

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество  
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ  
имени Гумарбека Даукеева

кафедра Тепловые энергетические установки

«УТВЕРЖДАЮ»

Директор ИТЭТТ

ст. преп. каф. ТЭУ Бахтияр Б. Т.  
(Ф.И.О., ученая степень, звание)

«      » 20 г.  
(подпись)

«Допущен к защите»

Заведующий кафедрой ТЭУ

доц. каф ТЭУ Кибарин А. А.  
(Ф.И.О., ученая степень, звание)

«      » 20 г.  
(подпись)

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: Расширение ТЭЦ-2 столицы РК за счёт ПТУ-Т-120/130-130

Выполнил: Жумабаев Акарыс Медееуулы ТЭС-16-3

(фамилия и инициалы студента) группа

специальность 5В071700 – “Теплоэнергетика”

Научный руководитель: д.т.н., проф. каф. ТЭУ Достияров Абай

Мухамедиярович

(фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«      » 20 г.  
(подпись)

Рецензент: Нач. турбинного цеха АО АлЭС ТЭЦ 3 Ваганов Олег Викторович

(фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«      » 20 г.  
(подпись)

Нормоконтролер: асс. каф. ТЭУ Олжабаева Карлыгаш Сериковна

(фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«      » 20 г.  
(подпись)

Консультанты:

по экономической части: ст. преп. Абильдина Айнур Шахизадина

(фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«      » 20 г.  
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности: доц. каф. ОТ и ОС Приходько Николай

Георгиевич

(фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«      » 20 г.  
(подпись)

Алматы, 2020 г.

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН**

**Некоммерческое акционерное общество  
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ  
имени Гумарбека Даукеева**

Институт Институт теплоэнергетики и теплотехники  
Специальность 5В071700 – “Теплоэнергетика”  
Кафедра Тепловые энергетические установки

**ЗАДАНИЕ**

на выполнение дипломной работы

Студент Жумабаев Акарыс Медеуулы  
(фамилия, имя, отчество)

Тема работы Расширение ТЭЦ-2 столицы РК за счёт ПТУ-Т-120/130-130

утверждена приказом ректора № 147 от « 11 » ноября 2019 г.

Срок сдачи законченной работы « \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Исходные данные, требуемые параметры результатов и исходные данные: климатические характеристики города Нур-Султан , температурный график теплосети, расход пара технологическим потребителям в расчётном режиме, доля возврата и температура конденсата с производства, вид сжигаемого топлива, тепловые нагрузки по всем потребителям.

Перечень вопросов подлежащих разработке в дипломной работе или краткое содержание: нормы и правила расширения ТЭЦ, расчёт принципиальных тепловых схем турбин, методика выбора основного и вспомогательного оборудования, компоновка главного корпуса, годовые технико-экономические показатели ТЭЦ, опасные и вредные производственные факторы.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):  
1 Рис. А.1. – Процесс расширения пара в турбине Т – 120/130 – 130  
2 Рис. Б.1. – Принципиальная тепловая схема ТЭЦ  
3 Рис. В.1. – Главный корпус

Рекомендуемая основная литература:

- 1 Ривкин С. А., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1975. – 79 с.
- 2 Михельсон А.И., Соловьев Ю.П. Вспомогательное оборудование ТЭЦ, центральных котельных и его автоматизация. - М.: Энергия, 1972 г.- 256с.
- 3 Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промпредприятий. - М.: Энергия, 1968 г. – 312с.
- 4 Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. -7-е изд., стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2001 г. - 472 с.
- 5 Рыжкин В.Я Тепловые электрические станции. Учебник для вузов – Энергоатомиздат, 1987-328

Консультанты по работе с указанием относящихся к ним разделов:

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись
Основная часть	Достяров А.М.		
Безопасность жизнедеятельности	Приходько Н.Г.		
Экономическая часть	Абильдина А.Ш.		

### Г Р А Ф И К подготовки дипломной работы

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
1	Изучение специфики теплопотребления	18.01.2020	-
2	Расчёт принципиальной тепловой схемы	01.02.2020	-
3	Выбор основного оборудования	24.02.2020	-
4	Выбор вспомогательного оборудования	7.03.2020	-
5	Компоновочные решения	28.03.2020	-
6	Выполнение индивидуального задания	6.04.2020	Использовать тепловой расчёт
7	Экономическая часть	21.05.2020	-
8	Безопасность жизнедеятельности	22.05.2020	Изменить порядок представления разделов

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_ доц. каф.ТЭУ Кибарин А.А.  
(подпись) (фамилия и инициалы)

Руководитель \_\_\_\_\_ д.т.н., проф.каф.ТЭУ Достяров А.М.  
(подпись) (фамилия и инициалы)

Задание принял к исполнению

\_\_\_\_\_ Жумабаев А.М.  
(подпись студента) (фамилия и инициалы)

### **Аннотация**

Основная цель данного дипломного проекта – расширение ТЭЦ-2 столицы РК за счёт ПТУ-Т-120/130-130.

В ходе проекта проводится описание планируемого объекта и населенного пункта, расчёт принципиальной тепловой схемы турбины, выбор и описание основного и вспомогательного оборудования, характеризуются компоновочные решения. В качестве индивидуального задания проводится расчёт верхнего сетевого подогревателя.

В экономической части проекта производится оценка эффективности капиталовложений в расширение, определяются основные технико-экономические показатели.

В разделе “Безопасность жизнедеятельности” приводится анализ опасных и вредных производственных факторов, а также расчёт требуемого снижения шума.

### **Андатпа**

Бұл дипломдық жобаның басты мақсаты – ПТУ-Т-120 / 130-130 есебінен Қазақстан Республикасы астанасының ЖЭО-2 кеңейту.

Жоба барысында жоспарланған объект жайлы және оның орналасатын қала туралы мәлімдеме беріледі, принципті жылу схемасы есептеледі, негізгі және көмекші жабдықтардың таңдауы жасалынады, бас ғимараттың макеті бейнеленеді. Жеке тапсырма ретінде жоғарғы желілік жылытқышты есептеледі.

Экономикалық бөлімінде құрылысқа салынған инвестицияның тиімділігін бағалауы көрсетіледі, және негізгі техникалық-экономикалық көрсеткіштер анықталады.

“Өміртіршілік қауыпсіздігі” бөлімінде зиянды және қауіпті өндірістік факторларының талдауы беріледі, сонымен қатар шуды азайтудың қажетті мөлшерін есептеледі.

### **Annotation**

The main purpose of the diploma project is expansion of TPP-2 of the capital of the Republic of Kazakhstan due to PTU-T-120 / 130-130.

During the project, a description of the planned object and settlement is carried out, calculation of the principal thermal diagram of the turbine, selection and description of the main and auxiliary equipment, layout decisions are characterized. As an individual task, the calculation of the upper network heater is carried out

In the economic part of the project, an assessment of the effectiveness of investment in construction is made, also is identified the main technical and economical indicators.

In the “Life safety” section, analysis of harmful and hazardous production factors and the calculation of the required noise reduction.

## Содержание

Введение.....	8
Глава 1 Общие сведения о планируемом социально – экономическом развитии города Нур-Султан .....	9
1.1 Состав основного оборудования и установленная тепловая и электрическая мощность ТЭЦ.....	10
Глава 2 Проектирование энергоблока мощностью 120 МВт .....	11
2.1 Выбор и формирование исходной структурны схемы ПТС .....	11
2.2 Расчет тепловой схемы ПТУ.....	12
2.3 Расчет показателей тепловой экономичности .....	20
2.4 Выбор основного и вспомогательного оборудования.....	21
Глава 3 Описание основного оборудования.....	24
3.1 Турбоагрегат Т – 120/130 – 130.....	24
3.2 Котельная установка с котлом Е – 550 – 13,8 – 560 ЦКС.....	26
Глава 4 Описание вспомогательного оборудования.....	28
4.1 Вспомогательное оборудование главного корпуса .....	29
Глава 5 Топливо .....	30
Глава 6 Технологические решения.....	32
6.1 Принципиальная тепловая схема ТЭЦ-2.....	32
Глава 7 Тепловой расчёт трубины Т-120/130-130.....	34
Глава 8 Генеральный план ТЭЦ.....	49
Глава 9 Компоновочные решения.....	50
9.1 Главный корпус.....	50
Глава 10 Бизнес – план расширения ТЭЦ-2 города Нур-Султан.....	52
10.1 Определение себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ путем определения эксплуатационных издержек.....	52
10.2 Финансово – экономическая оценка расширения и эксплуатации ТЭЦ.....	57
Глава 11 Раздел Безопасность жизни и деятельности.....	60
11.1 Основные направления влияния расширения и эксплуатации ТЭЦ на экологию региона.....	60
11.2 Расчет требуемого снижения шума.....	66
11.3 Расчёт освещения.....	70
Глава 12 Индивидуальное задание.....	74
12.1 Характеристика прототипа.....	74
12.2 Тепловой расчет.....	75

					ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ.ДО			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Жумабаев А.М.			Содержание	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Достяров А.М.						
Реценз.		Ваганов О.В.						
Н. Контр.		Олжабаева К.С				АУЭС, каф.ТЭУ		
Утверд.		Кибарин А.А.						

12.3 Конструирование подогревателя.....	77
12.4 Гидравлический расчет.....	78
12.5 Расчет толщины тепловой изоляции.....	80
12.6 Расчет массы сухого подогревателя.....	81
Глава 13 Технико – экономические показатели ТЭЦ.....	82
Заключение.....	83
Список литературы.....	84
Приложение А.....	86
Приложение Б.....	87
Приложение В.....	88
Приложение Г.....	89
Приложение Д.....	90

## **Введение**

Развитие энергетики страны до настоящего времени шло в основном за счет ввода новых паротурбинных агрегатов, имеющих более высокие начальные параметры и большую единичную мощность. Повышение начальных параметров позволяло совершенствовать термодинамический цикл и снижать удельные расходы топлива. Вторым фактором повышения экономичности было широкое развитие теплофикации.

Здесь и далее под термином теплофикация понимается энергоснабжение на базе комбинированной, то есть совместной выработки тепловой и электрической энергии в одной установке. Термодинамической основой теплофикации служит полезное использование отработавшего в паросиловой установке пара для отпуска тепла внешним потребителям (в этом случае используется теплота фазового перехода пара в жидкость).

Происходит старение оборудования как ТЭЦ, так и тепловых сетей. Несмотря на низкую эффективность таких ТЭЦ, в настоящее время для них изготавливают новое котлотурбинное оборудование.

Поэтому анализ эффективности различных вариантов модернизации и реконструкции действующих ТЭЦ является актуальной проблемой развития энергетики Казахстана

При отсутствии капиталовложений в строительство новых ТЭЦ важна разработка малозатратных технологий повышения мощности, маневренности и экономичности действующих станций.

После переноса столицы РК в город Нур-Султан начался стремительный рост население, а, следовательно, и появилась потребность в электроэнергии и теплоснабжении.

Изменение населения Нур-Султана до 2030 года обосновано взаимосвязью всех факторов социального развития как консервативных, так и новых, образующихся в ходе общественно – экономических изменений и нововведений в жизни населения.

По данным социологических подсчетов население Нур-Султана к 2030 году составит 2 млн. человек.

Развитие системы теплоснабжения столицы должно решаться с учетом надежности, безопасности, экономичности и требований к охране окружающей среды в соответствии с темпами развития города с перспективой до 2030 года.

Развитие города и его численный рост до 2030 г. играет основную роль в увеличении тепловой нагрузки города Нур-Султан, где используются все возможные меры стабилизации в рабочем состоянии мощностей города и поддержания готовности техники к обеспечению тепловой энергией.

## 1 Общие сведения о планируемом социально – экономическом развитии города Нур-Султан

Город Нур-Султан– столица Республики Казахстан, расположен на берегах реки Ишим.

Территория города Нур-Султана разделена на две большие зоны: Правобережная часть города, где сосредоточена существующая жилая и промышленная застройка, и Левобережная часть города, где в настоящее время ведется строительство нового города.

В настоящее время основная часть населения проживает в Правобережной части города (более 90%), основная часть существующей жилой застройки также расположена на Правом берегу (87%).

Рост населения требует соответствующего увеличения строительства жилых зданий. К 2030 году населения столицы составит 2 млн человек, площадь жилых зданий – 23,7 млн. м<sup>2</sup>, на 1 человека – 22,0 м<sup>2</sup>.

Обеспеченность населения общей площадью составляет в настоящее время 20 м<sup>2</sup>/чел., к 2030 г. численность населения города вырастит до 2 млн. человек, средняя обеспеченность населения возрастет до 30 м<sup>2</sup>/чел, жилой фонд до 37,2 млн. м<sup>2</sup>.

Нур-Султан располагает довольно развитым промышленным потенциалом. В городе действуют около 70 крупных и средних промышленных предприятий. По данным статотчетности промышленность города Нур-Султан представлена предприятиями обрабатывающей отрасли, доля которой в общем объеме промышленного производства составляет ~ 84%, и отрасли по производству и распределению электроэнергии, газа и воды (~16%).

Основная масса промышленных предприятий сосредоточена в Северном и Восточном промышленных планировочных районах (около 70%). Остальные предприятия разбросаны по всей территории города в границах селитебной застройки, в основном, в Правобережной части города.

Согласно СН РК 2.04 – 21 – 2004 "Энергопотребление и тепловая защита гражданских зданий" и СНиП РК 2.04 – 01 – 2001 "Строительная климатология" климатические условия города характеризуются следующими показателями:

– Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления	–35 °С
– Средняя температура самого холодного месяца	–16,7 °С
– Средняя температура отопительного периода	–8,1 °С
– Средняя температура летнего периода	+16,1 °С
– Продолжительность отопительного периода	216суток



## 1.1 Состав основного оборудования и установленная тепловая и электрическая мощность ТЭЦ-2

Мощность ТЭЦ-2 до ввода энергетического оборудования составляет:

- установленная электрическая мощность – 480 МВт;
- установленная тепловая мощность – 1971 Гкал/ч;
- тепловая мощность для отпуска потребителям – 1896 Гкал/ч.

Установленное оборудование:

- шесть энергетических котла БКЗ – 420 – 140 – 5;
- один котел Е-550-13,6-560-КТ;
- три паровые турбины ПТ-80/100-130/13;
- две паровые турбины Т-120/130-130-8;
- четыре водогрейных котла КВ – Т – 139,6 – 150.

Температурный график тепловой сети зоны ЦТ и ТЭЦ 136/70 °С.  
Система горячего водоснабжения – закрытая.

Исходной водой для подпитки теплосети и котлов является техническая вода из Вячеславского водохранилища.

Номенклатура и объёмы производства ТЭЦ-2 основной и попутной продукции, определены исходя из прогнозируемой потребности, рационального применения материала, а также её главные технические, экономические и качественные показатели приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Номенклатура и объёмы производства энергии ТЭЦ

Наименование	Исходные параметры	После расширения
Установленная мощность - электрическая, МВт	480	600
- тепловая мощность, Гкал/ч	1918	2250
Выработка электроэнергии, млн. кВт·ч/год	3112,2	5187,25
Выработка тепловой энергии, тыс. Гкал/год	4503,65	7500,6
Отпуск электроэнергии, млн. кВт·ч/год	2803,4	4666,5
Отпуск тепловой энергии, тыс. Гкал/год	4453,54	7442,6

Проект расширения ТЭЦ-2 предусматривается для покрытия прироста тепловых нагрузок города. Поэтому целесообразно реализовать проект расширения ТЭЦ-2 в ближайшее время.

Значимость темы дипломного проекта обосновывается целями и ценностями энергетической стратегии Республики Казахстан.

## 2 Проектирование энергоблока мощностью 120 МВт

### 2.1 Выбор и формирование исходной структурной схемы ПТС

Теплофикационная паровая турбина Т – 120/130 – 130 предназначена для привода электрического генератора ТВФ – 120 – 2 с частотой вращения ротора  $50 \text{ с}^{-1}$ .

Турбина состоит из ЦВД, ЦСД и ЦНД. Свежий пар с параметрами 12,8 МПа,  $555 \text{ }^\circ\text{C}$  через группу стопорных и регулирующих клапанов поступает в ЦВД, после чего направляется в ЦСД и ЦНД. Давление пара в конденсаторе составляет  $P_k = 0,0057 \text{ МПа}$ . Номинальная расчетная электрическая мощность турбогенератора энергоблока принята 120 МВт.

Турбоустановка имеет семь нерегулируемых отборов пара, предназначенных для подогрева питательной воды (основного конденсата) в четырех ПНД, деаэраторе и трех ПВД до температуры  $236 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Греющий пар для двухступенчатой сетевой установки отбирается из регулируемых отборов турбины – шестого и седьмого. Конденсат греющего пара каскадно отводится в ПНД 1(П1).

ПТС турбины типа Т – 120/130 – 130 представлена на рисунке 2.1.

Рисунок 2.1 – ПТС турбины типа Т – 120/130 – 130

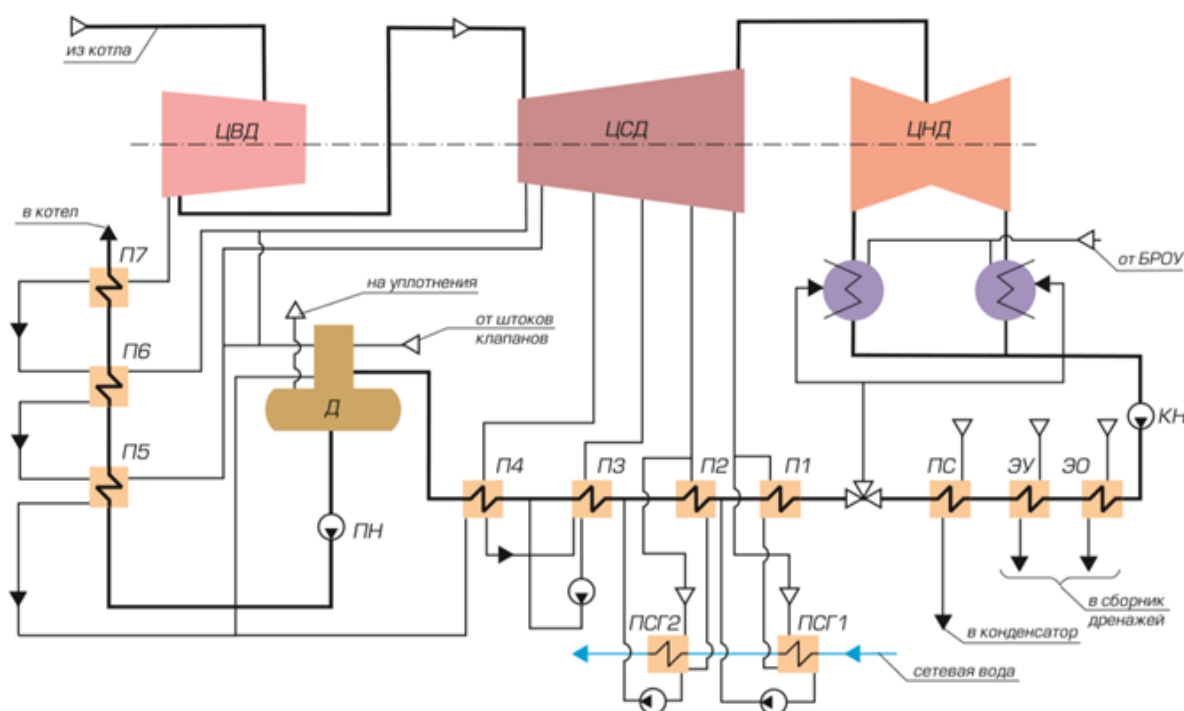


Рисунок 2.1 – ПТС турбины типа Т – 120/130 – 130

## 2.2 Расчет тепловой схемы ПТУ

Построение температурного графика

Температурный график теплосети 136/70 °С. По заводским характеристикам, диапазон регулируемого давления в верхнем теплофикационном отборе 0,06÷0,245 МПа. При максимальной отопительной нагрузке давление пара в ВСП, с учетом потерь давления в паропроводах, составит:

$$P_{\text{ВСП}} = 0,95 \cdot P_6 = 0,95 \cdot 0,245 = 0,238 \text{ МПа.}$$

Тогда температура сетевой воды за ВСП составит:

$$t_{\text{ВСП}} = t_s^{\text{ВСП}} - \theta = 126 - 5 = 121 \text{ °С,}$$

где  $t_s$  – температура насыщения пара в подогревателе, определяется по давлению пара в подогревателе;

$\theta$  – недогрев сетевой воды до температуры насыщения, принимается 5÷10 °С.

Приняв равномерный подогрев сетевой воды в ВСП и НСП, находим температуру сетевой воды на выходе из НСП.

$$t_{\text{НСП}} = t_{\text{ос}} + \frac{t_{\text{ВСП}} - t_{\text{ос}}}{2} = 70 + \frac{121 - 70}{2} = 95,5 \text{ °С;}$$

$$t_s^{\text{НСП}} = 95,5 + 5 = 100,5 \text{ °С;}$$

$$P_s^{\text{НСП}} = 0,103 \text{ МПа.}$$

Расчет давлений в отборах, исходя из равномерного подогрева воды и конденсата в подогревателях

По давлению в деаэраторе  $P_d = 0,7$  МПа находим температуру насыщения  $t_{\text{сд}} = 164,96$  °С,  $h' = 697,1$  кДж/кг.

Повышение энтальпии питательной воды в питательном насосе определяем по формуле:

$$\Delta h_{\text{пн}} = v_d \cdot (P_{\text{пв}} - P_{\text{сд}}) \cdot 10^3, \quad (2.1)$$

где:  $v_d$  – удельный объем воды в деаэраторе.

$P_{\text{пв}}$ ,  $P_d$  – давления питательной воды и в деаэраторе в МПа.

$$P_{\text{пв}} = (1,2 \div 1,5) \cdot P_0 = (1,2 \div 1,5) \cdot 12,8 = 15,6 \div 19,5 \text{ МПа.}$$

Принимаем  $P_{\text{пв}} = 18,5$  МПа.

$$\Delta h_{\text{пн}} = 0,0011082 \cdot (18,5 - 0,7) \cdot 10^3 = 19,73 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Энтальпия питательной воды после питательного насоса  $h_{\text{пн}}$ :

$$h_{\text{пн}} = h'_d + \Delta h_{\text{пн}} = 697,1 + 19,73 = 716,83 \text{ кДж/кг.}$$

Температура питательной воды после питательного насоса  $t_{\text{пн}}$  по  $h_{\text{пн}}$  и  $P_{\text{пв}}$ :

$$t_{\text{пн}} = 167,17 \text{ °С.}$$

Подогрев питательной воды в группе ПВД  $\Delta t_{\text{ПВД}}$ :

$$\Delta t_{\text{ПВД}} = t_{\text{пв}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{пв}}^{\text{ВХ}} = 236 - 167,17 = 68,83 \text{ °С.}$$

Подогрев питательной воды в одном подогревателе  $\Delta t_{\text{jПВД}}$ :

$$\Delta t_{\text{jПВД}} = \frac{\Delta t_{\text{ПВД}}}{n} = \frac{68,83}{3} = 22,94 \text{ °С.}$$

Температуры питательной воды на выходе из подогревателей:

$$t_{пв3} = t_{пн} + \Delta t_{jПВД} = 167,17 + 22,94 = 190,11 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{пв2} = t_{пв3} + \Delta t_{jПВД} = 190,11 + 22,94 = 213,05 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура основного конденсата на входе в деаэратор  $t_{ок4}$ :

$$t_{ок4} = t_{сд} - 15 = 164,96 - 15 = 149,96 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура основного конденсата на входе в ПНД 7  $t'_{ок7}$ :

$$t'_{ок7} = t_{ск} + \Delta t_{оэ} + \Delta t_{оу} = 35,57 + 3 + 3 = 41,57 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температуры основного конденсата на выходе из подогревателей:

$$t_{ок6} = t_s^{БСП} - \theta = 126 - 3 = 123 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{ок7} = t_s^{НСП} - \theta = 100,5 - 3 = 97,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{ок5} = t_{ок6} + \frac{t_{ок4} - t_{ок6}}{2} = 123 + \frac{149,96 - 123}{2} = 136,48 \text{ }^\circ\text{C};$$

Давления пара в подогревателях определяем по температуре насыщения, которая определяется как:

$$t_s = t_b + \delta t, \quad (2.2)$$

$$t_{s1} = 236 + 3 = 239 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_{s1} = 3,29 \text{ МПа};$$

$$t_{s2} = 213,5 + 3 = 216,5 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_{s2} = 2,152 \text{ МПа};$$

$$t_{s3} = 190,11 + 3 = 193,11 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_{s3} = 1,343 \text{ МПа};$$

$$t_{s4} = 149,96 + 3 = 152,96 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_{s4} = 0,515 \text{ МПа};$$

$$t_{s5} = 136,48 + 3 = 139,48 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_{s5} = 0,356 \text{ МПа};$$

$$t_{s6} = 123 + 3 = 126 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_{s6} = 0,239 \text{ МПа};$$

$$t_{s7} = 97,5 + 3 = 100,5 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_{s7} = 0,103 \text{ МПа}.$$

Давления пара в отборах турбины определяются как:

$$P_{отб} = 1,05 \cdot P_s; P_1 = 3,455 \text{ МПа}, P_2 = 2,26 \text{ МПа}, P_3 = 1,41 \text{ МПа}, P_4 = 0,541 \text{ МПа}, P_5 = 0,374 \text{ МПа}, P_6 = 0,245 \text{ МПа}, P_7 = 0,119 \text{ МПа}.$$

Построение процесса расширения пара в турбине (Приложение А)

Определяем точку О с заданными параметрами пара перед стопорным клапаном турбины  $P_o = 12,8 \text{ МПа}$ ,  $t_o = 555 \text{ }^\circ\text{C}$  и энтальпию  $h_o = 3486,51 \text{ кДж/кг}$ ;

Определяем точку О' за стопорными и регулирующими клапанами турбины на пересечении энтальпии  $h_o$  с давлением  $P'_o$ .  $P'_o$  меньше  $P_o$  на величину потери от дросселирования в стопорном (СК) и регулирующих (РК) клапанах 3÷5 % от  $P_o$  и определяется как  $P'_o = 0,95 \cdot P_o = 0,95 \cdot 12,8 = 12,16 \text{ МПа}$ ;

Определяем давление пара за ЦВД  $P_1 = 3,703 \text{ МПа}$  и точку 1t в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЦВД:  $h_{1t} = 3089,55 \text{ кДж/кг}$ .

Располагаемый теплоперепад ЦВД:

$$H_o^{ЦВД} = h_o - h_{1t} = 3486,51 - 3089,55 = 387,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Действительный теплоперепад ЦВД:

$$H_i^{ЦВД} = H_o^{ЦВД} \cdot \eta_{oi}^{ЦВД} = 387,96 \cdot 0,803 = 311,53 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Энтальпия  $h_1 = 3486,51 - 311,53 = 3175 \text{ кДж/кг}$  на пересечении с  $P_1 = 3,455 \text{ МПа}$  дает точку 1 в конце действительного процесса в ЦВД.

Определяем давление на входе в ЦСД  $P'_1$  с учетом потерь давления 2÷5% в перепускных паропроводах как:

$$P'_1 = (0,95 \div 0,98) \cdot P_1 = 0,97 \cdot 3,455 = 3,351 \text{ МПа.}$$

На пересечении  $h_1$  с  $P'_1$  находим точку входа в ЦСД 1', определяем давление пара за ЦСД  $P_7 = 0,119$  МПа и точку 7t в конце изоэнтروпийного процесса расширения пара в ЦСД:

$$h_{7t} = 2424,44 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемый теплоперепад ЦСД:

$$H_o^{\text{ЦСД}} = h_1 - h_{7t} = 3175 - 2424,44 = 750,54 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Действительный теплоперепад ЦСД:

$$H_i^{\text{ЦСД}} = H_o^{\text{ЦСД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦСД}} = 750,54 \cdot 0,85 = 637,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Энтальпия седьмого отбора  $h_7 = 3175 - 637,69 = 2537,29$  кДж/кг на пересечении с  $P_7 = 0,119$  МПа дает точку 7 в конце действительного процесса в ЦСД.

На пересечении процесса 1' – 7 с изобарами  $P_2, P_3, P_4, P_5$  и  $P_6$  определяем энтальпии во втором  $h_2$ , в третьем  $h_3$ , в четвертом  $h_4$ , в пятом  $h_5$  и в шестом  $h_6$  отборах турбины:  $h_2 = 3058,2$  кДж/кг,  $h_3 = 2944,49$  кДж/кг,  $h_4 = 2785,44$  кДж/кг,  $h_5 = 2727,96$  кДж/кг,  $h_6 = 2654,91$  кДж/кг.

Определяем давление на входе в ЦНД  $P'_7$  с учетом потерь давления 30÷40% в регулирующем органе отопительного отбора как:

$$P'_7 = 0,65 \cdot P_7 = 0,65 \cdot 0,119 = 0,077 \text{ МПа;}$$

Определяем давление пара на выходе из ЦНД  $P'_k$  с учетом потери давления в выхлопном патрубке турбины, которая составляет 2÷5% от давления в конденсаторе  $P_k$ .

$$P'_k = (1,02 \div 1,05) \cdot P_k = 1,05 \cdot 0,0057 = 0,006 \text{ МПа}$$

На пересечении  $h_7$  с  $P'_7$  определяем точку 7' на входе в ЦНД.

Находим теоретическую точку  $K_t$  в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЦНД и энтальпию  $h_{kt}$ .

$$h_{kt} = 2199,65 \text{ кДж/кг}$$

Располагаемый теплоперепад ЦНД:

$$H_o^{\text{ЦНД}} = h_7 - h_{kt} = 2537,29 - 2199,65 = 337,64 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Действительный теплоперепад ЦНД:

$$H_i^{\text{ЦНД}} = H_o^{\text{ЦНД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦНД}} = 337,64 \cdot 0,8 = 270,11 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Энтальпия  $h_k = 2537,29 - 270,11 = 2267,18$  кДж/кг на пересечении с  $P'_k$  дает точку  $K'$  в конце действительного процесса в ЦНД.  $K' - K$  – процесс дросселирования пара в выхлопном патрубке турбины при постоянной энтальпии  $h_k$ .

