

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 № ____ от « ____ » _____ 20 ____ 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 верхний сетевой подогревательного 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. Верхний сетевой подогреватель-омогательное 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 верхний сетевой подогревательного 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 Достияров 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 верхний сетевой подогревательного 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.

Аңдатпа

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 Данные об предполагаемом общественно – финансовом формировании мегаполиса Нур-Султан.....	9		
1.1 Основное техническое оснащение и производительность ТЭЦ-2.....	10		
Глава 2 Конструирование блока мощностью 120 МВт	11		
2.1 Подбор, а также развитие начальной структурной схемы станция.....	11		
2.2 Вычисление принципиальной тепловой схемы.....	12		
2.3 Вычисление характеристик термической экономичности	20		
2.4	21		
Глава 3 Представление главного оснащения станции	24		
3.1 Турбоагрегат Т – 120/130 – 130.....	24		
3.2 Котельная установка с котлом Е – 550 – 13,8 – 560 ЦКС.....	26		
Глава 4 Представление дополнительного оснащения станции.....	28		
4.1 Дополнительное оснащения главного корпуса.....	29		
Глава	5	Горючее	30
.....			
Глава 6 Научно-Технические постановления.....	32		
6.1 Базисная термическая модель теплоэлектроцентрали-2.....	32		
Глава 7 Тепловой расчёт трубины Т-120/130-130.....	34		
Глава 8 Бизнес – план расширения ТЭЦ-2 города Нур-Султан.....	35		
8.1 Определение себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ путем определения эксплуатационных издержек.....	40		
8.2 Финансово – экономическая оценка расширения и эксплуатации ТЭЦ.....	42		
Глава 9 Раздел Безопасность жизни и деятельности.....	45		
9.1 Основные направления влияния расширения и эксплуатации ТЭЦ на экологию региона.....	50		
9.2 Расчет требуемого снижения шума.....	56		
9.3 Расчет освещения.....	60		
Глава 10 Специальное задание.....	65		
10.1 Оценка макета	65		
10.2 Термические вычисления.....	68		

10.3 Проектирование подогревателя.....	69
10.4 Гидромеханические вычисления.....	70
10.5 Вычисления толщины тепловой изоляции.....	72
10.6 Вычисления массы сухого подогревателя.....	73
Глава 11 Технико – экономические показатели ТЭЦ.....	75
Заключение.....	76
Список литературы.....	77
Приложение А.....	78
Приложение Б.....	79
Приложение В.....	80
Приложение Г.....	81

Введение

Продвижение энергетической базы Республики до сих пор шло главным образом путем ввода новейших паротурбинных аппаратов, обладающих наиболее большими первоначальными характеристиками, также значительной индивидуальной мощностью. Увеличение первоначальных характеристик позволило улучшить аэротермодинамический оборот, также уменьшать удельные затраты горючего.

Другим условием увеличения экономичности существенно помогло формированию теплофикации.

Термином теплофикация подразумевается снабжение в основе сочетании энергий, в таком случае имеется ввиду коллективного формирования термической, а также гальванической энергии в одном оборудовании. Термодинамической базой теплофикации предназначается нужное применение проработавшего в паросиловой аппаратуре с целью выдачи тепла покупателям (во данном случае применяется тепло фазисного перехода парочка во раствор).

Совершается изнашивание оснащения, как в теплоэлектроцентралях, так и на термических сетях. Невзирая в невысокую результативность подобных теплоэлектроцентралей, в наше время их усовершенствуют с целью повышения их производительности вводом новейшего котлотурбинного спецоборудования.

По этой причине исследование производительности разных альтернатив модернизации, также перестройки функционирующих теплоэлектроцентралей считается важным вопросом формирования энергетики Казахстана

Присутствие нехватке финансовых вложений в постройке новейших теплоэлектроцентралей, значимую долю уходит на создание мало затратных технологий позволяющие увеличить силу, маневренность, а также экономичность функционирующих станций.

Уже после перенесения города столицы РК в город Нур-Султан возникло быстрое увеличение жителей, но, таким образом, также возникла необходимость в электричестве, а также в теплоснабжении.

Формирование мегаполиса, его увеличение вплоть до 2030 г. представляет главную значимость в повышении термической нагружаемости мегаполиса Нур-Султана, в этом городе применяются все без исключения вероятные мероприятия стабилизации в трудовом пребывании мощностей, а также укрепления готовности техникой ко обеспечиванию термической энергией.

1 Данные об предполагаемом общественно – финансовом формировании мегаполиса Нур-Султан

Город Нур-Султан– столица РК, находится вблизи берегов реки Ишим.

Местность мегаполиса Нур-Султан поделена на 2 крупные области: правобережная доля мегаполиса, на этом месте сконцентрирована имеющаяся квартирная ,а также индустриальная часть зданий, на левобережной доле мегаполиса, в наше время проводится постройка новейшей части города.

В данный момент большая доля жителей живет на правобережной доли мегаполиса (наиболее 89%), большая доля имеющейся квартирной стройки находится на правоприбрежье (86%).

Увеличение жителей потребует надлежащего повышения постройки квартирных строений. К 2030 г. численность жителей города составит около 1,9 милл. чел., область квартирных строений – 22,8 милл. м², на 1 чел. – 21,0 м².

Нур-Султан обладает достаточно сформированным индустриальным потенциалом. В городе функционируют приблизительно семьдесят больших, а также посредственных индустриальных компаний. Согласно сведениям статотчетности индустрия мегаполиса Нур-Султана показана бизнесменами возделывающей сферы, что в совокупном размере индустриального изготовления является ~ 82%,и сферы по изготовлению и распределению электричества, газа ,а также воды (~15%).

Большая часть индустриальных компаний сконцентрирована в верхней части города, индустриальных планировочных зонах(приблизительно 69 процентов). Другие компании раскиданы согласно целой местности мегаполиса в пределах селитебной стройки, в большей части на правобережной доли мегаполиса.

1.1 Основное техническое оснащение и производительность ТЭЦ-2

Производительность ТЭЦ-2 до ввода нового оснащения составляет:

- установленная электрическая производительность – 480 МВт;
- установленная тепловая производительность – 1971 Гкал/ч;
- тепловая производительность для отпуска жителям города– 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.

Объёмы производительности ТЭЦ-2 генерального и отпускного товара, определены исходя из предсказанной необходимости, индексы приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 –Объемы производственной мощности ТЭЦ-2

Наименование	Исходные параметры	После расширения
Установленная мощность - электрическая, МВт - тепловая мощность, Гкал/ч	480 1918	600 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 необходимо претворить в жизнь проект расширения ТЭЦ-2 в недалеком будущем.

2 Конструирование блока мощностью 120 МВт

2.1 Подбор, а также развитие начальной структурной схемы станция

Турбина изготовлена из цилиндра высокого, среднего и низкого давления. Чистый пар с параметрами двенадцать МПа, пятьсот пятьдесят пять °С посредством категорию стопорных также стабилизирующих клапанов действует в цилиндр высокого давления, уже после чего следует в цилиндр среднего, а затем цилиндр низкого давления. Напор пара в конденсаторе считается около ноль целых пятьдесят семь десятитысячных МПа. Точно вычисленная гальваническая производительность турбогенератора энергоблока сто двадцать МВт.

Установка обладает 7 неконтролируемыми отборами пара, специализированных с целью обогрева воды (главного конденсата) во 4 подогревателях низкого давления, деаэраторе также 3-х подогревателях высокого давления вплоть до температуры двести тридцать шесть градусов.

Обогревающей мощность в двухступенчатой общесетевой конструкции производится в контролируемых отборах турбины – 6-ой, а также 7. Газоконденсатная подогревающая часть каскадно предотвращается на подогревателе низкого давления в турбине. Турбины вида Т– 120/130 – 130 показана в рисунке 2.1.

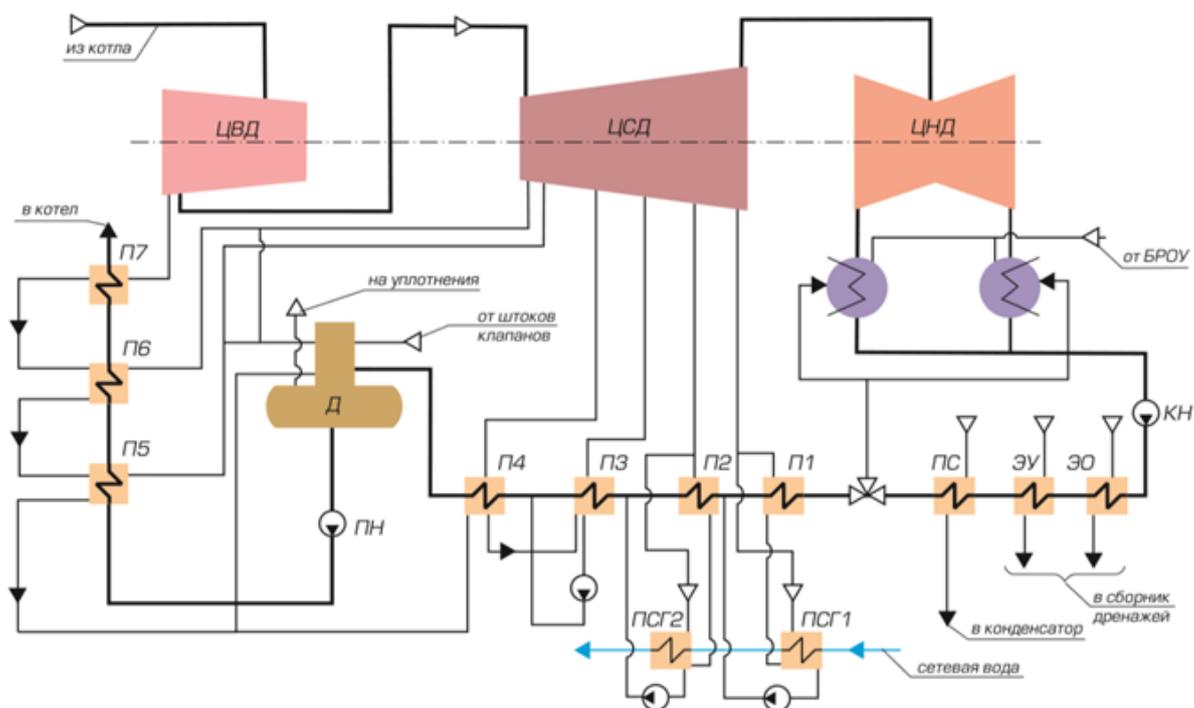


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема турбины типа Т – 120/130 – 130

2. Вычисление принципиальной тепловой схемы

Создание температурного графика

Тепловой план теплосети предполагает температуру 136/70 °С. Согласно фабричным характеристикам, спектр контролируемого давления в верхнем теплофикационном отборе 0,06÷0,245 МПа. Присутствие наибольшей отопительной перегрузке влияние пара в верхнем сетевом подогревателе, с учетом издержек давления в паропроводах, составит: с температурой 119 °С, 0,327 МПа

В таком случае температура сетевой воды за верхним сетевым подогревателем составит: 119 °С.

Установив однородный нагрев общесетевой воды в верхнем и низком сетевых подогревателях, находим температуру общесетевой воды на выходе из низкого сетевого подогревателя.

Температура низкого сетевого подогревателя составит: 94,4 °С;

На выходе из подогревателя температура будет: 99,4 °С, а давление составит: 0,102 МПа.

