

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Кафедра Тепловые энергетические установки
Специальность 6М 071700 Теплоэнергетика.

Допущен к защите
Зав. кафедрой

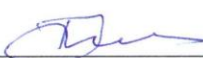
« » 2016 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
пояснительная записка

Тема Разработка предложений по
совершенствованию тепловой схемы
ТЭЦ-1 АО «АЭС».

Магистрант  Бекенов Е. Б.
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации  Желанзов М. З.
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент  Тaimymbayev М. Ф.
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2016 г.

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Теплоэнергетический
Специальность 6М 071700 Теплоэнергетика
Кафедра Тепловые энергетические установки.

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Бекенову Ернату Болатовичу.
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Разработка предложений по совершенствованию тепловой схема ТЭЦ-1 АО «АлЭС»
утверждена Ученым советом университета № 411 от «28» 10.2014.
Срок сдачи законченной диссертации «18» января 2016.
Цель исследования Выявление потенциала, повышение энергетической и экономической эффективности при её реконструкции.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

Проведен анализ совершенствований тепловой схема ТЭЦ. с целью повышения эффективности их работы. Произведен расчет турбины и расчет тепловой схема

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей) Презентация

Рекомендуемая основная литература

1. В. Э. Роткин. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов — М: Энергоатомиздат, 1987. — 328 с.
2. Трухнин А. А. „Стационарные паровые турбины“ М, 1990 г.
3. Созанов Б. В. „Тепловые электрические станции“ Москва: Энергия, 1974.

ГРАФИК
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1. Введение. Актуальность, новизна, цели и задачи исследования	октябрь 2014	
2. Библиографический обзор по теме исследования	декабрь 2014	
3. Исследование тепловой схемы АО „АлЭС“ ТЭЦ-1	апрель 2015	
4. Расчеты технико-экономические обоснование эффективности включения схемы ПВД.	октябрь 2015	
5. Подготовка материалов для глав М.Р.	ноябрь 2015	
6. Оформление диссертации.	декабрь 2015.	

Дата выдачи задания _____

Заведующий кафедрой _____ (подпись) _____ (Клименко А.) (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации _____ (подпись) _____ (Вушанов М.В.) (Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению магистрант _____ (подпись) _____ (Бекенов Е.Б.) (Ф.И.О.)

АННОТАЦИЯ

Данная магистерская диссертация предусматривает реконструкцию АО «АлЭС» ТЭЦ-1. Реконструкцией предусматривается установки группы ПВД на турбину Р – 25 – 90/18.

В тепломеханической части произведен расчет турбины и расчет тепловой схемы турбины. А также рассчитаны себестоимость тепловой и электрической энергии до и после реконструкции станции.

АНДАТПА

Берілген магистрлік диссертацияда АҚ «АлЭС» 1-ЖЭО жаңғыртуы қарастырылды. Жаңғырту арқылы Р – 23 – 90/18 турбинасына жоғарғы қысымдағы жылытқыш тобын орнату.

Жылу-механикалық бөлімінде турбинаның есептеуі мен турбинаның жылулық сұлбесінің есептеуі жүргізілген. Сонымен қатар станцияның жаңғыртуға дейінгі және кейінгі шығарылатын жылу және электр өнімнің құны есептелінді.

ABSTRACT

This master's thesis provides reconstruction of CHP plant – 1, “Almaty power stations” JSC. Reconstruction involves the installation of the groups of High pressure feedwater heater into the turbine Р – 25 – 90/18.

In thermo–mechanical part there were calculated thermal circuit of the turbine and turbine. Also, it was calculated the cost of heat and electrical energy before and after reconstruction of the plant.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. Описание и оценка состояния департамента АО «АлЭС» ТЭЦ – 1..	6
1.1 Основные сведения по департаменту АО «АлЭС» ТЭЦ-1	6
1.2 Принципиальная схема ТЭЦ – 1	9
1.3 Производственные цеха станции	12
1.4 Техническое водоснабжение и водоподготовительная установка	16
1.5 Компоновка главного корпуса станции	18
1.6 Влияние станции на экологию города	20
ГЛАВА 2. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРОЕКТА РЕКОНСТРУКЦИИ ТЭЦ-1	23
2.1 Условия труда в турбинном цехе	23
2.2 Тепловой расчет турбины Р – 25 – 90/18.....	25
2.3 Выбор оптимального варианта и его оценка.	41
2.4 Расчет тепловой схемы турбины Р – 25 – 90/18.	42
ГЛАВА 3. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	50
3.1 Расчет себестоимость тепловой и электрической энергии до реконструкции станции.	50
3.2 Расчет себестоимость тепловой и электрической энергии после реконструкции станции.	53
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	57
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	58

ВВЕДЕНИЕ

В период всеобщего экономического развития наша республика вступает на международный рынок и приоритетной задачей для неё является снижение себестоимости выпускаемой продукции. Немаловажным является и проблема экологического улучшения атмосферного климата городов республики Казахстан [2,5].