Действительный теплоперепад турбины:

$$H_i = H_i^{\text{ЦВД}} + H_i^{\text{ЦСД}} + H_i^{\text{ЦНД}} = 637,96 + 311,53 + 270,11 = 1219,33 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметры пара, воды и конденсата сводятся в таблицу 2.1.

(В приложение Д)

### Расчет схемы отпуска теплоты

Отпуск теплоты от ТЭС осуществляется паром и горячей водой. Пар отпускается промышленным потребителям для технологических целей, горячая сетевая вода отпускается для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Расчет сетевой подогревательной установки на расчетную температуру наружного воздуха.

На ТЭЦ-2 нагрев сетевой воды производится в ВСП и НСП паром из теплофикационных отборов турбины.

Целью расчета схемы отпуска сетевой воды является определение расходов сетевой воды  $G_{св}$ , пара на ВСП  $D_{всп}$  и НСП  $D_{нсп}$ .

Теплофикационная нагрузка для данного блока ТЭЦ-2 составляет 218,605 МВт.

Находим расходы греющего пара из отборов на ВСП и НСП:

$$D_{всп} = \frac{G_{св} \cdot (t_{всп} - t_{нсп}) \cdot C_p}{(h_6 - h'_6) \cdot \eta_{сп}} = \frac{790,5 \cdot (121 - 95,5) \cdot 4,19}{(2654,91 - 529,2) \cdot 0,98} = 40,54 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где расход сетевой воды:

$$G_{св} = \frac{Q_{от}^{сн}}{C_{в} \cdot (t_{пс} - t_{ос})} = \frac{218605}{4,19 \cdot (136 - 70)} = 790,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{нсп} = \frac{G_{св} \cdot (t_{нсп} - t_{вп}) \cdot C_p - D_{всп} \cdot (h'_6 - h'_7) \cdot \eta_{сп}}{(h_7 - h'_7) \cdot \eta_{сп}} = \frac{790,5 \cdot (95,5 - 67,02) \cdot 4,19 - 40,54 \cdot (529,2 - 420,9) \cdot 0,98}{(2537,29 - 420,9) \cdot 0,98} = 42,14 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где температура встроенного пучка при заданной нагрузке встроенного пучка 10 МВт составляет  $t_{вп} = 67,02$  °С.

### Предварительная оценка расхода пара на турбину

Для расчета тепловой схемы необходимо все расходы, полученные при расчете схем отпуска пара и тепла в абсолютных единицах  $D_{всп}$ ,  $D_{нсп}$ . Необходимый при этом расход  $D_o$  можно приближенно оценить по формуле:

$$D'_o = k_p \cdot \left[ \frac{N_э \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r} + \sum (D_j \cdot Y_j) \right], \quad (2.3)$$

где  $N_э$  – электрическая мощность турбоустановки, МВт;

$H_i$  – действительный теплоперепад турбины, кДж/кг;

$\eta_m, \eta_r$  – КПД механический и электрогенератора (могут быть приняты 0,98 – 0,995);

$D_j$  – расходы пара из отборов турбины на сетевые подогреватели ВСП, НСП, кг/с;

$Y_j$  – коэффициенты недовыработки мощности соответствующих отборов из табл. 1;

$K_p$  – коэффициент регенерации, зависящий от многих факторов и находящийся в пределах от 1 до 1,4, принимаем  $K_p = 1,17$ .

$$D'_o = 1,17 \cdot \left[ \frac{120 \cdot 10^3}{1219,33 \cdot 0,99 \cdot 0,99} + 40,54 \cdot 0,318 + 42,14 \cdot 0,222 \right] = 143,49 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

### Паропроизводительность котлов

$$D'_{ка} = (1 + \alpha_{ут}) \cdot D'_o = (1 + 0,01) \cdot 143,49 = 144,92 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D'_{ут} = \alpha_{ут} \cdot D'_o = 0,01 \cdot 143,49 = 1,43 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где доля утечек пара составляет  $\alpha_{ут} = 0,01$ .

### Расход питательной воды

$$D'_{пв} = (1 + \alpha_{пр}) \cdot D_{ка} = (1 + 0,01) \cdot 144,92 = 146,37 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{пр} = \alpha_{пр} \cdot D_{ка} = 0,01 \cdot 144,64 = 1,45 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где доля продувки составляет  $\alpha_{пр} = 0,01$ .

### Расчёт расширителя непрерывной продувки

Схема РНП и ОП представлена на рисунке 2.2.

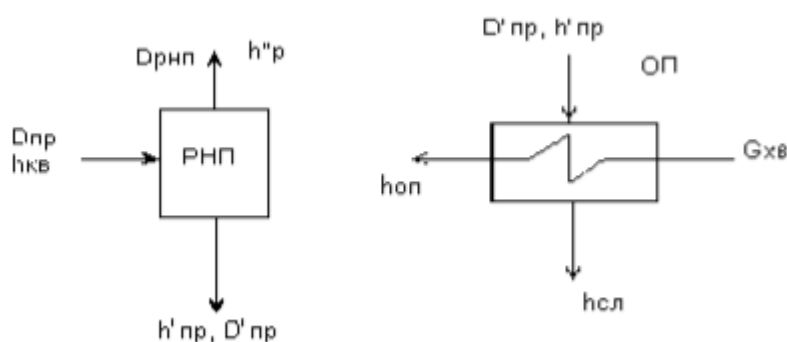


Рисунок 2.2 - Схемы РНП и охладителя продувки (ОП)

Уравнения теплового и материального баланса РНП:

$$D_{пр} \cdot h_{кв} \cdot \eta_{рнп} = D_{рнп} \cdot h''_p + D_{пр} \cdot h'_p;$$

$$D_{пр} = D_{рнп} + D_{пр}.$$

Давление в расширителе:

$$P_p = P_d + \Delta P = 1,1 \cdot P_d = 1,1 \cdot 0,7 = 0,77 \text{ МПа.}$$

По  $P_p$  находим:  $h'_p = 713,25 \text{ кДж/кг}$ ,  $h''_p = 2762,9 \text{ кДж/кг}$ .

По давлению в барабане котла  $P_{бар} = 14 \text{ МПа}$  находим

$$h_{пр} = h'_{бар} = 1562 \text{ кДж/кг.}$$

Расход пара из РНП:

$$D_{рнп} = D_{пр} \cdot \frac{h_{пр} \cdot \eta_{рнп} - h'_p}{h''_p - h'_p} = 1,45 \cdot \frac{1562 \cdot 0,98 - 713,25}{2762,9 - 713,25} = 0,58 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D'_{пр} = D_{пр} - D_{рнп} = 1,45 - 0,58 = 0,87 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Уравнение теплового и баланса охладителя продувки:

$$D'_{пр} \cdot (h'_p - h_{сл}) \cdot \eta_{оп} = G_{хв} \cdot (h_{оп} - h_{хв}),$$

$$\text{где } G_{хв} = 1,2 \cdot (D'_{пр} + 0,02 \cdot D_o) = 1,2 \cdot (0,87 + 0,02 \cdot 143,21) = 4,49 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Энтальпии воды:

$$h_{сл} = 138,00 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{хв} = C_p \cdot t_{хв} = 4,19 \cdot 25,15 = 105,38 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия воды после охладителя продувки:

$$h_{оп} = \frac{D_{пр} \cdot (h'_{пр} - h_{сл}) \cdot \eta_{оп} + G_{хв} \cdot h_{хв}}{G_{хв}} = \frac{1,45 \cdot (713,25 - 138,0) \cdot 0,98 + 4,49 \cdot 105,38}{4,49} = 287,44 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Составление и решение уравнений материального и теплового балансов подогревателей регенеративной системы

Расчет группы ПВД

Расчетная схема группы ПВД представлена на рисунке 2.3.

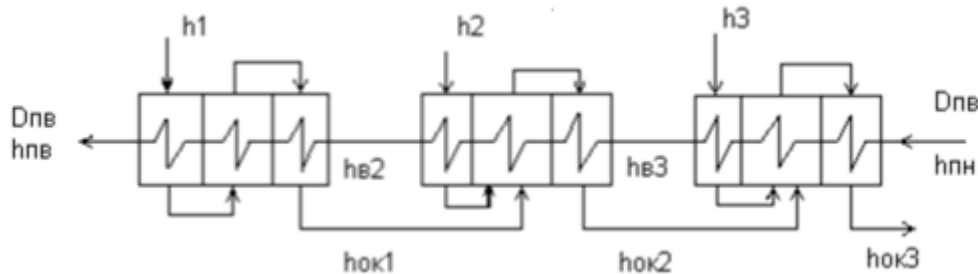


Рисунок 2.3 – Расчетная схема группы ПВД

Составим уравнения теплового баланса подогревателей П7, П6, П5 и определим расходы пара на эти подогреватели из отборов турбины.

Подогреватель ПВД – 3(П7)

$$D_{п7} \cdot (h_1 - h_{ок1}) = D_{пв} \cdot (h_{пв} - h_{в2}) \cdot k,$$

где  $k = 1/\eta_{п} = 1/0,98 = 1,02$ .

$$D_{п7} \cdot (3175 - 950,62) = 146,37 \cdot (1053,84 - 919,56) \cdot 1,02;$$

$$D_{п7} = 9,01 \text{ кг/с.}$$

Подогреватель ПВД – 2(П6)

$$D_{п6} \cdot (h_2 - h_{ок2}) + D_{п7} \cdot (h_{ок1} - h_{ок2}) = D_{пв} \cdot (h_{в2} - h_{в3}) \cdot k;$$

$$D_{п6} \cdot (3085,93 - 843,6) + 9,01 \cdot (950,62 - 843,6) = 146,37 \cdot (919,56 - 816,32) \cdot 1,02;$$

$$D_{п6} = 6,44 \text{ кг/с;}$$

Подогреватель ПВД – 1(П5)

$$D_{п5} \cdot (h_3 - h_{ок3}) + (D_{п7} + D_{п6}) \cdot (h_{ок2} - h_{ок3}) = D_{пв} \cdot (h_{в3} - h_{пн}) \cdot k;$$

$$D_{п5} \cdot (2944,49 - 732,1) + (9,01 + 6,44) \cdot (843,6 - 732,1) = 146,37 \cdot (816,32 - 716,83) \cdot 1,02;$$

$$D_{п5} = 5,93 \text{ кг/с, } D_{пвд} = D_{п7} + D_{п6} + D_{п5} = 9,01 + 6,44 + 5,93 = 21,38 \text{ кг/с.}$$



## Расчет деаэратора

Расчетная схема деаэратора представлена на рисунке 2.4.

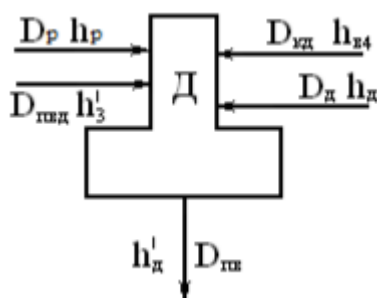


Рисунок 2.4 – Расчетная схема деаэратора

Материальный и тепловой балансы деаэратора:

$$D_{кн} + D_p + D_{пвд} + D_д = D_{пв};$$

$$D_{кн} \cdot h_{в4} + D_p \cdot h''_p \cdot \eta_д + D_{пвд} \cdot h'_3 + D_д \cdot h_д \cdot \eta_д = D_{пв} \cdot h'_д.$$

Решая систему уравнений находим расход пара на деаэратор:

$$D_д = \frac{D_{пв} \cdot (h'_д - h_{в4}) - D_p \cdot (h''_p \cdot \eta_д - h_{в4}) - D_{пвд} \cdot (h'_3 - h_{в4})}{h_д \cdot \eta_д - h_{в4}} =$$

$$\frac{146,37 \cdot (697,1 - 644,95) - 0,58 \cdot (2762,9 \cdot 0,99 - 632,4) - 21,38 \cdot (821,46 - 632,4)}{2944,49 \cdot 0,99 - 632,4} = 1,04 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Расход конденсационного насоса:

$$D_{кн} = D_{пв} - (D_p + D_{пвд} + D_д) = 146,37 - (0,58 + 21,38 + 1,04) = 123,36 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Расчет группы ПНД

Расчетная схема группы ПНД представлена на рисунке 2.5.

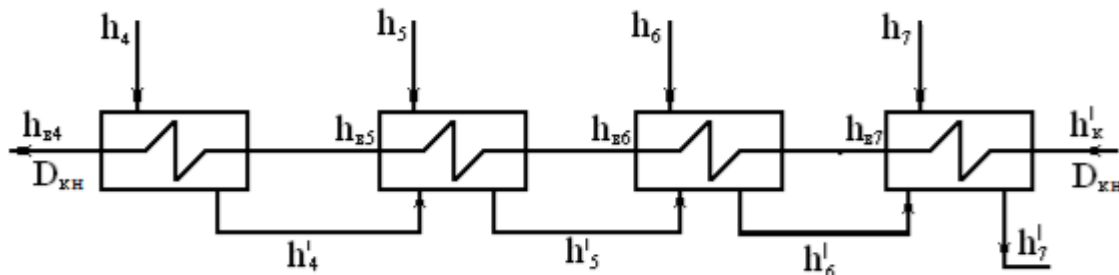


Рисунок 2.5 – Расчетная схема группы ПНД

Подогреватель ПНД – 4(П4)

$$D_{п4} \cdot (h_4 - h'_4) = D_{кн} \cdot (h_{в4} - h_{в5}) \cdot k;$$

$$D_{п4} \cdot (2785,44 - 644,95) = 123,36 \cdot (632,4 - 574,55) \cdot 1,02;$$

$$D_{п4} = 3,40 \text{ кг/с.}$$

Подогреватель ПНД – 3(П3)

$$D_{п3} \cdot (h_5 - h'_5) + D_{п4} \cdot (h'_4 - h'_5) = D_{кн} \cdot (h_{в5} - h_{в6}) \cdot k;$$

$$D_{п3} \cdot (2727,96 - 586,9) + 3,40 \cdot (644,95 - 586,9) = 123,36 \cdot (574,55 - 517,09) \cdot 1,02;$$

$$D_{п3} = 3,28 \text{ кг/с.}$$

Подогреватель ПНД – 2(П2)

$$D_{п2} \cdot (h_6 - h'_6) + (D_{п4} + D_{п3}) \cdot (h'_5 - h'_6) = D_{кн} \cdot (h_{в6} - h_{в7}) \cdot k;$$

$$D_{п2} \cdot (2654,91 - 529,2) + (3,40 + 3,28) \cdot (586,9 - 529,2) = 123,36 \cdot (517,09 - 409,2) \cdot 1,02;$$

$$D_{п2} = 6,21 \text{ кг/с.}$$

Подогреватель ПНД – 1(П1)

$$D_{п1} \cdot (h_7 - h'_7) + (D_{п4} + D_{п3} + D_{п2}) \cdot (h'_6 - h'_7) = D_{кн} \cdot (h_{в7} - h_k) \cdot k;$$

$$D_{п1} \cdot (2537,29 - 420,9) + (3,40 + 3,28 + 6,21) \cdot (529,2 - 420,9) = 123,36 \cdot (409,2 - 147,3) \cdot 1,02;$$

$$D_{п1} = 14,91 \text{ кг/с.}$$

Пропуск пара в конденсатор

$$D_K = D_{кн} - (D_{п4} + D_{п3} + D_{п2} + D_{п1} + D_{всп} + D_{нсп}) = 123,36 - (3,40 + 3,28 + 6,21 + 14,97 + 40,54 + 42,14) = 12,88 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Определение фактического расхода пара на турбину

Расход пара на турбину определяется по формуле:

$$D_o = D_{п7} + D_{п6} + D_{п5} + D_{п4} + D_{п3} + D_{п2} + D_{п1} + D_d + D_{всп} + D_{нсп} + D_K = 9,01 + 6,44 + 5,93 + 3,40 + 3,28 + 6,21 + 14,91 + 1,04 + 40,54 + 42,14 + 12,88 = 145,80 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 525 \frac{\text{т}}{\text{ч}};$$

$$\delta D_o = (145,80 - 143,49) / 145,80 = 1,58 \% < 2 \%.$$

Проверка мощности

Правильность расчета расходов можно определить по расчетной электрической мощности.

Мощность каждого отбора пара определяется по формуле:

$$N_i = D_i \cdot (h_o - h_i) \cdot \eta_m \cdot \eta_r = D_i \cdot H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r, \quad (2.4)$$

$$N_1 = 9,01 \cdot 311,51 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 2752 \text{ кВт};$$

$$N_2 = 6,44 \cdot 400,58 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 2530 \text{ кВт};$$

$$N_3 = (5,93 + 1,04) \cdot 542,02 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 3705 \text{ кВт};$$

$$N_4 = 3,40 \cdot 701,07 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 2337 \text{ кВт};$$

$$N_5 = 3,28 \cdot 758,55 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 2442 \text{ кВт};$$

$$N_6 = (6,21 + 40,54) \cdot 831,6 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 38 103 \text{ кВт};$$

$$N_7 = (14,91 + 42,14) \cdot 949,22 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 53 077 \text{ кВт};$$

$$N_K = 12,88 \cdot 1219,33 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 15 080 \text{ кВт};$$

$$\sum N_3 = 120 026 \text{ кВт};$$

$$\Delta N_3 = \left| \frac{120 000 - 120 026}{120 000} \right| \cdot 100 \% = 0,021 \% < 2 \%.$$

### 2.3 Расчет показателей тепловой экономичности

Тепловая нагрузка энергетического котла, кВт:

$$Q_{\text{ЭК}} = D_{\text{ЭК}} \cdot (h_0 - h_{\text{ПВ}}), \quad (2.5)$$

где  $h_0, h_{\text{ПВ}}$  – энтальпии пара на входе в турбину, питательной воды на входе в парогенератор, кДж/кг;

$$Q_{\text{ЭК}} = 145,80 \cdot 1,01 \cdot (3486,51 - 1053,84) = 357\,218 \text{ кВт.}$$

Полная тепловая нагрузка турбоустановки, кВт

$$Q_{\text{ТУ}} = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{ПВ}}), \quad (2.6)$$

$$Q_{\text{ТУ}} = 145,80 \cdot (3486,51 - 1053,84) = 354\,672 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка турбоустановки на тепловую энергию, кВт

$$Q_{\text{Т}} = D_{\text{Т}} \cdot (h_{\text{Т}} - h'_{\text{Т}}) \text{ кВт,} \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{Т}} = (40,54 + 42,14) \cdot (2654,91 - 529,2) = 175\,762 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка турбоустановки по производству электроэнергии, кВт

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = Q_{\text{ТУ}} - Q_{\text{Т}}, \text{ кВт,} \quad (2.8)$$

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = Q_{\text{ТУ}} - Q_{\text{Т}} = 354\,672 - 175\,762 = 178\,910 \text{ кВт.}$$

КПД турбоустановки по производству электроэнергии

$$\eta_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}}}, \quad (2.9)$$

$$\eta_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}}} = \frac{120\,026}{178\,910} = 0,67.$$

Удельный расход тепла на производство электроэнергии

$$q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = \frac{3600}{\eta_{\text{ТУ}}^{\text{э}}} = \frac{3600}{0,67} = 5373 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

КПД трубопроводов

$$\eta_{\text{ТР}} = \frac{Q_{\text{ТУ}}}{Q_{\text{ЭК}}}, \quad (2.10)$$

$$\eta_{\text{ТР}} = \frac{Q_{\text{ТУ}}}{Q_{\text{ЭК}}} = \frac{354\,672}{358\,218} = 0,99.$$

КПД станции по отпуску электроэнергии

$$\eta_{\text{С}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ТУ}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\text{ЭК}} \cdot (1 - k_{\text{СН}}^{\text{э}}), \quad (2.11)$$

$$\eta_{\text{С}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ТУ}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\text{ЭК}} \cdot (1 - k_{\text{СН}}^{\text{э}}) = 0,67 \cdot 0,99 \cdot 0,92 \cdot (1 - 0,16) = 0,51.$$

Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии, г у. т.

$$b_{\text{э}}^{\text{отп}} = \frac{123}{\eta_{\text{С}}^{\text{э}}}, \quad (2.12)$$

$$b_{\text{э}}^{\text{отп}} = \frac{123}{\eta_{\text{С}}^{\text{э}}} = \frac{123}{0,51} = 239,62 \approx 240,0 \frac{\text{г у.т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

КПД станции по отпуску тепло

$$\eta_{\text{С}}^{\text{Т}} = \eta_{\text{ЭК}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\text{ТФ}}, \quad (2.13)$$

$$\eta_{\text{С}}^{\text{Т}} = \eta_{\text{ЭК}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\text{ТФ}} = 0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,85 = 0,77.$$

Удельный расход условного топлива на отпуск теплоты

$$b_{\text{Т}}^{\text{отп}} = \frac{143}{\eta_{\text{С}}^{\text{Т}}}, \quad (2.14)$$

$$b_{\text{Т}}^{\text{отп}} = \frac{143}{\eta_{\text{С}}^{\text{Т}}} = \frac{143}{0,77} = 184,91 \approx 185,0 \frac{\text{кг у.т.}}{\text{Гкал}}.$$

## 2.4 Выбор основного и вспомогательного оборудования

Паровой котел

По паропроизводительности  $D_{ка} = 1,01 \cdot 145,80 \cdot 3,6 = 530,13$  т/ч выбираем котел Е – 550 – 13,8 – 560 ЦКС (барабанный котел).

Насосы

Питательные насосы

Выбираются на подачу питательной воды при максимальной мощности блока с запасом не менее 5 %. Расчетный напор питательного насоса должен превышать давление пара на выходе из котла с учетом потерь давления в тракте и необходимой высоты подъема воды.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g},$$

(2.15)

где  $\Delta P = P_{вых} - P_{вх}$  – разница давлений на выходе и входе насоса;

$$P_{вых} = P_0^k + \Delta P_{ПК} + P_c,$$

где  $P_0^k = 13,8$  МПа – давление в котле;

$\Delta P_{ПК} = 0,5$  МПа – запас давления на открытие предохранительных клапанов;

$$P_c = P_{кпл} + P_{тр} + P_{ПВД} + P_{эк},$$

где  $P_{кпл} = 0,1$  МПа – сопротивление клапана питания котла;

$P_{тр} = 0,2$  МПа – сопротивление трубопроводов от насоса до котла;

$P_{эк} = 0,55$  МПа – сопротивление экономайзера котла;

$P_{ПВД} = 0,45$  МПа – гидравлическое сопротивление ПВД;

$$P_c = 0,1 + 0,2 + 0,45 + 0,55 = 1,3 \text{ МПа};$$

$$P_{вых} = 13 + 0,5 + 1,3 = 14,8 \text{ МПа};$$

$$P_{вх} = P_d - P_c^{BX} = 0,7 - 0,01 = 0,69 \text{ МПа};$$

$$\Delta P = 14,8 - 0,69 = 14,11 \text{ МПа};$$

$$H = \frac{14,11}{909,9 \cdot 9,81} = 1581 \text{ м вод. ст.}$$

Максимальная подача питательного насоса

$$V = 1,01 \cdot D_{ка} \cdot v \cdot 3600 = 1,01 \cdot 1,01 \cdot 145,51 \cdot 0,0011082 \cdot 3600 = 593,4 \text{ м}^3 / \text{ч.}$$

Выбираем питательный насос ПЭ – 600 – 185.

Конденсатные насосы

Подача конденсатного насоса

$$V = D_{кн} \cdot v \cdot 3600 = 123,36 \cdot 0,001006 \cdot 3600 = 446,76 \text{ м}^3 / \text{ч.}$$

Напор КН определяем по формуле:

$$H_{кн} = K_p \cdot [H_r + 9,8 \cdot (P_d - P_k) + H_c],$$

где  $H_r$  – высота подъема воды от уровня в конденсаторе до деаэратора, м;

$H_c$  – суммарное гидравлическое сопротивление во всасывающей и нагревательных линиях.

$$H_c = 4 \cdot H_{ПНД} + H_{тр} + H_{оу} + H_{пит.кл} = 4 \cdot 7,5 + 5,5 + 1,5 + 4,0 = 41 \text{ м вод. ст.};$$

$$H_{кн} = 1,17 \cdot [21 + 9,8 \cdot (0,7 - 0,0057) + 41] = 80,5 \text{ м вод. ст.};$$

Выбираем конденсатный насос КСВ – 500 – 85.

## Сетевые насосы

Установка сетевых насосов возможна в виде насосной группы без привязки к конкретным турбинам. В этом случае резервный насос устанавливается при числе рабочих насосов не более трех. При большем числе работающих насосов резервный не требуется.

Расчетная подача сетевых насосов определяется по формуле:

$$V = G_{\text{св}} \cdot v \cdot 3600 = 790,50 \cdot 0,001057 \cdot 3600 = 3008 \text{ м}^3 / \text{ч};$$

Выбираем сетевые насосы СЭ – 800 – 100 и СЭ – 2500 – 180.

## Деаэраторы питательной воды

Суммарная производительность деаэраторов выбирается по максимальному расходу питательной воды. На каждый блок устанавливается, по возможности, один деаэратор с одной или двумя колонками с рабочим давлением 0,55 – 0,7 МПа. Емкость баков деаэраторов должна быть на 15% больше запаса питательной воды, который составляет: для блочных электростанций не менее 3÷5 минут.

Номинальная производительность деаэратора

$$G_{\text{д}} = G_{\text{пв}} \cdot 3,6 = 1,01 \cdot 1,01 \cdot 145,80 \cdot 3,6 \approx 500 \text{ т/ч.}$$

Выбираем деаэратор ДП – 500 с деаэраторным баком БДП – 120 – 1 – 3.

## Регенеративные подогреватели

Как правило, применяется одноточечная схема подогревателей; на каждый регенеративный отбор должен устанавливаться один корпус подогревателя. В энергоблоках ТЭС и АЭС применяются поверхностные и смешивающие регенеративные подогреватели; смешивающие используются в качестве подогревателей низкого давления.

Регенеративные подогреватели выбираются в соответствии с давлением по паровой и водяной стороне, расходом воды и поверхностью нагрева, которая определяется в результате теплового расчета подогревателя на основании данных расчета тепловой схемы.

## Подогреватели низкого давления(ПНД)

### ПНД 1(П1)

$$D_{\text{кн}} = 123,36 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_{\text{г}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вх}} = 100,5 - 41,57 = 58,93 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вых}} = 100,5 - 97,5 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{58,93 - 3}{\ln \frac{58,93}{3}} = 18,78 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$Q_{\text{П1}} = 123,36 \cdot 4,19 \cdot (100,5 - 41,57) =$$

$$30\,460 \text{ кВт};$$

$$F = \frac{30\,460}{3 \cdot 18,78} = 541 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПН – 550 – 25 – 6.

### ПНД 3(П3)

$$D_{\text{кн}} = 123,36 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_{\text{г}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вх}} = 139,48 - 123 = 16,48 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

### ПНД 2(П2)

$$D_{\text{кн}} = 123,36 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_{\text{г}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вх}} = 126 - 100,5 = 25,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вых}} = 126 - 123 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{25,5 - 3}{\ln \frac{25,5}{3}} = 10,51 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$Q_{\text{П2}} = 123,36 \cdot 4,19 \cdot (126 - 100) = 11\,888$$

$$\text{кВт};$$

$$F = \frac{11\,888}{3 \cdot 10,51} = 377 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПН – 550 – 25 – 6.

### ПНД 4(П4)

$$D_{\text{кн}} = 123,36 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_{\text{г}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вх}} = 152,96 - 136,48 = 16,48 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_s - t_{\text{ВЫХ}} = 139,48 - 136,48 = 3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{16,48 - 3}{\ln \frac{16,48}{3}} = 7,91 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$Q_{\text{ПЗ}} = 123,36 \cdot 4,19 \cdot (136,48 - 123) = 6968 \text{ кВт};$$

$$F = \frac{6968}{3 \cdot 7,91} = 294 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПН – 350 – 16 – 7.

$$\Delta t_M = t_s - t_{\text{ВЫХ}} = 152,96 - 149,96 = 3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{16,48 - 3}{\ln \frac{16,47}{3}} = 7,91 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$Q_{\text{П4}} = 123,36 \cdot 4,19 \cdot (149,96 - 136,48) = 6968 \text{ кВт}$$

$$F = \frac{6968}{3 \cdot 7,91} = 294 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПН – 350 – 16 – 7.

Выбор подогревателей высокого давления (ПВД)

ПВД 1 (П5)

$$G_{\text{ПВ}} = 148,73 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_6 = t_s - t_{\text{ВХ}} = 193,11 - 167,17 = 25,94 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_s - t_{\text{ВЫХ}} = 193,11 - 190,11 = 3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{25,94 - 3}{\ln \frac{25,94}{3}} = 10,63 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$Q_{\text{П5}} = 148,73 \cdot 4,19 \cdot (190,11 - 167,4) = 14 152 \text{ кВт};$$

$$F = \frac{14 152}{3 \cdot 10,63} = 444 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПВД – 550 – 230 – 25.

ПВД 2 (П6)

$$G_{\text{ПВ}} = 148,73 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_6 = t_s - t_{\text{ВХ}} = 216,5 - 190,11 = 26,39 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_s - t_{\text{ВЫХ}} = 216,5 - 213,5 = 3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{26,39 - 3}{\ln \frac{26,39}{3}} = 10,76 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$Q_{\text{П6}} = 148,73 \cdot 4,19 \cdot (213,5 - 190,11) = 14 576 \text{ кВт};$$

$$F = \frac{14 576}{3 \cdot 10,76} = 452 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПВД – 550 – 230 – 25.

