdot 620,959 + 22,642 \cdot 725,413 \\ + (24,032 + 40,52) \cdot 1097,63 + (33,036 + 4,055) \cdot 1236,823 + 17,414 \cdot 1471,664 + 319,242 \cdot 1671,588) \cdot 0,98$$

$$800000 = 799670$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% \quad (133)$$

$$\delta = \left| \frac{800000 - 799670}{800000} \right| \cdot 100 = 0,0412$$

что является допустимым.

В результате решения теплового расчета котла, а так же тепловой схемы в целом, погрешность расчета показала, что коэффициент регенерации был выбран верным и расчет на этом может быть закончен.

## 2.3 Аэродинамический расчет котла, выбор дымососа и дутьевого вентилятора

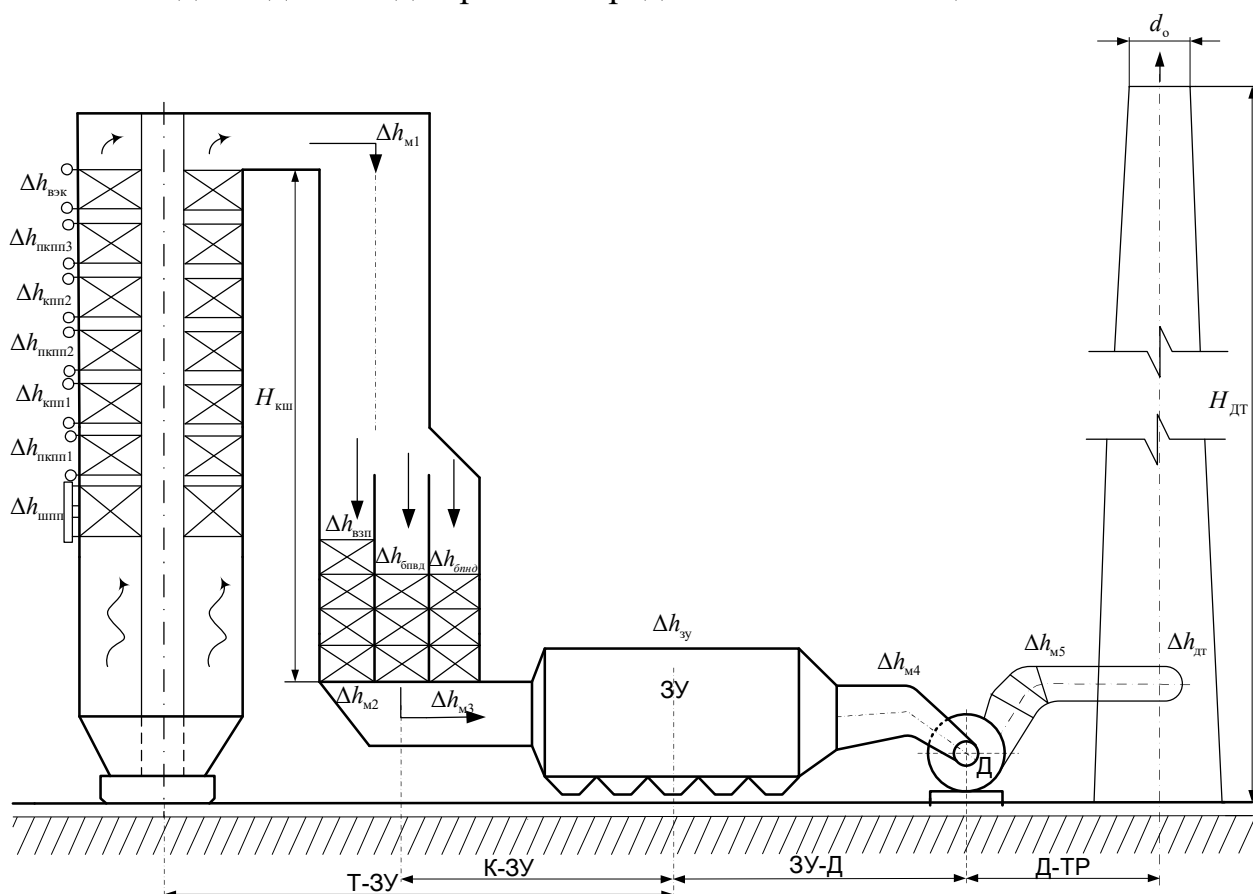
### 2.3.1 Расчет газового тракта

Сопротивление газового тракта котельного агрегата складывается из сопротивлений трубчатых поверхностей нагрева, расположенных в газоходах, местных сопротивлений, сопротивления трения при движении в газоходах как в пределах котла, так и вне его.

Завершением данного расчета является выбор напора, производительности дымососа и мощности его привода.

Выбранная марка дымососа должна обеспечивать разрежение в топке равное 3 мм. вод. ст.

Исходные данные для расчета представлены в таблице 12



Т-зу – тракт «топка-золоуловитель»; К-зу – тракт «котел-золоуловитель»; зу-д – тракт «золоуловитель-дымосос»; д-тр – тракт «дымосос- дымовая труба»

Рисунок 7 – Схема газового тракта котельной установки

Таблица 13 – Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета

Участок тракта	Диаметр труб, d, мм	Число рядов труб по ходу газа $Z_2$	Отношение шага труб к диаметру		Длина продольно омываемых труб, м	Средняя температура газов, $\vartheta_{cp}$ , °C	Средняя скорость газов, $\omega_r$ , м/с
			$\frac{s_1}{d}$	$\frac{s_2}{d}$			
Ширмовый пароперегреватель	36	30	18	1,1	–	1025,807	4,1
Промпароперегреватель3	42	27	2,5	1,4	–	584,947	8,5
Конвективный пароперегреватель1	38	51	4,21	1,9	–	849,463	7,5
Промпароперегреватель2	42	27	2,5	1,4	–	761,291	7,5
Конвективный пароперегреватель 2	38	293	4,21	1,9	–	673,119	6
Промпароперегреватель1	42	13	2,5	1,4	–	937,635	5,5
Водяной экономайзер	32	131	4,21	1,9	–	496,775	6
Воздухоподогреватель	38	–	4,21	1,9	37	276,344	17
БПВД	38	208	4,21	1,9	–	138,172	17
БПНД	38	208	4,21	1,9	–	138,172	17

### 2.3.1.1 Сопротивление ширмового пароперегревателя

Ширмовые пароперегреватели фактически представляют собой по газовой стороне ряд параллельно включенных каналов, стенки которых образованы большим количеством труб малого диаметра. Движение газов может быть направлено как поперек, так и вдоль труб. Из-за большого поперечного шага ширм их коэффициент сопротивления очень мал. Так скорость газов в ширмах меньше 10 м/с (см. таблицу 13), то сопротивление и самотяга ширм не учитывается.

### 2.3.1.2 Сопротивление конвективного промпароперегревателя третьей ступени

Сопротивление конвективного пароперегревателя, мм.вод.ст, определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{ккпз}} = \xi \cdot h_d \quad (134)$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления, определяемый как

$$\xi = \xi_0 \cdot Z_2 \quad (135)$$

где  $\xi_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка

$$\xi_0 = \xi_{\text{гр}} \cdot C_{\sigma} \cdot C_{\text{Re}} \quad (136)$$

где  $\xi_{\text{гр}}$  – коэффициент сопротивления коридорных гладкотрубных пучков при поперечном омывании [23];

$C_{\sigma}, C_{\text{Re}}$  – поправочные коэффициенты, [23].

$$\xi_0 = 0,54 \cdot 0,56 \cdot 0,52 = 0,157$$

$Z_2$  – количество рядов труб, по ходу газа (см. таблицу 13).

$$\xi = 0,157 \cdot 14 = 2,2$$

$h_{\text{д}}$  – динамическое давление, Па [23].

$$\Delta h_{\text{кппз}} = 2,2 \cdot 25 = 2,752$$

### **2.3.1.3 Сопротивление конвективного пароперегревателя первой ступени**

Сопротивление конвективного пароперегревателя, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному промпароперегревателю третьей ступени, по формулам 134, 135, 136:

$$\xi_0 = 0,54 \cdot 0,46 \cdot 0,48 = 0,119$$

$$\xi = 0,119 \cdot 13 = 1,55$$

$$\Delta h_{\text{кпп1}} = 1,55 \cdot 1 = 1,55$$

### **2.3.1.4 Сопротивление конвективного промпароперегревателя второй ступени**

Сопротивление конвективного промпароперегревателя, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному промпароперегревателю третьей ступени, по формулам 134, 135, 136:

$$\xi_0 = 0,53 \cdot 0,56 \cdot 0,48 = 0,142$$

$$\xi = 0,142 \cdot 13 = 1,852$$

$$\Delta h_{\text{кпп2}} = 1,852 \cdot 0,8 = 1,482$$

### **2.3.1.5 Сопротивление конвективного пароперегревателя второй ступени**

Сопротивление конвективного пароперегревателя, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному промпароперегревателю третьей ступени, по формулам 134, 135, 136:

$$\xi_0 = 0,53 \cdot 0,46 \cdot 0,48 = 0,117$$

$$\xi = 0,117 \cdot 42 = 4,915$$

$$\Delta h_{\text{кпп2}} = 4,915 \cdot 0,75 = 3,686$$

### **2.3.1.6 Сопротивление конвективного промпароперегревателя первой ступени**

Сопротивление конвективного промпароперегревателя, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному промпароперегревателю третьей ступени, по формулам 134, 135, 136:

$$\xi_0 = 0,5 \cdot 0,56 \cdot 0,48 = 0,134$$

$$\xi = 0,134 \cdot 13 = 1,747$$

$$\Delta h_{\text{кпп1}} = 1,747 \cdot 0,75 = 1,31$$

### **2.3.1.7 Сопротивление водяного экономайзера**

Проверяем условие

$$\varphi = \frac{s_1 - d_{\text{н}}}{s'_2 - d_{\text{н}}} \quad (137)$$

где  $s_1$  – шаг труб водяного экономайзера по ширине пучка, м ;

$d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб экономайзера, м (см. таблицу 13)

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2} \quad (138)$$

где  $s_2$  – шаг труб водяного экономайзера по глубине пучка, м.

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,07^2 + 0,048^2} = 0,059$$

$$\varphi = \frac{0,07 - 0,032}{0,059 - 0,032} = 1,387$$

Сопротивление водяного экономайзера, мм.вод.ст рассчитывается как

$$\Delta h_{\text{вэк}} = \Delta h_{\text{тр}} \cdot C_s \cdot C_d \cdot (Z_2 + 1) \quad (139)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, водяного экономайзера, мм.вод.ст [23];

$C_s$  – коэффициент формы шахматного пучка [23];

$C_d$  – поправка на наружный диаметр труб, [23];

$Z_2$  – количество рядов труб, по ходу газа (см. таблицу 13).

$$\Delta h_{\text{вэк}} = 0,37 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot (78 + 1) = 30,7$$

### 2.3.1.8 Сопротивление байпасса ПВД

Делаем расчет по формулам 191, 192, 193, аналогично расчету водяного экономайзера

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,07^2 + 0,04^2} = 0,053$$

$$\varphi = \frac{0,07 - 0,032}{0,053 - 0,032} = 1,797$$

$$\Delta h_{\text{БПВД}} = 9 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot (376 + 1) = 3567$$

### 2.3.1.9 Сопротивление байпасса ПНД

Делаем расчет по формулам 191, 192, 193, аналогично расчету водяного экономайзера

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,07^2 + 0,04^2} = 0,053 \quad (140)$$

$$\varphi = \frac{0,07 - 0,032}{0,053 - 0,032} = 1,797$$

$$\Delta h_{\text{БПВД}} = 9 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot (376 + 1) = 3567$$

### 2.3.1.10 Сопротивление воздухоподогревателя

Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них, мм.вод.ст.

$$\Delta h_{\text{взп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}} \quad (141)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения в трубах, мм.вод.ст

$$\Delta h_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \cdot \Delta h'_{\text{тр}} \cdot h_{\text{взп}} \quad (142)$$

где  $C_{\text{ш}}$  – поправка на внутренний диаметр трубок [23], зависит от коэффициента шероховатости  $k$ , значение которого смотрим по [23]  $k = 0,2$ ;

$\Delta h'_{\text{тр}}$  – потеря давления в трубах воздухоподогревателя, Па [23];

$h_{\text{взп}}$  – общая высота воздухоподогревателя, м .

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,9 \cdot 10 \cdot 22,025 = 198$$

$\Delta h_{\text{изм}}$  – сопротивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, мм.вод.ст

$$\Delta h_{\text{изм}} = m \cdot (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \cdot h_{\text{д}} \quad (143)$$

где  $m = Z_{\text{ход}}$  – число кубов воздухоподогревателя;

$\xi_{\text{вх}}, \xi_{\text{вых}}$  – сопротивления входа в воздухоподогреватель, и выхода из него [23], зависят от

$$\frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{б}}} \quad (144)$$

где  $F_{\text{м}}$  – меньшее проходное сечение, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{б}}$  – большее проходное сечение, м<sup>2</sup>.



$$\frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{б}}} = \frac{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2}{s_1 \cdot s_2}$$

где  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб, м (см. таблицу 12);  
 $s_1, s_2$  – шаги труб в пучке по ширине и его глубине.

$$\frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{б}}} = \frac{0,785 \cdot 0,0385^2}{0,04 \cdot 0,054} = 0,539$$

$$\xi_{\text{вх}} = 0,25$$

$$\xi_{\text{вых}} = 0,25$$

$h_{\text{д}}$  – динамическое давление в воздухоподогревателе, мм.вод.ст.,  
определяется [23]

$$\Delta h_{\text{изм}} = 2 \cdot (0,25 + 0,25) \cdot 10 = 10$$

$$\Delta h_{\text{бзм}} = 198,225 + 10 = 208,225$$

### 2.3.1.11 Сопротивление газопроводов

Сопротивление всего газопровода, складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения

$$\Delta h_{\text{гх}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{ми}} + \Delta h_{\text{тр}} \quad (145)$$

#### 2.3.1.11.1 Местные сопротивления

К местным сопротивлениям относятся сопротивления на поворотах из топки в газопровод и из газопровода в газопровод, при резком изменении сечения, при входе в дымовую трубу (см. рисунок 6).

Все местные сопротивления рассчитываются по формуле

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} \cdot h_{\text{д}} \quad (146)$$

где  $\xi_{\text{м}}$  – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления:

при повороте на

90°

$$\xi_{\text{м}} = 1;$$

45°

$$\xi_m = 0,5$$

;

$h_d$  – динамический напор, мм.вод.ст., определяемый по средней скорости газов входа и выхода в местное сопротивление, и средней температуре.

При определении местных сопротивлений на выходе из конвективной шахты, задаемся постоянной скоростью дымовых газов, на всем тракте до дымовой трубы,  $\omega_r = 15$  м/с, и температурой, равной температуре уходящих газов

$$\Delta h_{m1} = 1 \cdot 0,37 = 0,37$$

$$\Delta h_{m2} = 1,5 \cdot 9,6 = 14,4$$

$$\Delta h_{m3} = 1,5 \cdot 9,6 = 14,4$$

$$\Delta h_{m4} = 1 \cdot 9,6 = 9,6$$

$$\Delta h_{m5} = 0,5 \cdot 9,6 = 4,8$$

$$\Delta h_{тр} = 1 \cdot 9,6 = 9,6$$

Найденные местные сопротивления суммируются по принадлежности к каждому из участков (см. рисунок 6)

Участок «топка-золоуловитель»:

$$\sum_{i=1}^n \Delta h_{mi}^{T-3Y} = \Delta h_{m1} + \Delta h_{m2} + \Delta h_{m3} \quad (147)$$

$$\Delta h_m^{T-3Y} = 0,37 + 14,4 + 14,4 = 29,7$$

Участок «золоуловитель-дымовая труба»:

$$\sum_{i=1}^n \Delta h_{mi}^{3Y-ДТ} = \Delta h_{m4} + \Delta h_{m5} + \Delta h_{тр}$$

$$\Delta h_m^{3Y-ДТ} = 9,6 + 4,8 + 9,6 = 19,2$$

(148)

### 2.3.1.11.2 Сопротивление трения

Сопротивление трения возникает при движении потока в газопроводах.