Вычисление давлений во отборах, отталкиваясь с однородного обогрева воды, а также конденсата во подогревателях.

По давлению в деаэраторе 0,6 МПа находим температуру насыщения равной 153,87 °С, и энтальпию равной 686,2 кДж/кг.

Увеличение энтальпии питательной воды в питательном насосе устанавливаем согласно формулам вычисления, приводим давление питательной воды в деаэраторе к приемлемым значениям 17,9 МПа и в результате получаем значение $18,64 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Энтальпия питательной воды после питательного насоса состоит из суммы вычисленных энтальпий после деаэратора и энтальпии питательной воды, и составит 721,75 кДж/кг

Температура питательной воды уже после питательного насоса температуре будет составлять 159,26 °С.

Температура подогрева питательной воды в части подогревателях высокого давления составит: 69,94 °С.

Температура подогрева питательной воды в одном подогревателе будут составлять: 21,94 °С.

Температуры подогрева питательной воды на выходе из второго и третьего подогревателя будут 189,22 °С и 209,12 °С соответственно.

Температура первичного конденсата на входе в деаэратор составит около: 150,65 °С.

Температура первичного поликонденсата на входе в седьмой подогреватель 42,63 °С.

Температуры основного поликонденсата на выходе из пятого, шестого и седьмого подогревателей: 119 °С, 96,4 °С и 136,48 °С соответственно

Давления пара в подогревателях определяем по температуре насыщения, которая определяется как сумма температуры воды и перемены температуры: Для первого подогревателя при температуре 237°С составит 3,30 МПа;

Для второго подогревателя при температуре 189,21°С составит 1,242 МПа;

Для третьего подогревателя при температуре 178,21°С составит 1,142 МПа;

Для четвертого подогревателя при температуре 151,85°С составит 0,626 МПа;

Для пятого подогревателя при температуре 140,43°С составит 0,314 МПа;

Для шестого подогревателя при температуре 114,32°С составит 0,240 МПа;

Для седьмого подогревателя при температуре 99,32°С составит 0,101 МПа.

Давления пара в отборах турбины определяются как произведение давления пара в подогревателях помноженное на 1,06 и будут составлять: для 1П=3,366МПа, 2П=2,35МПа, 3П=1,39МПа, 4П=0,532МПа, 5П=0,381МПа, 6П=0,239, 7П=0,200 МПа.

Создание хода расширения пара в турбине (Приложение А)

Устанавливаем точку О с решенными параметрами пара перед стопорным клапаном турбины давление будет составлять 11,9 МПа, температура 549°С, и энтальпия 3391,49 кДж/кг;

Установленная точка О за стопорными и регулирующими клапанами турбины на пересечении энтальпии с давлением меньше на величину потери от дросселирования в стопорном (СК) и стабилизирующих (СК) клапанах обуславливается равно, как начальное давление и составит 11,20 МПа;

Определяем давление пара за цилиндром высокого давления оно будет равно 3,506 МПа и точку в конце изэнтропийного хода расширения пара в цилиндр высокого давления энтальпия будет составлять 3090,66 кДж/кг.

Предрасполагаемый перепад в цилиндре высокого давления считается как разность первоначальной энтальпии и энтальпии первой точки и в итоге даст $376,46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Настоящий перепад в цилиндре высокого давления являться произведением энтальпии цилиндра и его КПД и составит $322,64 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Первоначальная энтальпия которая равна 3235 кДж/кг на пересечении с с давлением равным 3,344 МПа дает первую точку в конце настоящего хода в цилиндр высокого давления.

Установим значение давления на входе в цилиндре среднего давления с учетом потерь давления в перепускных паропроводах как произведение КПД и первого давления и будет составлять 3,442 МПа

На пересечении энтальпии и давления находим место входа в цилиндре среднего давления, определяем давление пара за цилиндром среднего давления седьмого подогревателя равным 0,120 МПа и место для седьмого в завершении изэнтропийного хода расширения пара в цилиндре среднего давления которое будет равно 2313,33 кДж/кг.

Предрасполагаемый перепад цилиндре среднего давления в итоге составит $750,54 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Действительный перепад цилиндре среднего давления будет считаться как $637,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Энтальпия седьмого отбора составят 2423,30 кДж/кг на пересечении с седьмым давлением равным 0,200 МПа дает точку номер семь в конце настоящего процесса в цилиндре среднего давления.

На пересечении процесса первого по седьмой с изобарами 2,3,4,5 и 6 давления определяем энтальпии во 2, в третьем 3, в четвертом 4, в пятом 5 и в 6 отборах турбины и итоге для 2 составит-3100,3 кДж/кг, для 3-3022,42 кДж/кг, для 4- 2674,33 кДж/кг, для 5- 2625,87 кДж/кг, для 6-2563,89 кДж/кг.

Установим значение давления на входе в цилиндр низкого давления с учетом потерь давления в стабилизирующей части отопительного отбора как произведение давление седьмой точки на 0,63 и будет составлять 0,066 МПа ;

Установим значение давления пара на выходе из цилиндром низкого давления с учетом убывания давления в выпускном патрубке турбины, что составляет несколько процентов от давления в конденсаторе и будет равно 0,005 Мпа.

На пересечении определяем седьмую точку на входе в цилиндром низкого давления.

Ищем теоретическую точку в конце изэнтропийного хода расширения пара в цилиндром низкого давления и энтальпию, что будет составлять 2200,54 кДж/кг

Предрасполагаемый перепад цилиндре низкого давления будет считаться как $337,64 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Настоящий перепад цилиндром низкого давления необходимо выразить как $269,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Энтальпия конденсатора составит 2267,18 кДж/кг на пересечении с давлением на конденсаторе дает точку К в конце настоящего хода в цилиндр низкого давления.

Настоящий перепад турбины является суммой всех перепадов и даст в итоге $1220,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Вычисление схемы выдачи теплоты

Выдача теплоты с ТЭС выполняется автопаром также теплой водою. Сила отпускается промышленным покупателям с целью научно-технических полнее, теплая сетная влага отпускается с целью отопления, проветривания также горячего водоснабжения.

Вычисление общесетевой обогревательной конструкции в вычисленную жар внешнего атмосферы.

В теплоэлектроцентраль-2 нагревание общесетевой воды выполняется в верхнем сетевом подогревателе и также в нижний сетевой подогреватель автопаром с теплофикационных отборов турбины.

Вычисленная схема выдачи общесетевой воды считается установление затрат общесетевой вода, пара в верхнем сетевом подогревателе верхний сетевой подогреватель также нижний сетевой подогреватель нижний сетевой подогреватель.

Теплофикационная работа с целью этого блока теплоэлектроцентраль-2 является 220,374 МВт.

Высчитываем потребление подогревающего пара с отборов составят $40,54 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$,

где потребление общесетевой воды будет $789,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

где температура встроенного пучка при заданной нагрузке встроенного пучка 9 МВт составляет $t_{\text{вп}} = 66,21 \text{ }^\circ\text{C}$.

Подготовительный анализ потребления пара на турбину

С целью вычисления термической схемы следует все без исключения рассчитать затраты, приобретенные присутствие расчете методик выдачи парочка также тепла во безусловных единицах общесетевой подогреватель, нижний общесетевой нагреватель. Нужному значения в данном потребление возможно приблизительно дать оценку согласно составу формул и составит: $143,49 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Производительность пара в котлах рассчитывается из расходов котлоагрегата и утечек из него $144,92 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ и $1,43 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$,

Потребление питательной воды при расчете получим $158,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ и $1,39 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Расчёт расширителя непрерывной продувки

Схема РНП и ОП представлена на рисунке 2.2.

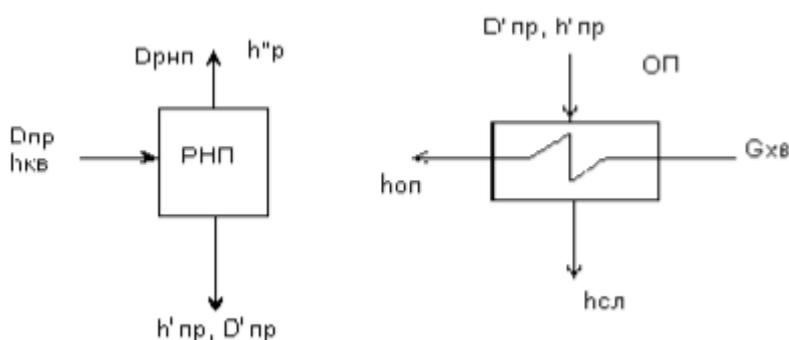


Рисунок 2.2 - Схемы РНП и охладителя продувки (ОП)

Уравнения теплового и материального баланса РНП:

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

$$D_{\text{пр}} = D_{\text{рнп}} + D_{\text{пр}}.$$

Давление в расширителе:

$$P_{\text{р}} = P_{\text{д}} + \Delta P = 1,1 \cdot P_{\text{д}} = 1,1 \cdot 0,7 = 0,77 \text{ МПа.}$$

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

По давлению в барабане котла $P_{бар} = 14$ 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:

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

Составление и решение уравнений материального и теплового балансов подогревателей регенеративной системы

Расчет группы ПВД

Расчетная схема группы ПВД представлена на рисунке 2.3.

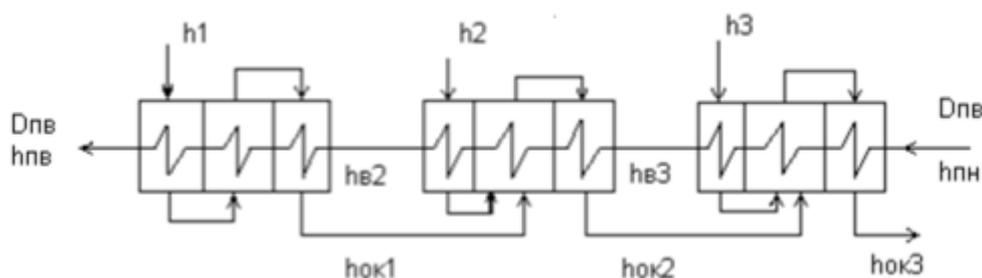


Рисунок 2.3 – Расчетная схема группы ПВД

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

Подогреватель ПВД – 3(П7)

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

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

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

$$D_{п7} = 9,01 \text{ кг/с.}$$

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.

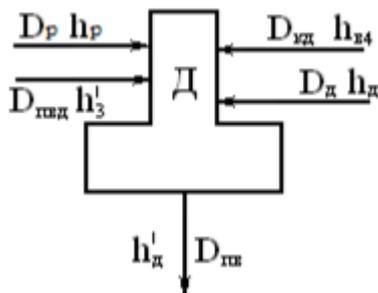


Рисунок 2.4 – Расчетная схема деаэратора

Материальный и тепловой балансы деаэратора:

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

$$D_{кн} \cdot h_{в4} + D_p \cdot h''_p \cdot \eta_d + D_{пвд} \cdot h'_3 + D_d \cdot h_з \cdot \eta_d = D_{пв} \cdot h'_д.$$

Решая систему уравнений находим расход пара на деаэратор:

$$D_d = \frac{D_{пв} \cdot (h'_д - h_{в4}) - D_p \cdot (h''_p \cdot \eta_d - h_{в4}) - D_{пвд} \cdot (h'_3 - h_{в4})}{h_з \cdot \eta_d - h_{в4}} =$$

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

Расход конденсационного насоса:

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

Расчет группы ПНД

Расчетная схема группы ПНД представлена на рисунке 2.5.