ПВД 3 (П7)

$$G_{\text{ПВ}} = 148,73 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_6 = t_s - t_{\text{ВХ}} = 239 - 213,05 = 25,95 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_s - t_{\text{ВЫХ}} = 239 - 236 = 3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{25,95 - 3}{\ln \frac{25,95}{3}} = 10,64 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$Q_{\text{П7}} = 148,73 \cdot 4,19 \cdot (236 - 213,05) = 14 302 \text{ кВт};$$

$$F = \frac{14 302}{3 \cdot 10,64} = 448 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПВД – 550 – 230 – 25.

Выбор сетевых подогревателей (ПСГ)

ПСГ – 1 (НСП)

$$D_{\text{НСП}} = 42,14 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_6 = t_s - t_{\text{ВХ}} = 100,5 - 70 = 30,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_s - t_{\text{ВЫХ}} = 100,5 - 95,5 = 5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{30,5 - 5}{\ln \frac{30,5}{5}} = 14,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$Q_{\text{НСП}} = 42,14 \cdot (2537,29 - 420,9) = 89 185 \text{ кВт};$$

$$F = \frac{89 185}{3 \cdot 14,1} = 2108 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПСГ – 2300 – 2 – 8 – I.

ПСГ – 2 (ВСП)

$$D_{\text{ВСП}} = 40,54 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_6 = t_s - t_{\text{ВХ}} = 126 - 95,5 = 30,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_s - t_{\text{ВЫХ}} = 126 - 121 = 5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{30,5 - 5}{\ln \frac{30,5}{5}} = 14,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$Q_{\text{ВСП}} = 40,54 \cdot (2654,91 - 529,2) = 86 185 \text{ кВт};$$

$$F = \frac{86 185}{3 \cdot 14,1} = 2037 \text{ м}^2;$$

Выбираем ПСГ – 2300 – 2 – 8 – II.

### 3 Описание основного оборудования станции

#### 3.1 Турбоагрегат Т – 120/130 – 130

Техническая характеристика ТА приведена в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Техническая характеристика турбоагрегата

№	Наименование параметра	Значение
1	Мощность, МВт:	
	номинальная	120
	максимальная	130
	на максимальном конденсационном режиме	130
2	Параметры свежего пара, номинальные	
	давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ) температура, °С	12,8 (130) 555
3	Расход свежего пара, т/ч:	
	номинальный	520
	максимальный	525
	на максимальном конденсационном режиме	469
4	Тепловая нагрузка отопительная (суммарно по обоим отборам), ГДж/ч (Гкал/ч):	
	номинальная максимальная, при использовании теплоты пара, поступающего в конденсаторы для подогрева сетевой или подпиточной воды	787 (188) 825 (197)
5	Пределы изменения давления в регулируемых отборах пара, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ):	
	в верхнем отборе (при включенном нижнем отопительном отборе) нижнем (при отключенном верхнем отопительном отборе)	0,059 – 0,245 (0,6 – 2,5) 0,049 – 0,196 (0,5 – 2,0)
6	Давление в конденсаторе, кПа (кгс/см <sup>2</sup> )	5,7 (0,057)
7	Максимальный расход охлаждающей воды, проходящей через конденсаторы, т/ч	16000
8	Температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы, °С	20
9	Температура питательной воды на номинальном режиме, °С	236

Продольный чертеж Т А представлен на рисунке 3.1.

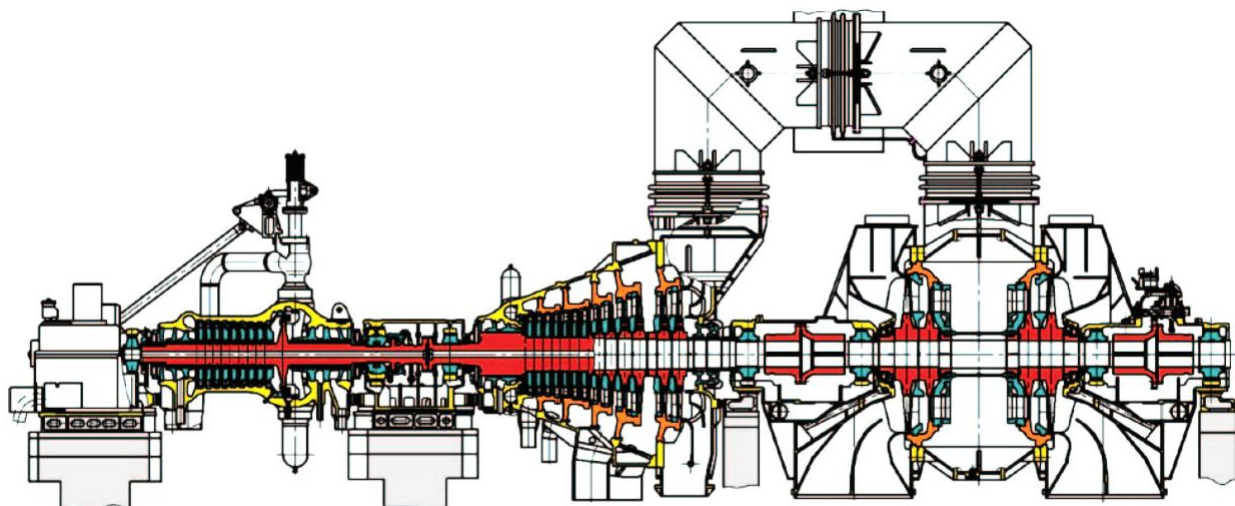


Рисунок 3.1 – Продольный разрез турбины Т – 120/130 – 130

Турбина имеет два отопительных отбора для ступенчатого подогрева сетевой воды. Регулирование давления в отборах осуществляется:

- в верхнем – при включенных двух отопительных отборах;
- в нижнем – при включенном одном нижнем отопительном отборе.

Сетевая вода через сетевые подогреватели нижней и верхней ступеней подогрева должна пропускаться поочередно и в одном и том же количестве.

Сетевые подогреватели по водяной стороне рассчитаны на работу при давлении не более 0,8 МПа (8 кгс/см<sup>2</sup>).

Предусматривается возможность работы турбоустановки с пропуском подпиточной воды через встроенный пучок конденсатора.

Турбина спроектирована для вновь строящихся и расширяемых ТЭЦ крупных и средних мегаполисов. Так как поначалу для ТЭЦ не всегда точно известна тепловая нагрузка, либо она не достигается в первые годы эксплуатации турбины, в таком случае турбина Т – 120/130 – 130 создавалась с определенной долей универсальности, т.е. она довольно экономична как при работе с разными тепловыми нагрузками, так и исключительно в конденсационных режимах.



### 3.2 Котельная установка с котлом Е – 550 – 13,8 – 560 ЦКС

На ТЭЦ устанавливаются энергетические котлы с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС), это обусловлено следующими преимуществами котлов ЦКС:

- в котле можно сжигать различные виды топлива вследствие высокой теплоемкости кипящего слоя и хорошему смешиванию;
- высокий результат сжигания вследствие турбулентного смешивания и длительного времени пребывания топлива в циркулирующем кипящем слое;
- незначительный уровень выбросов  $SO_2$  благодаря результативному связыванию серы известняком при оптимальной температуре;
- незначительный уровень выбросов  $NO_x$  при относительно невысокой температуре слоя и несколькими ступенями сгорания;
- незначительный уровень выбросов  $CO$  и  $C_xH_y$  вследствие турбулентного состояния и продолжительного времени пребывания топлива в топке и циклоне;
- устойчивая работа и постоянные характеристики котла вследствие эффективного отбора тепла от использованного материала;
- возможность быстрого снижения паропроизводительности благодаря практически линейной зависимости теплопередачи от нагрузки. Отсутствует потребность осаживать часть материала слоя при невысоких нагрузках.

Основная техническая характеристика котлоагрегата Е – 550 – 13,8 – 560 ЦКС приведена в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Техническая характеристика котлоагрегата

№	Наименование параметра	Значение
1	Паропроизводительность котла, т/ч (кг/с)	550 (152,8)
2	Номинальные параметры свежего пара: давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ) температура, °С	13,8 (140) 560
3	Температура питательной воды, °С	236
4	КПД котла, %	92
5	Топливо:	
	основное	Экибастузский уголь
	$Q^r_n$ , МДж/кг (ккал/кг)	16,31 (3850)
	$W_p$ , %	4,61
	$A_p$ , %	43,0
	растопочное	мазут
6	Выбросы при содержании $O_2$ в сухом газе - 6%: запыленность за электрофильтром, мг/нм <sup>3</sup> $NO_x$ , мг/нм <sup>3</sup> $SO_2$ , мг/нм <sup>3</sup>	<150 <250 <200

## Технология циркулирующего кипящего слоя

Котлы с ЦКС вызывают интерес производителей последние 50 лет, когда стало особенно актуальным внедрение на предприятиях энергосберегающих технологий, переход на нетрадиционные виды топлива, что позволяет сэкономить на топливе и одновременно повысить КПД.

В этом смысле интерес представляют твердые виды топлива, однако остается проблемой то, как добиться полного сжигания топлива и при этом минимизировать выбросы в атмосферу вредных веществ (в первую очередь оксидов серы и азота). Одновременно требуется, чтобы была возможность использовать как можно более широкий ассортимент видов твердого топлива.

Технология ЦКС позволяет одновременно сжигать с высокой экономичностью широкую гамму твердых топлив с низкими требованиями к качеству топлива, что является основным преимуществом котлов ЦКС. Технология ЦКС, соединяет в себе высокоэффективное сжигание топлив с высоким КПД и низкими выбросами даже при сжигании различных топлив одновременно. Технология ЦКС предполагает компактные размеры котельной установки, снижение стоимости строительства за счет исключения систем серо- и азотоочистки. Технология ЦКС допускает сжигание не только углей, но и нефтяного кокса, торфа, сланца, различных видов биомассы.

Схема котла с ЦКС представлена на рисунке 3.2.

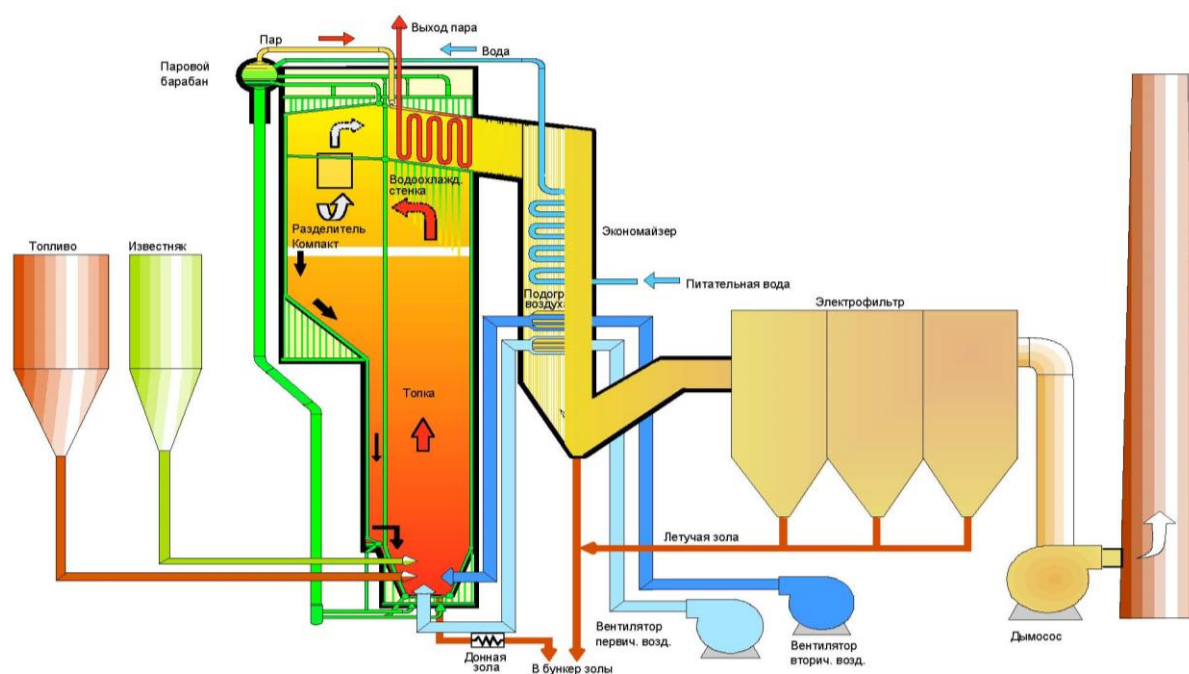


Рисунок 3.2 - Схема котла с циркулирующим кипящим слоем

## 4 Описание вспомогательного оборудования станции

### 4.1 Вспомогательное оборудование главного корпуса

Вспомогательное оборудование турбоагрегата:

- конденсатор с оборудованием;
- комплект запасных частей;
- комплект аппаратуры контроля вибрации;
- подогреватели сетевой воды ПСГ – 1 и ПСГ – 2.
- группа подогревателей низкого давления (ПНД);
- группа подогревателей высокого давления (ПВД);
- группа масляных насосов (пусковой, резервный, аварийный);
- группа конденсатных насосов основного конденсата;
- группа конденсатных насосов ПСГ – 1 и ПСГ – 2;
- сливные насосы ПНД;
- трубопроводы собственно турбины;
- трубопроводы турбоустановки.

Вспомогательное оборудование парового котла с ЦКС:

- дутьевые вентиляторы первичного, вторичного и сжатого воздуха;
- дымососы ДН 26х2;
- воздухопроводы и газоходы;
- трубопроводы с клапанами и арматурой;
- газо – мазутные горелки;
- сажеобдувочные аппараты;
- система удаления донной золы, включая бункер;
- обмуровка и теплоизоляция;
- система удаления летучей золы, включая бункер;
- система подачи и бункеры песка и известняка;
- система подачи топлива в топку, включая дневные бункеры, питатели с приводами;
- электрофильтр;
- деаэраторы повышенного давления;
- питательные насосы ПЭ – 600 – 185.

Питательно – деаэраторная установка

Питательно – деаэраторная установка ДП – 500 включает три питательных насоса производительностью по 580 – 600 м<sup>3</sup>/ч, напором 18,5 МПа, три деаэратора повышенного давления с баками емкостью 120 м<sup>3</sup>. Количество питательных насосов уточняется на последующих стадиях проектирования с учетом требований технической эксплуатации котлов с ЦКС. Один питательный насос устанавливается с гидромурфтой.

Редукционно – охладительные установки

Устанавливается редукционно – охладительные установки для собственных нужд РОУ – 13,8/0,7÷1,3 МПа производительностью 80 – 100 т/ч и растопочная РОУ – 13,8/0,7÷1,3 МПа производительностью 150 т/ч.

Общестанционное вспомогательное оборудование:

- насосы сырой воды подпитки котлов и теплосети;
- подъемные насосы газоохладителей генератора;
- баки слива из котлов с насосами;
- дренажные баки с насосами;
- баки низких точек с насосами;
- расширители дренажей высокого давления;
- расширители дренажей низкого давления;
- баки сбора замасленных стоков с насосами;
- баки сбора чистых стоков с насосами;
- насосы дозаторы коррекционной обработки котловой и питательной воды;
- маслоочистительная машина и др.

Расширители, дренажные баки, баки низких точек и др.

В постоянном торце главного корпуса устанавливаются расширители дренажей трубопроводов высокого и низкого давления (СП – 5,5У) и три дренажных бака емкостью по 10 м<sup>3</sup> с тремя перекачивающими насосами.

В ячейке каждой турбины устанавливается по одному баку низких точек емкостью по 2,5 м<sup>3</sup> с перекачивающими насосами.

Для устанавливаемых котлов предусматривается один бак слива из котлов емкостью 50 м<sup>3</sup> с одним насосом.

Для сбора охлаждающей воды с подшипников механизмов и установок подготовки проб в ячейках котлов и турбин устанавливаются баки V = 10 м<sup>3</sup> с насосами.

Для сбора замасленных стоков устанавливаются баки 3x2,5 м<sup>3</sup> с насосами.

Для подачи воды к воздухоохладителям генератора с каждым турбоагрегатом устанавливается по два насоса охлаждающей воды. Своя группа насосов охлаждающей воды устанавливается для ПЭНа с гидромурфтой.

Для подачи сырой воды для подогрева и далее на водоподготовку подпитки котлов и теплосети устанавливаются насосы сырой воды.

Аварийный слив масла из маслобаков турбин предусматривается в бак аварийного слива масла.

Схема автоматического контроля водно – химического режима

Для обеспечения автоматического контроля водно – химического режима станции предусматриваются установки устройств подготовки проб в необходимом объеме.

Для коррекционной обработки котловой и питательной воды предусматриваются расходные баки реагентов и насосы – дозаторы фосфата, гидразина и аммиака.

Прочее вспомогательное оборудование

Для водно – химических промывок и консервации оборудования устанавливаются насосы кислотной промывки, насосы химреагентов и баки.

## 5 Топливо

В качестве основного топлива для энергетических и водогрейных котлов ТЭЦ принят экибастузский уголь. Состав и характеристика экибастузского угля приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Состав и характеристика экибастузского угля

№	Наименование, размерность	Обозначение	Расчетная величина	Примечание
	Месторасположение		Экибастузский бассейн	
1	Низшая теплота сгорания (рабочая) ккал/кг кДж/кг	$Q_n^p$	3850 16 120	3850 – 3940
2	Марка угля	-	Каменный уголь	
3	Гранулометрический состав	мм	0-300	
4	Зола, на рабочую массу, %	$A^r$	40,85	$A^r_{max} = 43,0\%$
5	Выход летучих: - на рабочую массу, % - на горючую массу, %	$V^r$ $V^{daf}$	14,7 28,0	13,7 – 16,0 24,0 – 28,0
6	Коэффициент размолоспособности по методу ВТИ по Хардгроу	$K^{ВТО}_{ло}$ $K_{KHG}$	1,33-1,35 69,13	
7	Критерий взрываемости Группа взрывоопасности	$K_T$	0,66 I	
<b>Элементный состав топлива (на рабочую массу):</b>				
8	Влага, %	$W^r$	5	$W^r_{max} = 9,0\%$
9	Зола, %	$A^r$	43,0	
10	Сера, %	$S^r$	0,54	$S^r=0,4 – 0,7$

№	Наименование, размерность	Обозначение	Расчетная величина	Примечание
11	Углерод, %	C <sup>r</sup>	42,5	
12	Водород, %	H <sup>r</sup>	2,9	
13	Азот, %	N <sup>r</sup>	1,43	
14	Кислород, %	O <sup>r</sup>	5,7	
15	Сумма компонентов, %	Σ	100	
<b>Температурная характеристика золы</b>				
18.	Температура начала деформации золы, °С	t <sub>A</sub>	1300	
19.	Температура полусферы (начала размягчения золы), °С	t <sub>B</sub>	1500	
20.	Температура жидкоплавкого состояния золы, °С	t <sub>C</sub>	>1500	
21.	Температура истинно жидкого состояния шлака, °С	t <sub>o</sub>	>1500	
22.	Температура начала шлакования (расчетная), °С	t <sub>шл.</sub>	1102	

Расход экибастузского угля приведен в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Расход экибастузского угля

№ пп	Наименование основного оборудования	Расход угля
1	Энергетические котел Е – 550 – 13,8 – 560 ЦКС, т/ч: на один котел	95,7
	<b>ИТОГО, т/ч:</b>	<b>95,7</b>

В качестве растопочного топлива для энергетического котла ТЭЦ принят мазут марки 100.

## **6 Технологические решения**

### **6.1 Принципиальная тепловая схема ТЭЦ-2**

Принципиальная тепловая схема ТЭЦ-2 (Приложение Б) имеет ряд особенностей по сравнению с ПТС КЭС. Для ТЭЦ с однотипными турбоагрегатами составляют схему данной турбоустановки. На ТЭЦ с промышленной и отопительной нагрузкой часто устанавливают теплофикационные турбины двух или трех различных типов (ПТ, Р, Т), технологически связанные между собой. Так, общими являются линии промышленного отбора пара турбин ПТ и Р, линии обратного конденсата внешних потребителей, добавочной воды, подпиточной воды тепловой сети. Сетевые подогревательные установки выполняют индивидуально у каждого турбоагрегата Т и ПТ, а магистрали прямой и обратной сетевой воды и пиковые водогрейные котлы являются общими для всей ТЭЦ.

В схеме с разнотипными турбоустановками предусматривают преимущественно один тип паровых котлов, а теплофикационные турбоагрегаты на сверхкритических параметрах пара работают по блочному принципу.

Основная цель расчета ПТС проектируемого энергоблока заключается в определении технических характеристик теплового оборудования (расходов пара, воды и топлива) и энергетических показателей энергоблока и его частей (КПД и удельных расходов теплоты и топлива). ПТС при проектировании рассчитывается при максимальной мощности энергоблока. Эта величина является исходной в данном расчете и определяет выбор оборудования энергоблока.

При расчете тепловой схемы ТЭЦ был построен график Россандера для нахождения изменения температурного графика от температуры наружного воздуха.

График Россандера представлен на рисунке 6.1.

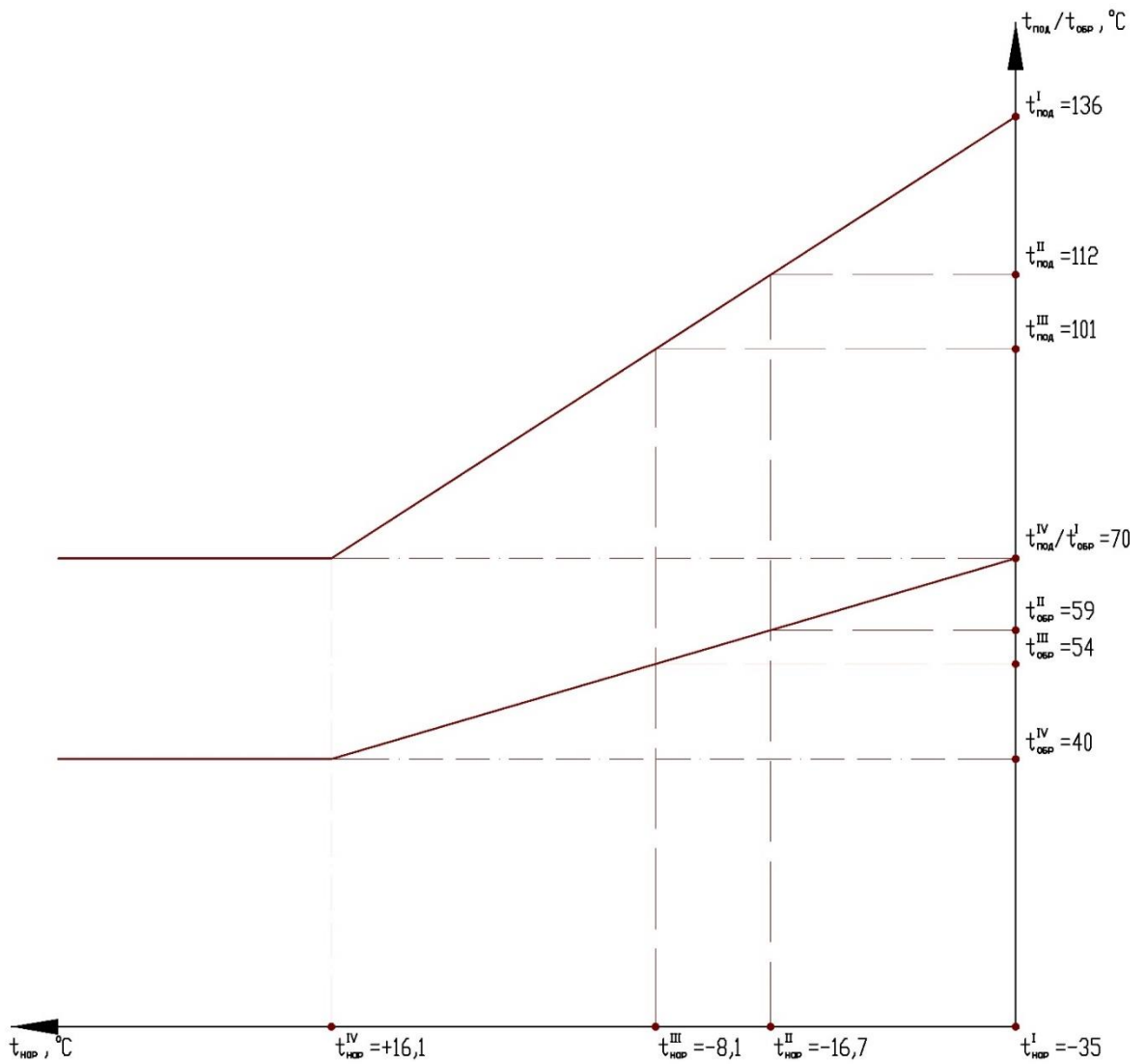


Рисунок 6.1 - График Россандера

Тепловой расчет ТЭЦ по четырем режимам представлен в таблице 6.1 (В Приложении Д).



## 7 Тепловой расчёт турбины Т-120/130-130

### Построение предварительной схемы теплового процесса в $i$ - $s$ диаграмме

1. Из таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара по заданным  $P_0$  и  $t_0$  находим энтальпию пара перед стопорным клапаном турбины  $i_0$  кДж/кг, на пересечении изобары  $P_0$  с изотермой  $t_0$ , в  $i$ - $s$  диаграмме определяем точку 1 состояния пара перед стопорным клапаном  $i_0=3511,9$  кДж/кг.

2. Определяем давление свежего пара  $P'_0$  перед соплами регулирующей ступени турбины, учитывая потери  $\Delta P_{\kappa}$ , в регулирующих клапанах  $P'_0=0,95 * P_0=0,95*90=85,5$  бар.

3. Проводим прямую  $i_0=\text{const}$  вправо от точки 1 до пересечения с изобарой  $P'_0$  и получаем точку 2, которая определяет параметры пара перед соплами регулирующей ступени, т.е.  $i_0, P'_0, t'_0=548,2^{\circ}\text{C}$ ;

Из точки 1 вниз проводим прямую  $s_1=\text{const}$  до пересечения с заданной изобарой  $P_{\kappa}$  находим точку А. Разность энтальпий точек 1 и А дает располагаемый тепловой перепад на турбину, т.е.

$$H_0=i_0-i_A=3511,9-2839,1=672,8 \text{ кДж/кг.}$$

5. Определяем давление пара  $P_z$  за последней ступенью турбины, учитывая потери давления  $\Delta P_n$ , в выхлопном патрубке:

$$P_z=1,03*P_{\kappa}=1,03*8=8,24 \text{ бар.}$$

6. Вычисляем отношение:

$$\frac{P_0-P_{\kappa}}{N_3} = \frac{90-8}{18} = 4,56 \text{ бар/МВт.}$$

Находим предполагаемый относительный внутренний КПД турбины:  $\eta_{oi}^T=0,806$ .

7. Высчитаем использованный тепловой перепад  $H_i$  турбины:  $H_i=H_0-\eta_{oi}^T=672,8*0,806=542,3$  кДж/кг.

8. Рассчитаем энтальпию пара  $i_{\kappa}$  за выхлопным патрубком:

$$i_{\kappa}=i_0-H_i=3511,9-542,3=2969,6 \text{ кДж/кг.}$$

9. На пересечении линии  $i_{\kappa}=\text{const}$  с изобарой  $P_{\kappa}$  находим точку 7, которая характеризует параметры пара за выхлопным патрубком турбины:  $t_7, P_7, i_7=i_{\kappa}$ .  $t_7=258,9^{\circ}\text{C}$ .

10. Определяем потерю тепла  $\Delta H_{bc}$  с выходной скоростью  $\Delta H_{bc}=0,05*672,8=33,64$  кДж/кг.

11. Находим энтальпию пара за последней ступенью турбины:

$$i_z=i_{\kappa}-\Delta H_{bc}=2969,6-33,64=2935,9 \text{ кДж/кг.}$$

12. На пересечении изобары  $P_z$  с линиями  $i_{\kappa}=\text{const}$  и  $i_z=\text{const}$  получаем соответственно точки 6 и 5. Наносим на схему процесса числовые значения величин:  $i_5=i_z=2935,9$  кДж/кг,  $P_5=P_z=8,24$  бар,  $V_5=V_z=0,28$  м<sup>3</sup>/кг,  $t_5=243,7^{\circ}\text{C}$ .

### Расчет расхода пара на турбину

1. Принимаем механический КПД турбины, равным  $\eta_m = 0,99$ .
2. Принимаем электрический КПД генератора, равным  $\eta_r = 0,99$ .
3. Вычисляем расход пара  $G$  на турбину

$$G = \frac{N_{э}}{H_0 * \eta_{oi}^r * \eta_m * \eta_r} = \frac{18 * 10^6}{672,8 * 10^3 * 0,806 * 0,99 * 0,99} = 33,24 \text{ кг/с.}$$

Формула действительна для турбин с противодавлением, не имеющих отборов пара. По расходу пара производится тепловой расчет турбины. Этот расход подлежит уточнению после подробного расчета проточной части.

### Расчет регулирующей ступени

1. Задаемся средним диаметром регулирующей ступени  $d_{pc}$  взяв значение его из прототипа  $d_{pc} = 0,96$ .

2. Задаемся отношением в пределах  $X_0^{PC} = 0,28$ .

3. Определяем окружную скорость  $U$  на среднем диаметре ступени

$$U = \frac{\pi * d_{pc} * n}{60} = \frac{3,14 * 0,96 * 3000}{60} = 150,7 \text{ м/с.}$$

4. Находим фиктивную скорость  $C_0$  на выходе пара из сопел ступени

$$C_0 = \frac{U}{X_0^{PC}} = \frac{150,7}{0,28} = 538,2 \text{ м/с.}$$

5. Вычисляем располагаемый тепловой перепад  $h_0^{PC}$  ступени

$$h_0^{PC} = \frac{C_0^2}{2000} = 144,8 \text{ кДж/кг.}$$

Контроль:  $h_0^{PC} < 1/3 * 672,8 = 224 \text{ кДж/кг.}$

6. Выбираем суммарную степень реакции ступени  $\sum p$ :

При  $X_0^{PC} = 0,28$ , то  $\sum p = 0,10$ ;

7. Определяем располагаемый тепловой перепад на сопловую решетку

$$h_{oc} = (1 - \sum p) * h_0^{PC} = (1 - 0,1) * 144,8 = 130,3 \text{ кДж/кг.}$$

8. Находим по  $i$ -s диаграмме состояние пара за сопловой решеткой при изэнтропийном расширении:

а) удельный объем  $v_3 = v_{it} = 0,037 \text{ м}^3/\text{кг.}$

б) давление бар  $P_1^{PC} = 55,5$ .