Сопротивление трения на любом участке газопровода, мм.вод.ст определяется

$$\Delta h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{эKB}} \cdot h_d \quad (149)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения,  $\lambda = 0,03$ ;

$d_{\text{экв}}$  – эквивалентный диаметр газохода, м  $d_{\text{экв}} = 22$ ;

$h_d$  – динамический напор, мм.вод.ст., определяемый по средней скорости газов, и температуры на расчетном участке, мм.вод.ст [23].

$l$  – длины участков, м.

Участок «котел-золоуловитель»:

$$h_d^{K-3Y} = f(\vartheta_{yx.r}; \omega_r) \quad (150)$$

где  $\vartheta_{yx.r}$  – температура уходящих газов, °С;

$\omega_r$  – скорость газов, м/с принимаем  $\omega_r = 15$  м/с.

$$h_d^{K-3Y} = 9,8$$

$$l_{K-3Y} = \frac{D_{\text{пе}}}{(1,28 + 0,0083 \cdot D_{\text{пе}})} \quad (151)$$

где  $D_{\text{пе}}$  – заданная производительность котлоагрегата по пару кг/с .

$$l_{K-3Y} = \frac{718,088}{(1,28 + 0,0083 \cdot 718,088)} = 95,6$$

Участок «золоуловитель-дымовая труба»:

$$h_d^{3Y-ДТ} = f(\vartheta_d; \omega_r) \quad (152)$$

где  $\vartheta_d$  – температура газов у дымососа, °С

$$\vartheta_d = \frac{\alpha_{yx} \cdot \vartheta_{yx.r} + \Delta\alpha \cdot t_{xв}}{\alpha_{yx} + \Delta\alpha} \quad (153)$$

где  $\alpha_{yx}$  – коэффициент избытка воздуха уходящих газов,  $\alpha_{yx} = 1,41$ ;

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом,  $\Delta\alpha = 0,025$ ;

$t_{xв}$  – температура холодного воздуха, °С .

$$\vartheta_d = \frac{1,41 \cdot 100 + 0,025 \cdot 30}{1,41 + 0,025} = 99$$

$$h_d^{3Y-ДТ} = 9,8$$

$$l_{\text{ЗУ-ДГ}} = \frac{D_{\text{пе}}}{(1 + 0,007 \cdot D_{\text{пе}})} \quad (154)$$

$$l_{\text{ЗУ-ДГ}} = \frac{718,088}{(1 + 0,007 \cdot 718,088)} = 115,138$$

Длина всего участка «воздухоподогреватель-дымосос», м:

$$l_{\text{К-ДГ}} = l_{\text{К-ЗУ}} + 0,35 \cdot l_{\text{ЗУ-ДГ}} \quad (155)$$

$$l_{\text{К-ДГ}} = 95,6 + 0,35 \cdot 115,138 = 135,9$$

$$\Delta h_{\text{тр}}^{\text{К-ЗУ}} = 0,03 \cdot \frac{95,6}{22} \cdot 9,5 = 1,278 \quad (156)$$

$$\Delta h_{\text{тр}}^{\text{ЗУ-ДГ}} = 0,03 \cdot \frac{115,138}{22} \cdot 9,8 = 1,816 \quad (157)$$

### 2.3.1.12 Сопротивление золоуловителя

Выбираем двухступенчатый комбинированный золоуловитель типа ДВПН с БЦ, сопротивление которого, мм.вод.ст.  $\Delta h_{\text{ЗУ}} = 70$

### 2.3.1.13 Сопротивление дымовой трубы

При искусственной тяге дымовую трубу рассчитывают как обычный газоход. Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения и потери давления с выходной скоростью.

$$\Delta h_{\text{дг}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вых}} \quad (158)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения, мм.вод.ст

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8 \cdot i} \cdot h_{\text{д}} \quad (159)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения, зависит от внутреннего диаметра дымовой трубы  $d_0$ :

$$d_0 < 2 \quad \lambda = 0,02$$

$$d_0 \geq 2 \quad \lambda = 0,015$$

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{трб}}}{\omega_0}}$$

(160)

где  $V_{\text{трб}}$  – расход дымовых газов через трубу, м<sup>3</sup>/ч

$$V_{\text{трб}} = 4 \cdot B_p \cdot (V_{\text{ух.г}} + \Delta\alpha \cdot V_B^0) \cdot \frac{\vartheta_d + 273}{273} \quad (161)$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с (см. формулу 98);

$V_{\text{ух.г.}}$  – объем уходящих газов, м<sup>3</sup>/кг (см. таблицу 9);

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом,  $\Delta\alpha = 0,025$ ;

$V_B^0$  – теоретически необходимый объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 69);

$\vartheta_d$  – температура газов у дымососа, °С (см. формулу 234).

$$V_{\text{трб}} = 4 \cdot 126,422 \cdot (11,32 + 0,025 \cdot 7,361) \cdot \frac{99 + 273}{273} = 4457$$

$\omega_0$  – скорость газов в выходном сечении трубы, принимается  $\omega_0 = 15$  м/с.

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{4457 \cdot 3600}{15}} = 19$$

По найденному диаметру, определяем высоту дымовой трубы [23], м

$$l_{\text{дт}} = 250 \quad (162)$$

$i$  – угол наклона дымовой трубы,  $i = 0,02$ ;

$h_d$  – динамический напор, мм.вод.ст., определяется по принятой скорости  $\omega_0$ , м/с и температуре газов у дымососа  $\vartheta_d$ , °С.

$$h_d = 9,8$$

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{0,015}{8 \cdot 0,02} \cdot 9,8 = 0,92$$

Потеря давления с выходной скоростью, мм.вод.ст.

$$\Delta h_{\text{вых}} = \xi \cdot h_d \quad (163)$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления,  $\xi = 1$ .

$$\Delta h_{\text{вых}} = 1 \cdot 9,8 = 9,8$$

$$\Delta h_{\text{дт}} = 0,92 + 9,8 = 10,72$$

### 2.3.1.14 Расчет самотяги

Величина самотяги, мм.вод.ст любого вертикально участка газового тракта, включая дымовую трубу, может быть подсчитана по формуле

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left( 1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{\vartheta_r + 273} \right) \quad (164)$$

где  $H$  – высота рассчитываемого участка газохода, м;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м}^2/\text{с}$ ;

1,23 – плотность наружного воздуха при нормальных условиях,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\rho_0$  – плотность дымовых газов при нормальных условиях,  $\rho_0 = 1,32 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

$\vartheta_r$  – средняя температура на расчетном участке,  $^{\circ}\text{C}$ .

Самотяга конвективной шахты

$$\vartheta_r = \frac{\vartheta''_{\text{вэк}} + \vartheta_{\text{ух.г}}}{2} \quad (165)$$

где  $\vartheta''_{\text{вэк}}$  – температура газов на выходе из водяного экономайзера,  $^{\circ}\text{C}$  ;

$\vartheta_{\text{ух.г}}$  – температура уходящих газов .

$$\vartheta_r = \frac{294,961 + 100}{2} = 197,5$$

$$h_c^{\text{кш}} = -88,4 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{197,5 + 273} \right) = -434,151$$

Самотяга дымовой трубы

$$\vartheta_r = \frac{\vartheta_d + t_{\text{хв}}}{2} \quad (166)$$

где  $\vartheta_d$  – температура газов у дымососа,  $^{\circ}\text{C}$  (см. формулу 207);

$t_{\text{хв}}$  – температура холодного воздуха,  $^{\circ}\text{C}$  .

$$\vartheta_r = \frac{99 + 30}{2} = 64,5$$

$$h_c^{пт} = 250 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{64,5 + 273} \right) = 564,064$$

Определим суммарную тягу котельной установки

$$\Delta H_c = h_c^{пт} + h_c^{кш} \quad (167)$$

$$\Delta H_c = 564,064 - 434,151 = 129,912$$

### 2.1.15 Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Суммарное сопротивление газового тракта при установленной тяге, мм.вод.ст., определяется по формуле:

$$\Delta H = \sum \Delta h_{Т-ЗУ} + \sum \Delta h_{ЗУ-ДТ} \quad (168)$$

где  $\Delta h_{Т-ЗУ}$  – сумма сопротивлений на участке «топка-золоуловитель», мм.вод.ст., определяется как:

$$\begin{aligned} \Delta h_{Т-ЗУ} &= \Delta h_{шпп} + \Delta h_{пкпп3} + \Delta h_{кпп1} + \Delta h_{пкпп2} + \Delta h_{кпп2} + \\ &+ \Delta h_{пкпп1} + \Delta h_{вэк} + \Delta h_{конв} + \Delta h_m^{Т-ЗУ} + \Delta h_{гх}^{Т-ЗУ} + \Delta h_{ЗУ} \\ \Delta h_{Т-ЗУ} &= 0 + 2,752 + 2,201 + 1,482 + 3,686 + 1,31 + \\ &+ 30,692 + 186,271 + 29,17 + 70 = 327,564 \end{aligned} \quad (169)$$

$\Delta h_{ЗУ-ДТ}$  – сумма сопротивлений на участке «золоуловитель-дымовая труба», мм.вод.ст

$$\Delta h_{ЗУ-ДТ} = \Delta h_m^{ЗУ-ДТ} + \Delta h_{гх}^{ЗУ-ДТ} + \Delta h_{дт} \quad (170)$$

где  $\Delta h_m^{ЗУ-ДТ}$  – местные сопротивления, мм.вод.ст (224);

$\Delta h_{гх}^{ЗУ-ДТ}$  – сопротивление на трение газохода, мм.вод.ст (см. формулу 234);

$\Delta h_{дт}$  – сопротивление дымовой трубы, мм.вод.ст (см. формулу 240).

$$\Delta h_{ЗУ-ДТ} = 28,8 + 1,816 + 10,72 = 41,34$$

$$\Delta H = 160 \cdot (1 + 0,442) + 53,31 = 284,03$$

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

$$H_{\Pi} = h''_T + \Delta H - \Delta H_c \quad (171)$$

где  $h''_T$  – разряжение на выходе из топки, мм.вод.ст ;

$\Delta H_c$  – суммарная самотяга котельной установки, мм.вод.ст (см. формулу 277).

$$H_{\Pi} = 3 + 366,164 - 129,912 = 239,252$$

### **2.3.1.16 Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода**

Выбор типоразмера дымососа сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и разряжение, определенные при расчете газового тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Расчетная производительность, м<sup>3</sup>/с

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_d \quad (172)$$

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

$V_d$  – производительность дымососа, м<sup>3</sup>/с

$$V_d = B_p \cdot (V_{yx.g} + \Delta\alpha \cdot V_B^0) \cdot \frac{\vartheta_d + 273}{273} \quad (173)$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, (см. формулу 98) кг/с;

$V_{yx.g}$  – объем уходящих газов, м<sup>3</sup>/с (см. таблицу 9);

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом,  $\Delta\alpha = 0,025$ ;

$V_B^0$  – теоретически необходимый объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 69);

$\vartheta_d$  – температура газов у дымососа, °С (см. формулу 207).

$$V_d = 126,422 \cdot (11,32 + 0,025 \cdot 7,361) \cdot \frac{99 + 273}{273} = 1114$$

$$Q_p = 1,1 \cdot 1114 = 1226$$



Как правило для обеспечения надежности работы котельной установки на один котел устанавливается два дымососа, соответственно производительность одного дымососа, м<sup>3</sup>/с

$$Q_d = \frac{Q_p}{2} \quad (174)$$

$$Q_d = \frac{1226}{2} = 613$$

Расчетный напор дымососа, чтобы обеспечить разряжение на выходе 3 мм.вод.ст.

$$H_d = \beta_2 \cdot H_n \quad (175)$$

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

$H_n$  – перепад полных давлений по газовому тракту, мм.вод.ст. (см. формулу 281).

$$H_d = 1,2 \cdot 239,252 = 287,103$$

По найденным значениям производительности и напору, выбираем необходимый типоразмер дымососа [23].

Дымосос марки ДОД–43 с частотой вращения  $n = 740$  об/мин, КПД дымососа  $\eta_d = 65\%$ .

Мощность привода дымососа, кВт, определяется

$$N_d = \beta_3 \cdot \frac{Q_d \cdot H_d \cdot 10^{-3}}{\eta_d} \quad (176)$$

где  $\beta_3$  – коэффициент запаса по потребляемой мощности,  $\beta = 1,05$ ;

$$N_d = 1,05 \cdot \frac{2206 \cdot 287,103 \cdot 10^{-3}}{0,65} = 1004$$

### 2.3.2 Расчет воздушного тракта

Расчет воздушного тракта, ведется на номинальную нагрузку котельного агрегата.