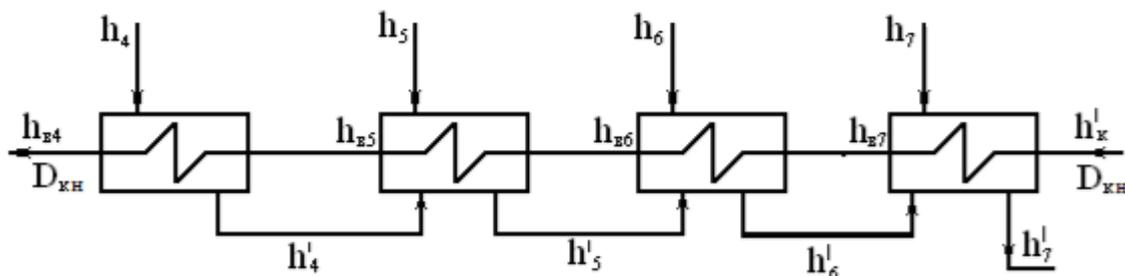


Рисунок 2.5 – Расчетная схема группы ПНД

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)

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

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

$$D_{п1} = 14,91 \text{ кг/с.}$$

Пропуск пара в конденсатор

$$D_к = D_{кн} - (D_{п4} + D_{п3} + D_{п2} + D_{п1} + D_{\text{верхний сетевой подогреватель}} + D_{\text{нижний сетевой подогреватель}}) = 123,36 - (3,40 + 3,28 + 6,21 + 14,91 + 40,54 + 42,14) = 12,88 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Определение фактического расхода пара на турбину

Расход пара на турбину определяется по формуле:

$$D_о = D_{п7} + D_{п6} + D_{п5} + D_{п4} + D_{п3} + D_{п2} + D_{п1} + D_д + D_{\text{верхний сетевой подогреватель}} + D_{\text{нижний сетевой подогреватель}} + D_к = 9,01 + 6,44 + 5,93 + 3,40 + 3,28 + 6,21 + 14,91 + 1,04 + 40,54 + 42,14 + 12,88 = 145,80 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 525 \frac{\text{т}}{\text{ч}};$$

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

Проверка мощности

Правильность расчета расходов можно определить по расчетной электрической мощности.

Мощность каждого отбора пара определяется по формуле:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\sum N_э = 120 026 \text{ кВт};$$

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

2.3 Вычисление характеристик термической 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 Подбор главного и дополнительного оснащения.

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;

$$P_{вых} = P_0^K + \Delta P_{ПН} + P_c,$$

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

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

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

где $P_{кпп} = 0,1$ 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;

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

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

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

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

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

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 одноконтурная 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)

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

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

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{58,93 - 3}{\ln \frac{61,43}{3}} = 18,78 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$Q_{\text{П1}} = 123,36 \cdot 4,19 \cdot (100,5 - 41,57) = 30\,460 \text{ кВт};$$

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

Выбираем ПН – 550 – 25 – 6.

ПНД 3(П3)

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

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

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вых}} = 139,48 - 136,48 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

ПНД 2(П2)

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

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

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

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{25,5 - 3}{\ln \frac{26}{3}} = 10,51 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

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

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

Выбираем ПН – 550 – 25 – 6.

ПНД 4(П4)

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

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

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вых}} = 152,96 - 149,96 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

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

$$Q_{П3} = 123,36 \cdot 4,19 \cdot (136,48 - 123) = 6968 \text{ кВт};$$

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

Выбираем ПН – 350 – 16 – 7.

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

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

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

Выбираем ПН – 350 – 16 – 7.

Выбор подогревателей высокого давления (ПВД)

ПВД 1 (П5)

$$G_{ПВ} = 148,73 \text{ кг/с};$$

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

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

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

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

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

Выбираем ПВД – 550 – 230 – 25.

ПВД 2 (П6)

$$G_{ПВ} = 148,73 \text{ кг/с};$$

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

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

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

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

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

Выбираем ПВД – 550 – 230 – 25.

ПВД 3 (П7)

$$G_{ПВ} = 148,73 \text{ кг/с};$$

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

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

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

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

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

Выбираем ПВД – 550 – 230 – 25.

Выбор сетевых подогревателей (ПСГ)

ПСГ – 1 (НИЖНИЙ СЕТЕВОЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЬ)

$$D_{\text{нижний сетевой подогреватель}} = 42,14 \text{ кг/с};$$

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

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

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

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

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

Выбираем ПСГ – 2300 – 2 – 8 – I.

ПСГ – 2 (ВЕРХНИЙ СЕТЕВОЙ ПОДОГРИВАТЕЛЬ)

$$D_{\text{верхний сетевой подогриватель}} = 40,54 \text{ кг/с};$$

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

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

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

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

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

Выбираем ПСГ – 2300 – 2 – 8 – II.

3 Представление главного оснащения 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 ²)	12,8 (130)
	температура, °С	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	787 (188)
	максимальная, при использовании теплоты пара, поступающего в конденсаторы для подогрева сетевой или подпиточной воды	825 (197)
5	Пределы изменения давления в регулируемых отборах пара, МПа (кгс/см ²):	
	в верхнем отборе (при включенном нижнем отопительном отборе)	0,059 – 0,245 (0,6 – 2,5)
	нижнем (при отключенном верхнем отопительном отборе)	0,049 – 0,196 (0,5 – 2,0)
6	Давление в конденсаторе, кПа (кгс/см ²)	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 ТА представлен на рисунке 3.1.

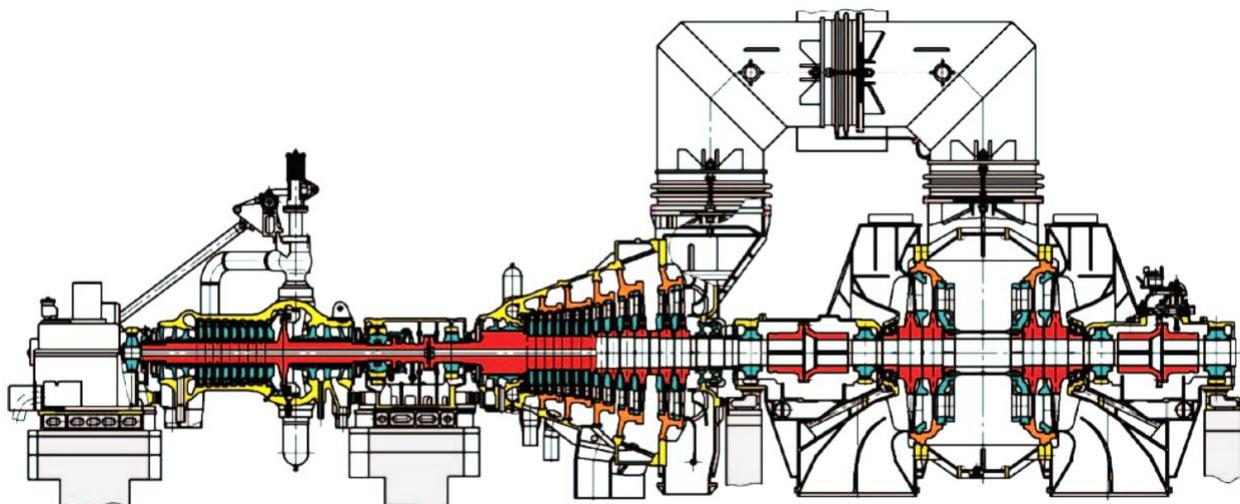


Рисунок 3.1 – Продольный разрез турбины Т – 120/130 – 130

Турбина обладает 2 отопительных отбора с целью ступенеобразного обогрева общесетевой вода. Урегулирование давления во отборах выполняется:

- в верхнем – присутствие введенных 2-ух отопительных отборах;
- в исподнем – присутствие подключенном 1 исподнем отопительном отборе.

Сетная влага посредством сетные подогреватели исподней также верхней ступенек обогрева обязана пропускаться по очереди также во 1 также этом ведь числе.

Сетные подогреватели согласно водный сторонке рассчитаны в службу присутствие давлении никак не наиболее 0,8 МПа (8 кгс/см²).

Учитывается вероятность деятельность турбоустановки со пробелом подпиточной вода посредством интегрированный пучочек конденсатора.

Турбина спроектирована с целью снова строящихся также расширяемых теплоэлектроцентраль больших также посредственных крупных городов. Таким образом равно как сначала с целью теплоэлектроцентраль никак не постоянно четко популярна термическая работа, или возлюбленная никак не добивается во первоначальные года эксплуатации турбины, во этом случае турбина Т – 120/130 – 130 формировалась со конкретной долью универсальности, достаточно экономична равно как присутствие труде со различными термическими перегрузками, таким образом также только во конденсационных системах.

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

В теплоэлектроцентрали формируются энерго баки со циркулирующим бурлящим пластом (ЦКС), данное обуславливается соответствующими достоинствами котлов ЦКС:

- во котле возможно жечь разнообразные разновидности горючего из-за значительной теплоемкости бурлящего покрова также доброму смешиванию;
 - большой итог сжигания из-за беспорядочного перепутывания также продолжительного периода присутствия горючего во циркулирующем бурлящем покрове;
 - небольшой степень выбросов SO₂ вследствие продуктивному связыванию дымчатые известняком присутствие подходящей горячке;
 - небольшой степень выбросов NO_x присутствие сравнительно низкой горячке покрова также многим ступенькам сгорания;
 - небольшой степень выбросов с также С_xH_y из-за беспорядочного капиталом также длительного периода присутствия горючего во топке также циклоне;
 - стабильная деятельность также стабильные свойства котла из-за результативного отбора тепла с примененного использованного материала;
 - вероятность стремительного уменьшения паропроизводительности вследствие почти прямолинейной связи теплопередачи с перегрузки.
- 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 ²) температура, °С	13,8 (140) 560
3	Температура питательной воды, °С	236
4	КПД котла, %	92
5	Топливо:	
	основное Q ^p _н , МДж/кг (ккал/кг)	Экибастузский уголь 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 ³ NO _x , мг/нм ³ SO ₂ , мг/нм ³	<150 <250 <200

Методика циркулирующего бурлящего покрова

Баки со ЦКС активизируют заинтересованность производителей минувшие Пятьдесят года, если сделалось в особенности важным введение в фирмах сохраняющих энергию технологий, трансформация в нестандартные тип горючего, то что дает возможность сбечь в горючем также в то же время увеличить коэффициент полезного действия.

Во данном значении заинтересованность предполагают жесткие разновидности горючего, но остается вопросом в таком случае, равно как достичь абсолютного сжигания горючего также присутствие данном уменьшить выбросы во атмосферу вредоносных элементов (во главную очередность оксидов дымчаты также азота). В То Же Время необходимо, для того чтобы существовала вероятность применять равно как возможно наиболее обширный перечень разновидностей жесткого горючего.

Методика ЦКС дает возможность в то же время жечь со значительной экономичностью обширную палитру жестких топлив со невысокими условиями ко качеству горючего, то что считается главным превосходством котлов ЦКС. Методика ЦКС, объединяет во для себя очень эффективное выжигание топлив со значительным коэффициент полезного действия также невысокими выбросами в том числе и присутствие сжигании разных топлив в то же время. Методика ЦКС подразумевает малогабаритные масштабы бойлерной конструкции, сокращение цены постройки из-за результат изыятия концепций тускло – также азотоочистки.

Схема котла с ЦКС представлена на рисунке 3.2.