9. Вычисляем отношение давлений:

$$\varepsilon = \frac{P_1^{PC}}{P_0} \text{ и сравниваем его с критическим отношением } \varepsilon_{кр} = 0,546:$$

а) при  $\varepsilon < \varepsilon_{кр}$  необходимо уменьшить и повторить расчет с п. 1 :

б) при  $\varepsilon > \varepsilon_{кр}$  расчет можно продолжить.

Соблюдение условия  $\varepsilon > \varepsilon_{кр}$  применить суживающиеся сопла, которые создают дозвуковые скорости истечения пара и обладают более устойчивым высоким КПД, чем расширяющиеся сопла, создающие сверхзвуковые скорости истечения пара и применяющиеся при  $\varepsilon < \varepsilon_{кр}$ . Однако последние также эффективны при установке специальных профилей.

10. Рассчитаем теоретическую скорость истечения пара из сопловой решетки  $C_{it} = \sqrt{2000 * h_{oc}} = \sqrt{2000 * 130,3 * 10^3} = 510,5 \frac{M}{c}$ .

11. Определяем комплекс  $eI_c$ :

$$eI_c = \frac{G * v_{it}}{\pi * d_{pc} * C_{it} * \mu_c * \sin \alpha} = \frac{33,24 * 0,037}{3,14 * 0,96 * 0,97 * 510,4 * 0,21} = 0,004 \text{ м.}$$

При  $eI_c < 0,002$  удовлетворительно спроектировать регулируемую ступень невозможно, и следует принять меньшее значение проделав предыдущий расчет повторно.

12. Выбираем оптимальное значение степени парциальности:  $eI_c$ , более 0,02, то  $e_{opt} = 0,4$ .

13. Находим высоту сопловой решетки  $l_c = \frac{eI_c}{e_{opt}} = \frac{0,004}{0,4} = 0,01 \text{ м.}$

Минимальная высота сопл, которая может быть допущена по условиям  $l_{c \min} = 10 * 10^{-3} \text{ м.}$  Исходя из условий прочности потерь в сопловой решетке, min максимальные значения высот сопл –  $l_{c \max} = 60 * 10^{-3} \text{ м.}$

14. Определяем скоростной коэффициент суживающихся сопел  $\varphi$  в зависимости от высоты по рисунку 2.3.  $\varphi = 0,925$ .

15. Вычисляем потерю тепла  $\Delta h_c$ , в сопловой решетке:

$$\Delta h_c = (1 - \varphi^2) h_{oc} = (1 - 0,86) * 130,3 = 18,2 \text{ кДж/кг.}$$

16. Находим внутренний относительный КПД  $\eta_{oi}^{pc}$  ступени:  $\eta_{oi}^{pc} = 0,7$ .

17. Рассчитываем использованный теплоперепад  $h_i^{pc}$  в регулирующей ступени  $h_i^{pc} = \eta_{oi}^{pc} * h_o^{pc} = 0,7 * 144,8 = 101,4 \text{ кДж/кг.}$

18. Вычисляем величину энтальпии пара за сопловой решеткой:

$$i_3 = i_0 - h_{oc} + \Delta h_c = 3511,9 - 130,3 + 18,2 = 3399,8 \text{ кДж/кг.}$$

19. Находим величину энтальпии пара за регулирующей ступенью:

$$i_4 = i_0 - h_i^{pc} = 3511,9 - 101,4 = 3410,5 \text{ кДж/кг.}$$

### Расчет первой ступени давления

1. Задаемся средним диаметром первой ступени давления взяв величину его из прототипа.  $d_1 = 0,7$ .

2. Выбираем величину отношения  $X_0 = U/C_0$ ,  $X_0 = 0,46$ .

3. Определяем величину располагаемого теплового перепада  $h$ , на ступень  $h_0^1 = 12,3 * (d_1/x_0)^2 = 28 \text{ кДж/кг.}$

4. Задаемся степенью реакции  $p$  на среднем диаметре ступени более  $p = 0,06$ .

5. Находим величину располагаемого теплового перепада сопловой решетки  $h_{oc}^1 = (1 - p) * h_0^1 = (1 - 0,06) * 28 = 26,3 \text{ кДж/кг.}$

6. Вычисляем теоретическую скорость истечения пара из сопла

$$C_{it}^1 = \sqrt{2000 * 26,3 * 10^3} = 228,07 \text{ м/с.}$$

7. По  $i$ - $s$  диаграмме определяем удельный объем пара за соплом при изоэнтропийном расширении  $v_{it}^1$ . Для этого из точки 4 вниз по изоэнтропе  $S_4$ , откладываем величину  $h_{oc}^1$ . Точка 9 определяет состояние пара за соплом при изоэнтропном расширении.  $v_{it}^1 = 0,05 \text{ м}^3/\text{кг}$

8. Вычисляем высоту сопловой лопатки ступени

$$l_c^1 = \frac{33,24 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 0,7 \cdot 228,07 \cdot 0,21 \cdot 1 \cdot 0,97} = 0,016 \text{ м.}$$

9. Определяем длину рабочей лопатки где - перекрыша по корневому диаметру:

$$l_p^1 = 0,016 + 0,001 + 0,002 = 0,019 \text{ м;}$$

10. Находим корневой диаметр диска:

$$d_k = d_1 - l_p^1 = 0,681 \text{ м.}$$

11. Вычисляем величину, обратную веерности:

$$\theta_1 = d_1 / l_c^1 = 0,7 / 0,019 = 37.$$

### Расчёт последней ступени давления

1. По i-s диаграмме определяем удельный объем пара  $v_z$  м<sup>3</sup>/кг за последней ступенью турбины  $v_z = 0,28$  м<sup>3</sup>/кг

2. Вычисляем высоту рабочей лопатки  $l_z = 0,019(0,28/0,05) = 0,1$  м.

3. Находим средний диаметр последней ступени  $d_z = 0,681 + 0,1 = 0,781$  м.

4. Определяем располагаемый тепловой перепад на последнюю ступень  $h_0^z = 12,3 \cdot (0,781/0,46)^2 = 35,5$  кДж/кг.

5. Рассчитаем величину  $\theta_z = d_z / l_c^z = 0,781 / 0,1 = 7,81$ .

### Определение числа ступеней давления и распределение между ними располагаемого теплового перепада

1. Для того, чтобы найти число ступеней и распределить тепло падение между ними. Здесь на оси абсцисс взят произвольный отрезок а и на крайних ординатах отложены диаметры первой и последней ступеней  $d_1$  и  $d_z$ , в масштабе 1:10. Точки 1 и 2 соединяются прямой линией, что соответствует характеру проточной части противоавлапненческой турбины. На той же базе проводим прямую  $x_0 = \text{const}$ , поскольку отношение  $x_0$  принималось постоянным для всей проточной части отсека ступеней давления. Наносим на график значение  $d_k = \text{const}$ , чтобы получить длины лопаток на ступенях. Там же откладываем располагаемые теплоперепады первой и последней ступеней давления  $h_0^1$  и  $h_0^z$  в масштабе 1:1. Точки 3 и 4 соединим прямой, поскольку диаметры измеряются по закону прямой, коэффициент  $x_0 = \text{const}$ , следовательно, промежуточные значения  $h_0^1$  будут лежать на одной прямой.

2. Определяем величину среднего располагаемого теплоперепада  $h_0$  группы ступеней давления  $h_{0 \text{ ср}} = \frac{h_0^1 + h_0^z}{2} = \frac{28 + 35,5}{2} = 31,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

3. Находим величину располагаемого теплоперепада  $H_0^*$  на всю группу ступеней давления  $H_0^* = i_4 - i_8 = 3410,5 - 2931,31 = 479,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

4. Вычисляем величину использованного тепла падения на всю группу ступеней давления  $H_i^* = i_4 - i_k = 3410,5 - 2969,6 = 440,9$  кДж/кг.);

5. Определяем величину относительного внутреннего КПД  $\eta_{oi}^*$  группы ступеней давления  $\eta_{oi}^* = \frac{440,9}{479,2} = 0,92$ .

6. Оценим ориентировочное количество ступеней давления  $Z_0$  (без учета коэффициента возврата тепла)  $Z_0 = \frac{H_0^*}{H_{0 \text{ ср}}} = \frac{479,2}{31,75} = 15$  штук;

7. Находим коэффициент возврата тепла:

$$\alpha = K * (1 - \eta_{oi}^*) * \frac{H_0^*}{419} * \frac{(Z_0 - 1)}{Z_0} = 0,017;$$

8. Уточняем число ступеней давления: штук  $Z = \frac{479,2 * 1,017}{31,75} = 15$  штук;

9. Разбивая базу  $a$  на  $(z-1)$  равных частей, на границах участков (от начала базы) наносим номера ступеней и непосредственно из графика для каждой ступени отсчитываем диаметр  $d_i$ , длину рабочей лопатки  $l_p^i$  тепловые перепады

Результаты сводим в таблицу 7.1 (столбцы No 1, 2, 3, 4, 5, 6).

Таблица 7.1 – Результаты

Номер ступени	$d_i, \text{М}$	$l_p^i = d_i - d_k, \text{М}$	$l_c^i = l_p^i - \Delta_k - \Delta_{\text{п.м}}$	$\theta_i = \frac{d_i}{l_c^i}$	$h_{0 \text{ гр}}^i$	$\Delta h_0^i$	$h_0^i$
1	0,7	0,019	0,016	43,75	28	0,016	28
2	0,71	0,029	0,026	27,3	29	0,017	29
3	0,715	0,034	0,031	23	29,5	0,018	29,5
4	0,72	0,039	0,036	20	30	0,019	30
5	0,725	0,044	0,041	17,7	30,5	0,02	30,5
6	0,73	0,049	0,046	15,9	31	0,021	31
7	0,735	0,054	0,051	14,4	31,5	0,022	31,4
8	0,74	0,059	0,056	13,2	32	0,023	32
9	0,745	0,064	0,061	12,2	32,5	0,024	32,4
10	0,75	0,069	0,066	11,3	33	0,025	33
11	0,76	0,079	0,076	10	33,5	0,026	33,4
12	0,765	0,084	0,081	9,4	34	0,027	34
13	0,77	0,089	0,086	8,9	34,5	0,028	34,4
14	0,775	0,094	0,091	8,5	35	0,029	35
15	0,781	0,1	0,097	8	35,5	0,03	35,5

$$\Delta = (1 + \alpha) * H_0^* - \Sigma h_{0 \text{ гр}} = 479,1 - 479,5 = 0,4$$

## Расчет утечек пара через переднее концевое лабиринтное уплотнение

В данном разделе дипломной работы производится выбор типа уплотнений и схемы течения лабиринтового пара. В паровых турбинах могут применять ступенчатые лабиринтовые уплотнения с заделкой уплотнительных гребешков в специальных сегментах статора. Ступенчатые канавки выполняются на ротора. Расчет лабиринтного уплотнения сводится к определению утечки пара при известных размерах уплотнения и параметрах пара перед уплотнением.

1. Выбираем диаметр уплотнения  $d_v$ , из прототипа  $d_v=0,5$ ;

2. Определяем число гребешков в уплотнении:

$$Z_{\text{ку}} = \frac{P_1 - P_2}{0,8} = \frac{55,5 - 8}{0,8} = 60 \text{ штук.}$$

3. Находим площадь зазора в уплотнении:

$$F_{\text{ку}} = \pi d_v \delta_y = 3,14 * 0,5 * 0,001 * 0,5 = 0,001 \text{ м}^2.$$

4. Вычисляем величину утечки пара через концевые уплотнения:

$$G_{\text{ку}} = 0,99 * \mu_{\text{ку}} * F_{\text{ку}} * \sqrt{\frac{P_1 * 10^5}{v_1}} * \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{Z_{\text{ку}}}} = 1,078 \text{ кг/с};$$

5. Определяем полный расход пара  $G_0$  на турбину при расчетной мощности  $N_3$ ,  $G_0 = G + G_{\text{ку}} = 33,24 + 1,078 = 34,318 \text{ кг/с}$ ;

где  $G$  - расчетный расход пара на турбину ;

### Расчет регулирующей ступени

1. Уточняем высоту сопл ступени:

$$l_c^* = l_c * (G_0 / G) = 0,01 * \frac{34,318}{33,24} = 0,01 \text{ м.}$$

2. По заданной мощности выбираем тип колеса скорости КС-0А или КС-1А, и длину хорды профиля сопловой решетки решетки.

$$b_c = 62,5 \text{ мм.}$$

3. Определяем отношение:  $b_c / l_c^* = 62,5 / 10 = 6,25$ .

4. Находим отношение  $\sin \alpha_0 / \sin \alpha_1 = \sin 90 / \sin 12 = 4,8$ .

5. Определяем коэффициент расхода по вычисленным:

$$b_c / l_c^* \text{ и } \sin \alpha_0 / \sin \alpha_1 - \mu_c = 0,98.$$

6. Вычисляем площадь выходного сечения сопла:

$$F_c = \frac{34,318 * 0,037}{0,98 * 510,5} = 0,003 \text{ м}^2.$$

7. Находим степень парциальности ступени:

$$e = \frac{F_c}{\pi * d_{pc} * l_c^* * \sin \alpha_1} = \frac{0,003}{3,14 * 0,96 * 0,01 * 0,2} = 0,5.$$

8. Из рисунка 3.3 определяем относительный шаг решетки  $t_c'$ , по известному углу  $\alpha_1$  и принятому установочному углу  $\alpha_v$ . Угол  $\alpha_v = 33^\circ$ , выбирается с таким расчетом, чтобы искомый относительный шаг находился в оптимальном диапазоне  $= 0,7 : 0,8$ . -  $t_c' = 0,75$ .

9. Вычисляем шаг сопловой решетки  $t_c = b_c \cdot t_c' = 0,0625 \cdot 0,75 = 0,05$  м.

10. Определяем осевую ширину сопловой решетки:

$$B_c = b_c \cdot \sin \alpha_y - (0,001 : 0,0015) = 0,0625 \cdot \sin 33^\circ - 0,001 = 0,033 \text{ м.}$$

11. Находим ширину сопловых каналов:

$$a_c = t_c \cdot \sin \alpha_1 = 0,05 \cdot \sin 12^\circ = 0,01 \text{ м.}$$

12. Вычисляем число сопл  $Z_c$ , в решетке:

$$Z_c = \frac{3,14 \cdot 0,96 \cdot 0,5}{0,05} = 30 \text{ штук.}$$

13. Уточняем величину степени парциальности:

$$e^* = \frac{Z_c \cdot t_c}{\pi \cdot d_{pc}} = \frac{30 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 0,96} = 0,5.$$

14. Задаемся по данным таблицы 3.1 отношениями горловых сечений венцов первой, направляющей и второй рабочей решеток в пропорции

Тогда выходное сечение лопаточного аппарата:

а) первой рабочей решетки  $F_{p1} = 1,5 \cdot 0,003 = 0,0045 \text{ м}^2$ ;

б) направляющей решетки  $F_n = 2,5 \cdot 0,003 = 0,0075 \text{ м}^2$ ;

в) второй рабочей решетки  $F_{p2} = 3,8 \cdot 0,003 = 0,0114 \text{ м}^2$ .

15. Задаемся отношением венцов первой рабочей, направляющей и второй рабочей решетки к высоте сопловой

Тогда высоты выходных сечений:

а) первого рабочего венца  $l_{p1} = 1,2 \cdot 0,01 = 0,012$  м;

б) направляющей решетки  $l_n = 1,44 \cdot 0,01 = 0,0144$  м;

в) второго рабочего венца  $l_{p2} = 1,73 \cdot 0,01 = 0,0173$  м;

16. Определяем углы выхода потока пара из:

а) рабочих лопаток первого венца  $\sin \beta_2 = \frac{0,0045}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,96 \cdot 0,012} = 0,25$ ;

б) направляющих лопаток  $\sin \alpha_1 = \frac{0,0075}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,96 \cdot 0,0144} = 0,35$ ;

в) рабочих лопаток второго венца  $\sin \beta_2 = \frac{0,0114}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,96 \cdot 0,0173} = 0,44$ .

17. Определяем относительный шаг решеток и установочные углы:

а) первой рабочей  $t_{p1}^* = 0,73$ ;  $\beta_{y1} = 79^\circ$ ;

б) направляющей  $t_n^* = 0,6$ ;  $\beta_{yn} = 80^\circ$ ;

в) второй рабочей  $t_{p2}^* = 0,55$ ;  $\beta_{y2} = 75^\circ$ .

8. Вычисляем шаги решеток:

а) первого рабочего венца  $t_{p1} = 0,019$  м;

б) направляющей  $t_{n2} = 0,015$  м;

в) второго рабочего венца  $t_{p2} = 0,014$  м.

19. Определяем число лопаток:

а) первого рабочего венца  $Z_{p1} = 159$  шт;

б) направляющих  $Z_n = 200$  шт;

в) второго венца  $Z_{p2} = 215$  шт.

Полученные значения лопаток округляются до ближайшего целого числа.

20. Находим осевую ширину решеток:

а) первого рабочего венца  $B_{p1} = 0,024$  м;

- б) направляющей  $B_n=0,024$  м;  
 в) второго рабочего  $B_{p2}=0,024$  м.

Поправку (0,001 : 0,0015) следует выбирать с таким расчетом, чтобы обеспечить равенство с целью унификации осевой ширины решеток.

21. Уточняем величину коэффициента скорости сопла по найденному значению высоты сопловой решетки.

$$\Delta\varphi_c = \frac{\varphi_c - \varphi_c^*}{\varphi_c} = \frac{0,97 - 0,925}{0,97} * 100\% = 4,6\%;$$

$$\Delta h_c = (1 - 0,925^2) * 130,3 = 18,8 \text{ кДж/кг};$$

22. Определяем действительную скорость пара за сопловой решеткой  $C_1 = \varphi_c^* * C_{it} = 0,925 * 510,5 = 472,2$  м/с;

23. По известным  $U, \alpha_1, C_1$  строим выходной треугольник скоростей сопловой решетки в масштабе 1 мм - 5 м/с, из которого определяем графически относительную скорость пара на входе в рабочие лопатки первого венца  $W_1 = 325$  м/с входной угол  $\beta_1 = 15^\circ$ ;

24. По полученным значениям  $\beta_1 = 15^\circ, \beta_2 = 14,5^\circ, l_{p1} = 0,012$  находим величину коэффициента скорости рабочих лопаток первого венца.  $\Psi_{p1} = 0,87$

25. Распределяем суммарную реактивность на регулирующей ступени, по рабочим и направляющим лопаткам в пропорции:

а) на первый рабочий венец  $p_1 = 0,2 * 0,1 = 0,02$ ;

б) на направляющие лопатки  $p_n = 0,5 * 0,1 = 0,05$ ;

в) на второй рабочий венец  $p_2 = 0,3 * 0,1 = 0,03$ ;

26. Рассчитываем располагаемые тепловые перепады на лопатках:

а) рабочих первого венца  $h_{01} = 0,02 * 144,8 = 2,9$  кДж/кг;

б) направляющих  $h_{он} = 0,05 * 144,8 = 7,24$  кДж/кг;

в) рабочих второго венца  $h_{02} = 0,03 * 144,8 = 4,3$  кДж/кг;

Контроль:  $h_0^{pc} = 130,3 + 2,9 + 7,24 + 4,3 = 144,8$  кДж/кг.

27. Определяем теоретическую относительную скорость пара на выходе из рабочих лопаток первого венца:

$$W_{2t} = \sqrt{2000 * 2900 + 105625} = 334 \text{ м/с.}$$

28. Находим тепловую потерю  $\Delta h_{p1}$  на рабочих лопатках первого венца:

$$\Delta h_{p1} = (1 - 0,76) * 55,8 = 13,5 \text{ кДж/кг.}$$

29. Вычисляем действительную относительную скорость пара  $W_2$  на выходе из рабочих лопаток первого венца:

$$W_2 = \Psi_{p1} * W_{2t} = 0,87 * 334 = 291 \text{ м/с.}$$

30. По известным значениям  $U, \beta_2, W_2$  строим выходной треугольник скоростей первой рабочей решетки, в том же масштабе, из которого графически находим величину абсолютной скорости пара на выходе из первого венца  $C_2 = 190$  м/с и выходной угол  $\alpha_2 = 30^\circ$ .

31. Рассчитываем теоретическую абсолютную скорость пара  $C_{it}$  на выходе из направляющих лопаток:

$$C_{it}^1 = \sqrt{2000 * 7240 + 36100} = 225 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$



32. По известным значениям  $\alpha_1, \alpha_2, l_n$  находим величину коэффициента скорости направляющих лопаток, также, как и для лопаток тернового венца:  
 $\Psi_n = 0,9$ .

33. Определяем тепловую потерю  $\Delta h_n$ , на направляющих лопатках:  
 $\Delta h_n = (1 - 0,81) * 25,3 = 4,8$  кДж/кг.

34. Вычисляем действительную абсолютную скорость пара  $C_1$  на выходе из направляющих лопаток:  
 $C_1^1 = 0,9 * 225 = 203$  м/с.

35. По известным значениям  $U, \alpha_1^1, C_1^1$  строим выходной треугольник скоростей направляющей решетки, из которого графически определяем величину относительной скорости пара  $W_1^1 = 100$  на входе в рабочие лопатки второго венца и угол входа  $\beta_1^1 = 60^\circ$ :

36. Вычисляем теоретическую относительную скорость пара в выходном сечении рабочих лопаток второго венца:

$$W_{2t}^1 = \sqrt{2000 * 4300 + 10000} = 136,4 \text{ м/с.}$$

37. По найденным значениям  $\beta_1, \beta_2, W_2$  находим величину коэффициента скорости рабочих лопаток второго венца:

$$\Psi_{p2} = 0,94.$$

38. Определяем тепловую потерю  $\Delta h_{p2}$  на втором венце рабочих лопаток:

$$\Delta h_{p2} = (1 - 0,88) * 9,3 = 1,11 \text{ кДж/кг.}$$

39. Вычисляем действительную относительную скорость пара  $W_2^1$ , на выходе из рабочих лопаток второго венца:

$$W_2^1 = 0,94 * 136,4 = 128,2 \text{ м/с.}$$

40. По известным значениям  $U, \beta_2^1, W_2^1$  строим выходной треугольник скоростей рабочей решетки второго венца, из которого графически определяем величину абсолютной скорости пара  $C_2 = 75$  из регулирующей ступени и угол выхода  $\alpha_2^1 = 90^\circ$

41. Вычисляем потерю тепла выходной скоростью:

$$\Delta h_{вс} = \frac{5625}{2000} = 2,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

42. Определяем относительный лопаточный КПД регулирующей ступени по потерям:

$$\eta_{(pc)_{олп}} = \frac{144,8 - (18,8 + 13,5 + 4,8 + 1,1 + 2,8)}{144,8} = 0,72 = 72\%.$$

43. То же, по данным треугольников скоростей:

$$\eta_{(pc)_{олтс}} = \frac{2 * 150,7 * (470 + 180 + 20 - 0)}{289659,2} = 0,7 = 70\%.$$

44. Определяем энтальпию пара на выходе из:

а) сопловой решетки  $i_c = i_0 - h_{oc} + \Delta h_c = 3511,9 - 130,3 + 18,8 = 3400$  кДж/кг;

б) рабочих лопаток первого венца  $i_{p1} = 3400 - 2,9 + 13,5 = 3411$  кДж/кг;

в) направляющих лопаток  $i_n = 3411 - 7,24 + 4,8 = 3408$  кДж/кг;

г) рабочих лопаток второго венца  $i_{p2} = 3408 - 4,3 + 1,11 = 3405$  кДж/кг.

45. Строим схему действительного процесса расширения пара в регулирующей ступени в  $i$ - $s$  диаграмме и находим удельные объемы:

а) за соплами  $v_c=0,06$ ;

б) за вторыми рабочими лопатками  $v_{p2}=0,4$ ;

46. Вычисляем средний объем пара которым вращается диск ступени:  
 $v_{cp}=0,23$ .

47. Находим потерю мощности на трение и вентиляцию:

$$N_{ТВ} = \frac{1}{0,23} * (1,07 * 0,96 * 0,96 + 0,61 * (1 - 0,5) * 0,96 * (0,012^{1,5} * 0,0173^{1,5})) * \frac{150,7^3}{10^6} = 14,6 \text{ кВт.}$$

48. Находим потерю тепла на трение и вентиляцию:

$$\Delta h_{ТВ} = 14,6 / 3,324 = 5 \text{ кДж/кг;}$$

49. Рассчитываем потерю тепла на выталкивание неподвижной, относительно рабочих решеток, массы пара:

$$\Delta h_{ВК} = \frac{0,11 * (0,024 * 0,012 + 0,024 * 0,0173)}{0,003} * 0,46 * 0,72 * 4 * 144,8 = 5,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

50. Вычисляем относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{oi}^{pc} = \eta_{ол}^{pc} - \frac{\Delta h_{ТВ} + \Delta h_{ВК}}{h_0^{pc}} = 0,72 - \frac{5 + 5,75}{144,8} = 65\%.$$

51. Определяем энтальпию пара за ступенью:

$$i_{pc} = 3405 + 2,8 + 5 + 5,75 = 3418,55 \text{ кДж/кг.}$$

52. Находим использованный тепловой перепад регулирующей ступени  $h_i^{pc} = 3511 - 3418,55 = 92,45 \text{ кДж/кг}$

53. Определяем относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{oi}^{pc} = \frac{92,45}{144,8} = 63\%.$$

54. Находим внутреннюю мощность регулирующего колеса:

$$N_i^{pc} = 33,24 * 3,4 = 3,07 \text{ кВт.}$$

55. Находим состояние пара за регулирующей ступенью с учетом всех потерь по  $i$ - $s$  диаграмме:

а) давление 15 бар;

б) температура 475 °С.

#### **Расчет первой ступени давления**

Из предыдущих расчетов известны следующие величины:

- Расход пара на ступень  $G$ , кг/с;

- Средний диаметр ступени  $d1=0,7$ , м;

- Ориентировочная высота сопла  $lc=0,05$ м;

- Отношение  $\theta=14$  ( $d1/lc$ );

- Располагаемый тепловой перепад на ступень  $ho1=32$  кДж/кг;

- Отношение скоростей  $X_0 = U/Co=0,46$ ;

- Степень парциальности  $e=1$ ;

- Параметры пара перед ступенью:

а) давление 15 бар;

б) температура 475 С;

в) энтальпия 3420 кДж/кг.

### Порядок расчета

1. Определим среднюю степень реакции ступени  $p = \frac{1,8}{1,8+14} = 0,11$

2. Подсчитаем располагаемый тепловой перепад на сопловую решетку  $h_{oc}^1 = (1-0,11) * 32 = 28,5$  кДж/кг.

3. Вычислим теоретическую скорость на выходе пара из сопловой решетки при изэнтропийном расширении

$$C_{1t} = \sqrt{2000 * h_{oc}^1} = 238,7 \text{ м/с}$$

4. Выбираем тип ступени давления для формирования всей проточной части турбины по данным таблицы 3.1 и углы  $\alpha=12, \beta=14$

5. Рассчитываем отношение  $\frac{bc}{lc} = \frac{0,0625}{0,05} = 12,5$  и  $\frac{\sin\alpha_0}{\sin\alpha_1} = 4,8$ ,

6. Определяем коэффициент расхода для сопловой решетки.  $\mu_c = 0,98$

7. Строим тепловой процесс ступени в i-s диаграмме и находим:

а) удельный объем  $v_{1t} = 0,20$  м<sup>3</sup>/кг, соответствующий параметрам состояния пара на выходе из сопл при изэнтропном расширении;

б) давление за соплом  $P_c = 10,06$  бар;

в) давление за ступенью  $P'_2 = 9,67$  бар.

8. Вычисляем расчетную площадь горловых сечений сопловой решетки

$$F_c^1 = \frac{G * v_{1t}}{\mu_c^1 * C_{1t}} = \frac{33,24 * 0,20}{0,98 * 238} = 0,02.$$

9. Подсчитаем высоту сопловой решетки:

$$l_c^1 = \frac{F_c^1}{\pi * d_1 * e * \sin\alpha_1} = \frac{0,02}{3,14 * 0,7 * 1 * \sin 12} = 0,04 \text{ м.}$$

10. Вычисляем высоту рабочей лопатки:

$$l_p^1 = l_c^1 + \Delta_k + \Delta_n = 0,04 + 0,001 + 0,0025 = 0,0236 \text{ м.}$$

где  $\Delta_k$  и  $\Delta_n$  – величины перекрыш.

11. Рассчитаем площадь выходного сечения рабочей решетки:

$$F_p^1 = \pi * d_1 * l_p^1 * \sin\beta_2 * e = 3,14 * 0,7 * 0,0236 * \sin 14 * 1 = 0,012 \text{ м}^2$$

12. Определяем относительный шаг решетки  $\bar{t}_c$  по известному углу  $\alpha_1$ .

Установочный угол  $\alpha_y$  выбираем с таким расчетом, чтобы  $\bar{t}_c$  находился в оптимальном диапазоне, указанном в таблице.  $\bar{t}_c = 0,74$   $\alpha_y = 37^\circ$

13. Находим шаг сопловой решетки:

$$t_c = b_c * \bar{t}_c = 0,038 \text{ м}$$

где  $b_c$  - хорда выбранного профиля.