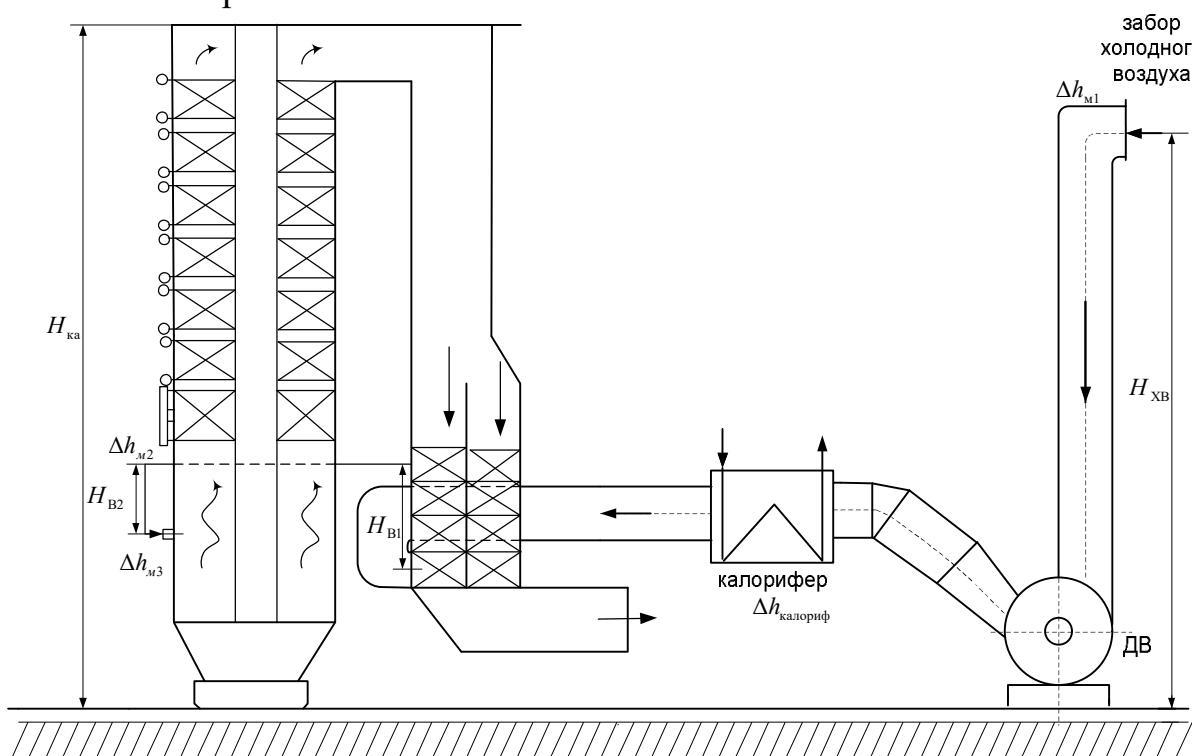


Рисунок 8— Расчетная схема воздушного тракта котельной установки

#### 2.3.2.1 Сопротивление воздухопровода холодного воздуха

Расчет сопротивления воздухопроводов, сводится к определению местных сопротивлений от места забора холодного воздуха до воздухоподогревателя и сопротивления трения.

$$\Delta h_{\text{впр}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{м}i} + \Delta h_{\text{тр}} \quad (177)$$

где  $\Delta h_{\text{м}i}$  — произвольное местное сопротивление, мм.вод.ст., рассчитываемое по формуле (см. рисунок 7):

$$\Delta h_{\text{м}i} = \xi_{\text{м}i} \cdot h_{\text{д}} \quad (178)$$

где  $\xi_m$  – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления:

$$\begin{array}{ll} \text{при повороте на } 90^\circ & \xi_m = 1; \\ 45^\circ & \xi_m = 0,5 \\ & ; \end{array}$$

$h_d$  – динамический напор, мм.вод.ст., определяется по скорости в воздухопроводе, принимаемой 15 м/с, и температуре уходящих газов, [23].

$$\begin{aligned} \Delta h_{m1} &= 1 \cdot 13 = 13 \\ \Delta h_{m2} &= 0,5 \cdot 13 = 6,5 \\ \sum \Delta h_{mi} &= 13 + 6,5 = 19,5 \end{aligned}$$

$\Delta h_{тр}$  – сопротивление трения в участке газохода, мм.вод.ст

$$\Delta h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{э}}} \cdot h_d \quad (179)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, в расчетах принимаем приближенно  $\lambda = 0,02$ ;  
 $l$  – длина воздухопровода холодного воздуха, м, рассчитывается как

$$l = 1,2 \cdot H_{\text{ка}} \quad (180)$$

где  $H_{\text{ка}}$  – высота котлоагрегата, м (см. рисунок 7),  $H_{\text{ка}} = 88,4$ .

$$l = 1,2 \cdot 88,4 = 106,08$$

$d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр воздухопровода, м  $d_{\text{э}} = 2$ ;

$h_d$  – динамический напор, мм.вод.ст., определяется по скорости в воздухопроводе, принимаемой 15 м/с, и температуре уходящих газов, [23].

$$\Delta h_{тр} = 0,02 \cdot \frac{106,08}{2} \cdot 13 = 13,79$$

$$\Delta h_{\text{впр}} = 19,5 + 13,79 = 33,29$$

### 2.3.2.2 Сопротивление калорифера

Для подогрева воздуха перед входом в воздухоподогреватель (см. рисунок 7) используют калориферы.

Для проектируемого котлоагрегата выбираем пластинчатый калорифер, сопротивление которого составляет  $\Delta h_{\text{калориф}} = 34$  мм.вод.ст.

### 2.3.2.3 Сопротивление воздухоподогревателя

Расчет сопротивления воздухоподогревателя, осуществляется по следующей формуле:

$$\Delta h_{\text{взп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пов}} \quad (181)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление поперечно омываемых труб, мм.вод.ст.

$$\Delta h_{\text{тр}} = \Delta h_{\text{гр}} \cdot (Z_2 + 1) \cdot Z_{\text{ход}} \quad (182)$$

где  $\Delta h_{\text{гр}}$  – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, мм.вод.ст., определяется по средним значениям скорости воздуха м/с, и температуре °С [23];

$Z_2$  – количество рядов труб по глубине в каждом ходе, ;

$Z_{\text{ход}}$  – количество ходов по воздуху.

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,35 \cdot (53 + 1) \cdot 8 = 130$$

$\Delta h_{\text{пов}}$  – сопротивление поворотов в перепускных коробах, мм.вод.ст

$$\Delta h_{\text{пов}} = \xi \cdot h_{\text{д}} \quad (183)$$

где  $\xi_{\text{м}}$  – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления:

при повороте на

$$180^\circ \quad \xi_{\text{м}} = 3,5$$

;

$$90^\circ \quad \xi_{\text{м}} = 0,9$$

;

$$\Delta h_{\text{пов}} = 0,9 \cdot 1,4 + (3,5 \cdot 1,4) \cdot 7 = 35,56$$

$$\Delta h_{\text{взп}} = 130 + 35,56 = 165,561$$

### 2.3.2.4 Сопротивление воздухопроводов горячего воздуха

Суммарное сопротивление на произвольном участке воздухопровода горячего воздуха складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения, вычисленного по выпрямленной длине этого участка.

$$\Delta h_{\text{гв}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{ми}} + \Delta h_{\text{тр}} \quad (184)$$

где  $\Delta h_{\text{ми}}$  — произвольное местное сопротивление, мм.вод.ст., рассчитываемое по формуле

$$\Delta h_{\text{ми}} = \xi_{\text{ми}} \cdot h_{\text{д}} \quad (185)$$

где  $\xi_{\text{м}}$  — величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления:

$$\begin{aligned} \text{при повороте на } 180^\circ & \quad \xi_{\text{м}} = 2,0; \\ \text{при повороте на } 90^\circ & \quad \xi_{\text{м}} = 1,0; \end{aligned}$$

$h_{\text{д}}$  — динамический напор, мм.вод.ст., определяется по скорости в воздухопроводе, принимаемой 15 м/с, и горячего воздуха, [23].

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{м1}} &= 1 \cdot 7 = 7 \\ \Delta h_{\text{м2}} &= 1 \cdot 7 = 7 \\ \Delta h_{\text{м}} &= 7 + 7 = 14 \end{aligned}$$

$\Delta h_{\text{тр}}$  — сопротивление трения воздухопровода, мм.вод.ст

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{э}}} \cdot h_{\text{д}} \quad (186)$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения, в расчетах принимаем приближенно  $\lambda = 0,02$ ;  
 $l$  — длина газохода, м, рассчитывается как

$$\begin{aligned} l &= \frac{D_{\text{пе}}}{(1,55 + 0,025 \cdot D_{\text{пе}})} \\ l &= \frac{565,141}{(1,55 + 0,025 \cdot 565,141)} = 36,046 \end{aligned} \quad (187)$$

$d_{\text{э}}$  — эквивалентный диаметр воздухопровода, м  $d_{\text{э}} = 2$ ;

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,02 \cdot \frac{36,046}{2} \cdot 7 = 2,526$$

$$\Delta h_{\text{гв}} = 14 + 2,526 = 16,523$$

### 2.3.2.5 Сопротивление топочных и горелочных устройств

Сопротивление горелки, мм.вод.ст выражается формулой

$$\Delta h_{\text{гор}} = \xi_{\text{гор}} \cdot h_{\text{д}} \quad (188)$$

где  $\xi_{\text{гор}}$  – коэффициент сопротивления горелочного устройства, принимается

$$\xi_{\text{гор}} = 2;$$

$$\Delta h_{\text{гор}} = 2 \cdot 13 = 26$$

### 2.3.2.6 Самотяга

Самотяга любого участка воздушного тракта, может быть рассчитана,

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{t_{\text{с}} + 273} \right) \quad (189)$$

Самотяга воздушного тракта рассчитывается только для двух участков: воздухоподогреватель и воздухопровод горячего воздуха.

Самотяга воздухоподогревателя

$$t_{\text{в}} = \frac{t_{\text{гв}} + t_{\text{хв}}}{2} \quad (190)$$

где  $t_{\text{гв}}$  – температура горячего воздуха, °С ;

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

$$t_{\text{с}} = \frac{300 + 30}{2} = 165$$

$$h_c = 22,025 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{273 + 165} \right) = 87,995$$

Самотяга всего воздухопровода горячего воздуха

$$t_{\text{в}} = 300$$

$$h_c = -8 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{273 + 300} \right) = -47,174$$

Величина результирующей самотяги, мм.вод.ст воздушного тракта

$$H_c = \sum h_c \quad (191)$$

$$H_c = 87,995 + (-47,174) = 40,821$$

### 2.3.2.7 Перепад полных давлений по тракту

Перепад полных давлений в воздушном тракте, определяется по формуле

$$\Delta H_{\Pi} = \Delta H_{\text{в}} - H_c - h'_T \quad (192)$$

где  $\Delta H_{\text{в}}$  – суммарное сопротивление воздушного тракта котла, мм.вод.ст

$$\Delta H_{\text{в}} = \Delta h_{\text{впр}} + \Delta h_{\text{калориф}} + \Delta h_{\text{вп}} + \Delta h_{\text{гв}} + \Delta h_{\text{гор}} \quad (193)$$

$$\Delta H_{\text{в}} = 33,29 + 340 + 165,561 + 16,523 + 26 = 581,374$$

$h'_T$  – разряжение на уровне горелочных устройств, мм.вод.ст

$$h'_T = h''_T + 0,95 H' \quad (194)$$

где  $h''_T$  – разряжение на выходе из топки, мм.вод.ст ;

$H'$  – расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м .

$$h'_T = 3 + 0,95 \cdot 60 = 60$$

$$\Delta H_{\Pi} = 581,374 - 40,821 - 60 = 480,554$$

### 2.3.2.8 Выбор типоразмера дутьевого вентилятора. Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дутьевого вентилятора сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и давление, определенные при расчете воздушного тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

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

$$H_{\text{в}} = \beta_2 \cdot \Delta H_{\Pi} \quad (195)$$

$$H_{\text{в}} = 1,2 \cdot 480,554 = 576,665$$

Производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_B \quad (196)$$

где  $\beta_1$  – коэффициент запаса по производительности,  $\beta_1 = 1,1$ ;  
 $V_B$  – расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м<sup>3</sup>/с

$$V_B = B_p \cdot V_B^0 \cdot (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{взп}) \cdot \frac{t_{хв} + 273}{273} \quad (197)$$

где  $\Delta\alpha_{пл}$  – присос воздуха в системе пылеприготовления,  $\Delta\alpha_{пл} = 0,04$ ;  
 $\Delta\alpha_{взп}$  – относительная утечка холодного воздуха в воздухоподогревателе,  
 $\Delta\alpha_{взп} = 0,03$ ;  
 $t_{хв}$  – температура холодного воздуха, °С .

$$V_B = 126,422 \cdot 7,361 \cdot (1,2 - 0,08 - 0,04 + 0,03) \cdot \frac{30 + 273}{273} = 656,506$$
$$Q_p = 1,1 \cdot 656,506 = 722,156$$

Как правило, для обеспечения надежности работы котельной установки на один котел устанавливают два дутьевых вентилятора, соответственно производительность одного вентилятора, м<sup>3</sup>/с, определяется по формуле

$$Q_B = \frac{Q_p}{2} \quad (198)$$

$$Q_B = \frac{722,156}{2} = 361,1$$

Выбираем марку дутьевого вентилятора, по найденной производительности, [23].

Дутьевой вентилятор типа ВДОД–31,5, с частотой оборотов  $n = 585$  об/мин.

Коэффициент полезного действия выбранного вентилятора  $\eta_B = 0,6$

Расчетная мощность двигателя, кВт, определяется по формуле

$$N_B = \beta_3 \cdot \frac{Q_B \cdot H_B \cdot 10^{-3}}{\eta_B} \quad (199)$$

где  $\beta_3$  – коэффициент запаса по потребляемой мощности,  $\beta = 1,05$ .



$$N_B = 1,05 \cdot \frac{361,1 \cdot 576,665 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 1312$$

## 2.4 Расчет технико-экономических показателей

Расход тепла на турбоустановку, кВт

$$Q_{\text{т}} = D_{\text{т}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{п.в.}}) + G_{\text{хоб}} \cdot (t_{\text{хоб}} \cdot 4,186 - \bar{t}_{\text{п.в.}}) \quad (200)$$

$$Q_{\text{т}} = 683,893 \cdot (3450,955 - 990,898) + 23,936 \cdot (30 \cdot 4,186 - 990,898) = 1661703$$

Значение теплоты на сетевые подогреватели, кВт

$$Q_{\text{т}} = D_{\text{в.с.}} \cdot (i_{\text{в.с.}} - \bar{t}_{\text{в.с.}}^{\text{н}}) + D_{\text{н.с.}} \cdot (i_{\text{н.с.}} - \bar{t}_{\text{н.с.}}^{\text{н}}) \quad (201)$$

$$Q_{\text{т}} = 40,52 \cdot (2999,65 - 481,39) + 40,055 \cdot (2860,457 - 397,67) = 200689$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт

$$Q_{\text{т}}^{\text{э}} = Q_{\text{т}} - Q_{\text{т}} \quad (202)$$

$$Q_{\text{т}}^{\text{э}} = 1661703 - 200689 = 1461014$$

Тепловая нагрузка котла, кВт

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} \cdot (i_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{па}}) + D_{\text{пп}} \cdot (q_{\text{пп}}) \quad (203)$$

$$Q_{\text{пе}} = 718,087 \cdot (3450,955 - 990,898) + 594,897 \cdot 646,326 = 2151035$$

Полный расход условного топлива, кг/с

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{нз}}} \quad (214)$$

$$B = \frac{2151034}{29310 \cdot 0,91} = 80,648$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{э}}^{\text{с.н}}} \quad (205)$$

где  $K_{\circ}$  – коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии

$$K_{\circ} = \frac{Q_{\text{тy}}^{\circ} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\circ} + Q_{\text{тy}}^{\text{с.н.}}}{Q_{\text{тy}}^{\circ} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\circ} + Q_{\text{тy}}^{\text{с.н.}} + Q_{\text{т}}} \quad (206)$$

где  $\Delta Q_{\text{отб}}^{\circ}$  – увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\circ} = [Q_{\text{в.с.}} \cdot (1 - \xi_{\text{в.с.}}) + Q_{\text{н.с.}} \cdot (1 - \xi_{\text{н.с.}})] \cdot \frac{Q_{\text{т}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{тy}}^{\text{т}}} \quad (207)$$

где  $\xi_{\text{в.с.}}, \xi_{\text{н.с.}}$  – коэффициенты ценности тепла верхнего и нижнего теплообменников

$$\xi_{\text{в.с.}} = \frac{i_{\text{в.с.}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \cdot \left( 1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{\text{в.с.}} + q_{\text{пп}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \right) \quad (208)$$

$$\xi_{\text{в.с.}} = \frac{2999,65 - 2425,692}{(3451 - 2425,692) + 646,326} \cdot \left( 1 + 0,4 \cdot \frac{3451 + 646,326 - 2999,65}{(3451 - 2425,692) + 646,326} \right) = 0,434$$

$$\xi_{\text{н.с.}} = \frac{i_{\text{н.с.}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \cdot \left( 1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{\text{н.с.}} + q_{\text{пп}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \right) \quad (209)$$

$$\xi_{\text{н.с.}} = \frac{2860,457 - 2425,692}{(3451 - 2425,692) + 646,326} \cdot \left( 1 + 0,4 \cdot \frac{3451 + 646,326 - 2860,457}{(3451 - 2425,692) + 646,326} \right) = 0,337$$

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\circ} = [100000 \cdot (1 - 0,434) + 100000 \cdot (1 - 0,337)] \cdot 1 = 166293$$

Расход тепла на собственные нужды

$$Q_{\text{т.у}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot Q_{\text{тy}} \quad (210)$$

$$Q_{\text{тy}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 1661703 = 83085$$

$$K_{\circ} = \frac{1461014 + 166293 + 83085}{1461014 + 166293 + 83085 + 200689} = 0,895$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с

$$B_{\circ} = 80,648 \cdot 0,89 \cdot \frac{728000}{800000 - 4000} = 69,14$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с

$$B_{\tau} = B - B_{\text{э}} \quad (211)$$

$$B_{\tau} = 80,648 - 69,14 = 11,508$$

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

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600 \quad (212)$$

$$b_{\text{э}} = \frac{69,14}{728000} \cdot 3600 = 0,314$$

Удельный расход топлива на выработку тепла, кг/ГДж

$$b_{\tau} = \frac{B_{\tau}}{Q_{\text{от}}^{\text{max}}} \cdot 10^6 \quad (213)$$

$$b_{\tau} = \frac{80,648 - 69,14}{400 \cdot 10^3} \cdot 10^6 = 28,771$$

## 2.5 Выбор вспомогательного оборудования

### 2.5.1 Выбор питательных насосов

Для электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу питательной воды на блок с запасом 6–8%, т/ч:

Выбираем питательный турбонасос ПН-1500-330 в количестве двух насосов на один блок, со следующими характеристиками:

- Подача – 1500 м<sup>3</sup>/ч
- Напор – 3300 Н
- Частота вращения – 4700 об/мин

### 2.5.2 Выбор конденсатных насосов

Число насосов в зависимости от мощности турбоагрегата может быть равно двум, трем и четырем. Конденсатные насосы всегда устанавливаются с резервом. По возможности число насосов должно быть минимальным: два по 100% или три по 50% производительности. Для прямоточных котлов применяют двухподъемную схему установки, для того чтобы пропустить через БОУ.