Энергетическая отрасль Казахстана является наиболее значимой в решения проблем экологического статуса городов нашей республики, и в деле развития экономики государства в связи с этим необходимо дальнейшая глобализация вопросов развития и усовершенствования технологических процессов и оборудования, его эффективности и экономичности [2].

На данный момент особую актуальность имеют вопросы ресурсосбережения, которое нацелено на сокращение масштабов потребления высококачественных топлив. При этом экономия ресурсов должна достигаться не путем снижения потребления энергии, а за счет рационального её использования. В первую очередь – это усовершенствование и оптимизация уже существующих энергетических объектов. Нужно искать оптимальных режимов работы энергетических установок, так и их модернизация, оптимизация схем и соответственно всех параметров [3].

ГЛАВА 1. Описание и оценка состояния департамента АО «АлЭС» ТЭЦ – 1

1.1 Основные сведения по департаменту АО «АлЭС» ТЭЦ-1

Департамент ТЭЦ – 1 АО «АлЭС» несет нагрузку по обеспечению теплоснабжением центральный и восточный части города Алматы.

Продукцией ТЭЦ – 1, является:

- Электроэнергия для нужд города и передачи в энергосистему напряжением 110 кВ.
- Пар давлением 1,2-1,5 МПа для технологических нужд;
- Горячая вода на теплофикационные нужды для обеспечения тепловых нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения;

Номинальная электрическая мощность ТЭЦ-1 - 145 МВт;

Тепловая мощность - 1060 МВт (913,8 Гкал/ч).

Тепловая нагрузка ТЭЦ:

- в горячей воде составляют 968 МВт (834,5 Гкал/ч);

Режим работы ТЭЦ-1 - по тепловому графику в течение года. Температурный график теплосети 132/70°C [18].

Состав основного оборудования «АлЭС» ТЭЦ-1 и его характеристики.

Паровые котлы: 6хБКЗ-160-100Ф.

Параметры пара:

давление 100 атм.,

температура 540 °С;

Паропроизводительность 160 т/ч;

Паровые турбины Р-25-90/18

- электрическая мощность 25 МВт;
- расход пара на турбину 260 т/ч;
- суммарная тепловая мощность 180 МВт.

2хПТ-60-90/13

- электрическая мощность 60 МВт;
- расход пара на турбину 341 т/ч;
- суммарная мощность 201,8 МВт.

Пиковая водогрейная котельная:

Водогрейные котлы №1-7, типа ПТВМ-100, расположены в отдельном здании.

Топливо мазут и газ.

Производительность котлов:

- при работе на мазуте - 75 Гкал/ч,
- при работе на газе - 100 Гкал/ч.

«АлЭС» ТЭЦ-1 использует три вида топлива: природный газ, мазут и уголь [18].

Уголь на станцию поступает по железной дороге, разгрузка его осуществляется вагоноопрокидывателем. Открытый склад угля рассчитан на хранение 250 000 т.

Мазут поступает с нефтеперерабатывающих заводов Казахстана в цистернах. Склад мазута состоит из двух резервуаров хранения 2x1000 м и двух расходных резервуаров 2x2000 м³.

Газовое топливо поступает по газопроводу в ГРП (газораспределительный пункт) и затем подводится к энергетическим и водогрейным котлам [18].