14. Число лопаток в сопловой решетке:

$$Z_c = \frac{\pi d_1}{t_c} = \frac{3,14 * 0,7}{0,038} = 58 \text{ шт.}$$

15. Определяем осевую ширину сопловой решетки:

$$B_c = b_c * \sin\alpha_y - (0,001 \div 0,0015) = 0,0515 * \sin 37 - 0,0012 =$$

0,0297 м

С целью унификации проточной части величину  $V_c$  сохраняем в остальных ступенях турбины.

16. Определяем относительный шаг рабочей решетке  $\bar{t}_p$  по известному углу  $\beta_2$  и принятому установочному углу  $\beta_y$ .

Угол  $\beta_y$  выбираем с таким расчетом, чтобы искомый относительный шаг находился в оптимальном диапазоне:

$$\bar{t}_p = 0.64 \beta_y = 78^\circ$$

17. Подсчитаем шаг рабочей решетке:

$$t_p = b_p * \bar{t}_p = 0,0164 \text{ м}$$

где  $b_p$  - хорда выбранного профиля.

Величину  $t_p$  сохраним в остальных ступенях с целью унификации проточной части.

18. Вычисляем количество рабочих лопаток в рабочей решетке:

$$Z_p = \frac{\pi d_1}{t_p} = \frac{3.14 * 0.7}{0.0164} = 134 \text{ шт.},$$

Полученное значение лопаток округляем до ближайшего целого числа.

19. Определяем ширину рабочей решетке:

$$B_p = b_p * \sin \beta_y - (0.001 \div 0.0015) = 0.0256 * \sin 78 - 0.0012 =$$

0.0238 м.

Сохраняем величину  $B_p$  постоянной для остальных ступеней.

20. Находим коэффициент скорости сопловой решетке  $\varphi_c$  по известной величине  $l_c$  или

$$\varphi_c = 0.98 - 0.009 \cdot \left( \frac{b_c}{l_c} \right);$$

$$\varphi_c = 0.956.$$

21. Высчитываем действующую скорость потока пара за сопловой решетке:

$$C_1 = \varphi_c * C_{1t} = 0.956 * 238 = 227 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

22. Определяем окружную скорость на среднем диаметре ступени:

$$U_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{3.14 * 0.7 * 3000}{60} = 110 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

23. По известным  $U$ ,  $C_1$  и  $\alpha_1$  строим выходной треугольник скоростей сопловой решетке в масштабе 1мм - 5м/с Из треугольника графическим путем определяем относительную скорость  $W_1$  и входной угол  $\beta_1$ .

$$W_1 = 140 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\beta_1 = 29^\circ.$$

24. По известным значениям  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  и  $l_p$  по рисунку 3.7 находим величину коэффициента скорости рабочих лопаток :

$$\psi_p = 0.957 - 0.011 \cdot \left( \frac{b_p}{l_p} \right);$$

$$\psi_p = 0.888.$$

25. Вычисляем располагаемый тепловой перепад на рабочих лопатках по известному  $\rho$

$$h_{op}^1 = \rho * h_0^1 = 0,059 * 45,6 = 2,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} ;$$

$$h_0^1 = h_{oc}^1 + h_{op}^1 = 42,9 + 2,7 = 45,6 \text{ кДж/кг.}$$

26. Рассчитываем теоретическую относительную скорость пара  $W_{2t}$  на выходе из рабочих лопаток:

$$W_{2t} = \sqrt{2000 * h_{op}^1 + W_1^2} = \sqrt{2000 * 2,7 + 100^2} = 124,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

27. Вычисляем действительную относительную скорость пара  $W_2$  на выходе из рабочих лопаток:

$$W_2 = \psi_p * W_{2t} = 0,888 * 124,2 = 110,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

28. По известным значениям  $U_1$ ,  $\beta_2$  и  $W_2$  строим выходной треугольник скоростей рабочей решетки в том же масштабе. Из треугольника графическим путем определяем величину абсолютной скорости пара  $C_2$  на выходе из рабочей решетки и выходной угол  $\alpha_2$ :

$$C_2 = 51 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\alpha_2 = 109^\circ.$$

29. Подсчитаем тепловые потери:

а) на соплах

$$\Delta h_c = (1 - \varphi_c^2) * h_{oc}^1 = (1 - 0,956^2) * 42,9 = 3,69 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

б) на рабочих лопатках

$$\Delta h_p = (1 - \psi_p^2) * \frac{W_{2t}^2}{2000} = (1 - 0,888^2) \frac{158,2^2}{2000} = 2,65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

в) с выходной скоростью

$$\Delta h_{bc} = \frac{C_2^2}{2000} = \frac{51^2}{2000} = 1,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Кинетическая энергия выходной скорости  $\Delta h_{bc}$  первой ступени прибавляется к располагаемому тепловому перепаду второй ступени, второй – к третьей и т.д. до последней. У последней ступени  $\Delta h_{bc}$  теряется безвозвратно.

30. Вычисляем относительный лопаточный КПД ступени по потерям

$$\eta'_{ол} = \frac{h_0^1 - (\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_{bc})}{h_0^1} = \frac{45,6 - (3,69 + 2,65 + 1,3)}{45,6} = 0,83$$

31. Определяем фиктивную скорость  $C_0$  на выходе пара из сопла, подсчитанную по тепловому перепаду на ступень  $\frac{h_0^1}{2}$

$$C_0 = \sqrt{2000 * h_0^1} = \sqrt{2000 * 45,6} = 302,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

32. Определяем относительный лопаточный КПД ступени  $\eta''_{ол}$  по данным треугольников скоростей (см. рисунок 3.11)

$$\eta''_{ол} = \frac{2U(C_{1u} \pm C_{2u})}{C_0^2} = \frac{2 * 149(272 - 16)}{302,1^2} = 0,837$$

Знак «-» при  $C_{2u}$  ставиться при  $\alpha_2^* = 90^\circ$ .

Относительная разность между КПД, вычисленными по формуле, не должна составлять более 1-2 %, т.е.

$$\frac{\eta'_{ол} - \eta_{ол}}{\eta_{ол}} \cdot 100 \leq 2\%.$$

33. Находим число гребешков в уплотнении диафрагмы:

$$Z_{ду} = \frac{P_0^1 - P_c}{0,8} = \frac{52,59 - 46,06}{0,8} = 8 \text{ шт.}$$

34. Вычисляем площадь в уплотнении диафрагмы:

$$F_{уд} = \pi d_v \delta_y = 0,000785 \text{ м}^2.$$

где  $d_v$  – диаметр вала в уплотнении. Величину  $d_v$  берем из прототипа;  
 $\delta_y = 0,001 * d_v$  – радиальный зазор.

Примем для всех последующих ступеней  $F_{y0} = const$ .

35. Определяем коэффициент расхода  $\mu_y$  через щель уплотнения:

$$\mu_y = 0,705.$$

36. Находим потерю тепла в ступени от утечек пара через диафрагменное уплотнение:

$$\Delta h_{ут} = \frac{\mu_y * F_{уд} * \eta'_{ол}}{\mu_c^1 * F_c * \sqrt{Z_{ду}}} h_0^1 = \frac{0,705 * 0,000785 * 0,83}{0,955 * 0,015 * \sqrt{8}} * 45,6 = 0,526 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

37. Вычисляем потерю тепла на трение диска о пар:

$$\Delta h_{тр} = \frac{10^{-3} * d_1 * X_0^3}{el_c * \mu_c^1 * \sin \alpha_1} h_0^1 = \frac{10^{-3} * 0,95 * 0,48^3}{1 * 0,955 * \sin 14} * 45,6 = 2,307 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

38. Подсчитаем относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta'_{oi} = \eta'_{ол} - \frac{\Delta h_{ут} + \Delta h_{тр}}{h_0^1} = 0,83 - \frac{0,526 + 2,307}{45,6} = 0,77.$$

39. Рассчитаем энтальпии пара:

а) за сопловой решеткой:

$$i_c = i_0^1 - h_{0c}^1 + \Delta h_c = 3369,27 - 42,9 + 3,69 = 3330 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

б) за рабочими лопатками:

$$i_p = i_c - h_{0p}^1 + \Delta h_p = 3330 - 2,7 + 2,65 = 3329,98 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

в) за ступенью:

$$i_1 = i_p + \Delta h_{вс} + \Delta h_{ут} + \Delta h_{тр} = 3329,98 + 1,3 + 0,526 + 2,3 = 3334 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

40. Находим использованный тепловой перепад  $h_i^1$  ступени:

$$h_i^1 = i_0^1 - i_1 = 3369,27 - 3334 = 35,16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

41. Строим действительный процесс расширения пара в первой ступени давления в  $i$ -s диаграмме (см. рисунок 3.9) и находим:

а) давление за соплом –  $P_c = 13,7$  бар;

б) давление за ступенью –  $P_1 = 10,23$  бар;

в) температуру за ступенью  $t_1 = 452,3$  °С;

г) удельный объем за ступенью  $v_1 = 0,3$  м<sup>3</sup>/кг.

**Конечные параметры пара первой ступени являются исходными для второй**

42. Вычисляем относительный внутренний КПД ступени

$$\eta_{oi}'' = \frac{h_i^1}{h_0^1} = \frac{35,16}{45,6} = 0,77$$

Относительная разность между КПД, определенных по формулам, не должна превышать 1-2 %.

$$\frac{\eta_{oi}' - \eta_{oi}''}{\eta_{oi}'} \cdot 100 \leq (1 \div 2) \%$$

43. Определяем внутреннюю мощность ступени:

$$N_i^1 = G * h_i^1 = 59,25 * 35,16 = 2083 \text{ кВт.}$$

**Коррекция проточной части**

1. Определяем использованный тепловой перепад  $H_i$  в турбине:

$$H_i = i_0 - i_z = 3511 - 2946,3 = 564,93 \text{ кДж/кг.}$$

2. Находим действительный относительный внутренний КПД турбины:

$$\eta_{oi}^{\text{ТД}} = 0,98 * \frac{H_i}{H_0} = 0,98 * \frac{564,93}{637,8} = 0,868.$$

где 0,98 – коэффициент, учитывающий потери от нестационарности потока.

Если значение найденного КПД отличается не более, чем на 1-2 % от значения, заложенного в предварительном расчете, то коррекция проточной части не производится. В противном случае необходимо осуществить коррекцию высот сопловых и рабочих решеток в следующей последовательности:

а) Вычисляем внутреннюю мощность турбины  $N_i^{\text{T}}$

$$N_i^{\text{T}} = N_i^{\text{PC}} + \sum_1^z N_i = 30511,38 \text{ кВт.};$$

б) Подсчитываем действительный расход пара  $G_d$  на турбину

$$G_d = \frac{N_i^{\text{T}}}{H_0 * \eta_{oi}^{\text{ТД}}} = \frac{30511,38}{637,8 * 0,868} = 55 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

в) Определяем действительную электрическую мощность  $N_3^{\text{Э}}$  турбины

$$N_3^{\text{Э}} = N_i^{\text{T}} * \eta_{\text{м}} * \eta_{\text{г}} = 30511,38 * 0,99 * 0,99 = 29904 \text{ кВт.}$$

где  $\eta_{\text{м}}$  и  $\eta_{\text{г}}$  – величины механического КПД турбины и электрического КПД генератора, взятые из предварительного расчета.

## 8 Генеральный план ТЭЦ

Площадка ТЭЦ находится в пределах городской черты.

Генеральный план (Приложение В) выполнен с учетом:

- границ отведенного участка;
- задания на проектирование;
- зонирования территории и технологической схемы эксплуатации ТЭЦ.

В состав ТЭЦ входят следующие здания и сооружения:

- Главный корпус;
- Дымовые трубы и газоходы главного корпуса;
- Дымовые трубы и газоходы котельной;
- Открытая установка трансформаторов;
- Гибкие связи;
- ОРУ 220 кВ;
- ОРУ 110 кВ;
- Релейный щит ОРУ;
- Размораживающее устройство;
- Разгрузочное устройство;
- Дробильный корпус;
- Основной тракт топливоподачи;
- Открытый склад топлива;
- Установка приема и хранения известняка;
- Масломазутохозяйство;
- Насосная I подъема. Коллекторная;
- Водоподготовка;
- Циркнасосная;
- Циркуляционные водоводы;
- Градирни;
- Насосная осветленной воды на золоотвале;
- Центральная багерная насосная;
- Багерная насосная водогрейной котельной с емкостями сухой золы;
- Установка по отбору сухой золы;
- Баки запаса подпиточной воды теплосети;
- Очистные сооружения;
- Административный корпус с проходной;
- Служебно – бытовой корпус со столовой переходной галереей;
- Объединенно – вспомогательный корпус;
- Боксы для бульдозеров;



- Ремонтные мастерские топливоподачи;
- Пожарное депо.

## 9 Компонувочные решения

### 9.1 Главный корпус

В главном корпусе (Приложение Г) предусматриваются:

- |   |               |
|---|---------------|
| – машзал пролетом                               | – 48,0 м;     |
| – деаэраторное отделение пролетом               | – 12,0 м;     |
| – бункерное отделение пролетом                  | – 16,5 м      |
| – котельное отделение пролетом                  | (12м + 4,5м); |
| – помещение золоулавливающей установки пролетом | – 35,0 м;     |
| – помещение дымососов                           | – 35,0 м;     |
|   | – 12,0 м      |

#### Машзал

В машзале предусматривается поперечная установка трех турбоагрегатов типа Т – 120/130 – 130 с системой регенерации, блочной обессоливающей установкой турбинного конденсата, маслоснабжения, вспомогательным оборудованием, сетевыми трубопроводами и циркуляционными трубопроводами. Расстояние между турбоагрегатами принято 48 м. Высота машзала составляет 28,0 м.

#### Деаэраторное отделение

Деаэраторное отделение имеет несколько междуэтажных перекрытий и на них размещены кабельный этаж, РУСН, экспресс – лаборатории, помещения оборудования частотного регулирования, трубопроводный этаж, установка деаэраторов с трубопроводами.

#### Бункерное отделение

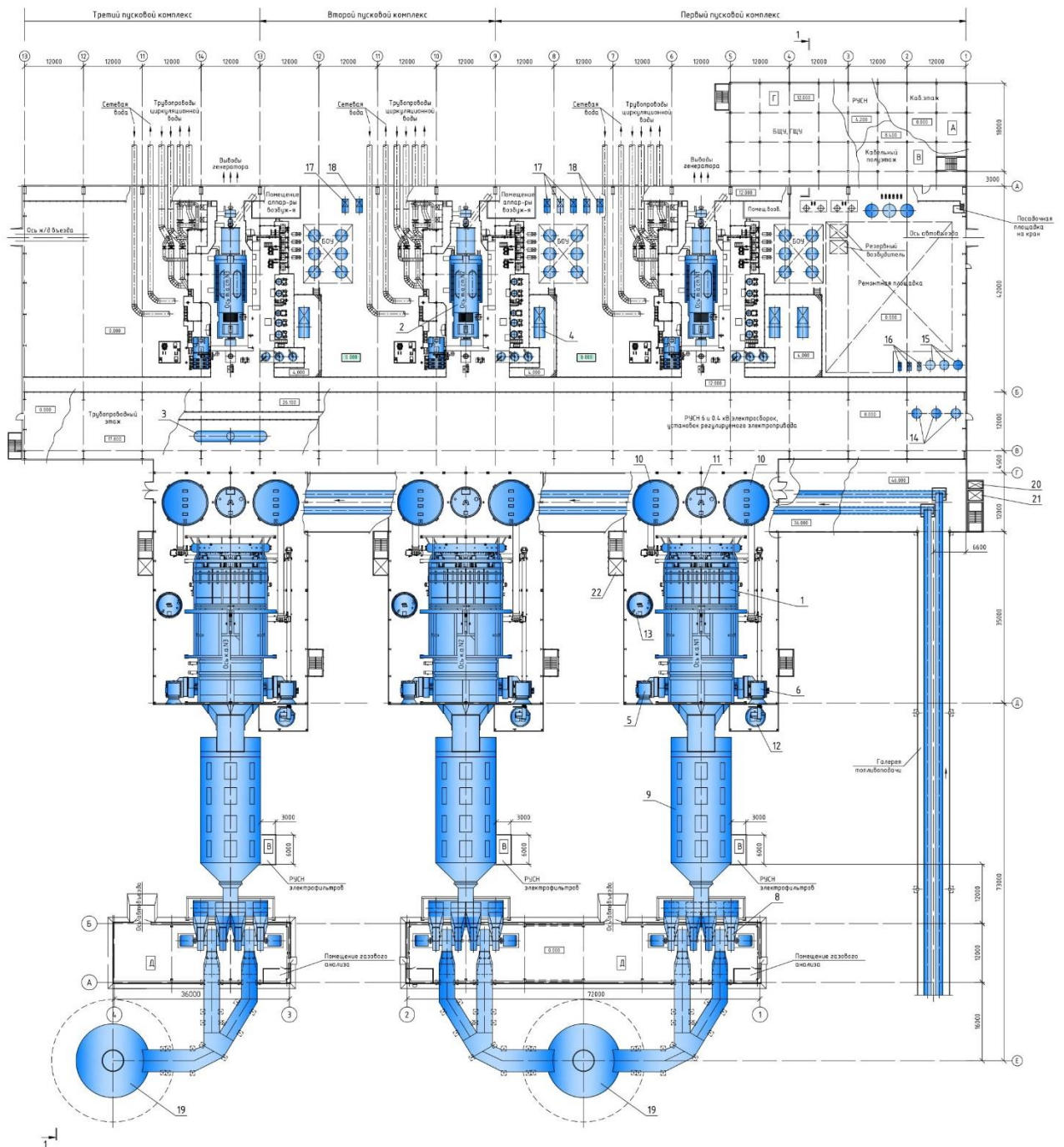
В бункерной размещаются конвейеры бункерной галереи, аспирационные установки, 6 бункеров дробленого угля, 3 бункера известняка и 3 бункера песка, а также системы подачи дробленого угля, известняка и песка к котельному агрегату.

#### Котельное отделение

В котельном отделении размещаются три котельных агрегата ЦКС со вспомогательным оборудованием, поставляемым комплектно с котлом: вентиляторы высокого давления, вентиляторы первичного и вторичного воздуха, расширители непрерывной продувки, системы подачи топлива, известняка и песка в топку, системы удаления донной и летучей золы.

#### Помещение золоулавливающей установки

Электрофильтр имеет открытую установку с укрытием нижней золовой части электрофильтров. Помещение электрофильтра для системы подачи летучей золы – закрытое. В отдельном помещении размещаются дымососы. План компоновки главного корпуса представлен на рисунке 9.1.



1. Паровой котел Е – 550 – 13,8 – 560; 2. Паровая турбина Т – 120/130 – 130; 3. Деаэратор с баком; 4. Питательный насос; 5. Вентилятор первичного воздуха; 6. Вентилятор вторичного воздуха; 7. Вентилятор сжатого воздуха; 8. Дымосос основной центробежного типа; 9. Электрофильтр; 10. Бункер угля; 11. Бункер извести; 12. Бункер донной золы

промежуточный; 13. Бункер песка; 14. Расширитель дренажей трубопроводов высокого и низкого давления; 15. Дренажный бак; 16. Насос дренажного бака; 17. Насос сырой воды; 18. Насос аварийной подпитки т/с; 19. Дымовые трубы; 20. Лифт пассажирский; 21. Лифт грузовой; 22. Лифт грузопассажирский.

Рисунок 9.1 – Компоновка главного корпуса. План

## 10 Бизнес – план расширения ТЭЦ-2 города Нур-Султан

В данном разделе дипломного проекта проведен практический инженерно – экономический расчет по определению себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ в условиях заданных объемов их отпуска, а также дана экономическая оценка эффективности расширения и эксплуатации ТЭЦ.

Исходные данные для экономического расчета представлены в таблице 10.1

Таблица 10.1 – Исходные данные

Наименование	Обозначение	Расчетная величина	Единица измерения
Годовой выпуск э/э	$\mathcal{E}_в$	5187,25	млн. кВт · ч
Годовой выпуск т/э	$Q_в$	7500,6	тыс. Гкал
Топливо	Экибастузский уголь		
Низшая теплота сгорания топлива	$Q_н^p$	3850	ккал/кг
Цена за топливо	$\mathcal{C}_т$	8000	тенге/тнт
Расстояние доставки топлива до станции	R	300	км
Удельный расход топлива на отпущенную э/э	$b_у^э$	240,0	г у.т./кВт · ч
Удельный расход топлива на отпущенную т/э	$b_у^т$	185,0	кг у.т./Гкал
Стоимость транспорта твердого топлива	$\mathcal{C}_{тр}$	1,8	тенге/т-км

### 10.1 Определение себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ путем определения эксплуатационных издержек

Так как стоимость стационарных тарифов является конфиденциальной информацией и недоступна в свободном доступе (Интернет), следовательно, в данной работе они берутся примерными.

Определение годового отпуска энергии ТЭЦ

В расчетах принимать расход электроэнергии на собственные нужды в размере 16 % ( $\mathcal{E}_{сн}$ ), а тепловой энергии 3% ( $Q_{сн}$ ).

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_в \cdot (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 5187,25 \cdot (1 - 0,16) = 4357,2 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч};$$

$$Q_{от} = Q_{в} \cdot (1 - Q_{сн}) = 7500,6 \cdot (1 - 0,03) = 7275,5 \text{ тыс. Гкал.}$$

Определение затрат на топливо

Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

$$V_{э} = Э_{в} \cdot b_{э} = 4357,2 \cdot 240,0 / 1000 = 1045,7 \text{ тыс. тут};$$

$$V_{т} = Q_{в} \cdot b_{т} = 7275,5 \cdot 185,0 / 1000 = 1345,9 \text{ тыс. тут.}$$

Итоговый расход топлива ТЭЦ составляет:

$$V_{у} = V_{э} + V_{т} = 1045,7 + 1345,9 = 2390,96 \text{ тыс. тут.}$$

В связи с тем, что затраты на оплату топлива и его транспортировку осуществляются по натуральному топливу, то полученные величины расхода топлива необходимо перевести в натуральное топливо.

Расход натурального топлива составит:

$$V_{н} = V_{у} / K_{н} = 2390,96 / 0,55 = 4347,2 \text{ тыс. тнт.}$$

Затраты на транспорт определяются:

$$Ц_{тр} = 300 \cdot 1,8 = 540 \text{ тенге/тнт.}$$

Составляющая затрат на топливо определяется:

$$И_{т} = V_{н} \cdot (Ц_{т} + Ц_{тр}) = 4347,2 / 1000 \cdot (8000 + 540) = 37125 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет затрат на воду

В последнее время затраты тепловых электростанций на воду существенно возросли и в отдельных случаях могут достигать величины 0,4 – 1,4 тенге/кВт·ч.

Для укрупненных расчетов затраты на водоснабжение можно принять:

$$И_{в} = Э_{выр} \cdot 0,7 = 5187,25 \cdot 0,7 = 3631 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет затрат на заработную плату

В целях определения затрат на заработную плату промышленного и производственного персонала (ППП) ТЭЦ, занятого на производстве и его обслуживании, необходимо знать его численность. ППП подразделяется на эксплуатационный, ремонтный и административно-управленческий персонал. Его количество зависит, в основном, от единичной мощности и количества основного энергооборудования, вида используемого топлива, способа проведения ремонтов, экологических требований.

Количество ППП может быть получено за счет штатного коэффициента, которое показывает, сколько персонала приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции.

На станциях Казахстана принимаются следующие усредненные значения штатного коэффициента ( $K_{шт}$ ): для ТЭЦ установленной мощностью более 500 МВт – 1,3 – 1,5 чел./МВт, для ТЭЦ меньшей мощности – 1,6 – 1,8 чел./МВт.

Мощность ТЭЦ составляет 600 МВт.

Численность персонала станции определяется:

$$ЧП = K_{шт} \cdot N_{у} = 1,3 \cdot 120 = 156 \text{ человек.}$$

Посчитаем з/пл на одного работника:

$$И'_{зпо} = 120\,000 \text{ тенге};$$

$$ОПВ = И'_{зпо} \cdot 0,1 = 12\,000 \text{ тенге};$$

$CO = (I'_{зпо} - ОПВ) \cdot 0,035 = (120\ 000 - 12\ 000) \cdot 0,035 = 3780$  тенге;  
 $CH = (I'_{зпо} - ОПВ) \cdot 0,095 - CO = (120\ 000 - 12\ 000) \cdot 0,095 - 3780 = 6480$  тенге;  
 $I'_{зп} = I'_{зпо} + CH = 120\ 000 + 6480 = 126\ 480$  тенге;

Суммарные затраты на всех работников станции составляют:  
 $I_{зп} = 126\ 480 \cdot 12 \cdot 156 = 236$  млн. тенге

### Определение капитальных вложений на строительство ТЭЦ

Для строительства и эксплуатации ТЭЦ нужны денежные поступления. Для строительства станции используются, так называемые, капитальные вложения, составляющие основные производственные фонды, а для ее эксплуатации требуются оборотные средства.

В расчетах можно принимать величину  $K_{уд}$  для ТЭЦ мощностью 800 МВт в пределах 7200 \$/кВт, для ТЭЦ 200 МВт – 1800 \$/кВт установленной мощности. Удельные капитальные вложения для ТЭЦ 600 МВт составляет 4000 \$/кВт.

Курс доллара на 10.05.2020 г. составляет 400 тенге / \$.

Суммарные капитальные вложения для строительства ТЭЦ  
 $K = 4000 \cdot 600 / 1000 = 2400$  млн \$ = 960 000 млн. тенге.

Известно, что вся стоимость фиксированных производственных активов не может быть немедленно перенесена на расчет себестоимости производства энергической продукции, и они постепенно переносят свою стоимость на себестоимость продукции по частям в виде амортизационных отчислений. Нормы амортизации определяются и контролируются государством. На каждый вид оборудования установлены свои нормы амортизации, которые представлены в таблице 10.2.

Таблица 10.2 – Нормы амортизации

Наименование	Единица измерения	Величина
Здания	%	1,0 - 1,2
Подъездные и железнодорожные пути и резервуары для хранения жидкого топлива	%	4,0 - 6,6
ЛЭП	%	2,0 - 2,8
Кабельные линии	%	3,0
Трубопроводы тепловых сетей	%	4,0
Котельные установки и водогрейные котлы	%	4,0 - 5,5
Силовое оборудование и распреустройства	%	5,6 - 6,5
Автомобили	%	9,0 - 20,0

Для укрупненных расчетов норму амортизации для станции в целом может быть определена на основе структуры основных производственных фондов и соответствующих им амортизационных отчислений. Суммируя все

амортизационные отчисления по видам производственных активов и сопоставляя их с объемом капитальных вложений на станцию, вы можете получить приблизительную стоимость амортизации для всей станции.

Для проведения укрупненных расчетов ставка амортизации должна приниматься как 5 % от стоимости К:

$$I_{\text{ао}} = 0,05 \cdot K = 0,05 \cdot 960\,000 = 48\,000 \text{ млн. тенге.}$$

#### Расчет затрат на проведение текущего ремонта

В эти затраты помимо затрат на текущее техническое обслуживание производственного оборудования также имеются затраты на технический осмотр и техническое поддержание оборудования в рабочем состоянии (обтирочные и смазочные материалы) и определяются в размере:

$$I_{\text{тр}} = 0,15 \cdot I_{\text{ао}} = 0,15 \cdot 48\,000 = 7200 \text{ млн. тенге.}$$

#### Расчет платы за выбросы

Размер платы за выбросы загрязняющих веществ зависит от количества выбросов, которые в свою очередь зависят от типа сжигаемого топлива (уголь, газ, мазут), его количества и способа улавливания вредных веществ (электрофильтров, эмульгаторов). В нашем случае, этот компонент наиболее точно определяется методом аналогий по сравнению с действующими станциями. Установлено, что при сжигании угля Экибастузского угля размер платы за выбросы составляет 200 – 250 тенге за тонну, поэтому:

$$I_{\text{выб}} = V_{\text{тнт}} \cdot 200 = 2,350 \cdot 200 = 470 \text{ млн. тенге.}$$

#### Общестанционные и цеховые расходы

Этот вид расходов предусматривает административные и управленческие издержки (зарплата, канцелярские услуги, путешествия), общее производство (техническое обслуживание, амортизация, текущее обслуживание объектов общестанционных станций, испытания, исследования, рационализация и охрана труда), вычеты за особые расходы (техническая пропаганда, высшие организации), обслуживание и управление цехами (оклады управления цехов, амортизация и затраты на содержание и текущее обслуживание зданий, расходы на охрану труда).

Для укрупненных расчетов можно пользоваться формулой:

$$I_{\text{общ}} = 0,2 \cdot (I_{\text{ао}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{тр}}) = 0,2 \cdot (48\,000 + 236 + 7200) = 291 \text{ млн. тенге.}$$

#### Расчет себестоимости отпуска энергии

При выполнении данного расчета используем разделение затрат на выработку электрической и тепловой энергии на основе физического метода с использованием коэффициента:  $K_p = V_e/V_y$ , который показывает, какое количество топлива (в долях от единицы) израсходовано на отпуск электрической энергии, а разница  $(1 - K_p)$  – показывает отпуск тепловой энергии.

$$K_p = 4357,2 / 7275,5 = 0,59;$$

$$1 - K_p = 1 - 0,59 = 0,41.$$

Результаты суммарных затрат на производство электрической и тепловой энергии представлены в таблице 10.3.

Таблица 10.3 – Затраты на производство тепловой и электрической энергии

Составляющие затрат	И <sub>всего</sub> , млн. тенге	И <sub>э/э</sub> , млн. тенге	И <sub>т/э</sub> , млн. тенге
Топливо, И <sub>т</sub>	37125	14478	22646
Вода, И <sub>в</sub>	3631	1416	2214
Фонд заработной платы, И <sub>зп</sub>	236	92	143
Амортизационные отчисления, И <sub>ао</sub>	48	18,72	29,28
Ремонт, И <sub>р</sub>	7200	2808	4392
Общестанционные, И <sub>об</sub>	291	113,49	177,51
Плата за выбросы, И <sub>выб</sub>	470	202	268
Итого затрат $\sum$ И	63 753	24 400,32	39 352

Себестоимость отпуска электрической энергии определяется:

$$S_{\text{э}} = \frac{I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}}}{\text{Э}_{\text{от}}} = \frac{24\,400}{4357,2} = 5,6 \text{ тенге/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется:

$$S_{\text{т}} = \frac{I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}} + I_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}} = \frac{39\,352}{7,2755} = 5465 \text{ тенге/Гкал.}$$

Таким образом, отпускная цена на тепловую энергию составляет 5465 тенге/Гкал, а за электрическую энергию 5,6 тенге/кВт.