За расчетную производительность принимают расход конденсата в летний период, т/ч:

$$D_{\text{к.н.}} = G'_{\text{ок}} \cdot 3,6 \quad (214)$$

$$D_{\text{к.н.}} = 326,721 \cdot 3,6 = 1176,2$$

Выбираем конденсатный насос первой и второй ступени:  
КсВ-1000-95 (Iст) с характеристиками:

- Подача – 1000 м<sup>3</sup>/ч;
- Полный напор – 95 м. вод. ст.;
- частота вращения - 970 об/мин;
- мощность – 400 кВт;

КсВ475-245/95 (IIст) с характеристиками:

- Подача – 1000 м<sup>3</sup>/ч;
- Полный напор – 220 м. вод. ст.;
- частота вращения - 2795 об/мин;
- мощность – 800 кВт;

### 2.5.3 Выбор циркуляционных насосов

На электростанциях блочного типа принята блочная схема водоснабжения. Устанавливают два циркуляционных насоса по 50% производительности без резерва. Каждый насос работает на свою систему, включающую напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод.

Расход охлаждающей воды, т/ч

$$D_{\text{о.в.}} = m \cdot D_{\text{к}}^{\text{п}} \quad (215)$$

где  $m$  – кратность охлаждения, кг/кг, принимаем равной 70;

$D_{\text{к}}^{\text{п}}$  – максимальный расход пара в конденсатор, т/ч (см. формулу 176)

$$D_{\text{о.в.}} = 70 \cdot 542,657 = 37985,99$$

Расчетный расход охлаждающей воды, т/ч

$$D_{\text{о.в.}}^{\text{р}} = 1,1 \cdot D_{\text{о.в.}} \quad (216)$$

$$D_{\text{о.в.}}^{\text{р}} = 1,1 \cdot 37985,99 = 41784,589$$

Выбираем два насоса типа ОП5-145 с характеристиками:

- производительность – 25555 м<sup>3</sup>/ч;
- полный напор – 10 м. вод. ст.;
- число оборотов – 375 об/мин;
- потребляемая мощность – 1300 кВт
- КПД – 86%

#### 2.5.4 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору. Сетевые насосы устанавливаются в количестве двух на турбину, рассчитывая их на 50 %-ную производительность.

Производительность сетевого насоса, т<sup>3</sup>/ч:

$$G = \frac{G_{\text{с.в.}}}{2} \cdot 3,6 \quad (217)$$

$$G = \frac{1194,458}{2} \cdot 3,6 = 2150,0244$$

Выбираем сетевые насосы типа СЭ 1250-100 с характеристиками:

- производительность – 1250 м<sup>3</sup>/ч;

- напор – 0,98 МПа;
- частота вращения - 1500 об/мин;
- потребляемая мощность – 415 кВт;
- КПД – 82 %.

### **2.5.5 Регенеративные подогреватели**

Регенеративные подогреватели выбираем по заводским данным, так как их характеристики удовлетворяют значениям, полученным в ходе расчета ПТС.

ПВД-1: ПВ 1600-380-17,

где 1600 – площадь прогрева, м<sup>2</sup>;

380 – рабочее давление в трубной системе, бар;

17 – рабочее давление в корпусе, бар.

ПВД-2: ПВ 2000-380-40;

ПВД-3: ПВ 1600-380-66;

ПНД-4: ПН 1900-32-6-1.

ПНД-5: ПН 1900-32-6-1.

ПНД-6: ПНСВ 2000-2.

ПНД-7: ПНСВ 2000-1.

### **2.5.6 Деаэратор**

По расходу питательной воды выбираем деаэратор смешивающего типа повышенного давления ДСП-2000 с характеристиками:

- давление – 7 бар;
- производительность – 2000 т/ч;
- аккумуляторный бак – 150 м<sup>3</sup>;

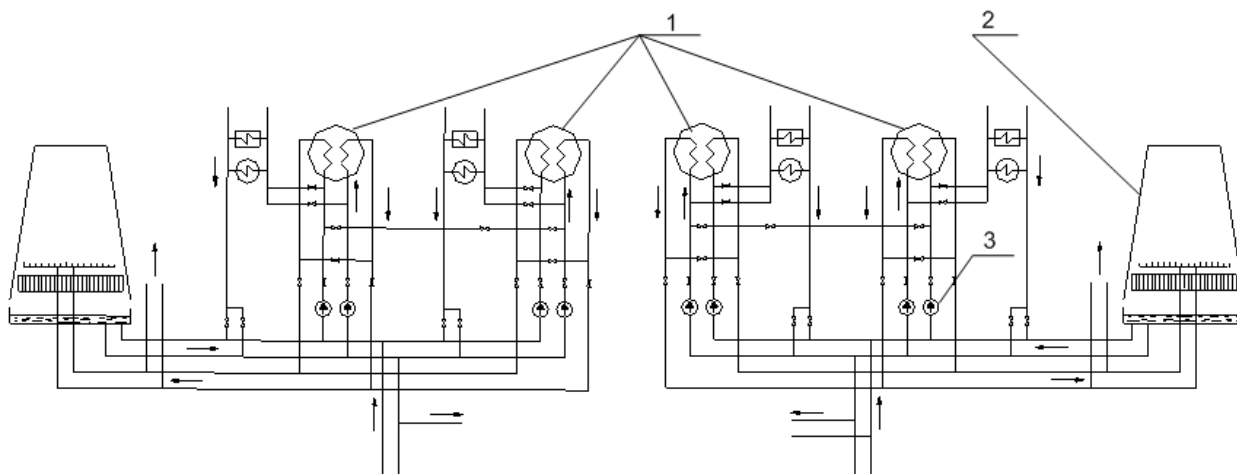
### 3 Общая часть

#### 3.1 Выбор и расчет схемы технического водоснабжения

В технологическом процессе выработки тепла и электрической энергии вода является, во-первых, рабочим телом термодинамического цикла; во-вторых, она служит в качестве теплоносителя, при помощи которого огромные количества тепла перемещаются на станции от более нагретых тел к менее нагретым.

Воду расходуют также в больших количествах для хозяйственных и бытовых нужд. Расход воды зависит от типа электростанции, рода сжигаемого топлива, типа и мощности установленного оборудования, температуры воды, применяемой для охлаждения, степень совершенства эксплуатации станции.

На проектируемой станции, на два блока используется две градирни (см. рисунок 8). Так же для упрощения расчета считаем что градирня имеет форму цилиндра.



1–конденсаторы турбин, 2– градирни, 3– циркуляционные насосы

Рисунок 9 – принципиальная схема включения градирен

Основным характеристиками градирен является площадь поверхности охлаждения оросительного устройства и высота вытяжной башни.

Площадь оросительного устройства,  $\text{м}^2$

$$F_{\text{ор}} = \frac{\lambda \cdot G_{\text{в}}}{3600 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot v_{\text{ор}}} \quad (218)$$

где  $\lambda$  – относительный расход воздуха [24];

$G_{\text{в}}$  – расход охлаждающей воды, кг/с;

$v_{\text{ор}}$  – скорость воздуха, м/с [24]

$$F_{\text{оп}} = \frac{0,5 \cdot 22870 \cdot 2}{1,164 \cdot 0,8} = 24560$$

Диаметр градирни может быть найден по следующей формуле, м

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{оп}}}{\pi}} \quad (219)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 24560}{3,14}} = 176,9$$

Высота градирни, м

$$H_{\text{гр}} = \frac{F_{\text{оп}}}{3,14 \cdot D} \quad (220)$$

$$H_{\text{гр}} = \frac{24560}{3,14 \cdot 176,9} = 44,2$$

### 3.2 Проектирование топливного хозяйства КЭС

#### 3.2.1 Выбор приемно-разгрузочных устройств

Транспортироваться топливо будет по железной дороге в вагонах грузоподъемностью 60т.

Расчетный расход топлива на работу парогенератора составляет  $B_p = 126,422$  кг/с (см. формулу 98).

Часовой расход топлива на блок составит:

$$B_{\Sigma} = B_p \cdot n, \quad (221)$$

где  $n$  – количество парогенераторов;

$$B_{\Sigma} = 126,422 \cdot 3,6 \cdot 4 = 1820,47$$

По расходу топлива на станцию используем три вагоноопрокидывателя роторного трехпорного типа по [18]. Характеристики вагоноопрокидывателя:

- число опрокидываний за 1 час – 30;
- теоретическая производительность – 2790/1800 т/ч
- мощность электродвигателей – 36х2 кВт.



### 3.2.2 Ленточные конвейеры

Суточный расход топлива на станцию, т/сут составляет:

$$B_{\text{сут}} = B_{\Sigma} \cdot 24. \quad (222)$$

$$B_{\text{сут}} = 455,12 \cdot 24 = 10922,86$$

Топливо подается в котельный цех двумя параллельными линиями (нитками) ленточных конвейеров, одна из которых рабочая, другая резервная.

Расчетная часовая производительность каждой нитки:

$$B_{\text{расч}} = \frac{B_{\text{сут}}}{T}, \quad (223)$$

где  $T$  – число часов работы топливоподачи, ч.

$$B_{\text{расч}} = \frac{10922,86}{21} = 520$$

Производительность ленточного конвейера, т/ч приближенно определяется по формуле:

$$B_{\text{л}} = b^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot K_{\alpha}, \quad (224)$$

где  $b$  – ширина ленты, м;

$c$  – скорость ленты, м/с [18];

$\gamma$  – насыпной вес топлива, т/м<sup>3</sup> [18];

$K_{\alpha}$  – коэффициент, учитывающий угол естественного откоса топлива на ленте [18].

$$B_{\text{л}} = 1,2^2 \cdot 2,50,85 \cdot 345 = 1055,7,$$

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

$$W_6 = \frac{K_1 \cdot Z \cdot c + 2 \cdot B_{\text{л}} \cdot Z + 37 \cdot B_{\text{л}} \cdot H}{1000 \cdot 1,36} \cdot K_1,$$

(225)

где,  $Z$  – длина конвейера между центрами приводного и концевго барабана, м;

$H$  – высота подъема по вертикали между центрами приводного и концевого барабана, м;

$K_1$  – коэффициент, зависящий от ширины ленты [18];

$$W_6 = \frac{629 \cdot 50 \cdot 2,5 + 2 \cdot 1055,7 \cdot 50 + 37 \cdot 1055,7 \cdot 5}{1000 \cdot 1,36} \cdot 1,05 = 292,9$$

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, кВт:

$$W_{\text{эл}} = \frac{K_3 \cdot W_6}{\eta_{\text{эд}} \cdot \eta_p}, \quad (226)$$

где,  $K_3$  – коэффициент запаса [18];

$\eta_{\text{эд}}$  – КПД электродвигателя [18];

$\eta_p$  – КПД редуктора [18].

$$W_{\text{эл}} = \frac{1,25 \cdot 292,9}{0,95 \cdot 0,97} = 397,3$$

### 3.2.3 Дробилки

Применяем на проектируемой станции двухступенчатое дробление.

Первая ступень зубчатые дробилки типа ДДЗ – 500 – 6

- производительность – 300 т/ч;
- частота вращения – 235 об/мин;
- мощность электродвигателя – 34 кВт.
- диаметр ротора – 500 мм;
- длина ротора – 1200 мм;

Вторая ступень: Молотковые дробилки типа ДМН 21\*18,5

- производительность – (500-600) т/ч;
- частота вращения – 490 об/мин;
- мощность электродвигателя – 900 кВт.
- диаметр ротора – 2100 мм;
- длина ротора – 1850 мм;

Емкость бункера сырого угля:

$$V_6 = \frac{B_q^{\text{max}} \cdot \tau}{\gamma_{\text{нас}} \cdot K_3}, \quad (227)$$

где  $\tau$  – число часов работы котлоагрегата на топливе, запасенном в бункере, ч;

$K_3$  – коэффициент заполнения бункера [18];

$\gamma_{\text{т}}^{\text{нас}}$  – насыпной вес угля, т/м<sup>3</sup> [18].

$$V_6 = \frac{1694 \cdot 6}{0,85 \cdot 0,8} = 14947,$$

Для подачи угля из бункера используем ленточный питатель пыли с:

- шириной ленты – 800 мм;
- длиной – 2 м;
- производительность при высоте слоя 0,2 м – 270 м<sup>3</sup>/ч;
- требуемая мощность – 4,5 кВт /3/.

### 3.2.4 Топливные склады

Емкость склада угля рассчитывается на месячный расход при 20 часах работы в сутки всех котлов, т:

$$B = B_{\Sigma} \cdot 30 \cdot 20, \quad (228)$$

$$B = 1820,47 \cdot 30 \cdot 20 = 3314111$$

Площадь, непосредственно занятая штабелем, м:

$$F = \frac{24 \cdot B_{\Sigma} \cdot n}{h \cdot \gamma \cdot \varphi}, \quad (229)$$

где,  $n$  – число суток запаса топлива на складе;

$h$  – высота штабеля, м ;

$\varphi$  – коэффициент, учитывающий угол естественного откоса (сползания) топлива в штабеле [18].

$$F = \frac{24 \cdot 1820,47 \cdot 30}{30 \cdot 0,85 \cdot 0,8} = 64251,8$$

### 3.3 Генеральный план станции

Генеральный план – план размещения на выбранной производственной площадке электростанции, ее основных и вспомогательных сооружений. Генеральный план электростанции включает следующие производственные и

подсобные здания и сооружения: главный корпус внутри которого размещается турбинное и котельное отделения, помещения для деаэраторов, щиты управления, оборудование пылеприготовления, бункера угля и пыли; топливоподача, состоящая из разгрузочного устройства, дробильного помещения, эстакад для ленточных транспортеров; склады топлива; распределительное устройство генераторного напряжения, повышающие трансформаторы и распределительные устройства, обычного открытого типа; дымовые трубы; химводоочистка; система технического водоснабжения; система золо- и шлакоудаления с золоотвалами; мазутное хозяйство; здания и сооружения подсобного назначения: мастерские, склады, гараж, пожарная охрана, а также железнодорожные пути, автомобильные дороги, устройства водоснабжения, канализации.