Таблица 1.1 - Оборудование тепловой схемы АО «АлЭС» ТЭЦ-1

№	Наименование оборудования	Марка	кол - во	Тепл. произв Гкал/в	Примечание
1	2	3	4	5	6
1.	Паровой котел №8-13	БКЗ-160-100Ф	6	98,0	
2.	Паровая турбина №8	P-25-90/18	1	155	N ^э = 25 мВт
3.	Паровая турбина №9,10	ПТ-60-90/13	2	164	N ^э = 60 мВт
4.	Редукционная охлаждающая установка	РОУ-22/6	2		G = 60 т/ч
5.	Быстродействующая редукционная охл. установка	БРОУ-100/13	3		G= 150 т/ч
6.	Деаэраторы смешивающие повышенного давления	ДСП-225	5		V=72 м ³ G= 225 т/ч
7.	Деаэраторы, смешивающие атмосферного давления	ДСА-300 ДСА-200	2 1		V=27 м ³ G = 300 т/ч V=53 м ³
8.	Конденсаторы №9,10	КСЦ-50-4	2		G = 800 т/ч схема включения - послед.
9.	Насосная (Талгарская)	24НДН	2		H = 56 м. вод. ст. G = 5000 т/ч
10.	Насосная (сырой воды)	300Д90	6		H = 74 м. вст. G = 900 т/ч
11.	Деаэраторы Смешивающие вакуумные	ВД-1200 ВД-800 ВД-400	1 3 3		G= 1200 т/ч G = 800 т/ч G = 400 т/ч

Продолжение таблицы 1.1

№	Наименование оборудования	Марка	Кол-во	Тепл. произв. Гкал/в	Примечание
1	2	3	4	5	6
12.	Баки запаса деаэр. воды		2		V = 5000 т/ч
13.	Насосная (сетевая)	СЭ1250-140 СЭ1250-125	6 6		H=140м.ст G= 1250 т/ч H=125 м.в.ст G= 1250 т/ч
14.	Насосная (Подпиточная)	300Д90	8		H=64м вст G=900 т/ч
15.	Подогреватели сетевой воды верт. типа основные	ПСВ 315-3-23 ПСВ500-3-23	2 3		G=725Т/ч F=315 М ² G=1150Т/ч F=500 М ²
16.	Подогреватели сетевой воды верт. типа пиковые	ПСВ500- 14-23 ПСВ315- 14-23	1 2		G=1800Т/ч F=500 М ² G=1130Т/ч F=315 М ²
17.	Насосная перехвата сетевой воды	СЭ-5000-70	2		G = 5000 т/ч H = 70 м.в.ст.
18.	Насосная (повысит)	СЭ-5000-160	5		G = 5000 т/ч H = 160 м. в.ст.
19.	Пиковые водогрейные котлы	ПТВМ-100	7	100	Q=100Гкал/ч

Исходной водой для нужд ТЭЦ – 1 является вода Талгарского водовода. Вода поступает по двум трубопроводам диаметром 1000 мм на сырую насосную и откуда насосами сырой воды подается в конденсаторы турбин, где подогревается и подается в химический цех. Часть воды минуя конденсаторы насосами технической воды подается на ХВО для подготовки обессоленной воды, которая используется для восполнения потерь пара и конденсата [9,17,18].

Обессоленная вода после ХВО проходит двухступенчатую деаэрацию, сначала в атмосферном деаэраторе, греющей средой 0,12 МПа и в деаэраторе повышенного давления, греющей средой которого является пар из обще станционного коллектора 0,6 МПа. Затем питательными насосами вода, дополнительно подогреваясь в подогревателе высокого давления и подается на подпитку котлов [18].

Техническая вода Талгарского водопровода подогревается во встроенных пучках конденсаторов ПТ – 60 – 90/13 до 50°C и подается на ХВО для соответствующий обработки. Поле ХВО подпиточная вода направляется на вакуумные деаэраторы, греющей средой которых является прямая сетевая вода отбираемых после основных и пиковых бойлеров. После вакуумных деаэраторов подпиточная вода подается в баки аккумуляторы, откуда подпиточными насосами подается на всас сетевых насосов, далее вода сетевыми насосами подается соответственно на основные и пиковые подогреватели паровых турбин. Запас подпиточной воды теплосети обеспечивается в аккумуляторных баках 2x5000 м³.

Подогрев сетевой воды производится последовательно в основных и пиковых подогревателях и водогрейных котлах. Схема подачи сетевой воды двухступенчатая. Сетевые насосы второго подъема установлены перед водогрейными котлами. Отпуск тепла от ТЭЦ-1 в горячей воде производится по шести двухтрубным магистралям [18].