## 10.2 Финансово – экономическая оценка расширения и эксплуатации ТЭЦ

Определение первоначальных инвестиций и денежного потока на возврат кредита

В расчетах, долевое распределение капитала (К) на строительство ТЭЦ следующее: 90% вкладывает государство и 10% обеспечивает строительная компания. Эти денежные средства идут только на строительство станции. Суммарные эксплуатационные расходы заложены в себестоимости электрической и тепловой энергии, а значит и в тарифе на них, и для начала работы необходимы и оборотные средства. Здесь 70% эксплуатационных затрат оплачивает государство, а остальные 30% – строительная компания.

Таким образом, объем инвестиций  $I_0$ , которые строительная компания берет в банке под льготный кредит (10 %) будет составлять 10 % от суммарных капвложений в строительство ТЭЦ и 30 % от суммарных эксплуатационных расходов.

Известно, что при оценке инвестиционного проекта используются всего четыре показателя:

- $I_0$  – первоначальные инвестиции;
- CF – денежный поток, направляемый на возврат кредита;
- $r$  – процентная ставка банка по кредиту (10 %);
- $n$  – календарный год кредита.

$$I_0 = 0,1 \cdot K + 0,3 \cdot I_{\text{итого}} = 0,1 \cdot 960\,000 + 0,3 \cdot 63\,753 = 115\,125 \text{ млн. тенге.}$$

Определимся, что отпускной тариф на электрическую и тепловую энергию от ТЭЦ будет иметь рентабельность 30%, т.е.

$$T_{\text{оз}} = S_э \cdot 1,3 = 5,6 \cdot 1,3 = 7,28 \text{ тенге/кВт} \cdot \text{ч};$$

$$T_{\text{от}} = S_т \cdot 1,3 = 5465 \cdot 1,3 = 7104 \text{ тенге/ Гкал.}$$

Доход от реализации электрической и тепловой энергии от ТЭЦ составит:

$$Д = T_{\text{оз}} \cdot Э_{\text{от}} + T_{\text{от}} \cdot Q_{\text{от}} = 7,28 \cdot 4357,2 + 7104 \cdot 7,2755 = 82\,871 \text{ млн. тенге.}$$

Суммарные затраты определяются по выражению:

$$З = T_э \cdot Э_{\text{от}} + T_т \cdot Q_{\text{от}} = 5,6 \cdot 4357,2 + 5465 \cdot 7,2755 = 63\,750 \text{ млн. тенге.}$$

Разница между ними даст прибыль:

$$ПР = Д - З = 82\,871 - 63\,750 = 19\,121 \text{ млн. тенге.}$$



После оплаты налога на прибыль (20 %), образуется чистая прибыль:  
 $ЧП = ПР \cdot (1 - 0,2) = 19\,121 \cdot (1 - 0,2) = 15296$  млн. тенге.

Естественно, что чистая прибыль распределяется по четырем фондам, но в работе сделаем допущение, что вся чистая прибыль целиком идет на возврат кредита в банк, т.е. это и будет денежный поток CF.

$CF = 15296$  млн. тенге.

Метод определения чистой текущей стоимости NPV

Это метод анализа инвестиций, показывающий, на какую ценность фирма может прирасти в результате реализации инвестиционного проекта и определяется:

$$NPV = \frac{CF_1}{(1+r)^1} + \frac{CF_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = \sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0.$$

Рассчитаем под 10 % годовых.

Определение чистой текущей стоимости NPV представлено в таблице 10.4.

Таблица 10.4 – Определение NPV

Год	CF	R <sub>10</sub>	PV <sub>10</sub>
0	-115 125	1	-115125
1	15296	0,90909	13905
2	15296	0,82645	12641
3	15296	0,75131	11492
4	15296	0,68301	10447
5	15296	0,62092	9498
6	15296	0,56447	8634
7	15296	0,51316	7849
8	15296	0,46651	7136
9	15296	0,4241	6487
10	15296	0,38554	5897
		$\Sigma_{10}$	<b>93987</b>
		<b>NPV<sub>10</sub></b>	<b>-21138</b>

NPV за 10 лет станет отрицателен.

Метод расчёта внутренней нормы прибыли IRR

Внутренняя норма прибыли представляет собой уровень окупаемости средств, направленных на цели инвестирования. Это значение r, при котором  $NPV = 0$ . Формализовано, это уравнение:

$$\sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = 0, \text{ , решаемое относительно } r.$$

Результаты расчета внутренней нормы прибыли представлены в таблице 10.5.

Таблица 10.5 – Определение IRR

Год	CF	R <sub>10</sub>	PV <sub>10</sub>	R <sub>20</sub>	PV <sub>20</sub>
0	-115 125	1	-115125	1	-115125
1	15296	0,90909	13905	0,833	12747
2	15296	0,82645	12641	0,694	10622
3	15296	0,75131	11492	0,579	8852
4	15296	0,68301	10447	0,482	7377
5	15296	0,62092	9498	0,402	6147
6	15296	0,56447	8634	0,335	5123
7	15296	0,51316	7849	0,279	4269
8	15296	0,46651	7136	0,233	3557
9	15296	0,4241	6487	0,194	2964
10	15296	0,38554	5897	0,162	2470
		$\Sigma_{10}$	<b>93987</b>	$\Sigma_{20}$	<b>64128</b>
		<b>NPV<sub>10</sub></b>	<b>-21138</b>	<b>NPV<sub>20</sub></b>	<b>-50997</b>

Величина IRR определяется по формуле:

$$IRR = r_1 + \frac{NPV_{r_1}}{NPV_{r_1} + NPV_{r_2}} \cdot (r_2 - r_1) = 10 + \frac{21138}{21138 + 50997} \cdot (20 - 10) = 10,3 \%$$

Метод расчёта окупаемости инвестиций РР

Метод заключается в определении периода, необходимого для возмещения суммы первоначальных инвестиций.

Существует два метода: когда CF равен годам, а когда CF идет различными суммами, то есть неравномерно  $PP = \frac{I_0}{CF_n}$ ,

В нашем случае, денежные потоки по годам будут одинаковы и следует пользоваться первым методом:

$$PP = \frac{115\,125}{15296} \approx 8 \text{ лет.}$$

## **11 Раздел Безопасности и жизнедеятельности**

### **11.1 Основные направления влияния расширения и эксплуатации ТЭЦ на экологию региона**

В данном дипломной проекте проводится технико – экономическое обоснования расширения ТЭЦ-2 на твердом топливе в условиях города Нур-Султан, поскольку к 2030 году дефицит тепловой энергии достигнет 1000 Гкал/ч, то строительство данной станции позволит полностью покрыть дефицит тепла в данном регионе.

Сжигание натурального топлива для получения электроэнергии и тепла является одной из основ работы современного общества и экономики государства. Натуральные виды топлива и, в частности уголь, в данный момент в Казахстане являются самыми – порядка 90% в общем объеме производства электроэнергии.

Электростанции используют огромное количество натурального топлива и других ресурсов, преобразуя их в тепловую и электрическую энергию с образованием различных отходов и поступлению вредных загрязняющих веществ во все природные среды.

Использование натурального топлива ведет к поступлению в атмосферу вредных выбросов газообразных (кислотных) веществ, пыли, а также парниковых газов, которые относятся к числу мировых экологических проблем.

На производственные нужды используются водные ресурсы, зачастую из природных источников, иногда питьевого качества. Образующие сточные воды основных технологических процессов несут с собой тепловое и химическое загрязнение.

Для размещения объектов электростанции и складирования золошлаков требуются значительные территории.

Работающее оборудование создает шум и вибрацию, имеет место тепловое, электромагнитное воздействие.

Основные направления воздействия ТЭЦ на окружающую среду схематично представлены на рисунке 11.1.

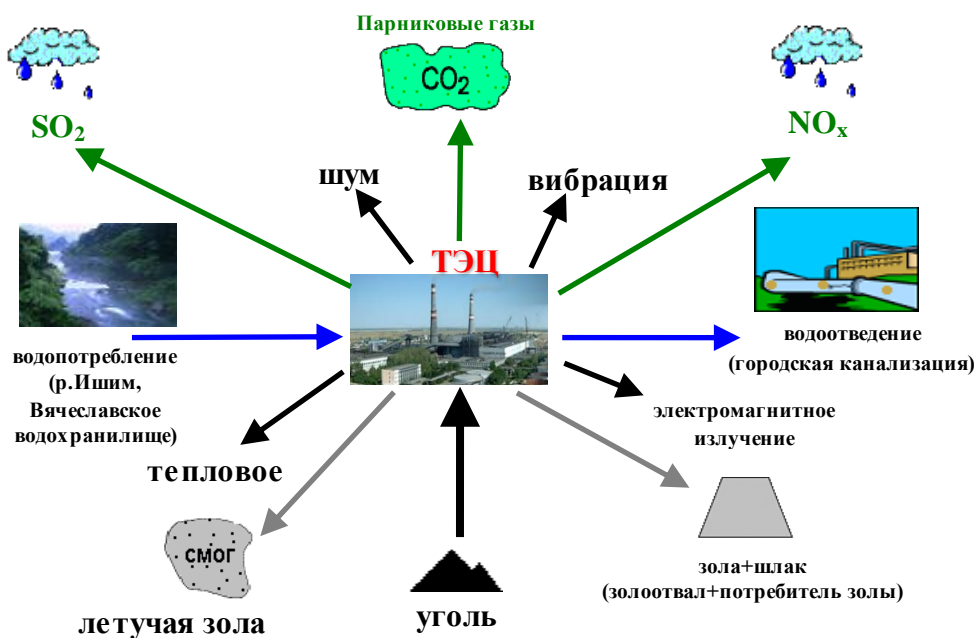


Рисунок 11.1 – Основные направления воздействия ТЭЦ на окружающую среду

### Природно-климатические условия района расположения станции

Климат в г. Нур-Султан резко континентальный. Зима холодная, продолжительная, малоснежная, в некоторые годы суровая. Продолжительность морозного периода - 245 дней, а продолжительность зимы 5-5,5 месяца. Устойчивый снежный покров образуется обычно в середине ноября на срок 130 - 140 дней. Средняя температура января -  $-17^{\circ}\text{C}$  (в Алматы  $-8^{\circ}\text{C}$ ). Абсолютный минимум в отдельные зимы доходит до  $-52^{\circ}\text{C}$  (в Алматы  $-48^{\circ}\text{C}$ ). Количество дней с морозами до  $-25^{\circ}\text{C}$  и ниже колеблется от 10-14 до 38-45 дней в год, в некоторые годы 18-20 дней за месяц. Средняя многолетняя толщина снежного покрова достигает 30 см. Число дней с метелью за год составляет 30 дней, в 52% случаях - юго-западного направления. Число дней с туманами - более 60 в году. Продолжительность солнечных дней - 2200 часов в году (в Алматы - 2392 часа).

Нур-Султан располагает довольно развитым промышленным потенциалом. В городе действуют около 70 крупных и средних промышленных предприятий. По данным статотчетности промышленность города Нур-Султан представлена предприятиями обрабатывающей отрасли, доля которой в общем объеме промышленного производства составляет ~ 84%, и отрасли по производству и распределению электроэнергии, газа и воды (~16%).

Основная масса промышленных предприятий сосредоточена в Северном и Восточном промышленных планировочных районах (около 70%). Остальные предприятия разбросаны по всей территории города в границах селитебной застройки, в основном, в Правобережной части города.

Согласно СН РК 2.04 – 21 – 2004 "Энергопотребление и тепловая защита гражданских зданий" и СНиП РК 2.04 – 01 – 2001 "Строительная климатология" климатические условия города характеризуются следующими показателями:

- Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Средняя температура самого холодного месяца  $-16,7\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Средняя температура отопительного периода  $-8,1\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Средняя температура летнего периода  $+16,1\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Продолжительность отопительного периода 216 суток

Средняя годовая скорость ветра в г. Нур-Султан 5 м/сек (в Алматы - 1-2 м/сек). Наибольшая приходится на март (6 м/сек), минимальная в августе (4 м/сек). Среднее число дней в году с сильным ветром (более 15 м/сек) - 40, наибольшее - 87 дней (в Алматы соответственно 15 и 40 дней). В г. Нур-Султан максимальная скорость ветра, зафиксированная за период наблюдений, 36 м/сек отмечается раз в 20 лет.

Направление ветра:

- Север 12%
- Северо – восток 19%
- Восток 10%
- Юго – восток 10%
- Юг 8%
- Юго – запад 11%
- Запад 14%
- Северо – запад 16%

Роза ветров города Нур-Султан предоставлена на рисунке 11.2.

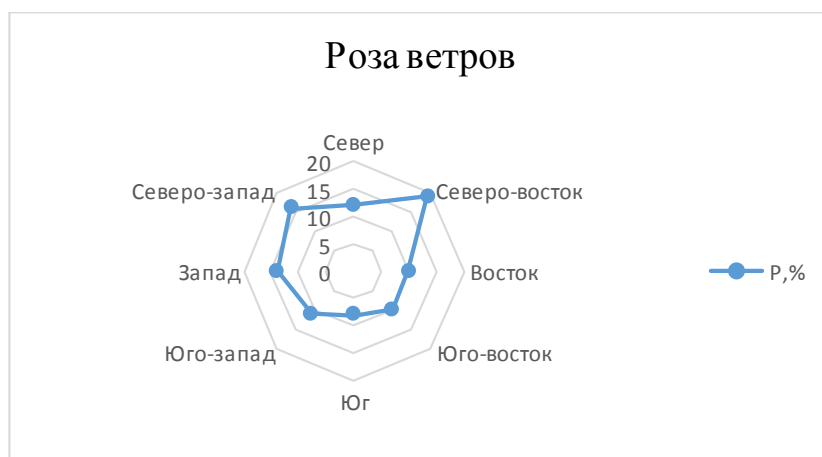


Рисунок 11.2 – Роза ветров города Нур-Султан

### Анализ условий труда

Оптимальные и допустимые параметры для работы в соответствии с ГОСТ 12.1.055-88 приведены в таблице 11.1 и регулируются производственной системой обще обменной вентиляции.

Таблица 11.1–Оптимальные и допустимые параметры микроклимата.

Период года	Категория работ	Интенсивность теплового облучения, Вт/м <sup>2</sup>		Температура поверхностей, °С		Температура воздуха, °С		Относительная влажность, %	
		Опт.	Доп.	Опт.	Доп.	Опт.	Доп.	Опт.	Доп.
Холодный	IIa	35	70	18–22	16–24	19–21	21–23	40–60	15–75
Теплый	IIa	35	70	19–23	17–28	20–22	22–27	40–60	15–75

### Освещение цеха

Стены и потолки сооружены из малотеплопроводных материалов, не задерживающих осажденную пыль. Наличие больших оконных проемов и фонарей обеспечивает хорошую освещенность. При нормировании освещения руководствуются СНиП 11-4-79 «Естественное и искусственное освещение» и производится с помощью коэффициента естественной освещенности.

Искусственное освещение оценивают по освещенности заданной поверхности. При этом учитываются 4 момента:

- характер зрительной работы;
- контраст объекта с фоном;
- фон;
- систему освещения.

Свет имеет еще одно важнейшее свойство – воздействовать на наши биоритмы. Известно, что при естественном освещении активность человека выше, нежели при искусственном свете. В солнечную погоду люди отмечают более высокую работоспособность, чем в пасмурный день. Зимой, когда световой день короче, мы менее продуктивны, чем летом. Воздействие света на человека вызывает реакцию особого светочувствительного фотопигмента в глазу, что, в свою очередь, может оказывать влияние на наши циркадные циклы.

В первую очередь освещение сильно влияет на зрительные нервы человека, через которые мы получаем около 90% всей информации об окружающем мире. Недостаточный уровень света заставляет напрягать зрение, что приводит к быстрой усталости глазных мышц, общей сонливости, головным болям и мигрени. Также было доказано влияние освещенности на основные жизненные процессы:

- Мышечный рост и развитие.
- Работу сердечно-сосудистой системы.
- Обмен веществ.
- Устойчивость к внешним воздействиям на организм.
- Формирование иммунной системы.

Учитывать стоит не только уровень освещенности, но и равномерность распределения световых потоков – из-за резких перепадов снижается видимость, что создает дополнительную нагрузку на оптико-вегетативную систему человека. Также важно учитывать цветопередачу ламп (в идеале – около CRI 100) и продолжительность воздействия света. приведены в таблице 11.2

Таблица 11.2 – Нормирование естественного и искусственного освещения

Наименование помещений	Характер работы	Размер объекта различия, мм	Нормируемое значение КЕО, %		Нормируемая освещенность при искусственном освещении, лк	
			Комб.	Бок.	Комб.	Бок.
Турбинный цех	Наивысшей точности	Менее 0,15	10	3,5	2500	750
	Очень высокой точности	0,15 – 0,3	7	2,5	2000	500
	Высокой точности	0,3 – 0,5	5,0	2,0	750	300
	Средней точности	0,5 – 1,0	4,0	1,5	400	200
	Малой точности	1,0 – 5,0	3,0	1,0	200	150



## 11.2 Расчет требуемого снижения шума

Требуемое снижение уровней звукового давления в расчетной точке от одного источника шума определяется как разность ожидаемого уровня звукового давления в расчетной точке до осуществления мероприятий по снижению шума  $L$  и допустимого уровня  $L_{\text{доп}}$

$$\Delta L_{\text{тп}} = L - L_{\text{доп}} \quad (11.1)$$

Если в расчетную точку одновременно попадает шум от нескольких одинаковых источников шума, то снижение уровней звукового давления  $\Delta L_{\text{тп}i}$  в расчетной точке каждого источника определяют по формуле

$$\Delta L_{\text{тп}i} = L_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg n \quad (11.2)$$

где  $L_i$  – ожидаемый уровень звукового давления, создаваемый рассматриваемым источником шума в расчетной точке;

$L_{\text{доп}}$  – допустимый уровень звукового давления в расчетной точке (ГОСТ 12.1.003-83);

$n$  – общее количество принимаемых в расчет источников шума.

Определить требуемое снижение шума, когда источники шума и расчетная точка расположены в одном закрытом помещении. В производственном помещении объемом  $144\text{м}^3$  размещено равномерно 16 источников шума двух типов: восемь источников одного типа, обозначенных ИШ1 и восемь – другого, обозначенных ИШ2. Уровни звуковой мощности, излучаемые каждым источником приведены в таблице 11.3.

Таблица 11.3 – Уровни звуковой мощности источников шума

Величина, дБ	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{\text{п}1}$	20	21	23	22	25	29	27	30
$L_{\text{п}2}$	20	24	22	31	23	26	31	29

Все источники работают одновременно. Источники установлены на столе, поэтому принимаем для них  $\Phi_i = A = 1$ . Расчетная точка находится в середине помещения между оборудованием на высоте 1,5 м от пола.

Расстояния от акустических центров до расчетной точки:  $r_1=r_2=2,35\text{м}$ ,  $r_3=r_4=2,5\text{м}$ ,  $r_5=r_6=3,1\text{м}$ ,  $r_7=r_8=2,1\text{м}$ ,  $r_9=r_{10}=2,9\text{м}$ ,  $r_{11}=r_{12}=2,5\text{м}$ ,  $r_{13}=r_{14}=2,35\text{м}$ ,  $r_{15}=r_{16}=1,95\text{м}$ . Максимальный размер любого из рассматриваемых источников не превышает  $l_{\text{max}}=1,4\text{м}$ .

Минимальное расстояние от расчетной точки до акустического центра и ближайшего к ней источника  $r_{\text{min}}=r_{15}=r_{16}=1,95\text{м}$ , тогда  $5r_{\text{min}}=9,75\text{м}$ . Общее

количество принимаемых в расчет источников шума, расположенных вблизи расчетной точки, для которых  $r_i < 5r_{\min} = 9,75\text{м}$ , будет равно  $m = 14$ .

Наибольший габаритный размер рассматриваемых источников  $l_{\max} = 1,4\text{м}$ , следовательно для всех источников выполняется условие  $2l_{\max} < 2,9$ , поэтому можно принять  $S_i = 2\pi r^2$ . Величины  $r_i / l_{\max} \geq 2$ , поэтому  $\chi_i = 1$  (рисунок 11.3).

По формуле определяем суммарные уровни звукового давления  $L_{\text{общ}}$  в расчетной точке от всех источников шума. Величину  $B$  определяем по таблицам. Затем, преобразуя формулу, получаем формулу следующего вида

$$\Delta L_{\text{тр общ}} = L_{\text{общ}} - L_{\text{дон}} \quad (11.3)$$

где  $L_{\text{общ}}$  – октавный уровень звукового давления в расчетной точке от всех источников шума, дБ.

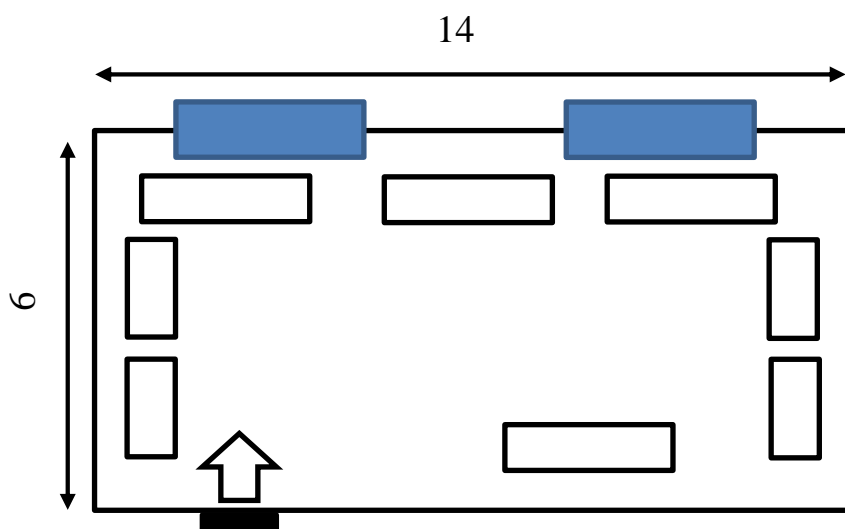


Рисунок 11.3 – Схема щита управления турбинного цеха .

Результаты расчета занесены в таблицу 11.4

Таблица 11.4 - Результаты расчета

№	величина	Ед. из м.	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	$L_{p1}$	дБ	20	21	23	22	25	29	27	30
2	$L_{p2}$	дБ	20	24	22	31	23	26	31	29
3	$\Delta_1=10^{0,1L_{p1}}$	-	100	125	200	158	316	794	501	1000
4	$\Delta_2=10^{0,1L_{p2}}$	-	100	251	158	1259	200	398	1259	794
5	$S_1=S_2=2\pi\Gamma_1^2$	м <sup>2</sup>	35	35	35	35	35	35	35	35
6	$S_3=S_4=2\pi\Gamma_3^2$	м <sup>2</sup>	39	39	39	39	39	39	39	39
7	$S_5=S_6=2\pi\Gamma_5^2$	м <sup>2</sup>	60	60	60	60	60	60	60	60
8	$S_7=S_8=2\pi\Gamma_7^2$	м <sup>2</sup>	28	28	28	28	28	28	28	28
9	$S_9=S_{10}=2\pi\Gamma_9^2$	м <sup>2</sup>	53	53	53	53	53	53	53	53
10	$S_{11}=S_{12}=2\pi\Gamma_{11}$	м <sup>2</sup>	39	39	39	39	39	39	39	39
11	$S_{13}=S_{14}=2\pi\Gamma_{13}$	м <sup>2</sup>	35	35	35	35	35	35	35	35
12	$10^{0,1*L_{p1}}/S_1$	-	2,86	3,6	5,7	4,53	9,04	22,7	14,32	28,57
13	$10^{0,1*L_{p1}}/S_3$	-	2,56	3,23	5,12	4,06	8,11	20,37	12,85	25,64
14	$10^{0,1*L_{p1}}/S_5$	-	1,67	2,1	3,33	2,64	5,27	13,24	8,35	16,67
15	$10^{0,1*L_{p1}}/S_7$	-	3,57	4,5	7,13	5,66	11,29	28,37	17,9	35,71
16	$10^{0,1*L_{p1}}/S_9$	-	1,89	2,38	3,76	2,99	5,97	14,99	9,46	18,87
17	$10^{0,1*L_{p1}}/S_{11}$	-	2,56	3,23	5,12	4,06	8,11	20,37	12,85	25,64
18	$10^{0,1*L_{p1}}/S_{13}$	-	2,86	3,6	5,7	4,53	9,04	22,7	14,32	28,57
19	$10^{0,1*L_{p2}}/S_2$	-	2,86	7,18	4,53	35,97	5,7	11,37	35,97	22,7
20	$10^{0,1*L_{p2}}/S_4$	-	2,56	6,44	4,06	32,28	5,12	10,21	32,28	20,37
21	$10^{0,1*L_{p2}}/S_6$	-	1,67	4,19	2,64	20,98	3,33	6,64	20,98	13,24
22	$10^{0,1*L_{p2}}/S_8$	-	3,57	8,97	5,66	44,96	7,13	14,22	44,96	28,37
23	$10^{0,1*L_{p2}}/S_{10}$	-	1,89	4,74	2,99	23,75	3,76	7,51	23,75	14,99
24	$10^{0,1*L_{p2}}/S_{12}$	-	2,56	6,44	4,06	32,28	5,12	10,21	32,28	20,37
25	$10^{0,1*L_{p2}}/S_{14}$	-	2,86	7,18	4,53	35,97	5,7	11,37	35,97	22,7
26	строки 12+13+14+15 +16+17+18+1 9+20+21+22+ 23+24+25	-	35,94	67,78	64,33	254,66	92,69	214,27	316,24	322,41
27	$V_{1000}$	м <sup>2</sup>	48	48	48	48	48	48	48	48
28	$\mu$	-	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6
29	$B$	м <sup>2</sup>	24	24	26,4	33,6	48	76,8	144	288
30	$4\mu/B$	-	$4,2*10^{-2}$	$4,2*10^{-2}$	$4,6*10^{-2}$	$5,8*10^{-2}$	$8,3*10^{-2}$	$13,3*10^{-2}$	$25*10^{-2}$	$50*10^{-2}$
31	$\sum_1^8 10^{0,1L_{p1}} = 8 \cdot 10^{0,1L_{p1}}$	-	800	1007	1596	1268	2530	6355	4010	8000

32	$\sum_1^8 10^{0,1L_{\Phi^2}} = 8 \cdot 10^{0,1L_{\Phi^2}}$	-	800	2010	1268	10071	1596	3185	10071	6355
33	строки 31+32	-	1600	3017	2864	11339	4126	9540	14081	14355
34	строки 30*33	-	67,2	126,7	131,7	657,66	342,4	1268,8	3520,2	7177,5
35	строки 26+34	-	103,14	194,4	196,0	912,32	435,1	1483,0	3836,4	7499,9
36	$L_{\text{общ}}=10\lg(\text{стр ока 35})$	дБ	20,13	22,89	22,92	29,6	26,39	31,71	35,84	38,75
37	$L_{\text{доп}}= L_{\text{н}}$	дБ	19	25	20	27	21	20	28	30
38	$\Delta L_{\text{тр общ}}$	дБ	1	-	2	4	5	11	7	8

### 11.3 Расчет освещения

Расчет естественного освещения:

Исходные данные:

Тип помещения: Щитовая АСУ ;

Параметры помещения (L x B x H), м: 21 x 15 x 6;

Количество светильников: 28;

Высота окна  $h_{ок}$ , м: 4;

Высота начала окна  $h_{н ок.}$ , м: 1;

уровень условной рабочей поверхности  $h_{пов.}$ : 0,8 м

Разряд зрительной работы: III, б;

Световой пояс: г.Нур-Султан, IV;

$H_{зд}$ , м: 30;

Расстояние до рядом стоящего здания, P, м: 60;

Коэффициенты отражения:  $P_{пот}=70\%$ ,  $P_{ст}=50\%$ ,  $P_{пол}=30\%$

Расчет естественного освещения заключается в определении площади световых проемов.