Объекты топливohoзяйства расположены с подветренной стороны, со стороны котельного отделения. Открытое распределительное устройство расположено с фасадной стороны главного здания.

Выход через проходную и въезд на территорию электростанции предусмотрен со стороны торцевой стены главного корпуса. Со стороны постоянного торца главного корпуса размещают административный и обydенный вспомогательный корпуса, который соединен с главным закрытыми переходными галереями.

Все здания и сооружения размещаются, как правило, в пределах основной ограды электростанции. Вне основной ограды размещаются золоотвалы, градирни, а также ряд других сооружений.

Генеральный план ТЭС представлен на листе №1 графической части.

### **3.4 Компоновка главного корпуса**

Главным корпусом электростанции называют главное ее здание, в котором размещают основное и связанное с ним вспомогательное оборудование. В главный корпус подается топливо, подлежащее использованию, вода для охлаждения отработавшего пара турбоагрегатов и для других целей. Из главного корпуса отводится охлаждающая вода после конденсаторов, дымовые газы котла, выводится конечная продукция – электрическая энергия и тепловая энергия с паром и горячей водой. Под компоновкой главного корпуса электростанции понимают взаимное размещение оборудования и строительных конструкций. При выборе компоновки главного корпуса основным является принцип размещения оборудования в соответствии с последовательностью технологического процесса.

Компоновка главного корпуса зависит от типа проектируемой ТЭС, мощности начальных параметров, назначения станции, вида топлива, климатических условий района.

В главном корпусе выделено два помещения для размещения основного оборудования, котельное и турбинное отделение. Турбина имеет

продольное расположение, вокруг предусмотрены площадки обслуживания, что позволяет иметь в помещении проемы, свободные от перекрытия.

Так же в турбинном отделении расположен конденсатор, регенеративные подогреватели и другие теплообменники, питательные, конденсатные, дренажные и прочие теплообменники.

В помещении котельного отделения предусмотрены железнодорожные и автомобильные въезды. Между котельным и турбинным отделениями предусмотрены помещения для бункеров пыли, деаэраторов и конвейеров топливоподачи.

Для организации ремонта основного и вспомогательного оборудования в отделениях главного корпуса предусмотрены помещения мастерских и ремонтно-монтажных площадок, а также помещения для лабораторий теплового контроля и автоматики и мостовые краны расположенные в котельном и турбинном отделениях

Разрез главного корпуса ТЭС представлен на листе №2 графической части.

## 4 Охрана окружающей среды

Тепловые электрические станции наравне с другими тяжелыми и грязными производствами являются источниками загрязнения окружающей нас среды. Природное топливо в органической части содержит вещества, такие как азот, сера, которые при окислении преобразуются в опасные, для человека и разрушительными для азотного слоя Земли, газы. Кроме опасных соединений, в дымовых газах так же присутствует зола, не уловленная в золоуловителях, и являющаяся радиационным загрязнителем. По этой причине на тепловые станции налагаются крупные штрафы за превышение установленных для каждой территории максимально допустимых выбросов.

Расчет выбросов а так же рассеивание определяют какую высоту дымовой трубы необходимо выбрать для того чтобы приземная концентрация на уровне дыхания не превышала допустимую норму.

### 4.1 Расчет концентрации вредных примесей

#### Расчёт содержания оксидов серы в дымовых газах

Масса диоксида серы, г/с

(230)

$$M_{SO_2} = 2 \cdot \frac{S^P}{100} \cdot B_p \cdot (1 - \eta_{SO_2}^I) \cdot (1 - \eta_{SO_2}^{II})$$

где  $S^P$  – содержание серы в исходном топливе, % (см. таблицу 8);

$B_p$  – расход топлива на котел, кг/с (см. формулу 98);

$\eta_{SO_2}^I = 0$  – удержание серы летучей золой в газоходах, [23];

$\eta_{SO_2}^{II} = 0,2$  – доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе, [23]

$$M_{SO_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,3}{100} \cdot 126,42 \cdot (1 - 0,2) \cdot (1 - 0) = 606,824$$

#### Расчёт содержания твёрдых частиц в дымовых газах

Выброс золы в атмосферу в единицу времени, с учётом улавливания её в золоуловителе, г/с

$$M_{\text{зол}} = 10^3 \cdot a_{\text{ун}} \cdot \frac{A^P + q_4 \cdot \frac{Q_n^P}{327}}{100} \cdot B_p \cdot (1 - \eta_{\text{з.у}}) \quad (231)$$

где  $\eta_{\text{з.у}} = 0,99$  – степень улавливания частиц в комбинированном (БЦ + электрофильтр) золоуловителе.

$a_{\text{ун}} = 0,95$  – доля уноса золы с дымовыми газами

$q_4$  – потери с механическим недожогом, (см. формулу 92)

$$M_{\text{зол}} = 10^3 \cdot 0,95 \cdot \frac{7,2 + 1,4 \cdot \frac{18,4}{32,7}}{100} \cdot 126,422 \cdot (1 - 0,99) = 8,08$$

### Расчёт содержания оксидов азота в дымовых газах

$$M_{NO_x} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot K \cdot B_p \cdot Q_H^p \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \beta_1 \cdot (1 - \varepsilon_1 \cdot r) \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \varepsilon_2 \quad (232)$$

где  $K = 10,725$  – коэффициент, характеризующий выход оксидов на 1 тонну сожженного условного топлива, кг/т [23];

$\beta_1$  – коэффициент, учитывающий влияние на выход азота качество сжигаемого топлива по содержанию азота;

$$\beta_1 = 0,178 + 0,45 \cdot 1,9 = 1,033$$

$\beta_2 = 0,85$  – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок [23];

$\beta_3 = 1$  – коэффициент, учитывающий температурный уровень в камере горения

$\varepsilon_1 = 0,75$  – коэффициент, учитывающий способ ввода газов в топку [23];

$$M_{NO_x} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot 10,725 \cdot 126,422 \cdot 15,7 \cdot \left(1 - \frac{1,4}{100}\right) \cdot 1,033 \cdot (1 - 0,01 \cdot 20) \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,75 = 441,48$$

### Суммарные массовые выбросы КЭС:

$$M = M_{\text{зол}} + M_{SO_2} + M_{NO_x} \cdot \frac{\text{ПДК}_{SO_2}}{\text{ПДК}_{NO_x}} \quad (233)$$

$$M = \left( 606,824 + 8,08 + 441,48 \cdot \frac{0,5}{0,85} \right) \cdot 4 = 3498$$

## 4.2 Расчет рассеивания вредных примесей

Методика расчета рассеивания построена на методе последовательного приближения. Задаваясь начальными данными, определяется концентрация вредных выбросов а так же необходимая высота дымовой трубы, и затем итерационным методом данная высота уточняется, максимально приближаясь к ее минимальному значению по условиям не превышения ПДК. Решение данной задачи будет представлено в графических зависимостях расстояния от источника выбросов, где достигается максимальная концентрация вредных веществ по осям  $x$  и  $y$ .

Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на различных расстояниях  $x$  от источника выброса:

$$c_x = S_1 \cdot c_m \quad (234)$$

где  $S_1$  - безразмерная величина, определяемая по формулам:

$$\begin{aligned} \text{при } \bar{x} \leq 1 & \quad S_1 = 3 \cdot \bar{x}^4 + 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2 \\ \text{при } 1 \leq \bar{x} \leq 8 & \quad S_1 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^2 + 1} \\ \text{при } \bar{x} > 8 & \quad S_1 = \frac{1}{3,18 \cdot \bar{x}^2 + 3,52 \cdot \bar{x} + 12} \end{aligned}$$

Значения приземных концентраций вредных веществ в атмосфере  $c_y$  на расстоянии  $y$  по перпендикуляру к оси выброса находятся по выражению:

$$c_y = S_2 \cdot c_m, \quad (235)$$

где  $S_2$  – безразмерная величина, определяется в зависимости от скорости ветра  $u$  и отношение  $y/x$  :

$$S_2 = \frac{1}{\left[ 1 + 8,4 \cdot u \cdot \left( \frac{y}{x} \right)^2 \right] + \left[ 1 + 28,2 \cdot u^2 \cdot \left( \frac{y}{x} \right)^4 \right]}, \quad (236)$$

Максимальная приземная концентрация вредных веществ для выброса из одного точечного источника с круглым устьем определяется по формуле:

$$c_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n}{h^2 \cdot \sqrt[3]{V_1 \cdot \Delta T}}, \quad (237)$$

где  $A = 200$  – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы для неблагоприятных метеорологических условий, определяющий



условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе [23];

$F = 2$  – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе [23];

$m$  и  $n = 1$  – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья источника выброса [23];

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{\frac{10^3 \cdot w_0^2 \cdot D}{h^2 \cdot \Delta T}} + 0,34^2 \sqrt{\frac{10^3 \cdot w_0^2 \cdot D}{h^2 \cdot \Delta T}}} \quad (238)$$

где  $\Delta T = 114$  – разность между температурой выбрасываемых газов и средней температурой воздуха, °C;

$w_0 = 15$  – скорость газов на выходе из дымовой трубы, м/с;

$D = 19$  – диаметр устья дымовой трубы, м;

$h$  – высота дымовой трубы, м;

$$h = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n}{c_m \cdot \sqrt[3]{V_1 \cdot \Delta T}}} \quad (239)$$

$V_1 = 715,647$  – объемный расход выбрасываемых уходящих газов, м<sup>3</sup>/с [23];

Расчет был произведен в программе Mathcad и представлены графики зависимостей.

По результатам расчета высота дымовой трубы равняется 258 метров.

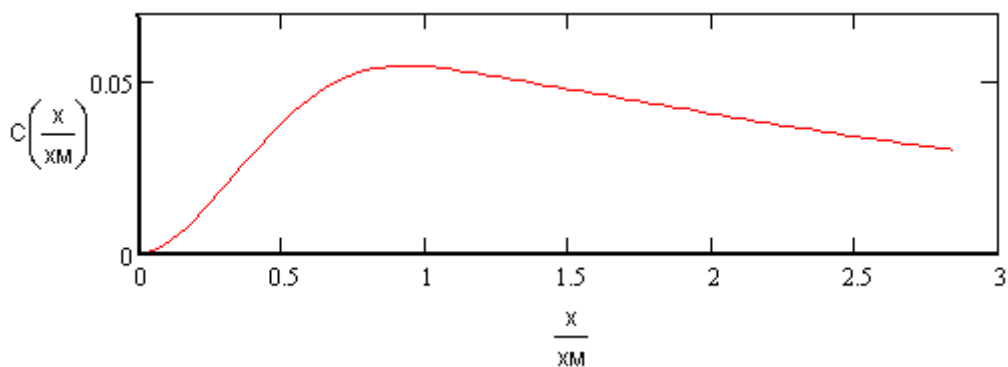


Рисунок 10 – Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на различных расстояниях  $X$  от источника выброса

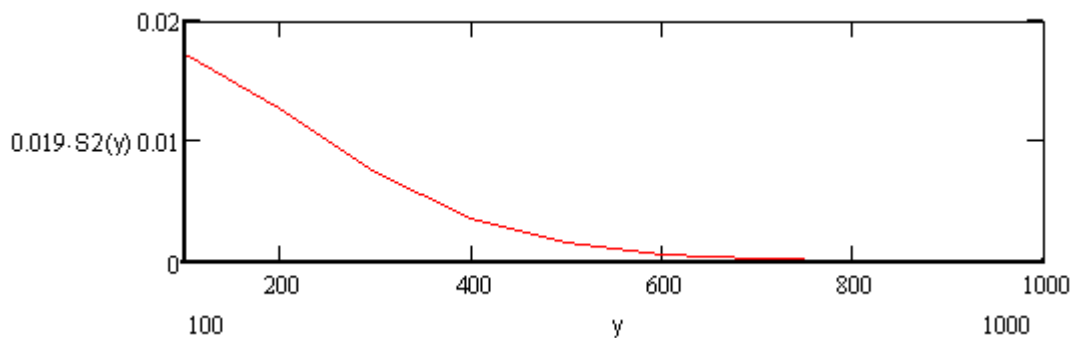


Рисунок 11 – Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на расстоянии Y по перпендикуляре к оси выброса

На основе расчета можно сделать вывод о том, массовые выбросы станции не превышают допустимых по нормам для нашей страны.

## 5 Безопасность проектируемого объекта

### 5.1 Общая характеристика проектируемого объекта с точки зрения безопасности и безвредных условий труда

Технологический процесс производства электрической и тепловой энергии на ГРЭС относится к производствам повышенной опасности. Котлоагрегаты, турбоагрегаты, теплообменное оборудование, а также трубопроводы перегретого пара и питательной воды работают под суперсверхвысоким давлением и температурой, испытывая большие механические нагрузки. Генераторы, вспомогательное оборудование котельного и турбинного цехов (насосы, вентиляторы, дымососы, мельницы) работают под высоким электрическим напряжением. Все перечисленные особенности работы оборудования требуют строжайшего соблюдения ПТБ и охраны труда.

Безопасность проведения экспериментов и отладки оборудования организуем в соответствии с ГОСТ 31177-2003, РД 34.03.201-97.

На период отладки вместо снятого ограждения следует выполнить временное. Лестницы и площадки следует оградить перилами высотой не менее 1,1 метра с бортовым элементом по низу перил высотой не менее 0,14 метра. Расстояние от уровня площадки до верхнего перекрытия должно быть не менее двух метров.

Предохранительные устройства защитные системы и автомат безопасности. Автомат безопасности отрегулировать на срабатывание при повышении частоты вращения, ротора турбины, на 10÷12 % больше номинального.

Обеспечить пожаробезопасность, надежность системы маслоснабжения, резервные и аварийные маслонасосы проверять в работе два раза в месяц.

Выполнить телевизионные установки, телекамеры для наблюдения за технологическим процессом.

## **5.2 Анализ и устранение потенциальных опасностей и вредностей технологического процесса**

При эксплуатации и ремонте основного и вспомогательного оборудования могут возникнуть следующие опасные ситуации:

- захват спецодежды движущимися частями оборудования, ранения об остроконечный рабочий инструмент;
- тепловые ожоги;
- поражение электрическим током;
- воздействие вибраций, производственного шума, инфра- и ультразвука на организм;
- воздействие вредных веществ, содержащихся в воздухе рабочей зоны;
- воздействие электромагнитных полей и излучений;
- аварийные ситуации связанные с нарушением взрывопожаробезопасности, с сосудами, работающими под давлением.

Во избежание всего этого на персонал возлагается обязанность неукоснительно соблюдать требования инструкции по охране труда и правила техники безопасности. С персоналом должны регулярно проводиться занятия и тренировки с периодическим контролем знаний требований инструкции по охране труда и правил техники безопасности.