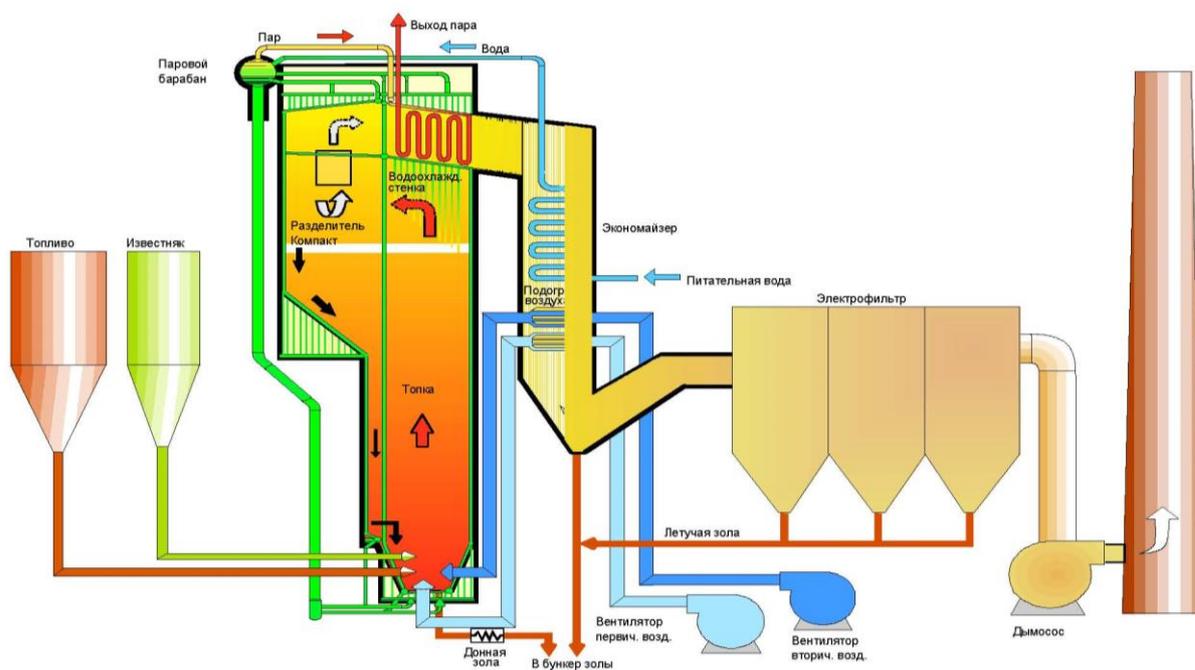


Рисунок 3.2 - Схема котла с циркулирующим кипящим слоем

4 Представление дополнительного оснащения станции

4.1 Дополнительное оснащения главного корпуса

Дополнительное оснащения турбоагрегата:

- теплообменник со оснащением;
- набор резервных элементов;
- набор техники контролирования пульсации;
- подогреватели общесетевой вода ПСГ – 1 также ПСГ – 2.
- категория подогревателей невысокого давления (ПНД);
- категория подогревателей высочайшего давления (ПВД);
- категория маслоподкачивающих насосов (начальный, вспомогательный, запасной);
- категория конденсатных насосов главного конденсата;
- категория конденсатных насосов ПСГ – 1 также ПСГ – 2;
- маслосливные насосы ПНД;
- трубопроводы непосредственно турбины;
- трубопроводы турбоустановки.

Дополнительное оснащения спецоборудование парового котла со ЦКС:

- дутьевые вентиляторы изначального, повторного также сдавленного атмосферы;
- дымососы ДН 26х2;
- воздухопроводы также газоходы;
- трубопроводы со клапанами также арматура;
- газо – мазутные игра;
- сажеобдувочные устройства);
- концепция вытаскивания грунтовой золы, в том числе сборник;
- обложение также термоизоляция;
- концепция вытаскивания нестойкой золы, в том числе сборник;
- концепция подачи также бункеры песка также известняка;
- концепция подачи горючего во топку, в том числе денные бункеры, питатели со приводами;
- фильтр;
- деаэраторы высокого давления;
- калорийные насосы ПЭ – 600 – 185.

Общестанционное наружный общесетевой подогревательомогательное спецоборудование:

- насосы необработанный вода подпитки котлов также теплосети;
- порталные насосы газоохладителей генератора;
- котлы нос с котлов со насосами;
- дренажные котлы со насосами;
- котлы невысоких пунктов со насосами;
- расширители дренажей высочайшего давления;
- расширители дренажей невысокого давления;

- котлы созыва залосненных стоков со насосами;
- котлы созыва чистейших стоков со насосами;
- насосы дозеры коррекционной обрабатывания котловый также обильной вода;
- маслоочистительная автомобиль также др.

Расширители, дренажные котлы, котлы невысоких пунктов также др.

Во непрерывном торце основного здания формируются расширители дренажей трубопроводов высочайшего также невысокого давления (предприятие – 5,5У) также 3 дренажных бака емкостью согласно Десяти м³ со 3-мя перекачивающими насосами.

Во ячее любой турбины вводится согласно 1 город невысоких пунктов емкостью согласно 2,5 м³ со перекачивающими насосами.

Констатируемых котлов учитывается единственный резервуар нос с котлов емкостью Пятьдесят м³ со один насосом.

Остужающей вода со подшипников элементов также конструкций подготовки проверок во ячейх котлов также турбин формируются котлы V = Десяти м³ со насосами.

Залосненных стоков формируются котлы 3x2,5 м³ со насосами.

Подачи воды ко воздухоохладителям генератора со любым турбоагрегатом вводится согласно 2 насоса остужающей вода. Собственная категория насосов остужающей вода вводится с целью ПЭНа со гидромурфтой.

Подача необработанный вода с целью обогрева также затем в водоподготовку подпитки котлов также теплосети формируются насосы необработанный вода. Запасной сливание масла с маслобаков турбин учитывается во резервуар авантюристичного нос масла.

Модель механического контролирования водно – химического порядка

С целью предоставления механического контролирования водно – химического порядка станции учитываются конструкции приборов подготовки проверок во нужном размере.

С целью коррекционной обрабатывания котловый также обильной вода учитываются растрачиваемые котлы реагентов также насосы – дозеры фосфата, гидразина также аммиака.

Многое другое наружный общесетевой дополнительного спецоборудование

С целью водно – химических промывок также консервации оснащения формируются насосы кислотной помывки, насосы химреагентов также котлы.

5 Горючее

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	$A_{max}^r = 43,0\%$
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	
Элементный состав топлива (на рабочую массу):				
8	Влага, %	W^r	5	$W_{max}^r = 9,0\%$
9	Зола, %	A^r	43,0	
10	Сера, %	S^r	0,54	$S^r=0,4 – 0,7$
11	Углерод, %	C^r	42,5	
12	Водород, %	H^r	2,9	

№	Наименование, размерность	Обозначение	Расчетная величина	Примечание
13	Азот, %	N ^r	1,43	
14	Кислород, %	O ^r	5,7	
15	Сумма компонентов, %	Σ	100	
Температурная характеристика золы				
18.	Температура начала деформации золы, °С	t _A	1300	
19.	Температура полусферы (начала размягчения золы), °С	t _B	1500	
20.	Температура жидкоплавкого состояния золы, °С	t _C	>1500	
21.	Температура истинно жидкого состояния шлака, °С	t _o	>1500	
22.	Температура начала шлакования (расчетная), °С	t _{шл.}	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
	ИТОГО, т/ч:	95,7

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

6 Научно-Технические постановления

6.1 Базисная термическая модель теплоэлектроцентрали-2

Базисная термическая модель теплоэлектроцентрали-2 (Дополнение В) обладает несколько отличительных черт согласно сопоставлению со станция КЭС. С Целью теплоэлектроцентрали со monotипными турбоагрегатами оформляют схему этой турбоустановки. В теплоэлектроцентрали со индустриальной также отопительной загрузкой зачастую определяют теплофикационные турбины 2-ух либо 3-х разных видов(технологично сопряженные среди собою. Таким образом, едиными считаются направления индустриального отбора парочка турбин ПТ также Вести Беседу, направления противоположного конденсата наружных покупателей, дополнительной вода, подпиточной вода термической узы термической узы. Сетные обогревательные конструкции осуществляют личными около любого турбоагрегата также ПТ,но трассы непосредственный также противоположной сетевой воды также предельные водогрейные баки считаются едиными с целью целой теплоэлектроцентрали.

Во схеме со разнотипными турбоустановками учитывают в большей степени единственный вид паровых котлов, но теплофикационные турбоагрегаты в закритических характеристик парочка функционируют согласно блоковому принципу.

Главная задача расплаты станция проектируемого энергоблока состоит во установлении промышленных данных термического оснащения (затрат парочка ,вода также горючего) также энергетических характеристик энергоблока также его элементов(коэффициент полезного действия также удельных затрат теплоты также горючего).станция присутствие конструирования рассчитывается присутствие наибольшей силы энергоблока. Данная размер считается начальной во этом расчете также устанавливает подбор оснащения энергоблока.

Присутствие расчете термической схемы теплоэлектроцентрали был создан план Россандера с целью пребывания перемены температурного видеографика с температуры внешнего атмосферы.График Россандера представлен на рисунке 6.1.

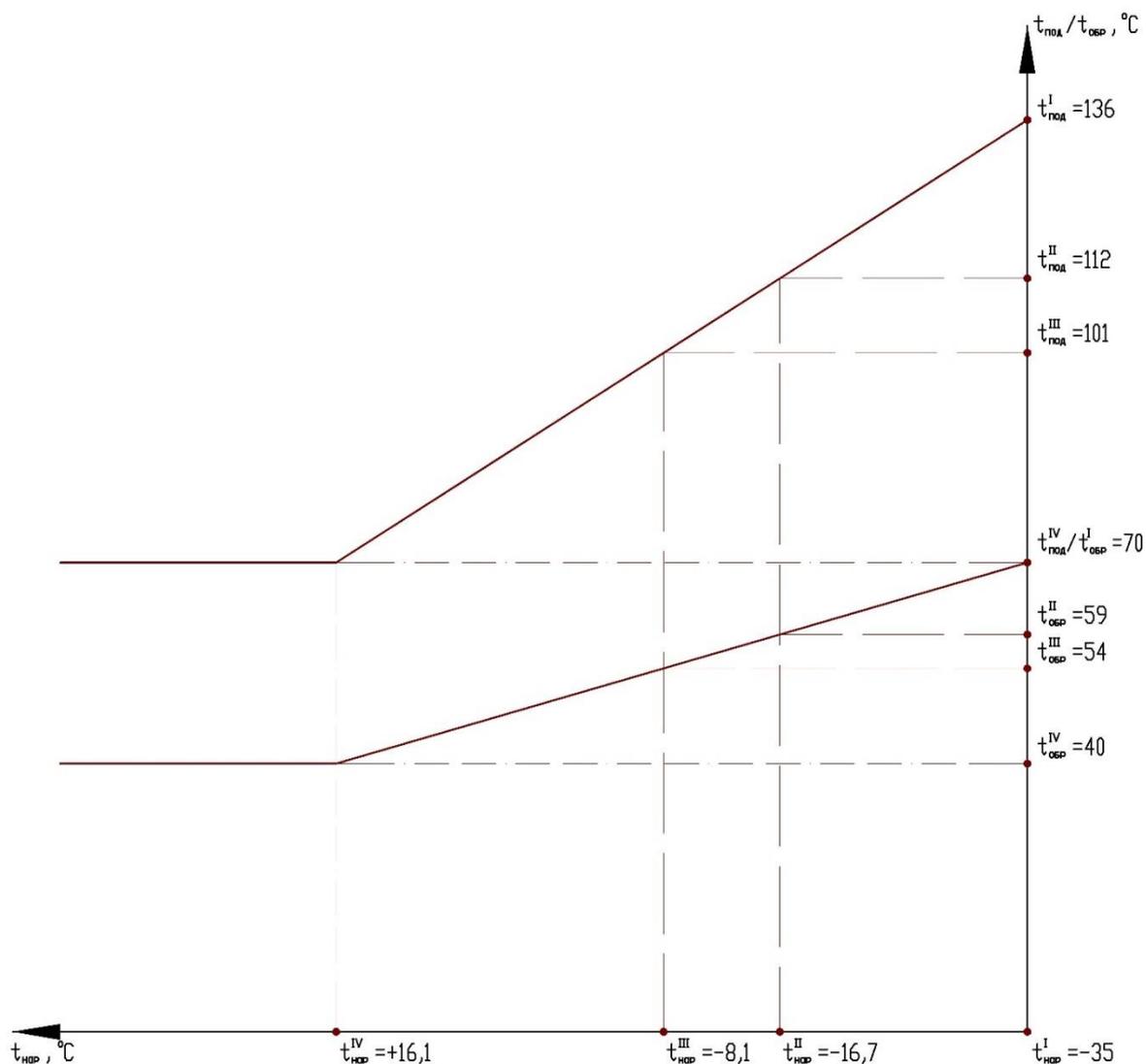


Рисунок 6.1 - График Россандера

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 ΔP_k , 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. $i_0, P'_0, t'_0=548,2^0\text{C}$;