Общую площадь окон определяем по формуле (11.4) для бокового освещения:

$$S_0 = \frac{S_n \cdot e_n \cdot \eta_0 \cdot K_{зд} \cdot K_3}{100 \cdot \tau_0 \cdot r_1}, \quad (11.4)$$

Где  $S_n$  – площадь пола помещения,  $m^2$ :

$$S_n = B * L = 15 * 21 = 315 \text{ м}^2$$

$e_n$  – нормированное значение КЕО:

$$e_n = e_{KEO} \cdot m \quad (11.5)$$

$e_{кео}$  - значение КЕО для IV пояса:  $e_{кео} = 1,2$

$m$  – коэффициент светового климата:  $m=0,75$

$$e_n = 1.2 \cdot 0.8 \cdot 0.9 = 0.864$$

$K_3$  – коэффициент запаса:  $K_3 = 1,2$ ;

$\tau_0$  - общий коэффициент светопропускания  $\tau_0 = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4$ ,

$\tau_1$  - коэффициент светопропускания материала для стеклопакета  $\tau_1 = 0,8$

$\tau_2$  - коэффициент, учитывающий потери света в переплетах светопроёма  $\tau_2 = 0,8$

$\tau_3$  - коэффициент, учитывающий потери света в несущих конструкциях, при боковом освещении равен  $\tau_3 = 0,8$

$\tau_4$  - коэффициент, учитывающий потери света в солнцезащитных устройствах:  $\tau_4 = 1$

$$\text{Тогда } \tau = \tau_1 * \tau_2 * \tau_3 * \tau_4 = 0,8 * 0,8 * 0,8 * 1 = 0,512$$

$\eta_0$  - световая характеристика окон

$$\text{отношение } \frac{L}{B} = \frac{21}{15} = 1,4;$$

$$h_1 = h_{ок} + h_{н.ок} - h_{пов} = 4 + 1 - 0,8 = 4,2 \text{ м,}$$

где  $h_1$  - высота от уровня условной рабочей поверхности до верха окна.

$$B \div h_1 = 15 \div 4,2 = 3,57 \text{ значит } \eta_0 = 9,5$$

$r_1$  - коэффициент, учитывающий повышение КЕО при боковом освещении благодаря свету, отраженному от поверхностей помещения и подстилающего слоя, прилегающего к зданию:

$$B \div h_1 = 15 \div 4,2 = 3,57$$

$$H \div B = 6 \div 15 = 0,4$$

$$L \div B = 21 \div 15 = 1,4$$

$$\frac{P_{пот} + P_{ст} + P_{пол}}{3} = \frac{70 + 50 + 30}{3} = 35\%$$

$$r_1 = 2,4$$

$K_{зд}$  - коэффициент, учитывающий затенение окон противостоящими зданиями:

$$\frac{P}{H_{зд}} = \frac{60}{30} = 2;$$

$$K_{зд} = 2$$

Подставим все значения в расчетную формулу:

$$S_0 = \frac{315 * 0,864 * 9,5 * 2 * 1,2}{100 * 0,512 * 2,4} = \frac{6205,248}{122,88} = 50,5 \text{ м}^2$$

Так как предусматривали одностороннее боковое освещение, то площадь световых проемов будет  $50,5/4 = 12,625 \text{ м}^2$ .

Таким образом, площадь световых проемов составит  $12,625 \text{ м}^2$  (см. Рисунок 11.4).

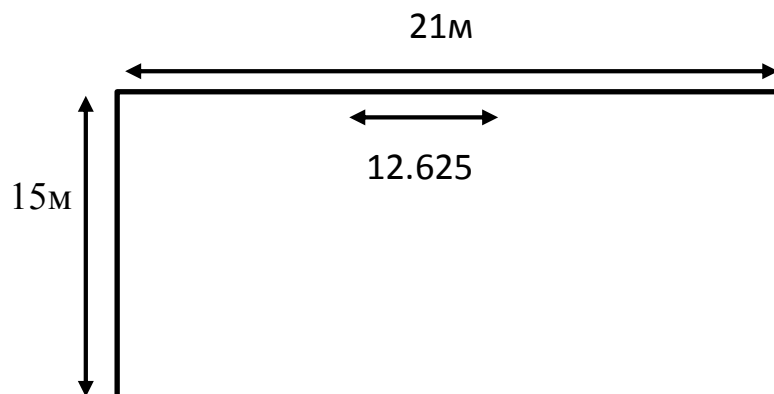


Рисунок 11.4 – Схема помещения при естественном освещении

Расчет искусственного освещения:

Разряд зрительной работы I (а), поэтому нормируемая освещенность по – 400 лк.

Точечным методом проверим соответствие данного количества и типа светильников нормируемой величине (см. рисунок 11.5).

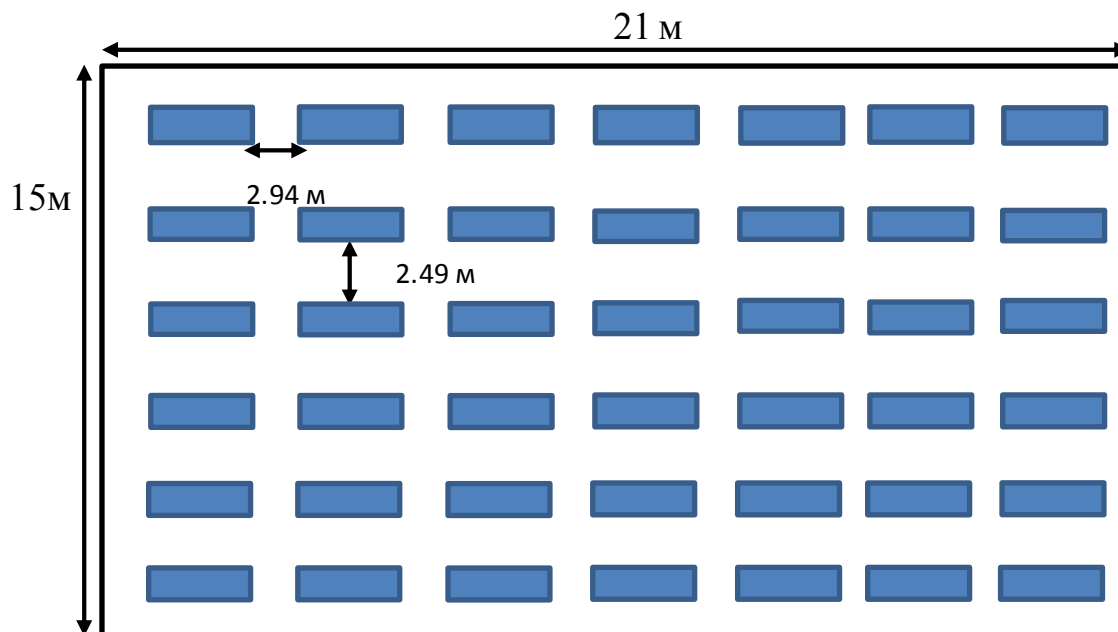


Рисунок 11.5 – Расположение светильников.

Определение расчетной высоты подвеса:

$$h_{\text{расч}} = H - (h_{\text{рабпов}} + h_{\text{свеса}}),$$
$$h_{\text{расч}} = 6 - (0.3 + 0.8) = 4.9 \text{ м}$$

Расстояние между рядами светильников  $L$ , принимается в зависимости от  $\lambda$ , значение которой принимается по усреднённому значению 0,6.

Расстояние между светильниками ( $Z$ ):

Длина

$$L_a = \lambda * h_{\text{расч}} = 2.94 \text{ м}$$

Ширина

$$L_b = L_a - 0.45 = 2.49 \text{ м}$$

Число светильников по длине помещения:

$$n_1 = \frac{A - 2 * l}{L} + 1 = \frac{21 - 2 * 0.882}{2.94} + 1 = 7$$

Число светильников по ширине помещения:

$$n_2 = \frac{B - 2 * l}{L} + 1 = \frac{15 - 2 * 0.882}{2.94} + 1 = 6$$

Где  $L$  – расстояние между светильниками,  $l$  – расстояние между светильниками и стеной.  $l = 0.3 * L = 0.882$ .

Определим индекс помещения:

$$i = \frac{A \cdot B}{h_p \cdot (A+B)} = \frac{21 \cdot 15}{4.9 \cdot (21+15)} = 1.79$$

Приблизительные значения коэффициентов отражения от стен и потолка  $\rho_{ст} = 70\%$ ,  $\rho_{пот} = 50\%$ ,  $\rho_{пола} = 30\%$ .

Определим световой поток лампы:

$$F_{л} = \frac{E_n \cdot S \cdot Z \cdot K}{N \cdot \eta} = \frac{400 \cdot 315 \cdot 1.1 \cdot 1.2}{42 \cdot 0.56} = \frac{166320}{23.52} = 7071.42 \text{ Лм}$$

где:  $S = A \cdot B$  - площадь пола помещения;

$E_n$  - нормируемое значение освещённости;

$K$  - коэффициент запаса;

$Z$  - коэффициент неравномерности освещения, принимаемый для ламп накаливания и ЛБ; для люминесцентных ламп - 1,1;

$\eta$  - коэффициент использования светового потока, определяемый в зависимости от коэффициентов отражения внутренних поверхностей помещения  $\rho$ .

$N = n_1 \cdot n_2$  – общее количество светильников.

$$N = 6 \cdot 7 = 42$$

#### Вывод

Расчет освещенности точечным методом показал, что заданного числа светильников было меньше необходимого для обеспечения достаточной освещенности помещения. Для обеспечения необходимой освещенности помещения необходимо увеличить количество светильников до 71 штуки.



## 12 Индивидуальное задание

### 12.1 Характеристика прототипа

В данном разделе дипломного проекта спроектирован верхний сетевой подогреватель ПСГ – 2300 – 2 – 8 – II для турбины типа Т – 120/130 – 130.

Продольный разрез сетевого подогревателя представлен на рисунке 12.1.

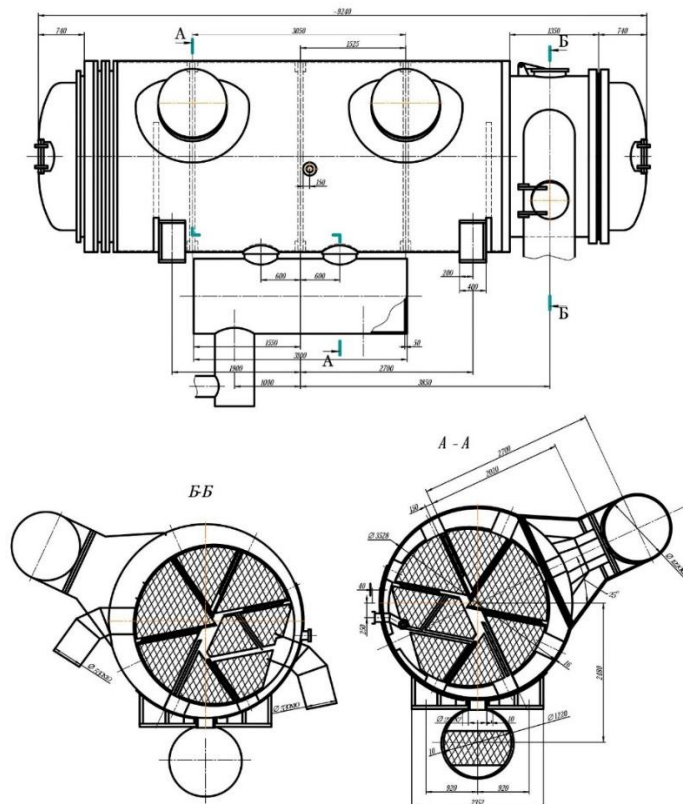


Рисунок 12.1 – Продольный разрез ПСГ – 2300 – 2 – 8 – II

Основные характеристики сетевого подогревателя:

- Тип – ПСГ – 2300 – 3 – 8 – II;
- Количество и длина трубок – 4999х6080 мм;
- Наружный диаметр и толщина стенки трубок – 24х1,0 мм;
- Число ходов по воде – 4;
- Площадь сечения по воде – 0,475 м<sup>2</sup>;
- Номинальный расход воды – 3500 т/ч;
- Давление в трубках – 0,8 МПа;
- Давление в корпусе – 4 МПа;
- Температура на входе – 95,5 °С;
- Температура на выходе – 121 °С;
- Теплопроизводительность – 92,18 Гкал/ч;
- Гидравлические потери напора – 8 м.

## 12.2 Тепловой расчет

Исходные данные для теплового расчета берем из второго раздела дипломного проекта.

ПСГ – 2 (ВСП)

$$D_{\text{ВСП}} = 40,54 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_{\text{Г}} = t_{\text{с}} - t_{\text{ВХ}} = 126 - 95,5 = 30,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{М}} = t_{\text{с}} - t_{\text{ВЫХ}} = 126 - 121 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{Г}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{Г}}}{\Delta t_{\text{М}}}} = \frac{30,5 - 5}{\ln \frac{30,5}{5}} = 14,1 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$Q_{\text{ВСП}} = 40,54 \cdot (2654,91 - 529,2) = 86 \text{ 185 кВт.}$$

Средняя температура воды в трубках:

$$t_{\text{в.ср.}} = (t_{\text{в.ВЫХ}} + t_{\text{в.ВХ}}) / 2 = (121 + 95,5) / 2 = 108,25 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Параметры нагреваемой воды как  $f$  ( $P_{\text{в}} = 0,8 \text{ МПа}$ ,  $t_{\text{в.ср.}} = 108,25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ):

- Удельный объем:  $V_{\text{в}} = 0,00105 \text{ м}^3 / \text{кг}$ ;
- Коэффициент динамической вязкости:  $\mu_{\text{в}} = 0,0002592 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
- Коэффициент теплопроводности:  $\lambda_{\text{в}} = 0,6755 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- Критерий Прандтля:  $Pr_{\text{в}} = 1,855$ ;
- Коэффициент кинематической вязкости:  $\nu_{\text{в}} = 3,094 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с}$ ;
- Внутренний диаметр трубок:  $d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2 \cdot S = 24 - 2 \cdot 1 = 22 \text{ мм}$ ;
- Принимаем скорость воды в трубках  $1,6 \text{ м/с}$ ;
- Первоначально принимаем число ходов воды  $Z = 1$ .

Расчетное число трубок в одном ходе воды:

$$N = \frac{4 \cdot G_{\text{в}} \cdot V_{\text{в}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega_{\text{в}}} = \frac{4 \cdot 790,5 \cdot 0,00105}{3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 1,6} = 1365.$$

Критерий Рейнольдса для воды:

$$Re = \frac{d_{\text{вн}} \cdot \omega_{\text{в}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{0,022 \cdot 1,6}{3,094 \cdot 10^{-7}} = 113769.$$

Критерий Нуссельта при  $Re > 10^4$ :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{\text{в}}^{0,4} = 0,023 \cdot 113769^{0,8} \cdot 1,855^{0,8} = 418.$$

Принимаем поправку на длину трубы  $\xi_{\text{L}} = 1$  с дальнейшим уточнением.

Коэффициент теплоотдачи от трубок к воде:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \xi_{\text{L}} = \frac{418 \cdot 0,6755}{0,022} \cdot 1 = 12835 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

По температуре насыщения  $f$  ( $t_{\text{в.ср.}} = 126 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) определяем для конденсата:

- Удельный объем:  $\nu_{\text{к}} = f(t_{\text{с}}) = 0,001066 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;
- Коэффициент динамической вязкости:  $\mu_{\text{к}} = 0,0002204 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
- Коэффициент теплопроводности:  $\lambda_{\text{к}} = 0,6817 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- Критерий Прандтля:  $Pr_{\text{к}} = 1,56$ ;

Коэффициент кинематической вязкости:

- $\nu_{\text{к}} = \mu_{\text{к}} \cdot \nu_{\text{к}} = 0,0002204 \cdot 0,001066 = 2,35 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- Удельная теплота парообразования:  $r_{\text{к}} = 2226 \text{ кДж/кг}$ ;
- Принимаем коэффициент теплопередачи:  $K' = 3 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

– Удельный тепловой поток  $q = K' \cdot \Delta t = 3 \cdot 14,1 = 42,3 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Число Рейнольдса для пленки конденсата на горизонтальных трубах:

$$Re_K = \frac{q \cdot \pi \cdot d_H \cdot m}{\mu_K \cdot r_K} = \frac{42,3 \cdot 3,14 \cdot 0,024 \cdot 14}{0,0002204 \cdot 2226} = 90,96,$$

где  $m$  – среднее число труб в вертикальном ряду трубного пучка между лотками отвода конденсата. Примем  $m = 14$ .

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных трубах в  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , для  $40 < Re < 400$ :

$$\alpha_1 = 0,19 \cdot Pr_K^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{g}{\nu_K^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \lambda_K = 0,19 \cdot 1,56^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{9,81}{(2,35 \cdot 10^{-7})^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot 0,6817 = 8444 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{d_{\text{ср}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_H} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{тр}}} \cdot \ln\left(\frac{d_H}{d_{\text{вн}}}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{вн}}}\right)} = \frac{1}{0,023 \cdot \left(\frac{1}{8444 \cdot 0,024} + \frac{1}{2 \cdot 105} \cdot \ln\left(\frac{0,024}{0,022}\right) + \frac{1}{12835 \cdot 0,022}\right)} = 3 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

где  $d_{\text{ср}} = (d_{\text{вн}} + d_H) / 2 = (22 + 24) / 2 = 23 \text{ мм} = 0,023 \text{ м}$  – средний диаметр трубки;

$\lambda_{\text{тр}} = 105 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$  – коэффициент теплопроводности латунной трубки,  $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Относительная погрешность составляет 0%.

Площадь поверхности теплообмена в  $\text{м}^2$ :

$$F = \frac{Q_{\text{всп}}}{K \cdot \Delta t} = \frac{86185}{3 \cdot 14,1} = 2037 \text{ м}^2.$$

### 12.3 Конструирование подогревателя

Размеры трубного пучка

Длина трубки:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{cp} \cdot N} = \frac{2037}{3,14 \cdot 0,023 \cdot 1365} = 20,66 \text{ м.}$$

Длина трубки при числе ходов  $z=4$ :

$$L = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot N} = \frac{2037}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,023 \cdot 1365} = 5,17 \text{ м.}$$

Количество трубок в подогревателе:

$$N_{\text{общ}} = N \cdot z = 1365 \cdot 4 = 5460.$$

Диаметр трубного пучка:

$$D_{\text{тр}} = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{N_{\text{общ}}}{\psi}} = 1,05 \cdot 0,0312 \cdot \sqrt{\frac{5460}{0,6}} = 3,13 \text{ м,}$$

где  $t = \bar{t} \cdot d_H = 1,3 \cdot 0,024 = 0,0312 \text{ м}$ ;

$\bar{t} = 1,3$  – относительный шаг при вальцовке труб;

$\psi = 0,6$  – коэффициент заполнения трубной доски.

Внутренний диаметр корпуса

$$D_{\text{вн}} = d_{\text{тр}} + 2 \cdot \delta_1 = 3,13 + 2 \cdot 0,08 = 3,29 \text{ м,}$$

где  $\delta_1 = 80 \text{ мм}$  – расстояние между трубным пучком и корпусом.

Внутренние расчетные диаметры патрубков

Внутренние расчетные диаметры патрубков:

Диаметр патрубка подвода пара:

$$d_{\text{вн}}^p = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{всп}} \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40,54 \cdot 1,188}{3,14 \cdot 50}} = 1,11 \text{ м,}$$

где  $V_{\text{п}} = f(P_{\text{п}} = 0,15 \text{ МПа}, t_{\text{в.ср.}} = 121 \text{ }^\circ\text{C}) = 1,188 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

$w_{\text{п}}$  – скорость пара, м/с, принимаем 50 м/с.

Из ряда стандартных труб выбираем (1220x10)

Подвода и отвода воды:

$$d_{\text{вн}}^p = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{св}} \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 790,5 \cdot 0,00105}{3,14 \cdot 3}} = 0,59 \text{ м (720x10),}$$

где  $\omega$  – скорость в конденсата, принимаем 3 м/с;

$V_{\text{в}} = f(P_{\text{в}} = 0,8 \text{ МПа}, t_{\text{в.ср.}} = 108,25 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,00105 \text{ м}^3/\text{кг}$  – удельный объем воды.

Диаметр патрубка отвода конденсата:

$$d_{\text{вн}}^p = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{всп}} \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40,54 \cdot 0,001064}{3,14 \cdot 0,9}} = 0,25 \text{ м (277x7),}$$

где  $V_{\text{к}} = f(t_{\text{с}}) = 0,001064 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

$\omega$  – скорость конденсата, принимаем 0,9 м/с.

## 12.4 Гидравлический расчет

Гидравлический расчет теплообменника сводится к определению потерь давления вдоль пути каждого теплоносителя от входа в устройство перед его выходом.

Общий перепад давления вдоль пути состоит из потерь давления в элементах устройства: впускного и выпускного патрубков, камер и коллекторов, в пучках труб и т. д. Для удобства расчета все составляющие общей потери давления условно делятся на сопротивление трения, когда жидкость проходит через линейные участки пути установки и местные сопротивления из-за присутствия в теплообменнике локальных препятствий, которые изменяют направление, форму и скорость потока жидкости.

В общем виде полное сопротивление подсчитывается по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}},$$

где  $\Delta P_{\text{тр}}$  – сопротивление трения;

$\Delta P_{\text{мс}}$  – местные сопротивления.

Расчет линейного сопротивления трения

Задачей гидравлического расчета подогревателя является определение его гидравлического сопротивления.

Участок 1 (входной патрубок воды):

Внутренний диаметр патрубка  $d_{\text{вн.п}} = 720 - 10 = 700$  мм.

Уточним скорость воды:

$$w_B = \frac{4 \cdot G_{\text{св}} \cdot v_B}{\pi \cdot d_{\text{вн.п}}^2} = \frac{4 \cdot 790,5 \cdot 0,00105}{3,14 \cdot 0,7} = 1,51 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса для воды на входе:

$$Re = \frac{w_B \cdot d_{\text{вн.п}}}{\nu_B} = \frac{1,51 \cdot 0,7}{0,355 \cdot 10^{-6}} = 2\,977\,465,$$

где  $\nu_B = f(P_B = 0,8 \text{ МПа}, h_{\text{в.вх.}} = 399,57 \text{ кДж/кг}) = 0,355 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{кг}$  – кинематическая вязкость воды на входе.

Для стальных труб при наличии деаэрации и химической обработки добавочной воды абсолютная шероховатость составляет величину  $\Delta = 0,0002$  м.

Необходимо найти коэффициент сопротивления трению  $\lambda$ . Значение  $\lambda$  зависит от шероховатости стенок труб  $\Delta$  и от режима движения теплоносителя, определяемого числом  $Re$ .

С достаточной степенью точности это значение может быть определено из выражения:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left( 1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{\text{вн.п}}} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} = 0,1 \cdot \left( 1,46 \cdot \frac{0,002}{0,7} + \frac{100}{2\,977\,465} \right)^{0,25} = 0,0255.$$

Коэффициент трения:

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l_n}{d_{\text{вн.п}}} = 0,0255 \cdot \frac{615}{700} = 0,022,$$

где  $l_n = 615$  мм – длина входного патрубка;

Коэффициент сопротивления поворота во входной камере  $\xi_{м.вх} = 1,5$ .

Суммарный коэффициент сопротивления  $\sum \xi_{вх.п} = \xi_{тр} + \xi_{м.вх} = 0,022 + 1,5 = 1,522$ .

Гидравлическое сопротивление:

$$\Delta p_1 = \xi_{м.вх} \cdot \frac{\rho \cdot w_B^2}{2} + \lambda \cdot \frac{l_n}{d_{вн.п}} \cdot \frac{\rho \cdot w_B^2}{2} = 1,522 \cdot \frac{962,2 \cdot 1,51^2}{2} + 0,0255 \cdot \frac{615}{700} \cdot \frac{970,7 \cdot 1,51^2}{2} = 1694 \text{ Па},$$

где  $\rho = f(P_B = 0,8 \text{ МПа}, h_{в.вх.} = 95,5 \text{ }^\circ\text{C}) = 962,2 \text{ м}^3/\text{кг}$  – плотность воды на входе в подогреватель.

Участок 2 (трубный пучок)

Коэффициент сопротивления трению  $\lambda$ :

$$\lambda = 0,1 \cdot \left( 1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{вн}} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} = 0,1 \cdot \left( 1,46 \cdot \frac{0,001}{0,022} + \frac{100}{113796} \right)^{0,25} = 0,051,$$

где  $\Delta = 0,001$  – шероховатость латунных трубок.

Коэффициент трения:

$$\xi_{тр} = \lambda \cdot \frac{4 \cdot L}{d_{тр.вн}} = 0,051 \cdot \frac{4 \cdot 5,17}{0,022} = 47,87.$$

Суммарный коэффициент сопротивления  $\sum \xi_{вх.п} = \xi_{вх} + \xi_{пов в пром. кам.} + \xi_{пов} + \xi_{вых} + \xi_{тр} = 1,5 \cdot 2 + 2,5 \cdot 2 + 0,5 \cdot 2 + 1,5 \cdot 2 + 47,87 = 59,87$ ,

где коэффициент сопротивления входа в трубную систему  $\xi_{вх} = 1,5 \cdot 2$ ;

коэффициент поворота в промежуточной камере  $\xi_{пов в пром. кам.} = 2,5 \cdot 2$ ;

коэффициент сопротивления при повороте на  $180^\circ$  в трубе  $\xi_{пов} = 0,5 \cdot 2$ ;

коэффициент сопротивления выхода из трубной системы  $\xi_{вых} = 1,5 \cdot 2$ .

Потеря давления на участке

$$\Delta p_2 = \sum \xi_{м.вх} \cdot \frac{w_B^2}{2 \cdot V_B} = 59,87 \cdot \frac{1,51^2}{2 \cdot 0,00105} = 65 \text{ 002 Па}.$$

Участок 3 (выходной патрубков воды)

Так как выходной патрубок имеет те же размеры, что входной, и изготовлен из той же стали, то потери давления в выходном патрубке будут равны потерям давления во входном патрубке:  $\Delta p_1 = \Delta p_3 = 1694 \text{ Па}$ .

Таким образом, суммарная потеря давления в подогревателе равна:

$$\Delta p_n = 2 \cdot \Delta p_1 + \Delta p_2 = 2 \cdot 1694 + 65 \text{ 002} = 68 \text{ 390 Па}.$$

Гидравлические испытания оборудования проводятся после всех сварочных и монтажных работ для проверки прочности деталей и плотности сварных и съемных соединений. Испытания проводятся с чистой водой, которая перекачивается с помощью гидравлического насоса в устройство до давления, указанного в рабочем чертеже. Время выдержки под испытательным давлением для устройств с толщиной стенки до 50 мм должно составлять 10 минут. После снижения давления на работника все швы, смежные области и другие сомнительные места установки должны быть тщательно проверены для обнаружения возможных утечек и разрыва.

Считается, что устройство выдерживает гидравлическое испытание при условии, что во время проверки не наблюдались разрывы, утечки или видимые остаточные деформации.

## 12.5 Расчет толщины тепловой изоляции

Согласно правилам технической эксплуатации температура наружной поверхности теплообменников должна обеспечивать минимальные тепловые потери окружающей среды и безопасные условия эксплуатации. Для обеспечения необходимой температуры (45 °С – для внутренней установки и 60 °С – для наружной установки) внешняя поверхность устройства покрыта изоляционными материалами. В соответствии с требованиями OST 108.271.28 – 81 и OST 108.271.17 – 76 обогреватели должны поставляться в комплекте с деталями для крепления теплоизоляции.

На рисунке 12.2 показана схема расположения на внешней поверхности деталей нагревателя для крепления теплоизоляции.

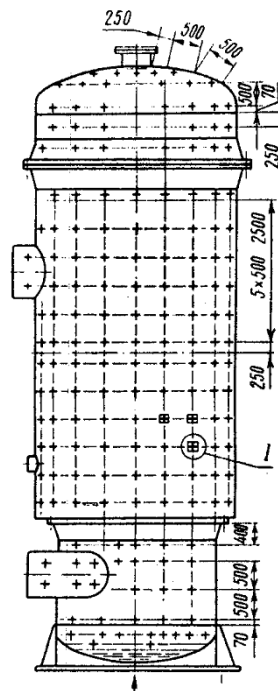


Рисунок 12.2 – Пример установки тепловой изоляции

Коэффициент теплоотдачи от наружной стенки изоляции в окружающую среду –  $\alpha_{\text{из}} = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Тепловые потери с одного метра изоляции:

$$q_{\text{п}} = \alpha_{\text{из}} \cdot (t_{\text{нар}} - t_{\text{окр.с.}}) = 12 \cdot (45 - 25) = 240 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

где температура стенки корпуса, принимается температуре насыщения пара –  $t_{\text{ст}} = 116 \text{ }^\circ\text{С}$ ;

температура воздуха в турбинном цехе –  $t_{\text{окр.с.}} = 25 \text{ }^\circ\text{С}$ ;

температура внешней стенки тепловой изоляции –  $t_{\text{нар}} = 45 \text{ }^\circ\text{С}$ .

Толщина изоляционного слоя:

$$S_{\text{из}} = \frac{\lambda_{\text{из}}}{q_{\text{п}}} \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{нар}}) = \frac{0,098}{240} \cdot (116 - 45) = 0,029 \text{ м},$$

где коэффициент теплопроводности равен:

$$\lambda_{\text{из}} = 0,076 + 0,000185 \cdot t_{\text{ст}} = 0,076 + 0,000185 \cdot 118,5 = 0,098 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Температура стенки корпуса, принимается средней температуре пара:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{с}}}{2} = \frac{121 + 116}{2} = 118,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

## 12.6 Расчет массы сухого подогревателя

Масса трубного пучка:

$$m_{\text{л.тр}} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{н}}^2 - d^2) \cdot N}{4} \cdot L \cdot \rho_{\text{лат}} = \frac{3,14 \cdot (0,024^2 - 0,022^2) \cdot 5460}{4} \cdot 5,17 \cdot 8700 = 17\,736$$

кг.

Масса корпуса:

$$m_{\text{корп.}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{н}}^2 - D^2)}{4} \cdot H \cdot \rho_{\text{стали}} = \frac{3,14 \cdot (3,32^2 - 3,29^2)}{4} \cdot 7,46 \cdot 7850 = 9116 \text{ кг.}$$

Масса трубной доски:

$$m_{\text{тр.д.}} = \left( \frac{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2}{4} \cdot S - N \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot S \right) \cdot \rho_{\text{стали}} = 2 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 3,13^2}{4} \cdot 0,127 - 5460 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,024^2}{4} \cdot 0,127 \right) \cdot 7850 = 10\,412 \text{ кг.}$$

Масса сферической части корпуса:

$$m_{\text{сф}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{ф}}^2 - D^2)}{4} \cdot H_{\text{ф}} \cdot \rho_{\text{стали}} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot (3,32^2 - 3,29^2)}{4} \cdot 0,89 \cdot 7850 = 2175 \text{ кг.}$$

Масса пустого аппарата:

$$m_{\text{апп}} = m_{\text{л.тр}} + m_{\text{корп.}} + m_{\text{тр.д.}} + m_{\text{сф}} = 17\,736 + 9116 + 10\,412 + 2175 = 39\,439$$

кг.



### 13 Техничко – экономические показатели ТЭЦ

Техничко – экономические показатели ТЭЦ представлены в таблице 13.1.