### **5.2.1 Опасность поражения электрическим током**

Турбинный цех, согласно правилам устройства электроустановок (ПУЭ), относится к помещению с повышенной опасностью с рабочим напряжением от 0,4 до 6 кВ. Для защиты от поражения электрическим током предусматривается согласно ГОСТ 50571.8-94 "Требования обеспечения безопасности. Общие требования по применению мер защиты для обеспечения безопасности"

рабочая изоляция;

недоступность токоведущих частей (используются осадительные средства - кожух, корпус, электрический шкаф, использование блочных схем;

блокировки безопасности (механические, электрические);

малое напряжение: для локальных светильников (36 В), для особоопасных помещений и вне помещений; 12 В используется во взрывоопасных помещениях;

меры ориентации (использование маркировок отдельных частей электрического оборудования, надписи, предупредительные знаки, разноцветная изоляция, световая сигнализация) ГОСТ Р 12.4.026-2001 ССБР; индивидуальные средства защиты;

защитное заземление ГОСТ 12.1.030 (применяют в электроустановках до 1 кВ и более переменного тока с изолированной нейтралью или изолированным выводом однофазного тока, а также в электроустановках постоянного тока с изолированной средней точкой при повышенных требованиях безопасности: сырые помещения, передвижные установки и т.д.);

- защитное зануление (в электроустановках напряжением до 1 кВ - преднамеренное соединение открытых проводящих частей с глухозаземленной нейтралью генератора или трансформатора в сетях трехфазного тока, с глухозаземленным выводом источника однофазного тока, с заземленной точкой источника в сетях постоянного тока, выполняемое в целях электробезопасности).

К общей системе заземления подключают все металлические нетоковедущие части оборудования, которые могут оказаться под напряжением вследствие замыкания на корпус.

### **5.2.2. Опасность атмосферного электричества**

Район расположения ТЭЦ по интенсивности грозовой деятельности характеризуется как умеренный (с пиком грозовой активности в июне-июле месяце). Опасность поражения молнией зданий и сооружений заключается:

- в первичном проявлении, т.е. прямом ударе молнии;
- во вторичном проявлении, т.е. электростатической и электромагнитной индукции (возникновения разности потенциалов и искрения на металлических конструкциях, оборудовании, трубопроводах и т.д.);
- в заносе высокого потенциала по проводам линий электропередач, токопроводящим коммуникациям, рельсам и др.

Мероприятия по защите от молний определяются указаниями по проектированию и устройству молниезащиты зданий и сооружений (СО 153-34.21.122-2003).

### **5.2.3 Электромагнитные поля**

К источникам электромагнитных излучений в турбинном цехе относятся:

- трансформаторы, устройства защиты и автоматики и др.

Предельно допустимые уровни (ПДУ) магнитных полей регламентируют СанПиН 2.2.4.1191-03 "Электромагнитные поля промышленной частоты (50 Гц) в производственных условиях" в зависимости от времени пребывания персонала для условия общего и локального воздействия. Предельно допустимые уровни (ПДУ) напряженности электрических полей регламентируют "СанПиН выполнения

работ в условиях воздействия промышленной частоты электрических полей " в зависимости от времени пребывания приведены в таблице 14.

Таблица 14 – Предельно допустимые уровни магнитных полей

Время пребывания, час	Допустимые уровни МП, Н (А/м) / В (МК/л), При воздействии	
	Общем	Локальном
$\leq 1$	1600/2000	6400/8000
2	800/1000	3200/4000
4	400/500	1600/2000
8	80/100	800/1000

#### **5.2.4. Опасность травмирования движущимися частями машин и механизмов**

При эксплуатации узлов и деталей (валов, муфт, осей, шестерен) различных машин и механизмов возможно травмирование человека движущимися частями этих механизмов.

Причины разнообразны:

- выход движущихся частей за установленные пределы;
- биение или неправильная установка узлов;
- динамическая перегрузка механизмов;
- несоблюдение инструкций по эксплуатации, или нарушение правил техники безопасности.

К таковым механизмам на ТЭЦ относятся: вращающиеся муфты электродвигателей, приводы и исполнительные механизмы, другое оборудование. Для исключения травмирования и возможности случайного попадания человека в опасную зону устанавливаются ограждения, предохранительные устройства, различные блокировки и сигнализации согласно ГОСТ 12.2.062.ССБТ "Оборудование производственное. Ограждение защитное", ГОСТ 12.3.002. ССБТ "Процессы производственные. Общие требования безопасности".

#### **5.2.5 Тепловые излучения и опасность термического ожога**

- 
- В турбинном цехе в результате технологического процесса имеет место тепловое излучение от обмуровки котельных агрегатов и трубопроводов.

В соответствии с СанПиН 2.2.4.548-96 интенсивность теплового облучения ( $E_0$ ) работающих от источников излучения, нагретых до белого и красного свечения (раскалённый металл, пламя и др) не должна превышать 140 Вт/м<sup>2</sup>. Время пребывания на рабочих местах при отклонении

температуры воздуха от допустимых величин регламентируют СанПиН 2.2.4.548-98. На рабочих местах, связанных с выделением тепла, предусматривается согласно ГОСТ 12.4.123:

- теплозащитные экраны в районе мест, где наблюдается сильное выделение тепла;
- тепловая изоляция (температура наружной поверхности не более 45°C);
- сигнальная окраска трубопроводов (соответствует правилам устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды);
- применение воздушно-душирующих установок при температуре воздуха плюс 33°C ;
- спецодежда в соответствии с нормами;
- вентиляция (СНиП 41-01-03).

Таблица 15 – Допустимые величины интенсивности теплового облучения поверхности тела работающих от производственных источников в соответствии с СанПиН 2.2.4.548-96 "Гигиеническими требованиями к микроклимату производственных помещений"

Облучаемая поверхность тела, %	Интенсивность теплового облучения, Вт/м <sup>2</sup> , не более
50 и более	35
25-50	70
Не более 25	100

#### **5.2.6 Требования промышленной безопасности к организациям и работникам опасных производственных объектов (ОПО), осуществляющим эксплуатацию подъёмных сооружений (ПС). Приказ №533 от 12.11.2013**

Организация (индивидуальный предприниматель), эксплуатирующая ОПО с ПС (без выполнения собственными службами работ по ремонту, реконструкции или модернизации) (далее - эксплуатирующая организация), должна соблюдать требования руководств (инструкций) по эксплуатации имеющихся в наличии ПС и выполнять следующие требования:

а) поддерживать эксплуатируемые ПС в работоспособном состоянии, соблюдая графики выполнения технических освидетельствований, технического обслуживания и планово-предупредительных ремонтов, а также не превышать срок службы (период безопасной эксплуатации), заявленный изготовителем в паспорте ПС без наличия заключения экспертизы промышленной безопасности о возможности его продления;

б) не превышать характеристики и не нарушать требования, изложенные в паспорте и руководстве (инструкции) по эксплуатации ПС (грузоподъемность или грузовой момент, группу классификации режима и другие паспортные режимы эксплуатации);

в) не допускать к применению неработоспособные и несоответствующие технологии выполняемых работ грузозахватные приспособления и тару;

г) не эксплуатировать ПС с неработоспособными ограничителями, указателями и регистраторами;

д) не эксплуатировать ПС на неработоспособных рельсовых путях (для ПС на рельсовом ходу);

е) не эксплуатировать ПС с нарушениями требований по их установке. Не эксплуатировать ПС с отступлениями от регламентированных размеров посадочных лестниц и площадок, строительных конструкций или площадок на открытом воздухе, на которых установлено ПС и минимально допустимым расстояниям от ПС до иных строительных конструкций, оборудования, других ПС, штабелей грузов или откоса, которые установлены в руководстве (инструкции) по эксплуатации ПС. Следить, чтобы нагрузочные характеристики площадок установки ПС и/или подкрановых строительных конструкций, не превышали нагрузок от ПС с грузом, указанных в паспорте и руководстве (инструкции) по эксплуатации ПС;

ж) разработать и утвердить распорядительным актом эксплуатирующей организации, инструкции с должностными обязанностями, а также поименный перечень лиц, ответственных за промышленную безопасность в организации из числа ее аттестованных специалистов:

- специалиста, ответственного за осуществление производственного контроля при эксплуатации ПС;

- специалиста, ответственного за содержание ПС в работоспособном состоянии;

- специалиста, ответственного за безопасное производство работ с применением ПС.

Указанные специалисты должны быть аттестованы, в том числе на знание требований промышленной безопасности к рельсовым путям, если в состав ОПО входят ПС, передвигающиеся по ним.

В организациях, где производство работ с применением ПС выполняется на одном участке (цехе), разрешается одному специалисту совмещать обязанности ответственного за содержание ПС в работоспособном состоянии и за безопасное производство работ;

з) устанавливать порядок допуска к самостоятельной работе на ПС персонала в соответствии с инструкциями ОПО и контролировать его соблюдение;

и) обеспечить соблюдение технологических процессов с ПС, исключающих нахождение работников и третьих лиц под транспортируемым грузом и в опасных зонах, а также исключающих перемещение грузов за пределами границ опасных зон;

к) не допускать транспортировку кранами работников;

л) исключить случаи использования ПС для подтаскивания грузов и использования механизма подъема крана с отклонением канатов от вертикали;

м) иметь в наличии грузы (специальные нагружатели) для выполнения испытаний ПС, либо проводить испытания на специально оборудованном полигоне.

При эксплуатации ПС эксплуатирующая организация обязана:

а) устанавливать порядок контроля обучения и периодической проверки знаний специалистов и персонала, работающих с ограничителями, указателями и регистраторами, а также документально подтверждать его соблюдение с учетом требований руководства (инструкции) по эксплуатации;

б) организовывать (в том числе, с привлечением специализированных организаций) считывание данных регистратора параметров не реже сроков, указанных в руководстве (инструкции) по эксплуатации регистратора, осуществлять обработку (расшифровку) этих данных с оформлением протокола, выявлять нарушения правил эксплуатации ПС;

в) обеспечивать соблюдение технологического процесса транспортировки грузов и приостановку работы ПС в случае возникновения угрозы аварийной ситуации;

г) при выявлении нарушений требований к эксплуатации ПС, принимать меры по их устранению и предупреждению, в том числе проводить внеочередную проверку знаний работников, допустивших такие нарушения.

Работники ОПО, непосредственно занимающиеся эксплуатацией ПС, должны соответствовать следующим требованиям:

а) быть обученными и иметь выданное в установленном порядке удостоверение на право самостоятельной работы по соответствующим видам деятельности;

б) знать критерии работоспособности применяемых ПС в соответствии с требованиями руководства (инструкции) по эксплуатации применяемых ПС, технологический процесс транспортировки грузов.

в) в случае возникновения угрозы аварийной ситуации, информировать об этом своего непосредственного руководителя;

г) знать порядок действий, по инструкциям эксплуатирующей организации, в случаях возникновения аварий и инцидентов при эксплуатации ПС, а также выполнять данные инструкции;

д) пройти в установленном порядке аттестацию (только для специалистов) на знание ФНП и не нарушать их в процессе выполнения работ.

## **5.3 Производственная санитария**

### **5.3.1 Микроклимат**

Помещение турбинного цеха характеризуется:

- повышенной температурой,
- наличием теплового излучения,



– повышенной относительной влажностью.

Для обеспечения нормального микроклимата в соответствии с СанПиН 2.2.4.548-96 предусматривается следующее:

- вентиляция приточно-вытяжная СНИП 41-01-03;
- установка систем воздушного отопления, совмещенных с вентиляцией;
- герметизация технологического оборудования.

Предусмотренные мероприятия обеспечивают параметры микроклимата в соответствии с нормами, представленными в таблице 6.3. Допустимые величины – в таблице 6.4. В соответствии с ГОСТ 12.1.005 ССБТ. «Санитарно-гигиеническое нормирование воздуха рабочей зоны», значения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха устанавливаются для рабочей зоны производственных помещений в зависимости от категории тяжести выполняемой работы, величины избытков явного тепла, выделяемого в помещении и периода года.

Таблица 16 – Оптимальные нормы микроклимата в рабочей зоне производственных помещений по СанПиН 2.2.4.548-96.

Сезон года	Категория работ	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	Па	19-21	18-22	40-60	0,2
Тёплый	Па	20-22	19-23	40-60	0,3

Таблица 17 – Допустимые нормы микроклимата в рабочей зоне производственных помещений по СанПиН 2.2.4.548-96

Период Года	Категория работ	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с	
		диапазон ниже оптимальных величин	диапазон выше оптимальных величин			для диапазона температур воздуха ниже оптимальных величин, не более	для диапазона температур воздуха выше оптимальных величин, не более**
Холодный	Па	17,0- 18,9	21,1- 23,0	16,0-24,0	15-75	0,1	0,3
Теплый	Па	18,0- 19,9	22,1- 27,0	17,0-28,0	15-75*	0,1	0,4

Среднесменные значения ТНС-индекса не превышают верхнюю границу рекомендуемых величин для 8 часовой рабочей смены в соответствии с СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиеническими требованиями к микроклимату производственных помещений», который составляет для

категории работ Па-20,5-25,1 °С

### 5.3.2 Выделение вредных веществ

Основными источниками выделения вредных веществ в турбинном цехе являются:

- аэрозоли и испарения химических веществ.

Токсикологические характеристики вредных веществ (ГН-2.2.5.1313-03), выделяемых в турбинном цехе, приведены в таблице 6.5.

Таблица 18 – Предельно-допустимые концентрации вредных веществ

Наименование вещества	Агрегатное состояние	Характер воздействия на человека	ПДК, мг/м <sup>3</sup>	Класс опасности по ГОСТ 12.1.005
Гидрози гидрат	Жидкое	Отравление	0,1	1
Турбинное масло Т-22	Бесцветный пар со слабым запахом	Воздействие на дыхательные пути	5	4
ОМТИ	Бесцветный пар с острым запахом	Воздействие на нервную систему	0,1	1

Для обеспечения профилактики неблагоприятных воздействий вредных веществ на организм человека необходимо, в соответствии с ГОСТ 12.1.005, предпринять следующие мероприятия:

- максимально герметизировать источники выделения вредных веществ;
- местная вытяжка вентиляция и общая вентиляция. СНиП 41-01-03;

### 5.3.3 Освещение

В помещении турбинного цеха предусмотрено совмещенное освещение по СП 52.13330.2011 «Естественное и искусственное освещение»:

- естественное – система боковая;
- искусственное – система комбинированная;

Источниками искусственным освещением являются:

- лампы газоразрядные, лампы накаливания.

Предусмотренное освещение разделяется на виды:

- рабочее, в соответствии с характером выполняемых работ;
- аварийное – запитанное от независимого источника энергии;
- дежурное;
- эвакуационное – предназначенными для эвакуации работников.

Таблица 19 – Нормы освещенности рабочих мест согласно СП 52.13330.2011

Наименование помещения	Характер работы	Нормируемое значение КЕО, %		Нормируемая освещённость при искусственном освещении, Лк		Тип светильника
		Комбинированное	Боковое	Комбинированное	При системе общего освещения	
Машинный зал	Наблюдение за произв. процессом (VIII разряд зрит. работ)	0,5	0,2	-	50	ЛЛ типа: ЛТБ, ЛБ, 730, 735, КЛЛ, СД
БЩУ	Наблюдение за измерениями, приборами (III разряд зрит. работ)	3,0	1,2	750	300	ЛЛ типа: ЛЕЦ, 840, 865, МГЛ, СД

### 5.3.4 Шум, ультразвук и инфразвук

Источником шума в котельном цехе являются:

- турбины;
- вращающиеся механизмы (насосы, вентиляторы и т.д.);
- установки РОУ и БРОУ и другие дросселирующие устройства;
- трубопроводы воды и пара.