Из точки 1 вниз проводим прямую $s_1=\text{const}$ до пересечения с заданной изобарой P_k 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 ΔP_n , в выхлопном патрубке:

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

6. Вычисляем отношение:

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

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_k за выхлопным патрубком:

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

9. На пересечении линии $i_k=\text{const}$ с изобарой P_k находим точку 7, которая характеризует параметры пара за выхлопным патрубком турбины: $t_7, P_7, i_7=i_k. t_7=258,9^0\text{C}$.

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

11. Находим энтальпию пара за последней ступенью турбины:

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

12. На пересечении изобары P_z с линиями $i_k=\text{const}$ 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, $V_5=V_z=0,28$ м³/кг, $t_5=243,7^0\text{C}$.

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

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

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 изоэнтропийном расширении:

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

б) давление бар $P^{PC}_1 = 55,5$.

9. Вычисляем отношение давлений:

$\varepsilon = \frac{P^{PC}}{P_0}$ 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 $C_{it} = \sqrt{2000 * h_{oc}} = \sqrt{2000 * 130,3 * 10^3} = 510,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

11. Определяем комплекс el_c :

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

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

12. Выбираем оптимальное значение степени парциальности: el_c , более 0,02, то $e_{\text{опт}} = 0,4$.

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

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

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

15. Вычисляем потерю тепла Δh_c , в сопловой решетке:

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

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

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

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 $h_0^1 = 12,3 \cdot (d_1/x_0)^2 = 28 \text{ кДж/кг.}$

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

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

6. Вычисляем теоретическую скорость истечения пара из сопла

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

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 м³/кг за последней ступенью турбины $v_z = 0,28$ м³/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 $h_0^z = 12,3 * (0,781/0,46)^2 = 35,5$ 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 a 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 противодавленческой 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 η_{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 а 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	$d_i, \text{М}$	$l_p^i = d_i - d_k, \text{М}$	$l_c^i = l_p^i - \Delta_k - \Delta_{п, \text{М}}$	$\theta_i = d_i / l_c^i$	$h_{0 \text{ гр}}^i$	Δh_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

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

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_y , из прототипа $d_y=0,5$;

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:

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

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 α_1 и принятому установочному углу α_y . Угол $\alpha_y = 33^\circ$, 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 $t_c = b_c * t_c' = 0,0625 * 0,75 = 0,05 \text{ м}$.

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 сопел 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 решеток к высоте сопловой

Тогда высоты выходных сечений:

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

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

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

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 $t_{p1} = 0,019 \text{ м}$;

б) направляющей $t_n = 0,015 \text{ м}$;

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

19. Определяем число лопаток:

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

б) направляющих $Z_n = 200 \text{ шт}$;

в) второго венца $Z_{p2} = 215 \text{ шт}$.

Полученные значения лопаток округляются до ближайшего целого числа.

20. Находим осевую ширину решеток:

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

б) направляющей $B_n = 0,024 \text{ м}$;

в) второго рабочего $B_{p2} = 0,024 \text{ м}$.

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

$$C_1 = \varphi_c^* * C_{it} = 0,925 * 510,5 = 472,2 \text{ м/с};$$

23. По известным U, α_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 $h_{o1} = 0,02 * 144,8 = 2,9$ кДж/кг;

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

в) рабочих второго венца $h_{o2} = 0,03 * 144,8 = 4,3$ 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 Δh_{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, β_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 α_1, α_2, l_n находим величину коэффициента скорости направляющих лопаток, также, как и для лопаток тернового венца:

$$\Psi_n = 0,9.$$

33. Определяем тепловую потерю Δh_n , на направляющих лопатках:

$$\Delta h_n = (1 - 0,81) * 25,3 = 4,8 \text{ кДж/кг.}$$

34. Вычисляем действительную абсолютную скорость пара C_1 на выходе из направляющих лопаток:

$$C_1^1 = 0,9 * 225 = 203 \text{ м/с.}$$

35. По известным значениям U , α_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 β_1 , β_2 , W_2 находим величину коэффициента скорости рабочих лопаток второго венца:

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

38. Определяем тепловую потерю Δh_{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 , β_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:

$$\eta(\text{рсл})_{\text{п}} = \frac{144,8 - (18,8 + 13,5 + 4,8 + 1,1 + 2,8)}{144,8} = 0,72 = 72\%.$$

43. То же, по данным треугольников скоростей:

$$\eta(\text{рсл})_{\text{тс}} = \frac{2 * 150,7 * (470 + 180 + 20 - 0)}{289659,2} = 0,7 = 70\%.$$

44. Определяем энтальпию пара на выходе из:

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

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

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

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

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 котором 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 на выталкивание неподвижной, относительно рабочих решеток, массы пара:

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

50.Вычисляем относительный внутренний КПД ступени:

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

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:

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

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

$$h_{0c}^1 = (1 - 0,11) * 32 = 28,5 \text{ кДж/кг.}$$

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

$$C_{1t} = \sqrt{2000 * h_{0c}^1} = 238,7 \text{ м/с}$$

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

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

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 $v_{1t} = 0,20 \text{ м}^3/\text{кг}$, соответствующий параметрам состояния пара на выходе из сопл при изоэнтропном расширении;

б) давление за соплом $P_c = 10,06 \text{ бар}$;

в) давление за ступенью $P'_2 = 9,67 \text{ бар}$.

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 Δ_k и Δ_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 α_1 .

Установочный угол α_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 B_c сохраняем в остальных ступенях турбины.

16. Определяем относительный шаг рабочей решетки \bar{t}_p по известному углу β_2 и принятому установочному углу β_y .

Угол β_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 решетки:

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

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 решетки:

$$B_p = b_p * \sin \beta_y - (0.001 \div 0.0015) = 0.0256 * \sin 78 - 0.0012 = 0.0238 \text{ м.}$$

Сохраним величину B_p постоянной для остальных ступеней.

20. Находим коэффициент скорости сопловой решетки φ_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. Вычисляем действующую скорость потока пара за сопловой решеткой:

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

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 α_1 строим выходной треугольник скоростей сопловой решетки в масштабе 1мм - 5м/с Из треугольника графическим путем определяем относительную скорость W_1 и входной угол β_1 .

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

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

24. По известным значениям β_1 , β_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 ρ

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

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

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

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

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

$$W_2 = \psi_p * W_{2t} = 0,888 * 124,2 = 110,5 \frac{M}{c}$$

28. По известным значениям U_1 , β_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 α_2 :

$$C_2 = 51 \frac{M}{c};$$

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

29. Подсчитаем тепловые потери:

а) на соплах

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

б) на рабочих лопатках

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

в) с выходной скоростью

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

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

30. Вычисляем относительный лопаточный КПД ступени по потерям

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

31. Определяем фиктивную скорость C_o на выходе пара из сопла, подсчитанную по тепловому перепаду на ступень h_o^1

$$C_o = \sqrt{2000 * h_o^1} = \sqrt{2000 * 45,6} = 302,1 \frac{M}{c}$$

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

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

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.

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

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:

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

где d_y – диаметр вала в уплотнении. Величину d_y берем из прототипа;

$\delta_y = 0,001 * d_y$ – радиальный зазор.

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

35. Определяем коэффициент расхода μ_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:

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

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 $t_1 = 452,3$, °C;

г) удельный объем за ступенью $v_1 = 0,3$, м³/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:

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

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^T

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

б) Подсчитываем действительный расход пара G_d на турбину

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

в) Определяем действительную электрическую мощность $N_э^d$ турбины

$$N_э^d = N_i^T * \eta_m * \eta_{гг} = 30511,38 * 0,99 * 0,99 = 29904 \text{ кВт.}$$

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

8 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 транзитной сетевой подогревательной твердого топлива	$\mathcal{C}_{тр}$	1,8	тенге/т-км

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

Так как стоимость станционных 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 % ($\mathcal{E}_{\text{сн}}$), а тепловой энергии 3% ($Q_{\text{сн}}$).

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

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

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

Определение затрат на топливо

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

$$B_{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_{\text{в}} \cdot b_{\mathcal{E}} = 4357,2 \cdot 240,0 / 1000 = 1045,7 \text{ тыс. тут};$$

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

Итоговый расход топлива ТЭЦ составляет:

$$B_y = B_{\mathcal{E}} + B_T = 1045,7 + 1345,9 = 2390,96 \text{ тыс. тут.}$$

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

Расход натурального топлива составит:

$$B_n = B_y / K_n = 2390,96 / 0,55 = 4347,2 \text{ тыс. тнт.}$$

Затраты на транзитной сетевой подогревательной обработке определяются:

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

Составляющая затрат на топливо определяется:

$$I_T = B_n \cdot (C_T + C_{\text{тр}}) = 4347,2 / 1000 \cdot (8000 + 540) = 37125 \text{ млн. тенге.}$$

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:

$$I_{\text{в}} = \mathcal{E}_{\text{выр}} \cdot 0,7 = 5187,25 \cdot 0,7 = 3631 \text{ млн. тенге.}$$

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:

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

Посчитаем з/пл на одного работника:

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

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

$$СО = (И'_{зпо} - ОПВ) \cdot 0,035 = (120\,000 - 12\,000) \cdot 0,035 = 3780 \text{ тенге;}$$

$$СН = (И'_{зпо} - ОПВ) \cdot 0,095 - СО = (120\,000 - 12\,000) \cdot 0,095 - 3780 = 6480 \text{ тенге;}$$

$$И'_{зп} = И'_{зпо} + СН = 120\,000 + 6480 = 126\,480 \text{ тенге;}$$

Суммарные затраты на всех работников станции составляют:

$$И_{зп} = 126\,480 \cdot 12 \cdot 156 = 236 \text{ млн. тенге}$$

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

$$K = 4000 \cdot 600 / 1000 = 2400 \text{ млн \$} = 960\,000 \text{ млн. тенге.}$$

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 8.2 – Нормы амортизации

Наименование	Единица измерения	Величина
Здания	%	1,0 - 1,2
Подъездные и железнодорожные пути и резервуары для хранения	%	4,0 - 6,6

жидкого топлива		
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:

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

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:

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

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:

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

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: $K_p = V_x/V_y$, 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 8.3.