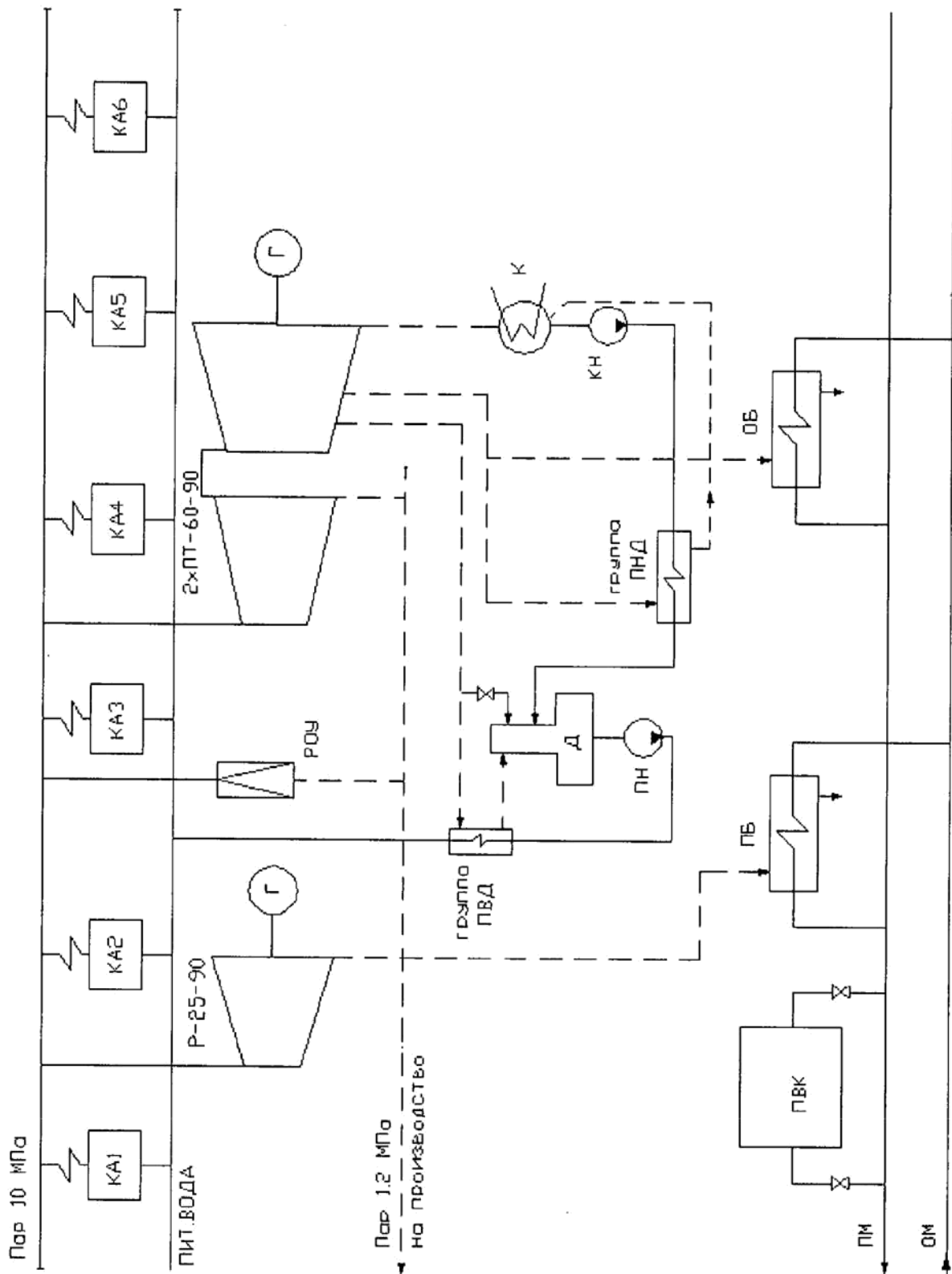


Рисунок 1.1 – Принципиальная тепловая схема АО «АлЭС» ТЭЦ-1.