Шум оказывает значительное влияние на слуховой аппарат. Длительное воздействие интенсивного шума приводит к заболеваниям центральной и вегетативной нервной системы, психическим расстройствам

Таблица 20 – Предельно допустимые уровни шума по СНиП 23-03-2003

Назначение помещений или территорий	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука и эквивалентные уровни звука (дБА)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1 Рабочие помещения диспетчерских служб, кабины наблюдения и дистанционного управления с речевой связью по телефону, участки точной сборки, телефонные и телеграфные станции, залы обработки информации на ЭВМ.	96	83	74	68	63	60	57	55	65	75
2 Помещения с постоянными рабочими местами производственных предприятий, территории предприятий с постоянными рабочими местами.	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Устранение вредного воздействия шума на человека в производственных условиях достигается рядом мер, в соответствии с ГОСТ 12.1.003. ССБТ

«Шум. Общие требования безопасности»:

- рациональное размещение оборудования;
- своевременный плановый и предупредительный ремонт оборудования;
- звукопоглощающая облицовка;
- звукоизолирующие кожухи, экраны, кабины;
- использование индивидуальных средств защиты (наушники, беруши, комбинированные каски с наушниками и т. д.);
- дистанционное управление шумным оборудованием;
- установка глушителей трубчатого типа в системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха. Технические требования регламентируют следующие документы: - СанПиН 23-01-03 "Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки";

### 5.3.5 Вибрация

Источниками вибрации в котельном цехе являются:

- турбоагрегаты;
- насосы;
- электродвигатели.

Вибрация возникает при работе машин и механизмов с вибрационно-поступательным движением деталей, неуравновешенными вращающимися массами. Вибрация, воздействующая на человека, нормируется отдельно для каждого установленного направления в каждой октавной полосе по СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Санитарные нормы. Вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Методы и средства защиты». Зависимость вибрации на рабочем месте от частоты представлены в таблице 6.8.

Таблица 21 – Нормы вибрации на рабочем месте от частоты ( СН 2.2.4/2.1.8.566-96 )

1. Среднегеометрическое частоты октавных полос, Гц	2. Предельно допустимые значения по осям $X_L, Y_L, Z_L$							
	3. виброускорения				4. виброскорости			
	5. $m/s^2$		6. дБ		7. $m/s \cdot 10^{-2}$		8. дБ	
	9. 1/3 окт	10. 1/1 окт	11. 1/3 окт	12. 1/1 окт	13. 1/3 окт	14. 1/1 окт	15. 1/3 окт	16. 1/1 окт
1,6	0,089		99		0,89		105	
2,0	0,079	0,14	98	103	0,63	1,30	102	108
4,0	0,056	0,10	95	100	0,22	0,45	93	99
8,0	0,056	0,10	95	100	0,11	0,22	87	93
16,0	0,110	0,20	101	106	0,11	0,20	87	92
31,5	0,220	0,40	107	112	0,11	0,20	87	92
63,0	0,450	0,79	113	118	0,11	0,20	87	92
Корректированные и эквивалентные корректированные значения и их уровни		0,10		100		0,20		92

Устранение вредного воздействия вибрации на человека в производственных условиях, в соответствии с ГОСТ 12.1.012-03.ССБТ «Вибрационная безопасность. Общие требования», достигается путём применения:

- своевременный плановый, предупредительный ремонт оборудования;
- вибропоглощающие фундаменты, виброизоляция;
- вибродемпфирующие материалы на оборудование;
- дистанционное управление вибрирующим оборудованием.

Вибрация, воздействующая на человека, нормируется отдельно для каждого установленного направления в каждой октавной полосе по СН

2.2.4/2.1.8.566-96 "Санитарные нормы. Производственная вибрация в помещениях жилых и общественных зданиях".

## **5.4 Предотвращение аварийных ситуаций**

### **5.4.1 Предупреждение аварий и взрывов технологического оборудования**

Для предупреждения аварий и взрывов технологического оборудования необходимо исключить:

- тепловые и механические перегрузки оборудования;
- нарушение режима работы оборудования;
- неисправности контрольно-измерительных приборов и средств диспетчеризации технологического управления.

Данный технологический процесс производства электроэнергии и тепловой энергии должен вестись в строгом соответствии с:

- ПТЭ электростанций и сетей;
- ФНП «Правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением». Приказ Ростехнадзора №116 от 25.03.2014;
- Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения». Приказ №533 от 12.11.2013
- ПТБ при эксплуатации тепломеханического оборудования электрических станций и тепловых сетей.

### **5.4.2 Обеспечение взрывопожарной безопасности**

Цеха оснащаются всеми необходимыми средствами пожаротушения и противопожарной сигнализацией.

Категория помещений по пожарной опасности (СП 12.13130-2009) – А. Турбинный цех относится ко II степени огнестойкости. Максимальные пределы огнестойкости конструкций для II класса огнестойкости представлены в таблице 6.9 СНиП 21-01-97.

Таблица 22 – Максимальные пределы огнестойкости конструкций

Степень	Максимальные пределы огнестойкости конструкций, (минут)
---------	---

огнестойкости здания	Несущие элементы	Наружные стены	Перекрытия	Перекрытия бесчердачные	Лестничные площадки, стены	Лестничные марши
II	R45	RE15	REJ45	RE15	REJ90	R45

Источником возникновения пожара (взрыва) может явиться турбинное масло и водород, которые используются на данной станции. Их характеристики приведены в таблице 6.10.

Таблица 23 – Пожароопасные свойства веществ

Наименование вещества	Пожароопасность	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Концентрационный предел распространения пламени, %		Температура вспышки, °С
			НКПР	ВКПР	
Турбинное масло	ГЖ	900	-	-	190
Водород	ГГ	0,083	4	75	-

Для пожарной безопасности предусматривается согласно ГОСТ 12.1.004 ССБТ:

- эвакуационные выходы;
- внутренний и наружный пожарные водопроводы (СП 8.13130-2009 и СП 10.13130-2009);
- первичные средства пожаротушения: огнетушители (ОВП, ОП, ОУ), пожарный щит (СП 9.13130-2009);
- пожарные лестницы для выхода наружу;
- сигнализация (СП 5.13130.2009);
- устройства водяного, пенного, порошкового огнетушения;
- вводный и первичный инструктаж о мерах пожарной безопасности всех работников при поступлении на работу.

Организационно-технические мероприятия должны включать:

- организацию пожарной охраны, организацию ведомственных служб пожарной безопасности в соответствии с законодательством РФ;
- паспортизацию веществ, материалов, изделий, технологических процессов, зданий и сооружений объектов в части обеспечения пожарной безопасности;
- привлечение общественности к вопросам обеспечения пож. безопасности;
- организацию обучения работающих правилам пожарной безопасности на производстве, а населения - в порядке, установленном правилами пожарной безопасности соответствующих объектов пребывания людей;
- разработку и реализацию норм и правил пожарной безопасности, инструкций - о порядке обращения с пожароопасными веществами и материалами, о соблюдении противопожарного режима изготовления и

применение средств наглядной агитация для обеспечения пожарной безопасности;

- порядок хранения веществ и материалов, тушение которых недопустимо одними и теми же средствами, в зависимости от их физико-химических и пожароопасных свойств;

- нормирование численности людей на объекте по условиям безопасности их при пожаре;

- разработку мероприятий по действиям администрации, рабочих, служащих и населения на случай возникновения пожара и организацию эвакуации людей;

- основные виды, количество, размещение и обслуживание пожарной техники.

Применяемая пожарная техника должна обеспечивать эффективное тушение пожара (загорания), быть безопасной для природы и людей.

Так же для борьбы с масляными пожарами предусматривается применение огнестойких жидкостей, например применение масла ОМТИ. В системе смазки и регулирования напорные маслопроводы, находящиеся в зоне высоких температур, помещаются в специальные защитные короба, выполненные из листовой стали толщиной не менее 3 мм. Все зоны скопления масляных паров вентилируются с помощью эксгаустеров.

В отделении устанавливаются автоматическая дренчерная система пожаротушения и автоматическая система объёмного аэрозольного тушения (САТ) в соответствии с СП 5.13130.2009. Система оповещения людей о пожаре с автоматическим управлением и возможностью реализации

множества вариантов организации эвакуации из каждой зоны оповещения. Аварийная вентиляция на случай возникновения пожара. Предусмотрена схема наружного и внутреннего пожарного водоснабжения с двумя независимыми вводами. На всех отметках размещено по несколько пожарных гидрантов. По всей территории на всех отметках установлены щиты с размещением первичных средств пожаротушения ЩП-В, а в местах с токоведущими проводниками ЩП-Е. Все меры пожарной безопасности выполняются в соответствии с ГОСТ 12.1.004-91 "Пожарная безопасность. Общие требования", ГОСТ 12.3.047-98 ССБТ "Пожарная безопасность технологических процессов. Общие требования. Методы контроля"

## **5.5 Техническое освидетельствование**

### **5.5.1 Техническое освидетельствование сосудов**

Безопасная работа сосудов, находящихся под давлением (СРД), обеспечивается комплексом организационно-технических мероприятий, включающих в себя: конструкция сосудов, применяемые материалы и технологии, в том числе и при ремонтных работах, обеспечивают конструктивную прочность сосудов. Эксплуатация сосудов ведется в строгом соответствии с требованиями ФНП «Правил промышленной безопасности



опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением» Приказ Ростехнадзора №116 от 25.03.2014. Персонал, занятый обслуживанием сосудов, должен быть надлежащим образом обучен и аттестован.

Требования к техническому освидетельствованию сосудов, согласно ФНП «Правил промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением» Приказ Ростехнадзора №116 от 25.03.2014, следующие,

- Объем, методы и периодичность технических освидетельствований сосудов (за исключением баллонов) должны быть определены изготовителем и указаны в руководстве (инструкции) по эксплуатации.

Освидетельствование баллонов должно быть проведено по методике, утвержденной разработчиком конструкции баллонов, в которой должны быть указаны периодичность освидетельствования и нормы браковки.

- Первичное, периодическое и внеочередное техническое освидетельствование сосудов, подлежащих учету в территориальном органе Ростехнадзора, проводят уполномоченная специализированная организация, а также лицо, ответственное за осуществление производственного контроля за эксплуатацией сосудов, работающих под давлением, совместно с ответственным за исправное состояние и безопасную эксплуатацию в сроки, установленные в руководстве (инструкции) по эксплуатации или указанные в таблице 24

Таблица 24 – Периодичность технического освидетельствования СРД, регистрируемых в органах Ростехнадзором

Скорость коррозии, мм/год	Периодичность освидетельствования	
	Ответственный на предприятии (наружный и внутренний осмотр) Наружный и внутренний осмотр	Гидравлическое испытание пробным давлением
Не более 0,1	4 года	8 лет
Более 0,1	4 года	8 лет
Регенеративные подогреватели	После двух капитальных ремонтов, но не реже одного раза в 12 лет	

- Первичное, периодическое и внеочередное техническое освидетельствование сосудов, не подлежащих учету в территориальном органе Ростехнадзора, проводит лицо, ответственное за осуществление производственного контроля за эксплуатацией сосудов, работающих под давлением, совместно с ответственным за исправное состояние и безопасную эксплуатацию в сроки, установленные в руководстве (инструкции) по эксплуатации.

- Минимальный объем первичного технического освидетельствования сосудов включает:

а) проведение визуального и измерительного контроля с внутренней (при доступности) и наружной поверхностей сосуда;

б) контроль толщины стенок элементов сосудов, работающих под давлением коррозионноагрессивных сред, если это установлено в руководстве (инструкции) по эксплуатации и (или) предусмотрено в проектной документации ОПО с учетом специфики технологического процесса, в котором используются сосуды;

в) проверку соответствия монтажа, обвязки технологическими трубопроводами, оснащения контрольно-измерительными приборами и предохранительными устройствами сосуда требованиям проектной и технической документации;

г) проведение гидравлических испытаний.

При техническом освидетельствовании сосудов допускается применение иных методов неразрушающего контроля, в том числе метод акустической эмиссии.

- При первичном техническом освидетельствовании допускается не проводить осмотр внутренней поверхности и гидравлическое испытание сосуда, поставляемого в собранном виде, если это установлено в требованиях руководства (инструкции) по эксплуатации и не нарушены указанные в нем сроки и условия консервации.

- Объем внеочередного технического освидетельствования определяется причинами, вызвавшими его проведение.

При проведении внеочередного освидетельствования в паспорте сосуда должна быть указана причина, вызвавшая необходимость в таком освидетельствовании.

- Перед проведением осмотра (визуального и измерительного контроля) внутренней поверхности сосуда, иных работ внутри сосуда и его гидравлического испытания сосуд должен быть остановлен, охлажден (отогрет), освобожден от заполняющей его рабочей среды с проведением вентилирования (продувки) и нейтрализации, дегазации (при необходимости), отключен от источников питания и всех трубопроводов, соединяющих сосуд с источниками давления или другими сосудами и технологическим оборудованием.

Порядок проведения указанных работ в зависимости от свойств рабочей среды, конструкции сосуда, особенностей схемы его включения и технологического процесса и требований, указанных в настоящем разделе ФНП, должен быть установлен в производственной инструкции или в иной документации по безопасному ведению работ (технологический регламент, инструкция), утвержденной эксплуатирующей и (или) уполномоченной специализированной организацией, осуществляющей выполнение указанных работ.

- Продувка сосуда, работающего под давлением воздуха или инертных газов, до начала выполнения работ внутри его корпуса осуществляется

воздухом, продувка сосуда, работающего под давлением горючих газов, - инертным газом и (или) воздухом. Окончание продувки, в необходимых случаях с учетом свойств рабочей среды определяют по результатам анализа среды внутри сосуда после продувки.

Сосуды, работающие с токсичными веществами, до начала выполнения работ внутри, в том числе перед визуальным и измерительным контролем, должны подвергаться тщательной обработке (нейтрализации, дегазации).

- Отключение сосуда от всех трубопроводов, соединяющих его с источниками давления или другими сосудами и технологическим оборудованием, осуществляют установкой заглушек в разъемных соединениях или путем их непосредственного отсоединения от подводящих и отводящих трубопроводов в местах разъемных соединений с установкой заглушек на фланцах трубопроводов.

- Поверхности сосудов до начала осмотра должны быть очищены от отложений и грязи для проведения визуального и измерительного контроля.

По требованию лица, проводящего освидетельствование, футеровка, изоляция и другие виды защиты должны быть удалены, если имеются признаки, указывающие на возможное наличие дефектов, влияющих на безопасность использования сосуда (визуально видимые механические повреждения; деформация; нарушения целостности футеровки, изоляции и защитной оболочки корпуса; нарушение герметичности корпуса сосуда или его защитной оболочки по показаниям приборов). В случае, если конструкцией сосуда и (или) особенностью технологического процесса не предусмотрена возможность удаления изоляции и других защитных устройств корпуса с последующим восстановлением, то диагностирование возможного наличия дефектов в недоступных для осмотра местах со снятием защитного покрытия или иными методами должно осуществляться по методике и технологии разработчика Проекта и (или) изготовителя сосуда, с привлечением при необходимости для выполнения работ специализированной организации и (или) организации - изготовителя сосуда.

При проведении внеочередного технического освидетельствования после ремонта с применением сварки и термической обработки для проведения осмотра и испытаний на прочность и плотность сосуда допускается снимать наружную изоляцию частично только в месте, подвергнутом ремонту.

- Гидравлические испытания сосуда должны быть проведены в соответствии с утвержденными схемами и инструкциями по режиму работы и безопасному обслуживанию сосудов, разработанными в эксплуатирующей организации с учетом требований руководства (инструкции) по эксплуатации.

При проведении гидравлического испытания сосуда должны быть выполнены соответствующие требования подраздела "Гидравлическое (пневматическое) испытание" раздела III ФНП. Величину пробного давления определяют исходя из разрешенного давления для сосуда. Время выдержки

сосуда под пробным давлением (если отсутствуют другие указания в руководстве по эксплуатации) должно быть не менее:

а) 10 мин. - при толщине стенки до 50 мм включительно;

б) 20 мин. - при толщине стенки свыше 50 до 100 мм включительно;

в) 30 мин. - при толщине стенки свыше 100 мм.