Таблица 8.3 – Затраты на производство тепловой и электрической энергии

Составляющие затрат	$I_{\text{всего}}$, млн. тенге	$I_{\text{э/э}}$, млн. тенге	$I_{\text{т/э}}$, млн. тенге
Топливо, $I_{\text{т}}$	37125	14478	22646
Вода, $I_{\text{в}}$	3631	1416	2214
Фонд заработной платы, $I_{\text{зп}}$	236	92	143
Амортизационные отчисления, $I_{\text{ао}}$	48	18,72	29,28
Ремонт, $I_{\text{р}}$	7200	2808	4392
Общестанционные, $I_{\text{об}}$	291	113,49	177,51
Плата за выбросы, $I_{\text{выб}}$	470	202	268
Итого затрат $\sum I$	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.

8.2 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.

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

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

Доход от реализации электрической и тепловой энергии от ТЭЦ составит:

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

Суммарные затраты определяются по выражению:

$$З = T_{\text{э}} \cdot \Delta_{\text{от}} + T_{\text{т}} \cdot Q_{\text{от}} = 5,6 \cdot 4357,2 + 5465 \cdot 7,2755 = 63\,750 \text{ млн. тенге.}$$

Разница между ними даст прибыль:

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

После оплаты налога на прибыль (20 %), образуется чистая прибыль:

$$ЧП = ПР \cdot (1 - 0,2) = 19\,121 \cdot (1 - 0,2) = 15296 \text{ млн. тенге.}$$

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 .

$$CF = 15296 \text{ млн. тенге.}$$

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 8.4 – Определение NPV

Год	CF	R ₁₀	PV ₁₀
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
		Σ₁₀	93987
		NPV₁₀	-21138

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 8.5 – Определение IRR

Год	CF	R ₁₀	PV ₁₀	R ₂₀	PV ₂₀
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
		Σ_{10}	93987	Σ_{20}	64128
		NPV₁₀	-21138	NPV₂₀	-50997

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 PP

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:

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

9 Раздел Безопасности и жизнедеятельности

Анализ условий труда

Оптимальные и допустимые параметры для работы в соответствии с ГОСТ 12.1.055-88 приведены в таблице 9.1 и регулируются производственной системой обще обменной вентиляции.

Таблица 9.1– Оптимальные и допустимые параметры микроклимата.

Период года	Категори я работ	Интенсивность теплового облучения, <i>Вт/м²</i>		Температура поверхностей , °С		Температура воздуха, °С		Относительная влажность, %	
		Опт.	Доп.	Опт.	Доп.	Опт.	Доп.	Опт.	Доп.
Холодный	Па	35	70	18–22	16–24	19–21	21–23	40–60	15–75
Теплый	Па	35	70	19–23	17–28	20–22	22–27	40–60	15–75

Свет цеха

Стенки также потолки сооружены с малотеплопроводных использованных материалов, никак не удерживающих свежесаживаемую пылеобразование. Присутствие крупных оконных просветов также фонарей гарантирует отличную свет. Присутствие нормирования осияние придерживаются СНиП Одиннадцать-4-79 «Естественное также искусственного происхождения освещение» также выполняется со поддержкой коэффициента природной освещенности.

Искусственного Происхождения свет дают оценку согласно освещенности установленной плоскости. Присутствие данном предусматриваются 4 этапа:

- вид визуальной деятельность;
- контрастность предмета со фоном;
- обстановка;
- концепцию осияние.

Освещение обладает еще один важное качество – оказывать воздействие в наши биоритмы. Установлено, то что присутствие натуральном освещении динамичность лица больше, чем присутствие ненатуральном мире. Во ясный погоду общество фиксируют наиболее значительную функциональность, нежели во мрачный период. В Зимнее Время, если светящийся период одним словом, я меньше продуктивны, нежели в летний сезон. Влияние освещение в лица порождает отклик особенного светочувствительного фотопигмента во оку, то что, во собственную очередность, способен проявлять воздействие в наши циркадные циклы.

Во главную очередность свет очень оказывает большое влияние в визуальные нервишки лица, посредством какие я приобретаем приблизительно 90% целой данных о находящемся вокруг обществе. Неудовлетворительный степень освещение вынуждает сосредотачивать глаза, то что приводит ко стремительной утомления офтальмологических мускул, единой сонливости, ведущим мукам также мигрени. Кроме Того существовало подтверждено воздействие освещенности в главные актуальные движения:

- Мышечный увеличение также формирование.
- Работу душевно-венной концепции.
- Обмен элементов.
- Устойчивость ко наружным влияниям в тело.
- Формирование иммунной концепции.

Принимать Во Внимание нужно никак не только лишь степень освещенности, однако также размеренность распределения световых струй – с-из-за внезапных скачков уменьшается иллюзия, то что формирует вспомогательную нагрузку в оптико-вегетативную концепцию лица. Кроме Того немаловажно принимать во внимание цветопередачу ламп (во совершенстве – приблизительно CRI Сто) также длительность влияния освещения приведены в таблице 11.2

Таблица 9.2 – 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

9.2 Вычисление 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 144м^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
$L_{\text{п1}}$	20	21	23	22	25	29	27	30
$L_{\text{п2}}$	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.

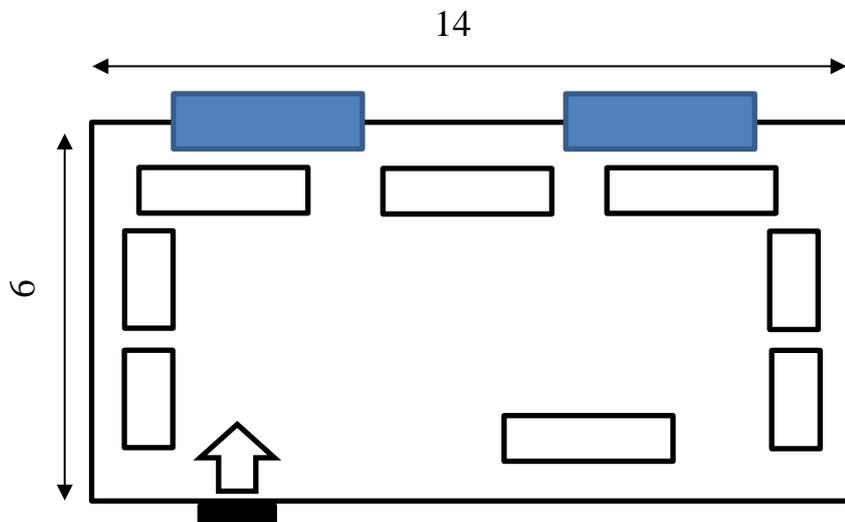


Рисунок 9.3 – Схема щита управления турбинного цеха .

Результаты расчета занесены в таблицу 11.4

Таблица 9.4 - 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	$S_1=S_2=2\pi r_1^2$	м ²	35	35	35	35	35	35	35	35
6	$S_3=S_4=2\pi r_3^2$	м ²	39	39	39	39	39	39	39	39
7	$S_5=S_6=2\pi r_5^2$	м ²	60	60	60	60	60	60	60	60
8	$S_7=S_8=2\pi r_7^2$	м ²	28	28	28	28	28	28	28	28
9	$S_9=S_{10}=2\pi r_9^2$	м ²	53	53	53	53	53	53	53	53
10	$S_{11}=S_{12}=2\pi r_{11}$	м ²	39	39	39	39	39	39	39	39
11	$S_{13}=S_{14}=2\pi r_{13}$	м ²	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 ²	48	48	48	48	48	48	48	48
28	μ	-	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6
29	V	м ²	24	24	26,4	33,6	48	76,8	144	288
30	4μ/В	-	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

9.3 Вычисление 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, м²:

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

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

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

K₃ – коэффициент запаса: K₃ = 1,2;

τ₀ - общий коэффициент светопропускания τ₀ = τ₁ · τ₂ · τ₃ · τ₄,

τ₁ - коэффициент светопропускания материала для стеклопакета τ₁ = 0,8

τ₂ - коэффициент, учитывающий потери света в переплетах светопроёма τ₂ = 0,8

τ₃ - коэффициент, учитывающий потери света в несущих конструкциях, при боковом освещении равен τ₃ = 0,8

τ_4 - коэффициент, учитывающий потери света в солнцезащитных устройствах: $\tau_4 = 1$

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

η_0 - световая характеристика окон

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

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

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:

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

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

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

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

$$r_1 = 2,4$$

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

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

$$K_{\text{зд}} = 2$$

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 9.4).

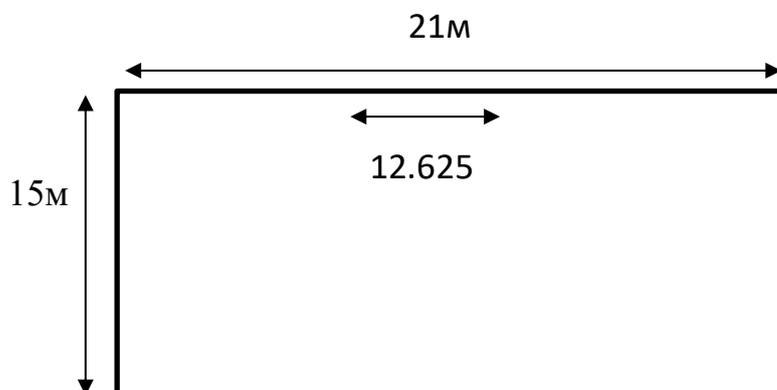


Рисунок 11.4 – Схема помещения при естественном освещении

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 9.5).

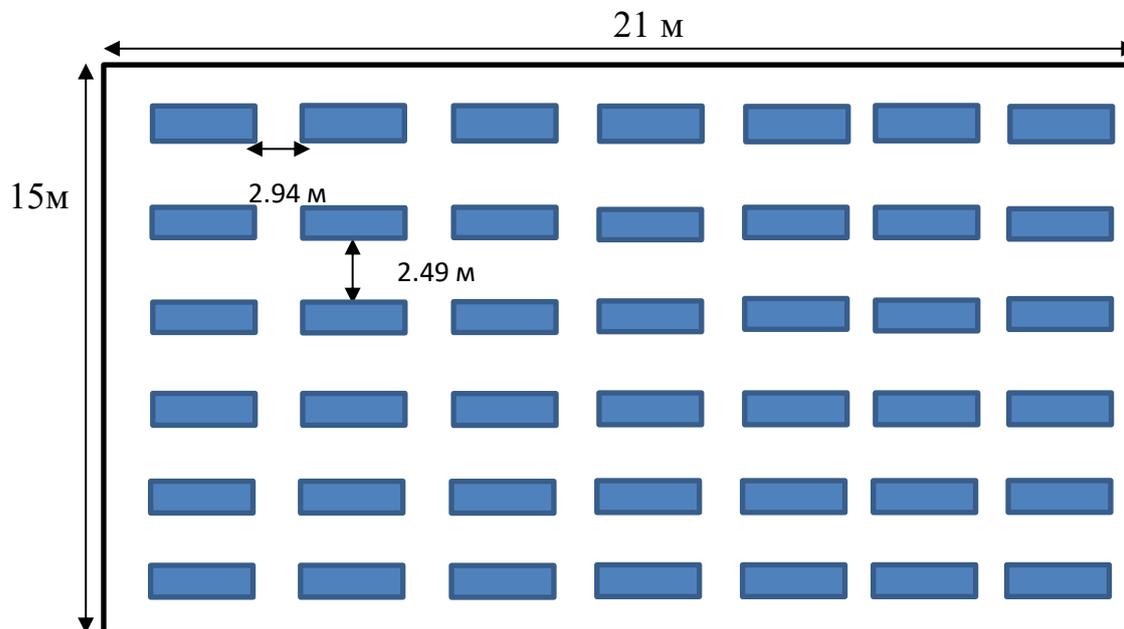


Рисунок 9.5 – Расположение светильников.