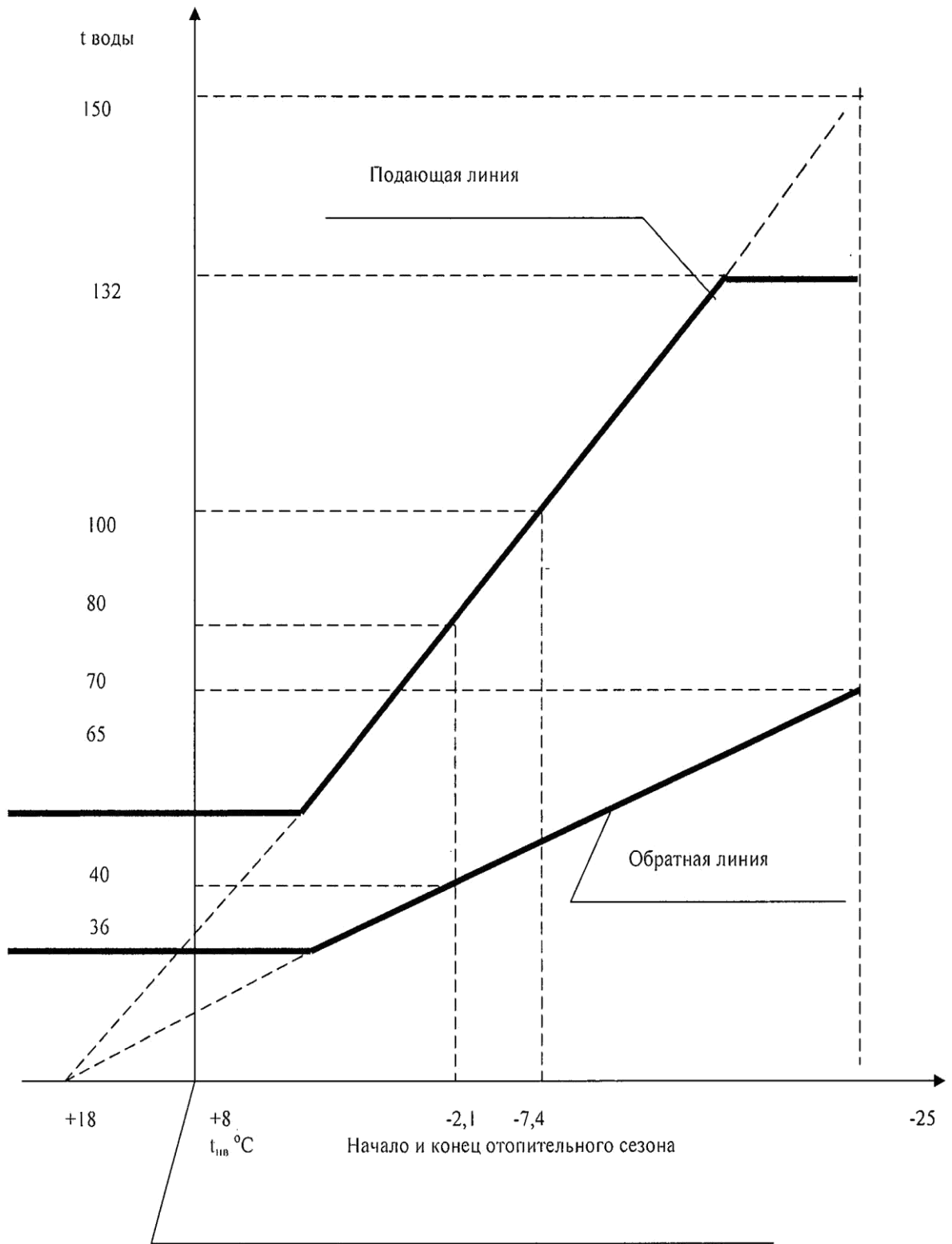


Рисунок 1.2 – Температурный график тепловой сети 132-70°C.

На предприятии работают четыре основных цеха: топливно-транспортный цех, котельный цех, турбинный цех и электроцех. И два вспомогательных цеха: цех ХВО и цех ТАИ.

Топливо-транспортный цех

На ТЭЦ-1 АО «АлЭС» используется три вида топлива: природный газ, мазут и концентрат энергетический карагандинского угля. Наряду с концентратом энергетическим на станцию поступает и рядовой промпродукт, угли других бассейнов РК. Доставка угля производится Алматинской железной дорогой. Разгрузка производится на вагоноопрокидывателе. В холодный зимний период уголь размораживает, пропуская вагоны через размораживающее устройства [18].

Уголь хранится открытым способом и рассчитан на хранение 250 000 т. угля. Фактическая загрузка угля в отдельные годы превышала проектную и составляла около 400 000 т. В штабеле замена угля производится не реже одного раза в год в соответствии с требованиями норм хранения угля на складе. Мазут поставляется с нефтеперерабатывающих заводов Казахстана в цистернах. Мазутный склад включает два резервуара хранения 2х10000 м³ и два расходных резервуара 2х2000 м³. В районе ТТЦ находятся склады твёрдого и жидкого топлива. Под жидкое топливо отведено 4 ёмкости: 2 по 10000 тонн, 2 по 2000 тонн - это расходные емкости. В ТТЦ осуществляется подготовка топлива к сжиганию. По газопроводу газовое топливо поступает в газораспределительный пункт и затем к энергетическим и водогрейным котлам. На ТЭЦ-1 доставка твёрдого и жидкого топлива осуществляется по Алматинской железной дороге. При сжигании природного газа в качестве основного топлива, предусматривается сохранение в качестве резервного топлива угля - для энергетических котлов и мазута - для водогрейных котлов [18].