- Гидравлические испытания сосудов должны быть проведены только при удовлетворительных результатах визуального и измерительного контроля внутренней и наружной поверхностей, предусмотренных руководством (инструкцией) по эксплуатации неразрушающего контроля и исследований.

- При гидравлическом испытании вертикально установленных сосудов пробное давление должно контролироваться по манометру, установленному на верхней крышке (днище) сосуда, а в случае конструктивной невозможности такой установки манометра величина пробного давления должна определяться с учетом гидростатического давления воды в зависимости от уровня установки манометра.

- В случаях, когда проведение гидравлического испытания невозможно (большие нагрузки от веса воды на фундамент, междуэтажные перекрытия или на сам сосуд; трудность удаления воды, наличие внутри сосуда футеровки), допускается заменять его пневматическим испытанием в соответствии с требованиями подраздела "Гидравлическое (пневматическое) испытание" раздела III ФНП.

- Сосуды, работающие под давлением сред, отнесенных к 1-й группе согласно ТР ТС 032/2013, до пуска в работу после окончания технического освидетельствования и иных работ должны подвергаться эксплуатирующей организацией испытанию на герметичность воздухом или инертным газом под давлением, равным рабочему давлению, в соответствии с инструкцией, утвержденной эксплуатационной организацией

#### **5.5.4 Техническое освидетельствование трубопроводов**

В турбинном цехе все трубопроводы находятся под давлением. Для обеспечения безопасной работы обслуживающего персонала регламент работ предусмотрен ФНП «Правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением» Приказ Ростехнадзора №116 от 25.03.2014.

Требования к техническому освидетельствованию сосудов, согласно ФНП «Правил промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением» Приказ Ростехнадзора №116 от 25.03.2014, следующие,

- Трубопроводы пара и горячей воды при проведении технического освидетельствования должны подвергаться:

а) наружному осмотру и гидравлическому испытанию - перед пуском вновь смонтированного трубопровода, после реконструкции и ремонта трубопровода, связанного со сваркой и термической обработкой, а также перед пуском трубопровода после его нахождения в состоянии консервации свыше двух лет;

б) наружному осмотру - в процессе эксплуатации в горячем и холодном состоянии с периодичностью, установленной в настоящем разделе.

При техническом освидетельствовании трубопроводов также допускается применение методов неразрушающего контроля.

Не подвергаются гидравлическому испытанию пароперепускные трубопроводы в пределах турбин и трубопроводы отбора пара от турбины до задвижки при условии оценки их состояния с применением не менее двух методов неразрушающего контроля в объеме, установленном в руководстве (инструкции) по эксплуатации.

- Первичное, периодическое и внеочередное техническое освидетельствование трубопроводов пара и горячей воды, подлежащих учету в территориальных органах Ростехнадзора, проводит уполномоченная специализированная организация. Периодическое освидетельствование трубопроводов проводят не реже одного раза в три года, если иные сроки не установлены в руководстве (инструкции) по эксплуатации.

- Ответственный за исправное состояние и безопасную эксплуатацию оборудования совместно с ответственным за производственный контроль должны проводить осмотр трубопровода перед проведением и после окончания планового ремонта, но не реже 1 раза в 12 месяцев (если нет иных указаний по срокам проведения в руководстве (инструкции) по эксплуатации), а также если характер и объем ремонта не вызывают необходимости внеочередного освидетельствования.

- Техническое освидетельствование трубопроводов, не подлежащих учету в органах Ростехнадзора, проводит лицо, ответственное за исправное состояние и безопасную эксплуатацию трубопроводов.

- Техническое освидетельствование (первичное, периодическое, внеочередное) и ревизию технологических трубопроводов проводят в соответствии с требованиями проектной и технологической документации, руководства (инструкции) по эксплуатации.

- При проведении технического освидетельствования трубопроводов следует уделять внимание участкам, работающим в особо сложных условиях, где наиболее вероятен максимальный износ трубопровода вследствие коррозии, эрозии, вибрации и других причин. К таким относятся участки, где изменяется направление потока (колена, тройники, врезки, дренажные

устройства, а также участки трубопроводов перед арматурой и после нее) и где возможно скопление влаги, веществ, вызывающих коррозию (тупиковые и временно неработающие участки).

- Наружный осмотр трубопроводов, проложенных открытым способом или в проходных и полупроходных каналах, может быть произведен без снятия изоляции, однако, в случае появления у лица, проводящего осмотр,

сомнений относительно состояния стенок или сварных швов трубопровода, лицо, проводящее осмотр, вправе потребовать частичного или полного удаления изоляции.

Наружный осмотр трубопроводов при прокладке в непроходных каналах или при бесканальной прокладке производится путем вскрытия грунта отдельных участков и снятия изоляции не реже чем через каждые два километра трубопровода, если иное не предусмотрено в проектной документации и руководстве (инструкции) по эксплуатации трубопровода.

- При проведении гидравлического испытания трубопровода должны быть выполнены соответствующие требования подраздела "Гидравлическое (пневматическое) испытание" раздела III ФНП. Сосуды, являющиеся неотъемлемой частью трубопровода (не имеющие запорных органов - неотключаемые по среде), испытывают тем же давлением, что и трубопроводы.

- Для проведения испытания трубопроводов, расположенных на высоте свыше 3 метров, должны устраиваться подмости или другие приспособления, обеспечивающие возможность безопасного осмотра трубопровода.

- Гидравлическое испытание может быть заменено двумя видами контроля (радиографическим и ультразвуковым) в случаях контроля качества соединительного сварного стыка трубопровода с трубопроводом действующей магистрали, трубопроводами в пределах котла или иного технологического оборудования (если между ними имеется только одна отключающая задвижка), а также при контроле не более двух неразъемных сварных соединений, выполненных при ремонте.

- Трубопроводы, работающие под давлением сред, отнесенных к группе 1-й согласно ТР ТС 032/2013, должны дополнительно подвергаться эксплуатирующей организацией испытанию на герметичность воздухом или инертным газом под давлением, равным рабочему давлению, в порядке, установленном инструкцией, утвержденной эксплуатирующей организацией.

## **5.6 Обеспечение устойчивости объекта в чрезвычайных ситуациях**

Устойчивость – это способность объекта экономики продолжать работу в условиях чрезвычайных ситуаций. Первоначально устойчивость закладывается еще на стадии проектирования здания, сооружения, промышленной установки. Главная цель исследований устойчивости объекта заключается в выявлении слабых мест во всех системах и звеньях, выработке на данной основе комплекса организационных, инженерно-технических, специальных и других мероприятий по их устранению. Эту работу организует руководитель объекта экономики с максимальным привлечением научно-исследовательских и проектных организаций.

## 5.6 Индивидуальное задание

В качестве индивидуального задания нужно произвести расчёт виброизоляции пружины на массу оборудования 900 кг = 8820Н. С числом оборотов двигателя 1440 об/мин.

Решение.

При выборе в качестве виброизоляции пружины расчет ведется в следующем порядке. Задаются количеством пружин. Определяется статическая нагрузка Н, на пружины.

Определим частоту вынужденных колебаний, Гц.

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1440}{60} = 24$$

Принимая соотношение частот  $f/f_0=3$ , определяем собственную частоту колебаний двигателя, Гц.

$$f_0 = \frac{24}{3} = 8$$

Из зависимости находим коэффициент передачи:

$$KP = \frac{1}{\left[ \left( \frac{24}{8} \right)^2 - 1 \right]} = \frac{1}{8}$$

Задавшись предварительным количеством пружин, равным 8, рассчитываем жесткость пружины по формуле, Н/м

$$q = \frac{8820}{9,8 \cdot 8} (2 \cdot 3,14 \cdot 8)^2 = 126 \cdot 10^5$$

Статическую нагрузку на одну пружину вычисляем по формуле, Н:

$$P_{ст} = \frac{8820}{8} = 1102,5$$

С запасом или неравномерностью распределения веса 15%  $P_{ст} = 1267Н$

По формуле определяем диаметр проволоки пружины, м:

$$d = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 8 \cdot 1267}{3,92 \cdot 10^8}} = 0,322 \cdot 10^{-2}$$

Приняв предварительную марку пружины 50ХФА, коэффициент пружины  $K=1,2$ , индекс пружины  $C=8$ , допустимое напряжение сдвига ( $\tau_{кр}$ )= $3,92 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>, модуль упругости  $G_y=7,7 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>.

Диаметр проволоки пружины принимаем равным 1 см. Определяем диаметр пружины, см:

$$D = 8 \cdot 1 = 8$$

Число витков пружины , согласно зависимости.

$$i = \frac{7.7 \cdot 10^{10} \cdot 10^{-2}}{8 \cdot 8^3 \cdot 1.26 \cdot 10^5} = 1.06$$

Принимаем количество витков, равное 2. Полное число витков пружины будет составлять  $2,0 \cdot 1,5 = 3,5$  витка

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном дипломе разработан проект КЭС мощностью 3200 МВт. Рассмотрен вариант установки котельного агрегата башенной компоновки с кольцевой топкой, работающий на суперсверхкритических параметрах пара, с одним промежуточным промперегревом. Был применен байпас части воды помимо ПВД, а также байпас части конденсата помимо ПНД, расположенных в хвостовых поверхностях котла.

Для проверки эффективности данного проекта проведены следующие расчеты:

- расчет тепловой схемы турбины;
- тепловой расчет котлоагрегата;
- расчет технико-экономических показателей работы станции
- аэродинамический расчет котла;
- расчет выбросов вредных веществ;

Из расчета тепловой схемы блока видно, что применение зарубежной технологии байпасирования позволяет значительно уменьшить температуру уходящих газов, являющихся основной потерей в котельном агрегате, при этом, не потеряв нагрузку турбины и не снизив температуру питательной воды.

Расчет котельного агрегата по конструкторской методике позволил нам найти основные габаритные размеры поверхностей нагрева, высоту самого котельного агрегата, которая составила 101.22 метра, а так же энтальпии дымовых газов за каждой поверхностью.

Аэродинамический расчет котла показывает, что величина сопротивления газоздушного тракта при башенной компоновке и расположение дополнительных поверхностей нагрева составляет приемлемую величину, по газовому тракту  $H_r = 239$  мм.вод.ст., по воздушному  $H_v = 576,665$  мм.вод.ст и позволяет установить тягодутьевые машины следующих марок: дымосос типа ДОД–43 с частотой вращения 740 об/мин и дутьевой вентилятор ВДОД-31,5 с частотой вращения 585 об/мин.

Из расчета выбросов вредных веществ видно, что их величина не превышает допустимые значения  $M_{SO_2} = 606,824$ ,  $M_{NO_x} = 441,48$ ,  $M_{зол} = 8,08$ , а высота дымовой трубы по условию рассеивания равняется 258 метров.



На основании экономических расчетов срок окупаемости составляет десять лет, что подтверждает высокую эффективность проекта.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Бойко, Е. А. Тепловые электрические станции (паротурбинные энергетические установки ТЭС) : Справочное пособие / Е. А. Бойко, К. В. Баженов, П. А. Грачев. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. 152 с.
- 2 Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара./ С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М. : Энергоатомиздат, 1984.
- 3 Цыганок А.П. Проектирование тепловых электрических станций:учеб. Пособие/ А. П. Цыганок, С. А. Михайленко ; Красноярск. гос. техн. ун-т. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006.-136с..
- 4 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. –Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96с.
- 5 Липов Ю. М-Тепловой расчет парового котла (учебное пособие для вузов). –Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001, 176 стр
- 6 Резников М.И. Котельные установки электростанций: учебное пособие/ Резников М.И., Липов Ю.М. ; М : Энергоатомиздат, 1987.
- 7 Тепловые и атомные электрические станции. Справочник/Под общ.ред. В.А.Григорьева и В.М.Зорина / М. : Энергоиздат, 1982 – 624с.
- 8 Бойко, Е. А. Выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 45с.
- 9 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (Аэродинамический расчет котельных установок) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71с.
- 10 Клевцов, А.В. Расчет градирни. А. В. Клевцов, В. П. Ратин, Л. А. Федорович /Под ред. И. Н. Тамбиевой. — М. : Изд-тго МЭИ. 1992 г.—72 с.
- 11 Подборский, Л.Н. Турбины ТЭС и АЭС : метод. указ. по курсовому проектированию для студентов специальности 1005 – «Тепловые электрические станции»/ Л.Н. Подборский. –Красноярск- КрПИ, 1991. – 62 с.
- 12 Астраханцева, И.А. Экономическая оценка технических решений : метод. указ. по дипломному проектированию для студентов специальности 1005 – «Тепловые электрические станции»/ И.А. Астраханцева ; Краснояр. гос. техн. ун-т. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 1998. – 27 с.
- 13 Финоченко, В.А. Выполнение экономической части дипломных проектов: метод указ. для студентов специальностей 0301 – «Электрические станции», 0305 – «Тепловые электрические станции» всех форм обучения / В.А. Финоченко. — Красноярск КрПИ, 1987. – 36 с.

А.П. Цыганок, Н.А. Сеулин ; КрПИ – Красноярск, 1981. – 36 с.

14 Михайленко, С.А. Тепловые электрические станции : учеб. пособие. 2-е изд. испр. / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок ; Краснояр. гос. техн. ун-т. - Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. - 302 с.

15 Трухний, А.Д. Стационарные паровые турбины. – 2-е изд., перераб. и доп./ А.Д. Трухний. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 640 с. : ил.

16 Цыганок, А.П. Тепловые и атомные электрические станции: учеб. пособие: в 2 ч./ А.П. Цыганок ; Краснояр. гос. техн. ун-т. - Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2000. - 123 с.

17 Цыганок, А.П. Проект ТЭС (Часть 1) : метод. указ. к дипломному и курсовому проектированию для студентов специальностей 0301, 0305 – «Электрические станции», «Тепловые электрические станции»/ А.П. Цыганок, Н.А. Сеулин ; Красноярск- КрПИ, 1981. – 59 с.

18 Цыганок, А.П. Проект ТЭС (Часть 2) : нормативные материалы к дипломному и курсовому проектированию для студентов специальностей 0301, 0305 – «Электрические станции», «Тепловые электрические станции»/

19 Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др.; Ред. А.Г. Костюк. – М. : Издательство МЭИ, 2001. -488 с. : ил.

20 Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. / Л.С. Стерман. – М. : Издательство МЭИ, 2004. – 424 с., ил.

21 Кузнецов, Н.М. Энергетическое оборудование блоков АЭС – 2-е изд., испр./ Н.М. Кузнецов, А.А. Канаев, И.З. Копп. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 279 с.: ил.

22 Щегляев, А.В. Паровые турбины/ А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.

23 Куликов, С.М. Расчет содержания вредных веществ в дымовых газах при проектировании котлов и энергетических установок : метод. указ. к дипломному проектированию для студентов специальностей 1005 – Тепловые электрические станции, 1007 – Промышленная теплоэнергетика/ С. М. Куликов, Е. А. Бойко ; Краснояр. гос. техн. ун-т. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 1995. - 32 с.

24 Смирнов А. Д. Справочная книжка энергетика / А.Д. Смирнов, К.М. Антипов – М. : Энергоатомиздат, 1987.

25 Белов, С.В. Безопасность жизнедеятельности. / С.В. Белов, А.В. Ильницкая, А.Ф. Козьяков. – Красноярск : Высшая школа, 1999.

26 Саламов А.А. Энергетика за рубежом, ( Приложение к журналу энергетик) : Выпуск 3, 2008