Определение расчетной высоты подвеса:

$$h_{\text{расч}} = H - (h_{\text{рабпов}} + h_{\text{свесы}}),$$
$$h_{\text{расч}} = 6 - (0.3 + 0.8) = 4.9 \text{ м}$$

Расстояние между рядами светильников L , принимается в зависимости от λ , 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:

$$n_2 = \frac{B - 2 * l}{L} + 1 = \frac{15 - 2 * 0.882}{2.49} + 1 = 6$$

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 $r_{ст} = 70\%$, $r_{пот} = 50\%$, $r_{пола} = 30\%$.

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;

η - коэффициент использования светового потока, определяемый в зависимости от коэффициентов отражения внутренних поверхностей помещения ρ .

$N = n_1 \cdot n_2$ – общее количество светильников.

$$N = 6 \cdot 7 = 42$$

Вывод

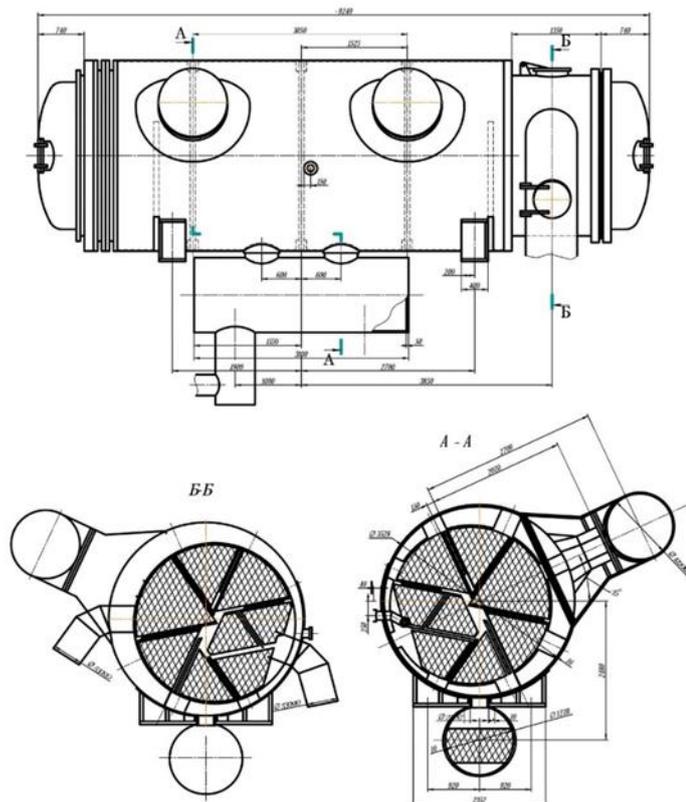
Расчет освещенности точечным методом показал, что заданного числа светильников было меньше необходимого для обеспечения достаточной освещенности помещения. Для обеспечения необходимой освещенности помещения необходимо увеличить количество светильников до 71 штуки.

10 Специальное задание

10.1 Оценка макета

Во этой области дипломного плана спроектирован наружный общесетевой нагреватель ПСГ – 2300 – 2 – 8 – II с целью турбины вида Полиадефит – 120/130 – 130.

Осевое сечение сетного подогревателя показан в рисунке 10.1.



Изображение 10.1 – Осевое сечение ПСГ – 2300 – 2 – 8 – II

Главные свойства сетного подогревателя:

- Вид – ПСГ – 2300 – 3 – 8 – II;
- Число также протяженность трубок – 4999x6080 миллиметров;
- Внешний поперечник также слой стены трубок – 24x1,0 миллиметров;
- Количество ходов согласно здесь – 4;
- Область разреза согласно здесь – 0,475 м²;
- Расчётный потребление вода – 3500 т/ч;
- Влияние во трубках – 0,8 МПа;
- Влияние во корпусе – 4 МПа;
- Жар в входе – 95,5 °С;

- Жар в выходе – 121 °С;
- Производительность – 92,18 Гкал/ч;
- Гидромеханические утраты напора – 8 м.

10.2 Термические вычисления

Исходные данные для теплового расчета берем из второго раздела дипломного проекта.

ПСГ – 2 (ВЕРХНИЙ СЕТЕВОЙ ПОДОГРИВАТЕЛЬ)

$$D_{\text{верхний сетевой подогреватель}} = 40,54 \text{ кг/с};$$

$$\Delta t_{\text{с}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вх}} = 126 - 95,5 = 30,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{с}} - t_{\text{вых}} = 126 - 121 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

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

$$Q_{\text{верхний сетевой подогреватель}} = 40,54 \cdot (2654,91 - 529,2) = 86 \text{ 185 кВт.}$$

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 $\xi_L = 1$ с дальнейшим уточнением.

Коэффициент теплоотдачи от трубок к воде:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \xi_L = \frac{418 \cdot 0,6755}{0,022} \cdot 1 = 12835 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

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
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 $40 < \text{Re} < 400$:

$$\alpha_1 = 0,19 \cdot \text{Pr}_K^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{g}{\nu_K^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \lambda_K = 0,19 \cdot 1,56^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{9,81}{(2,35 \cdot 10^{-7})^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot 0,6817 = 8444 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{d_{\text{ср}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{н}}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{тр}}} \cdot \ln\left(\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{вн}}}\right)} = \frac{1}{0,023 \cdot \left(\frac{1}{8444 \cdot 0,024} + \frac{1}{2 \cdot 105} \cdot \ln\left(\frac{0,024}{0,022}\right) + \frac{1}{12835 \cdot 0,022}\right)} = 3 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

где $d_{\text{ср}} = (d_{\text{вн}} + d_{\text{н}}) / 2 = (22 + 24) / 2 = 23 \text{ мм} = 0,023 \text{ м}$ – 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 м^2 :

$$F = \frac{Q_{\text{верхний сетевой подогреватель}}}{K \cdot \Delta t} = \frac{86\,185}{3 \cdot 14,1} = 2037 \text{ м}^2.$$

10.3 Проектирование 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 $t = \bar{t} \cdot d_n = 1,3 \cdot 0,024 = 0,0312 \text{ м;}$

$\bar{t} = 1,3$ – 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:

$$d_{\text{вн}}^p = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{верхний сетевой подогреватель}} \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40,54 \cdot 1,188}{3,14 \cdot 50}} = 1,11 \text{ м,}$$

где $V_{\text{п}} = f(P_{\text{п}} = 0,15 \text{ МПа, } t_{\text{в.ср.}} = 121 \text{ }^\circ\text{C}) = 1,188 \text{ м}^3/\text{кг};$

$\omega_{\text{п}}$ – 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 ω – 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:

$$d_{\text{вн}}^p = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{верхний сетевой подогреватель}} \cdot v}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40,54 \cdot 0,001064}{3,14 \cdot 0,9}} = 0,25 \text{ м (277x7),}$$

где $V_{\text{к}} = f(t_{\text{с}}) = 0,001064 \text{ м}^3/\text{кг};$

ω – скорость конденсата, принимаем 0,9 м/с.

10.4 Гидромеханические вычисления

Гидромеханические вычисления

Гидромеханические вычисления теплообменника объединяется ко установлению издержек давления по дороге любого теплоносителя с входа во прибор перед его выходом.

Единый разность давления по дороге заключается с издержек давления во составляющих приборы: впускного также выхлопного патрубков, видеокамер также коллекторов, во пучках труб. С целью комфорта расплаты все без исключения элементы единой утраты давления относительно разделяются в противодействие несогласие, если раствор протекает посредством прямолинейные зоны дороге конструкции также районные противодействия с – из-за наличия во теплообменнике местных преград, какие меняют направленность, конфигурацию также темп струи воды.

Во совокупном варианте абсолютное противодействие подсчитывается согласно составе:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}},$$

в каком месте $\Delta P_{\text{тр}}$ – противодействие несогласие;

$\Delta P_{\text{мс}}$ – районные противодействия.

Вычисление прямолинейного противодействия несогласие

Проблемой гидромеханического расплаты подогревателя считается установление его гидромеханического противодействия.

Гидромеханические проверки оснащения ведутся уже после абсолютно всех сварных также сборных трудов с целью контроля стабильности элементов также густоты сварных также сменных сочетаний. Проверки ведутся со чистой водой, что перекачивается со поддержкой гидромеханического насоса во прибор вплоть до давления, подтвержденного во трудовом чертеже. Период выписки около испытывающим нажимом с целью приборов со шириной стены вплоть до Пятьдесят миллиметров обязано быть Десяти мин.. Уже После уменьшения давления в сотрудника все без исключения швы, соседние сфере также прочие подозрительные зоны конструкции обязаны являться основательно проверены с целью выявления вероятных утечек также разрыва.

Является, то что прибор воздерживает гидромеханическое проверка присутствие обстоятельстве, то что в период контроля никак не прослеживались разрывы, потери и доход либо заметные исчезающие деструкции. Гидравлический расчет теплообменника сводится к определению потерь давления вдоль пути каждого теплоносителя от входа в устройство перед его выходом.

10.5 Вычисление 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 10.2 показана схема расположения на внешней поверхности деталей нагревателя для крепления теплоизоляции.

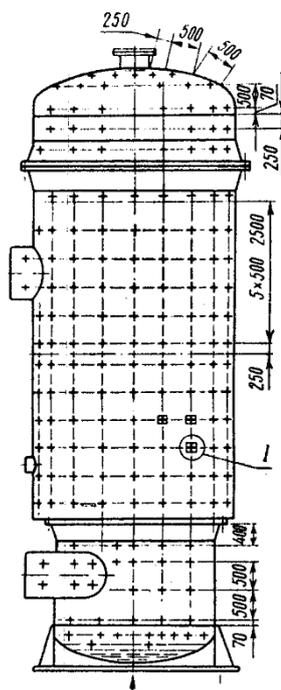


Рисунок 10.2 – Пример установки тепловой изоляции

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 – $t_{\text{ст}} = 116 \text{ °С}$;

температура воздуха в турбинном цехе – $t_{\text{окр.с.}} = 25 \text{ °С}$;

температура внешней стенки тепловой изоляции – $t_{\text{нар}} = 45 \text{ °С}$.