В настоящее время на АО «АлЭС» ТЭЦ-1 сжигается концентрат энергетический карагандинского угля со следующими усредненными характеристиками:

- | | |
|-------------------------------|-----------------------|
| - калорийность - 5322 ккал/кг | -зольность - 22,43% |
| - влажность - 9,14% | -выход летучих -14,8% |

Расход топлива для котла БКЗ-160-100Ф составляет 19,96 т/ч, для всех энергетических котлов - 130 т/ч. В энергетических котлах в качестве растопочного топлива используется мазут.

Расчетная потребность ТЭЦ-1 в топливе, при условии работы всех энергетических и водогрейных котлов на газе, составляет зимой - 184300

нм³ч; летом - 30000 - 40000 нм³ч. В качестве основного топлива на водогрейных котлах 7хПТВМ-100 сжигается мазут, а также избытки природного газа. Расход мазута водогрейными котлами составляет 77,4 т/ч [18].

Мазутохозяйство

Мазутное хозяйство Алматинской ТЭЦ-1 состоит из трехпутной сливной железнодорожной эстакады, предназначенной для разгрузки одновременно 18-ти шестидесяти кубовых цистерн; подземной железобетонной приемной емкости. Мазута хранилища состоит из двух металлических резервуаров емкостью по 10000 м³, оборудованной погружными насосами, двух расходных резервуаров мазута емкостью по 2000 м³ и мазут насосной [18].

Хозяйство газообразного топлива

Газоснабжение АО «АлЭС» ТЭЦ-1 обеспечивается от ГРС-1 и ГРС-2. ГРС-1 трубопроводом диаметром 400 мм с давлением 0,3 - 0,4 МПа и ГРС-2 трубопроводом диаметром 700 мм с давлением 0,3 МПа. Схема газоснабжения ТЭЦ-1 тупиковая. Газовое хозяйства рассчитана на максимальный расход газа всеми рабочими котлами: энергетическими и водогрейными.

Система газоснабжения состоит из следующих узлов:

- подводящие газопроводы от ГРС-1 и ГРС-2;
- газорегуляторный пункт (ГРП);
- внутриплощадочные газопроводы (среднего давления);
- газопроводами энергетических и водогрейных котлов [18].

Котельный цех

После ТТЦ топливо по ленточном конвейере попадает в котельный цех, где и сжигается. В котельном цехе установлены паровые котлы БКЗ-160-100, котлы БКЗ-160-100 работают только в процессе выработки электроэнергии. Кроме этих котлов на ТЭЦ установлены и водогрейные котлы №1-7 ПТВМ-100 которые работают при температуре 150 градусов и располагают нагрузкой в 80 Гкал. Водогрейные котлы: №1-№7

Паровые котлы: №8-№13-БКЗ-160-100 - изготовлены на Барнаульском

котельном заводе, мощность котла - 160 т/ч, рабочее давление –100 атм, раб. Температура – 540 °С. Эти котлы работают в процессе выработки электрической энергии [18].

Водогрейные котлы ПТВМ-100 установленные на ТЭЦ-1 с целью увеличения надежности работы поверхностей нагрева и повышение тепло производительности до номинальной, прошли реконструкцию по проекту, разработанному СКБ ВТИ. В связи с этим фронтной и задней экраны, расположение горелок, конвективная часть имеют отличие от заводской конструкции.

1. Теплопроизводительность (Гкал/ч) - 100
2. Объем топочной камеры (м³) - 275,3
3. Поверхность конвективной части (м²) - 2743
4. Габариты по осям котла (мм):
 - ширина - 6900
 - глубина - 6900
 - высота – 14450
5. Диаметр экранных труб (мм) – 60*2
6. Шаг между трубами (мм) - 64
7. Диаметр труб конвективной части (мм) - 38*3
8. Шаги поперечный (мм) - 110 продольный (мм) - 60
9. Водяной объем (м³) - 30
10. Номинальный расход воды при двухходовой схеме (м³/ч) - 2400
11. Минимальный расход воды (м³/ч) - 1500
12. Располагаемая нагрузка 80 Гкал при t=150 [18].