Таблица 13.1 – Техничко – экономические показатели ТЭЦ

№№ п/п	Наименование показателей	Единицы измерения	Полное развитие
1	Установленная мощность	МВт	600
	– электрическая		2250
	– тепловая	Гкал/ч (МВт)	
2	Годовой отпуск электрической энергии с шин	млн. кВт · ч	4352,5
3	Годовой отпуск тепловой энергии с коллекторов	тыс. Гкал	7275,2
4	Годовой расход условного топлива, всего	тыс. т у.т.	4347,93
5	Удельный расход условного топлива:		
	– на отпущенную электроэнергию	г/кВт · ч	240,0
	– на отпущенную тепловую энергию	кг/Гкал	185,0
6	Общая стоимость строительства (в ценах 2018 г.), всего	млн. тенге	960000
	в том числе:		
	– оборудование	млн. тенге	499 222
	– СМР	млн. тенге	460 778
7	Продолжительность строительства	лет	6
8	Удельные капитальные вложения (в долларах США)	\$/кВт	4000
9	Полная себестоимость на единицу продукции:		
	– электрической энергии	тенге/кВт · ч	5,6
	– тепловой энергии	тенге/Гкал	5498
	Доход частной компании от продаж, всего (без НДС)	млн. тенге	82 871
	в том числе:		
	– электрическая энергия	млн. тенге	31 720
	– тепловая энергия	млн. тенге	51 626
	Чистая прибыль частной фирмы	млн. тенге	15 296
Простой срок окупаемости инвестиционных вложений частной компании	лет	8	

№№ п/п	Наименование показателей	Единицы измерения	Полное развитие
	Внутренняя норма рентабельности (IRR)	%	10,3 %

### Заключение

Расширение ТЭЦ-2 подтверждено прогнозом роста тепловых нагрузок в зоне централизованного теплоснабжения в период до 2030 года.

Выполненная финансово – экономическая оценка проекта показала, что проект строительства ТЭЦ при расчетных тарифах на отпускаемую продукцию обеспечивает приемлемую для казахстанского энергетического сектора величину внутренней нормы прибыли (10,3 %) при условии финансирования строительства ТЭЦ за счет привлечения 90 % бюджетных средств на безвозвратной основе и 10 % частных вложений.

При принятых условиях и допущениях расширения станции является финансово реализуемым и устойчивым по отношению к рискам, потенциально выгодным для инвесторов и эффективным для бюджета государства.

Простой срок окупаемости инвестиций частной фирмы составит 8 лет.

Доход от реализации продукции после выплаты заемных средств позволит аккумулировать необходимые средства для обновления основных фондов.

Расширение ТЭЦ-2 в городе Нур-Султан позволит:

- обеспечить возрастающие потребности города в тепловой и электрической энергии;
- обеспечить развитие промышленного сектора с выпуском продукции на высоком уровне организации производства;
- повысить надежность энергоснабжения города за счет использования прогрессивной технологии выработки тепло– и электроэнергии на ТЭЦ наиболее эффективным комбинированным способом;
- повысить уровень благосостояния и комфортности проживания населения столицы;
- исключить необходимость сооружения множества автономных источников тепла в районах многоэтажного строительства при децентрализованном теплоснабжении;
- создать дополнительные рабочие места, повысить технический уровень кадров;
- обеспечить рост налоговых поступлений, обязательных и других платежей в бюджет;
- способствовать оздоровлению воздушного бассейна.

Расширение ТЭЦ-2 в городе Нур-Султан соответствует действующим государственным нормам и правилам, отраслевым и региональным

программам развития энергетики, технической и экологической безопасности и социальной защите населения

### Список литературы

- 1 Соловьёв Ю.П. Проектирование крупных центральных котельных для комплекса тепловых потребителей. - М.: Энергия, 1976. -192 с.
- 2 Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. – М.:Энергия, 1976. – 447 с.
- 3 СН РК 2.04 – 21 – 2004 "Энергопотребление и тепловая защита гражданских зданий"
- 4 СНиП РК 2.04 – 01 – 2001 "Строительная климатология"
- 5 Александров А.А. Таблица теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: «МЭИ», 2006.
- 6 Калькулятор воды и водяного пара Water Steam Pro;
- 7 Леонков А. М., Яковлев А. В. Тепловые электрические станции. Минск.; Высшая школа, 1978. – 222 с.
- 8 Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 9 Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1986. 272 с.
- 10 Справочник паровых турбин УТЗ
- 11 Справочник паровых котлов БКЗ
- 12 Справочник сепараторов и расширителей непрерывной и периодической продувки ОАО «САРЭНЕРГОМАШ»
- 13 ВНТП 81 «Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций», 1981.
- 14 Справочник насосов для перекачивания абразивных гидросмесей Бобруйского машиностроительного завода
- 15 Парамонов С.Г. Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика специализации «Тепловые электрические станции», «Промышленная теплоэнергетика». - Алматы: АУЭС, 2017. – 17 с.
- 16 Т.С. Санатова, С.Е. Мананбаева. Экология и устойчивое развитие. Методические указания и задания к расчетно – графической работе для студентов всех специальностей – Алматы: АУЭС, 2010 – 26 с.
- 17 Концепция экологической безопасности Республики Казахстан. Астана, 2002.
- 18 Трухний А.Д., Лосев С.М. Стационарные паровые турбины. –М.: Энергоиздат, 1981. – 456с., ил.

19 Генбач А.А., М.С. Жаркой, Т.В. Ходанова «Паровые и Газовые турбины» Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов всех форм обучения, АИЭС, 2008, - 45 с.

20 Парамонов С.Г. Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700 - Теплоэнергетика специализации «Тепловые электрические станции», «Промышленная теплоэнергетика». - Алматы: АУЭС, 2016. — 17 стр.

21 Мананбаева С.Е., Санатова Т.С., Бегимбетова А.С. Безопасность жизнедеятельности выполнение раздела дипломных проектов; Учебно-методическое пособие для всех специальностей. Бакалавриат. - Алматы: АУЭС, 2016. -95стр.

22 ГОСТ 12.1.003-2014. Межгосударственный стандарт. Система стандартов безопасности труда. Шум.

23 СНиП 23-03 Защита от шума, 2003.

24 ГОСТ 12.4.011-89. Межгосударственный стандарт. Система стандартов безопасности труда. Средства защиты работающих.

22 <http://www.bikz.ru/>

23 <https://saem.su/>

24 <http://libr.aues.kz/>

25 <https://ru.wikipedia.org/>

26 <https://tgmash.ru/>

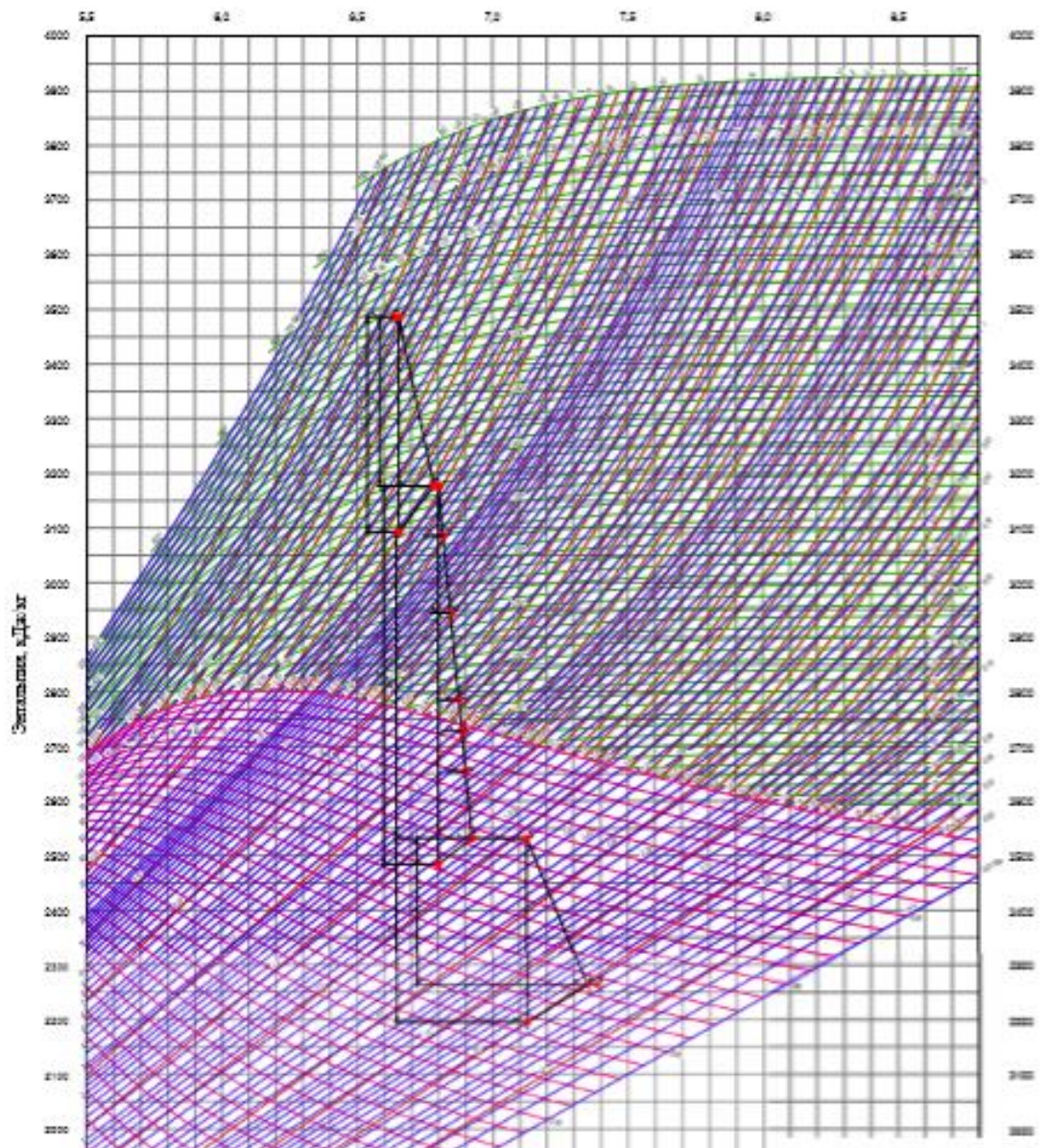
27 <https://www.tep-holding.ru/>

28 <https://nktechnology-group.ru/>

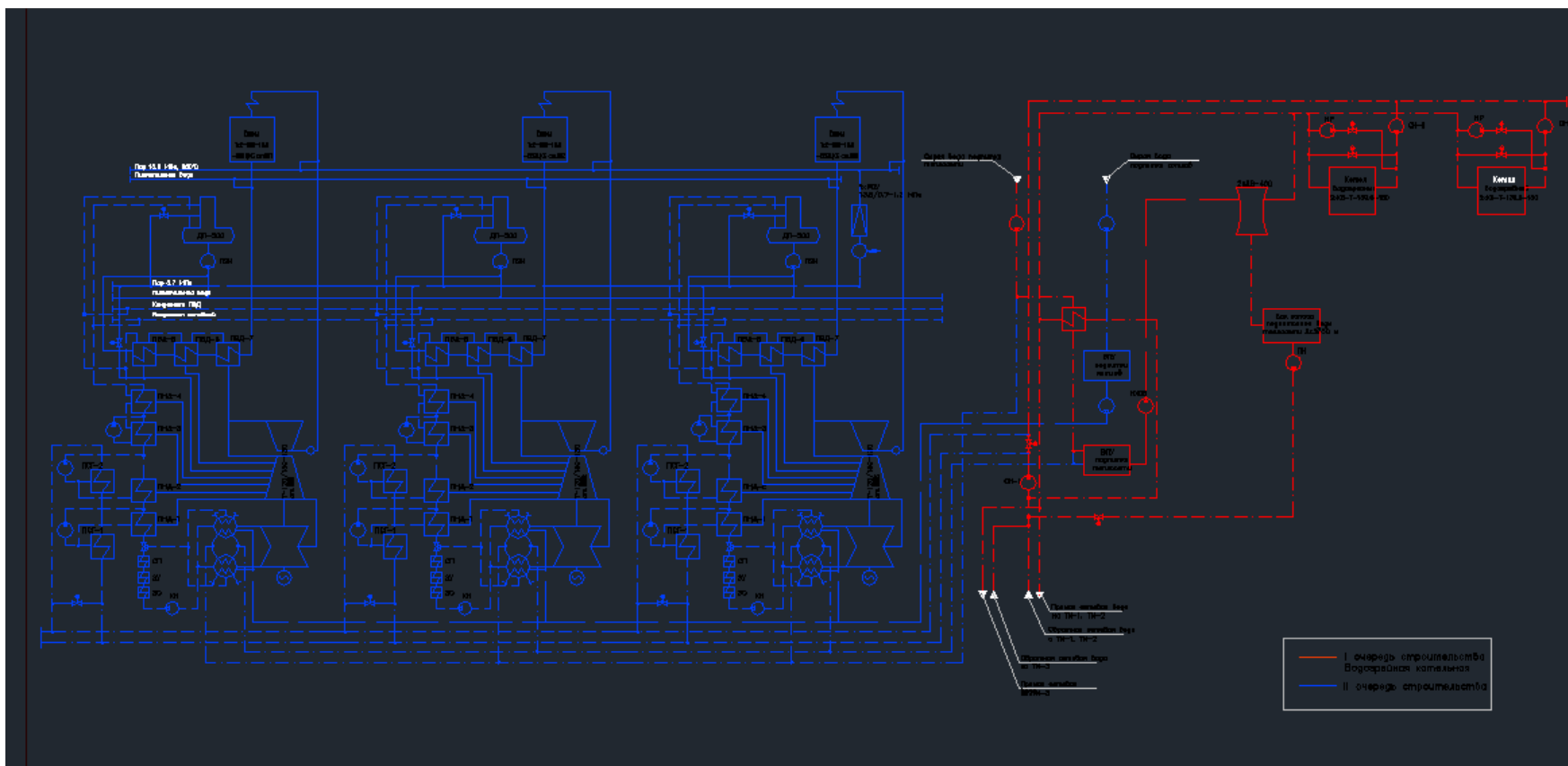
29 <http://www.rimos.ru/>

30 <http://cotlomash.ru/>

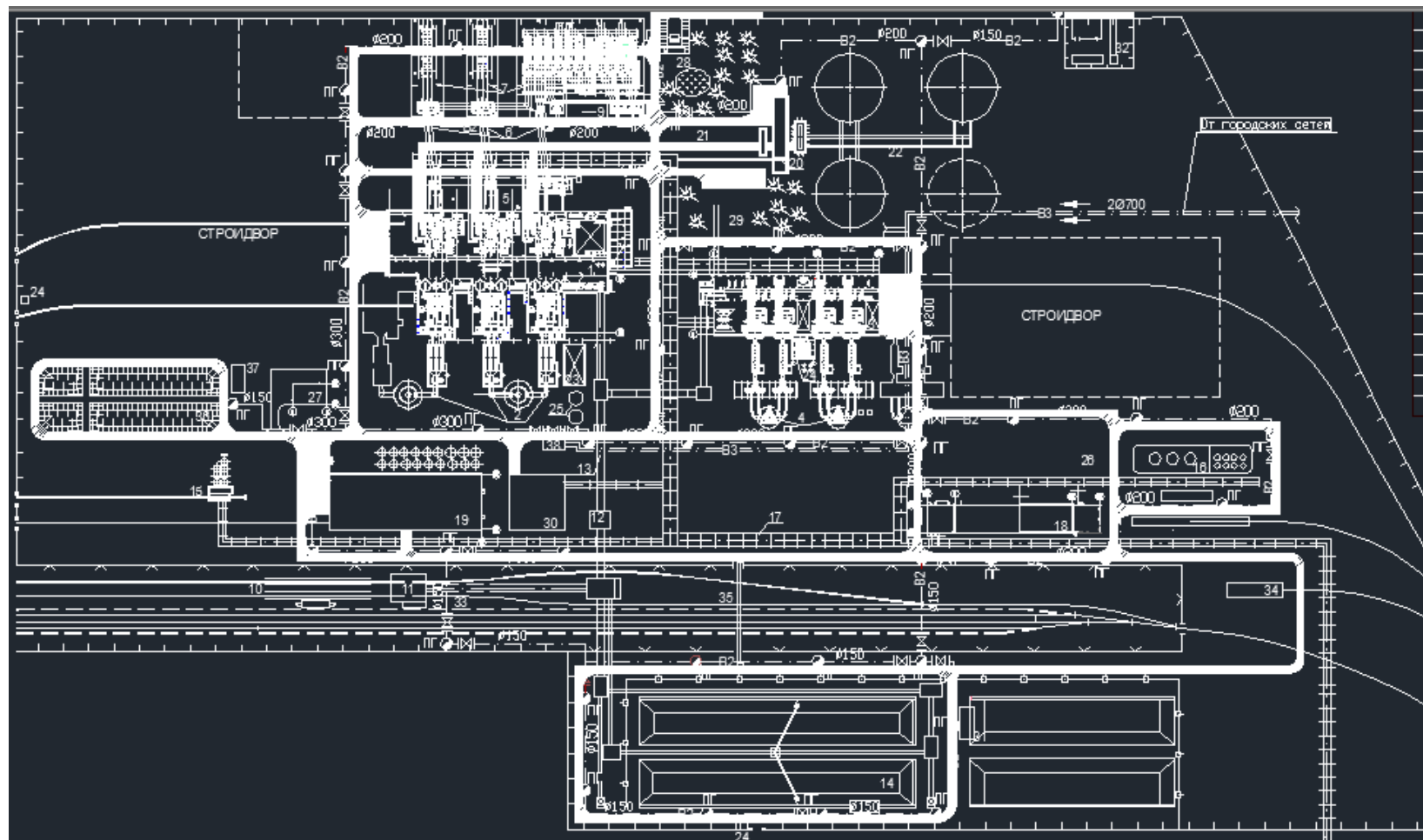
## Приложение А- процесс расширения Турбины



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б-Принципиальная схема

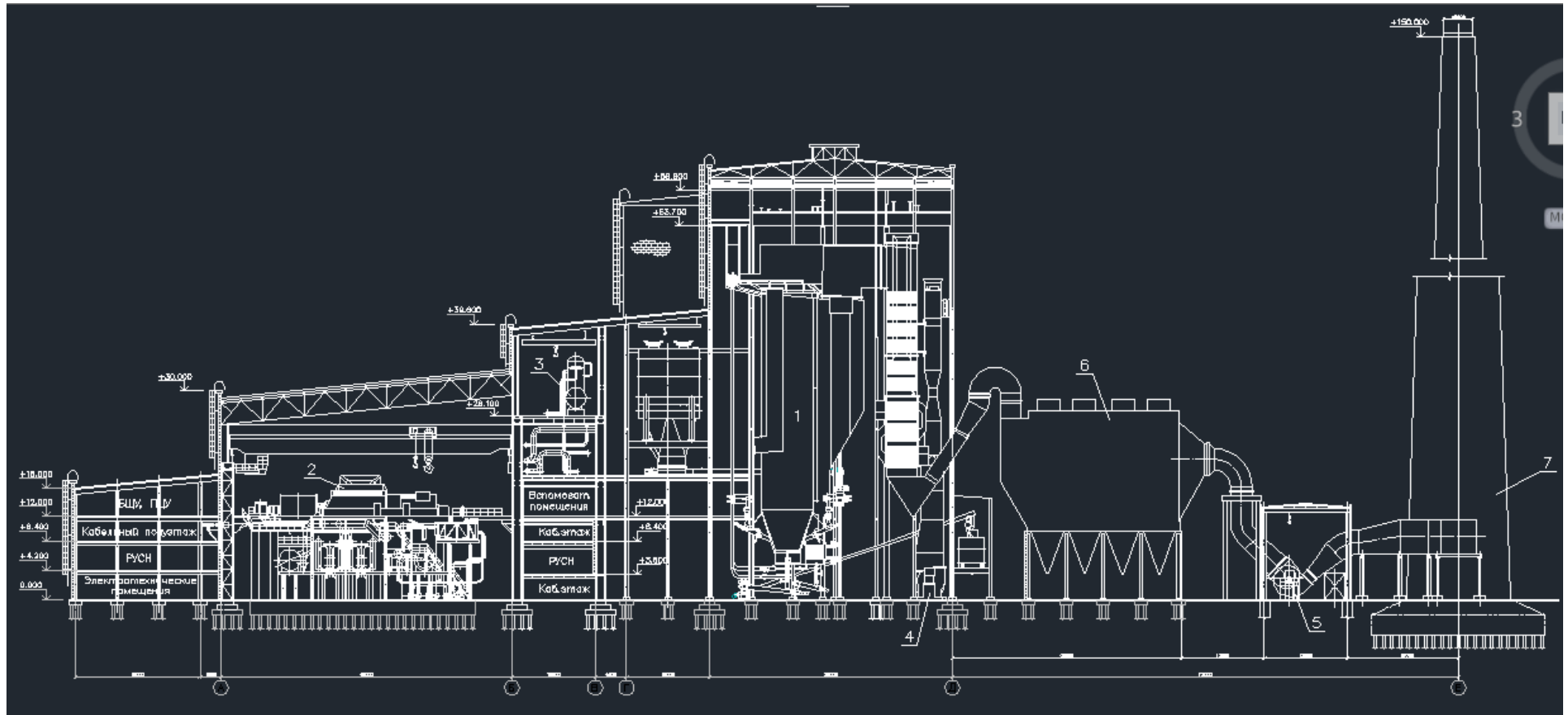


# ПРИЛОЖЕНИЕ В-Генеральный план ТЭЦ





# ПРИЛОЖЕНИЕ Г-Главный Корпус





ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица 2.1

Элементы тепловой схемы	Пар в отборе		Пар в подогревателе	Дренаж греющего пара		Питательная вода, основной конденсат			Температура кон-та за ОК	Энтальпия кон-та за ОК	Удельная работа	Кэф-т недовырки мощности
	$P_{отб}$	$h_{отб}$	$P_{п}$	$t_{п}$	$h$	$t_{пв}$	$P_{пв}$	$h_{пв}$	$t_{ок}$	$h_{ок}$	$H$	$Y$
	МПа	кДж/кг	МПа	°С	кДж/кг	°С	МПа	кДж/кг	°С	кДж/кг	кДж/кг	-
ПВД 3 (П7)	2,452	4463	4,31	341	3144,5	336	19,6	2053,84	332,6	867,76	422,62	0,856
ПВД 2 (П6)	1,32	3085,93	3,263	216,5	2032,4	213,05	19,6	919,56	287,22	987,7	511,69	0,782
ПВД 1 (П5)	2,32	3722,23	2,454	282,11	841,57	192,22	19,6	916,32	263,43	876,3	653,13	0,666
Деаэратор	2,32	332,65	0,9	264,96	797,1	232,09	0,9	716,3	-	-	653,13	0,666
ПНД 4 (П4)	0,323	3367,33	0,737	252,96	644,95	251,17	1	743,5	-	-	823,12	0,534
ПНД 3 (П3)	0,453	3845,85	0,532	239,48	695,8	247,59	1	685,66	-	-	865,66	0,745
ПНД 2 (П2)	0,147	3772,79	0,452	237	631,3	234	1	628,74	-	-	942,7	0,429
ПНД 1 (П1)	0,228	3537,23	0,337	203	542,84	200	1	521,82	-	-	1054,33	0,333
Конденсатор	0,0025	3124,20	0,0068	35,57	258,4	35,57	0,0068	3567,3	-	-	1324,44	0
ВСП	0,385	3538,75	0,342	226	631,1	227	1	586,65	-	-	942,5	0,429
НСП	0,227	3342,38	0,224	216	522,84	202	1	437,62	-	-	1065,11	0,222

Расчетная величина	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или пояснение	Результаты			
				Режимы			
				I	II	III	IV
Суммарный расход добавочной воды и обратного конденсата после Д-0,15 МПа	$G_B^{Д-0,15}$	т/ч	$G_B^{Д-0,15} = \eta_{II} \cdot [G_{о.к.} \cdot C_p \cdot t_{о.к.} + G_{д.в.} \cdot C_p \cdot t_{д.в.} + D^{Д-0,15} \cdot h_{др}^{0,15} + D^{ПВП-0,15} \cdot h_{др}^{0,15}] / (C_p \cdot t_B^{Д-0,15})$	184,35	171,78	166,54	107,11
Расход пара 0,15 МПа на атмосферный деаэратор добавочной воды и обр. конденсата	$D^{Д-0,15}$	т/ч	$D^{Д-0,15} = G_B^{Д-0,15} - G_{о.к.} - G_{д.в.} - D^{ПВП-0,15}$	4,87	4,57	4,44	2,82
Температура добавочной воды и обратного конденсата после ПВП-0,7 (перед Д-0,7 МПа)	$t_B^{ПВП-0,7}$	°С	$t_B^{ПВП-0,7} = 139$ °С, Подогрев осущ. ПВП из коллектора с.н. 0,7 МПа	139			
Расход пара 0,7 МПа на ПВП добавочной воды и обратного конденсата	$D^{ПВП-0,7}$	т/ч	$D^{ПВП-0,7} = 1,01 \cdot G_B^{Д-0,15} \cdot C_p \cdot (t_B^{ПВП-0,7} - t_B^{Д-0,15}) / (h_{др}^{0,7} - h_{др}^{0,15})$ , где $h_{др}^{0,7}$ , $h_{др}^{0,15}$ - энтальпии греющего пара и дренажа	10,20	9,50	9,21	5,92
Расход пара 1,3 МПа на мазутное хозяйство	$D_{MX}^{1,3}$	т/ч	$D_{MX}^{1,3} = k_{MX} \cdot \sum D_{ЭК}^{НОМ}$ . В зависимости от режима $k_{MX}$ равен: $k_{MX}^I = 0,01$ ; $k_{MX}^{II} = 0,009$ ; $k_{MX}^{III} = 0,008$ ; $k_{MX}^{IV} = 0,004$	16,5	14,85	13,2	3,78
Суммарный расход пара на собственные нужды ТЭЦ	$D_{с.н.}$	т/ч	$D_{с.н.} = D^{ПВП-0,15} + D^{Д-0,15} + D^{ПВП-0,7} + D_{MX}^{1,3}$	38,60	35,68	33,50	16,60
<b>Расчет турбоустановок</b>							
Средняя тепловая нагрузка сетевых подогревателей турбины типа Т	$Q_{сп}^T$	МВт	-	218,6	218,6	218,6	122
Суммарная теплофикационная нагрузка сетевых подогревателей турбин типа Т	$\sum Q_{сп}^T$	МВт	$\sum Q_{сп}^T = n_T \cdot Q_{сп}^T$	1055,8	1055,8	1055,8	122

Расчетная величина	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или пояснение	Результаты			
				Режимы			
				I	II	III	IV
Средний расход острого пара на турбину типа Т	$D_o^T$	т/ч	-	520	520	520	473
Суммарный расход острого пара на турбины типа Т	$\sum D_o^T$	т/ч	$\sum D_o^T = n_T \cdot D_o^T$	3560	3560	3560	2546
Средняя электрическая мощность турбины типа Т	$N_э^T$	МВт	-	120	120	120	125
Суммарная эл. мощность турбины типа Т	$\sum N_э^T$	МВт	$\sum N_э^T = n_T \cdot N_э^T$	660	660	660	550
Суммарная теплофикационная нагрузка пиковых водогрейных котлов	$Q_{пвк}$	МВт	$Q_{пвк} = Q_{тэц} - \sum Q_{сн}^T$	547	191	24	0
Суммарная паропроизводительность энергетических котлов	$\sum D_{эж}$	т/ч	$\sum D_{эж} = \sum D_o + G_{ут}$	1610	1610	1610	974
Суммарный расход питательной воды энергетических котлов	$\sum D_{пв}$	т/ч	$\sum D_{пв} = \sum D_{эж} + D_{прод} + D_{сн.}$	1665	1662	1660	1000
<b>Энергетические показатели ТЭЦ</b>							
Суммарный расход тепла на турбоустановки	$\sum Q_{ту}$	МВт	$\sum Q_{ту} = [\sum D_o^T \cdot (h_o - h_{пв}) + (D_{пвп-0,15} + D_{д-0,15}) \cdot h^{0,15} + D_{пвп-0,7} \cdot h^{0,7} + D_{мх}^{1,3} \cdot h^{1,3} + G_{к.п.} \cdot C_p \cdot (t_{к.п.} - t_{к.п.}^{онп})] / 3600$	1084	1082	1080	652
Расход тепла на собственные нужды	$\sum Q_{с.н.}$	МВт	$\sum Q_{с.н.} = [D_{п.} \cdot h_{п.} - C_p \cdot G_{о.к.} \cdot t_{о.к.} - C_p \cdot \Delta G_{о.к.} \cdot t_{хво}] / 3600$	87	78	74	51

Расход тепла на внешних потребителей	$\Sigma Q_{в.п.}$	МВт	$\Sigma Q_{в.п.} = \Sigma Q_{с.п.}$	656	656	656	124
<b>Расчетная величина</b>	<b>Обозначение</b>	<b>Единица измерения</b>	<b>Расчетная формула или пояснение</b>	<b>Результаты</b>			
				<b>Режимы</b>			
				<b>I</b>	<b>II</b>	<b>III</b>	<b>IV</b>
Расход тепла на турбоустановку по производству электроэнергии	$\Sigma Q_{ту}^э$	МВт	$\Sigma Q_{ту}^э = \Sigma Q_{ту} - \Sigma Q_{в.п.} - [G_{ут} + G_{кп}] \cdot (h_{пв} - c_p \cdot t_{хво}) / 3600$	414	412	410	520
Тепловая нагрузка энергетических котлов	$\Sigma Q_{ЭК}$	МВт	$\Sigma Q_{ЭК} = [\Sigma D_{ЭК} \cdot (h_o - h_{пв}) + D_{прод} \cdot (h_{прод} - h_{пв})] / 3600$	1117	1117	1117	660