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:

$$\lambda_{\text{из}} = 0,076 + 0,000185 \cdot t_{\text{ст}} = 0,076 + 0,000185 \cdot 118,5 = 0,098 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Температура стенки корпуса, принимается средней температуре пара:

$$t_{ст} = \frac{t_n + t_s}{2} = \frac{121 + 116}{2} = 118,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

10.6 Вычисление массы сухого подогревателя

Масса трубного пучка:

$$m_{л.тр} = \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d^2) \cdot N}{4} \cdot L \cdot \rho_{лат} = \frac{3,14 \cdot (0,024^2 - 0,022^2) \cdot 5460}{4} \cdot 5,17 \cdot 8700 = 17\,736 \text{ кг.}$$

Масса корпуса:

$$m_{корп.} = \frac{\pi \cdot (D_n^2 - D^2)}{4} \cdot H \cdot \rho_{стали} = \frac{3,14 \cdot (3,32^2 - 3,29^2)}{4} \cdot 7,46 \cdot 7850 = 9116 \text{ кг.}$$

Масса трубной доски:

$$m_{тр.д.} = \left(\frac{\pi \cdot D_{тр}^2}{4} \cdot S - N \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot S \right) \cdot \rho_{стали} = 2 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 3,13^2}{4} \cdot 0,127 - 5460 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,024^2}{4} \cdot 0,127 \right) \cdot 7850 = 10\,412 \text{ кг.}$$

Масса сферической части корпуса:

$$m_{сф} = \frac{\pi \cdot (D_\phi^2 - D^2)}{4} \cdot H_\phi \cdot \rho_{стали} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot (3,32^2 - 3,29^2)}{4} \cdot 0,89 \cdot 7850 = 2175 \text{ кг.}$$

Масса пустого аппарата:

$$m_{апп} = m_{л.тр} + m_{корп.} + m_{тр.д.} + m_{сф} = 17\,736 + 9116 + 10\,412 + 2175 = 39\,439 \text{ кг.}$$

11 Техничко – экономические показатели ТЭЦ

Техничко – экономические показатели ТЭЦ представлены в таблице 11.1.

Таблица 11.1 – 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
	Внутренняя норма рентабельности (IRR)	%	10,3 %

Заключение

Увеличение теплоэлектроцентраль-2 доказано мониторингом увеличения термических нагрузок в области концентрированного теплоснабжения в промежутки вплоть до 2030 года.

Сделанный финансово – финансовый анализ плана продемонстрировал, что план постройки теплоэлектроцентрали при наличии вычисленных тарифов в отпускную продукцию гарантирует применимую с целью казахстанского энергетического раздела значимость внутренней общепризнанных мерок доходов при наличии обстоятельства финансирования постройки теплоэлектроцентрали из-за результата привлечения 90 % экономных денег в невозвратной базе также индивидуальных инвестиций.

Наличие установленных обстоятельств также дозволений расширения станции считается финансово реализуемым также стабильным согласно взаимоотношению к рискам, вероятно доходным с целью трейдеров также результативным с целью бюджета страны.

Обычный период окупаемости вложений индивидуальной компании составит 8 лет.

Прибыль с осуществлении продукта уже после выплаты ссудных денег даст возможность накапливать требуемые ресурсы с целью обновления ключевых фондов.

Увеличение теплоэлектроцентрали-2 в городке Нор-Правитель даст возможность:

- гарантировать растущие потребности мегаполиса в термической также гальванической энергии;
- гарантировать формирование индустриального раздела с выпуском продукта в значительной степени компании изготовления;
- увеличить безопасность энергоснабжения мегаполиса из-за результата применения современных технологических процессы формирования тепло– также электричества в теплоэлектроцентрали более результативным сочетанным методом;
- увеличить степень благополучия также удобства проживания жителей города ;
- устранить потребность постройки большого количества независимых ключей тепла в регионах высотной постройки при наличии рассредоточенном теплоснабжении;
- сформировать вспомогательные трудовые зоны, увеличить промышленный уровень сотрудников;
- гарантировать увеличение налоговых поступлений, неотъемлемых также иных платежей в госбюджет;
- содействовать оздоровлению легкого водоема.

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. Верхний сетевой подогревательомогательное 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/>

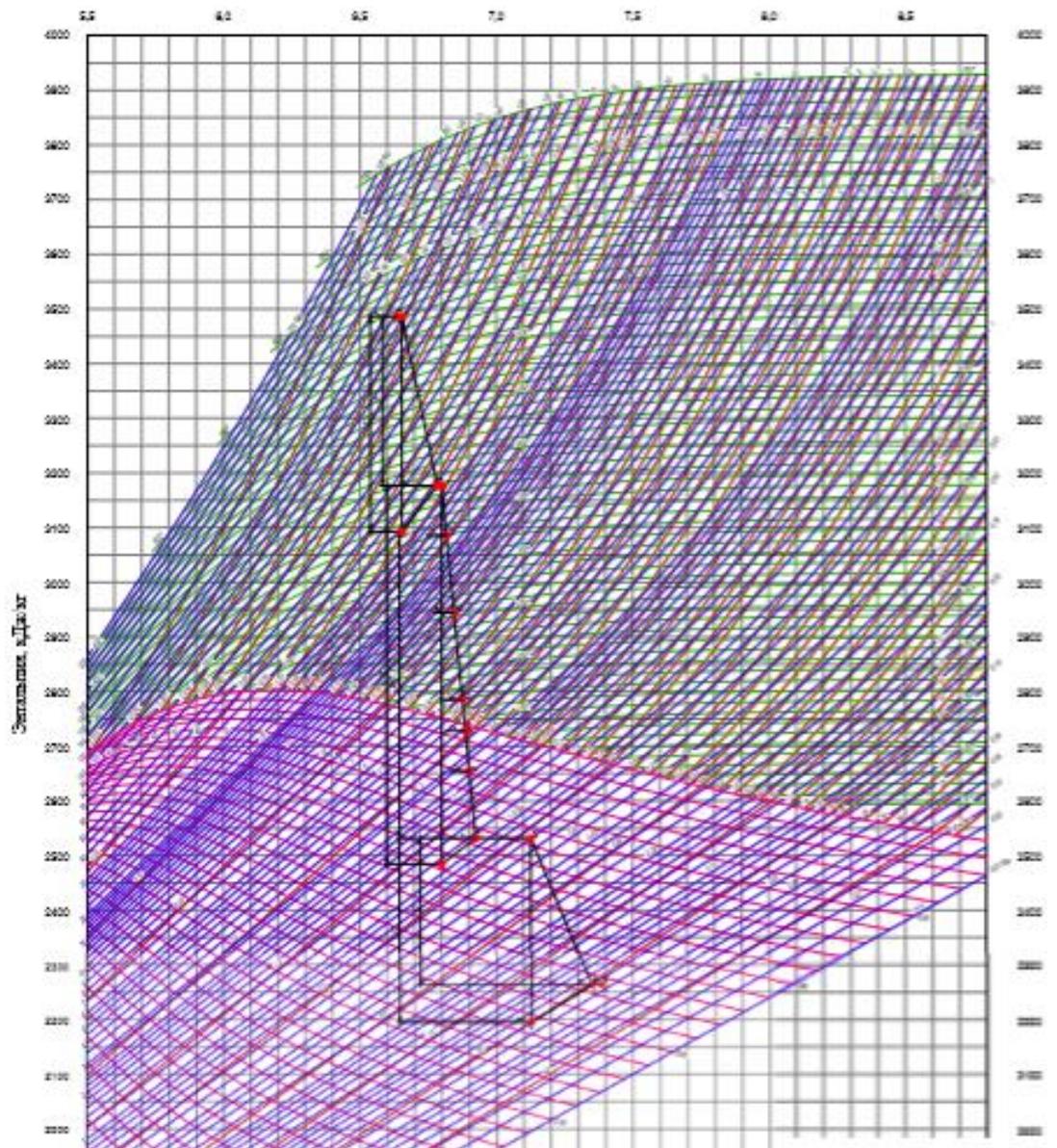
27 <https://www.tep-holding.ru/>

28 <https://nktechnology-group.ru/>

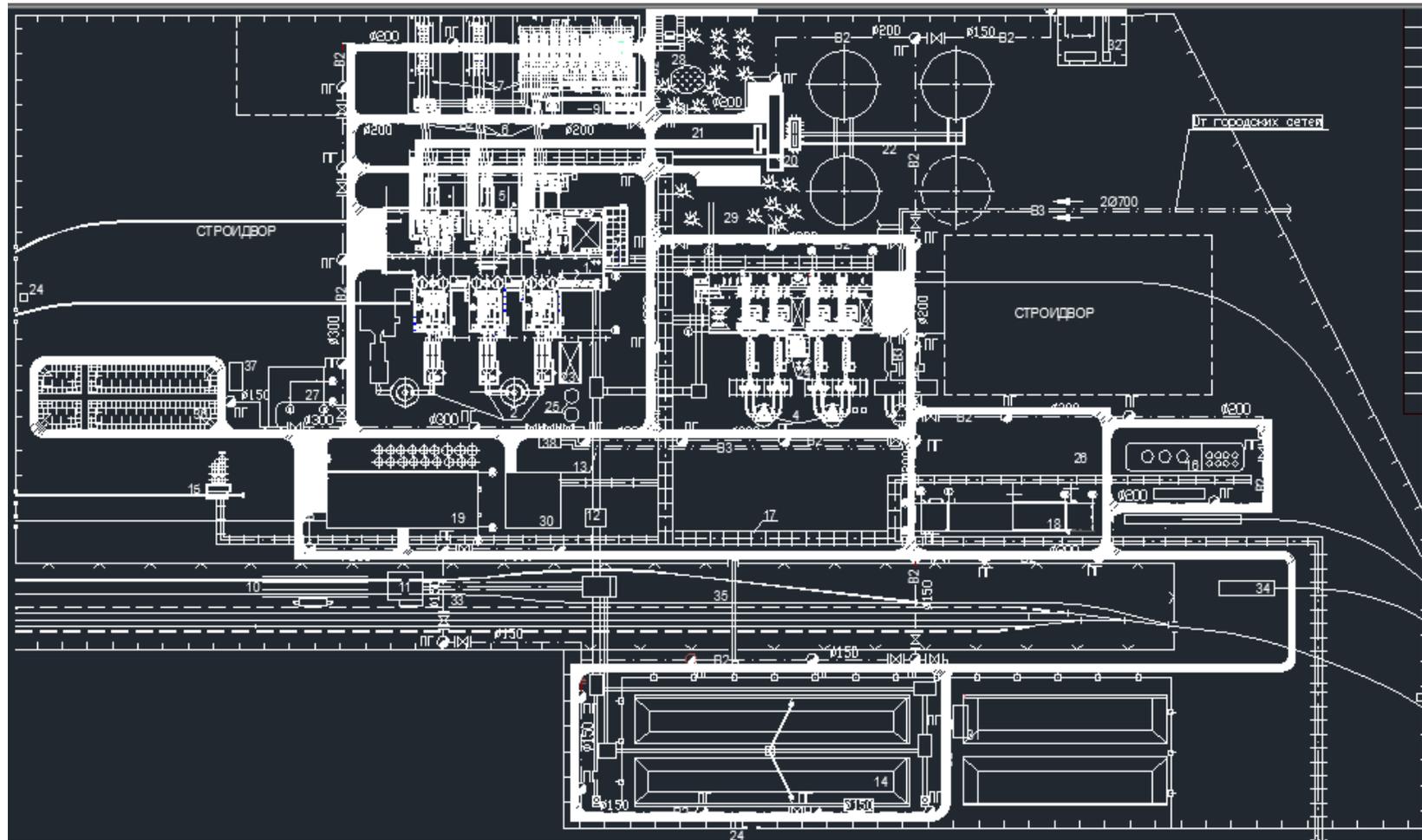
29 <http://www.rimos.ru/>

30 <http://cotlomash.ru/>

Приложение А- процесс расширения Турбины



ПРИЛОЖЕНИЕ В-Главный корпус



ПРИЛОЖЕНИЕ Г-Генеральный план ТЭЦ