Система ГЗУ

На департамент АО «АлЭС» ТЭЦ – 1 система гидравлического удаления золы и шлака (ГЗУ) выполнена по замкнутой схеме с возвратом осветленной воды и повторным ее использованием. В результате многократного использования ограниченных объемов воды возрастает минерализация воды, что, в свою очередь, вызывает загрязнение оборудования системы ГЗУ отложениями малорастворимых солей и продуктов коррозии. Солеотложения на внутренней поверхности трубопровода приводят к значительному перерасходу водных ресурсов и резко снижают эффективность работы установок. На системе ГЗУ чистоту поверхности оборудования можно обеспечить двумя путями: периодической химической очисткой оборудования, заключающейся в растворении отложений либо стабилизационной обработкой воды химическими реагентами. И тот и другой способы успешно реализуются с помощью комплексонов. Применение комплексонов для растворения отложений, основано на их способности вступать во взаимодействие с ионами металлов в

широком диапазоне рН, и образовывать устойчивые водорастворимые комплексы. Периодическая очистка трудоемка, требует дополнительных затрат и не обеспечивает экономичной и надежной эксплуатации в период между очистками. Свойства золы и шлака: Протяженность трубопроводов пульпы и осветленной воды - 15 км. Диаметр трубопроводов — 620 мм. Емкость бассейна золоотвала - 700 000 м³. Время прохождения воды с золошлаковой пульпой полного цикла - 42 суток. Расход воды на смыв золошлаковой пульпы - 700 м³ /час. Химические свойства и фазово-минералогический состав золы и шлака в основном определяется составом минерального вещества топлива и теми изменениями, которые оно претерпевает при высокотемпературной обработке в котлах ТЭС. В процессе сгорания топлива происходят сложные химические и фазовые превращения минерального вещества, в результате чего образуются вещества с новыми свойствами - зола и шлак. В условиях топочного режима котлов большая часть минерального вещества топлива переходит в золу и меньшая - в шлак. Зола большинства видов топлива на 98 - 99% состоит из свободных и связанных в химические соединения оксидов кремния, алюминия, железа, кальция, калия, натрия, титана, серы. На департаменте АО «АлЭС» ТЭЦ-1 используется карагандинский уголь. Зольность карагандинского угля составляет в среднем 30%. По химическому составу в золе преобладают оксиды кремния и алюминия. По модулю основности $Mo = (CaO + MgO)/(SiO_2 + Al_2O_3)$ (меньше единицы) зола карагандинского угля относится к кислым золам. В кислых золах, как правило, отмечается менее 10% оксида кальция при наличии кислотных оксидов более 70 - 80%. Солевой состав воды золоотвала полностью определяется химсоставом золы, сжигаемого угля и составом природной воды [18].

Турбинный цех

Из КЦ острый пар по коллектору поступает в турбинный цех на турбины, которые расположены в цехе. В цехе расположены турбины №8 Р-25-90/13 и №9-№10- ПТ-60 –90 /13.

Мощность турбин 25 МВт и 60 МВт соответственно, работает при давлении 90 атм и при производственном отборе 13 атм. Турбины соединены с генераторами, которые расположены также в ТЦ. В цехе работают генераторы №8-ТВФ-30 и №9 и 10 –ТВФ-60. Турбины: №8 - Р-25-90/13; №9, №10 - ПТ-60-90/13. Паровая турбина ПТ-60-90/13 с конденсацией и с двумя регулируемы отборами, представляет собой двухцилиндровый одновальный агрегат [9,17,18].

1. номинальная мощность – 60000 кВт
2. число оборотов в минуту - 3000
3. t свежего пара перед ст.кл. – 535 °С

4. давление в конденсаторе - 0,035 атм.
5. температура охлаждающей воды - 20
6. max расход пара через турбину - 402 т/ч
7. max пропуск пара в конденсатор - 170 т/ч
8. давление пара регулируемого промотбора - 18 атм
9. давление пара теплофикационного отбора - 2,5 атм [9,17,18].

Электроцех

Выработанная энергия в турбинном цехе идёт в ЭЦ, где она накапливается и преобразовывается, и только затем поступает к потребителю. ГЕНЕРАТОРЫ №8 –ТВФ-30 номинальная нагрузка –30

№9, №10- ТВФ-60	№9	№10
мощность КВт	60000	70000
мощность КВт	75000	82400

Для питания электроприемников собственных нужд на ТЭЦ предусмотрены следующие напряжения и род тока:

- для электродвигателей мощностью 200 кВт и выше - 6 кВ;
- для электродвигателей меньшей мощности - 0,4 кВ;
- для электродвигателей питателей пыли, аварийных маслососов турбин, аварийного освещения - 220 В постоянного тока.

Распределительное устройство собственных нужд напряжением 6,3 кВ существующей части ТЭЦ состоит из 20 секций. Токоприемники главного корпуса запитаны с секций КРУСН-6 кВ №1, №2, №5, №6. С секций КРУСН-6 кВ №3, №4, №9 выполнено питание токоприемников водогрейной котельной. Для питания токоприемников повысительной насосной, мазутонасосной, ХВО, насосной подпитки теплосети предусмотрены секции КРУСН-6 кВ №7, №8, №9, №10. С соответствующих секций КРУСН-6кВ запитаны секции РУСН-0,4 кВ главного корпуса, водогрейной котельной, ХВО, мазутонасосной, лабораторного корпуса, насосной осветленной воды, багерной 2-го подъема, топливоподачи. Для питания маломощных потребителей напряжением 0,4 кВ, а также освещения предусмотрены вторичные силовые сборки [18].

1.4 Техническое водоснабжение и водоподготовительная установка

Вода Талгарского водовода используется и для технологических нужд ТЭЦ – 1. Вода насосно насосами (один - резервный) типа 24-МДН производительностью 5000 м³/час каждый подается в насосную сырой воды. Общий расход горводопроводной воды от Талгарской насосной составляет в

среднем 2729,44 м³/час. Основной поток горводопроводной воды от Талгарской насосной подается в турбинный цех на охлаждение конденсаторов турбоагрегатов и охлаждение самого генератора (примерно 3867 м³/час). Также, в турбинном и котельном цехах сырая вода используется на охлаждение подшипников насосов, маслоохладителей. Вода после газоохладителей генераторов и конденсаторов, подогревается примерно до 50 °С, подается на повторное использование в качестве исходной воды в химический цех на ХВО- 1 и ХВО-2 [9,17,18].

Техническая вода используется также в котельном цехе, на водогрейной котельной, топливно-транспортном цехе и во вспомогательных цехах. Вода используется также для охлаждения масла в маслоохладителях турбогенераторов. Часть технической воды используется как циркуляционная вода. Охлаждающая вода после маслоохладителей сбрасывается в систему цирк колодцев, и далее используется вторично через цирк насосы. На ТЭЦ – 1 действует система гидр золоудаления, осветленная вода с золоотвала возвращается в цикл станции для повторного использования.

1 действует система оборотного водоснабжения гидрозолоудаления, осветленная вода с золоотвала возвращается в цикл станции.

Водоподготовительная установка для подпитки теплосети и котлов, как и все техническое водоснабжение ТЭЦ-1, использует водопроводную воду Талгарского водовода. Анализ качество исходной воды, по результатам последних лет, стабильное [9,17,18].

Водоподготовительная установка подпитки теплосети рассчитано на 4500 м³/час с открытой системой водозабора. Схема запроектировано – с учетом.

- подкисление серной кислотой, декарбонизация, 100% натрий - катионирование при работе водогрейных котлов.

- подкисление серной кислотой, декарбонизация, буферные фильтры при отключенных водогрейных котлах. Натрий-катионитные фильтры используется в качестве буферных фильтров подпитки теплосети.

Обработка подпиточной воды тепловых сетей производится по непроектной схеме путем стабилизации фосфорно-содержащим комплексоном (ИОМС), с 1882 года как научно техническое достижение. Для дозирования ИОМСа используется существующий узел подкисления. Натрий-катионированная установка находится в резерве.

Для подпитки паровых котлов используется схема двухступенчатое водород-катионирование, декарбонизация, одна ступень анионирования на высокоосновных анионитах. Производительность установки 330 т/час по проекту. Но в данный период производительность составляет 119,1 т/ч.

Среднегодовая производительность установки по отчетным данным станции не превышает 2390 м³/час - для подпитки теплосети [18].

Для очистки общестанционного конденсата, конденсатов с производства и мазутохозяйства, смонтирована в неполном объеме.

Конденсатоочистка по проекту САО ВЭП.

Конденсат, периодически поступающий из турбинного цеха (max до 40 т/ч), проходит обработку на натрий-катионитовых фильтрах и далее поступают в бак обессоливающей установки для дальнейшего совместного анионирования в смеси с частично-обессоленной водой. Производительность натрий-катионитовых фильтров 160 т/час [9,17,18].

1.5 Компоновка главного корпуса станции

Здание, в котором размещается все основное и связанное с ним вспомогательное энергетическое оборудование называется главным корпусом, где осуществляются главный технологический процесс преобразования теплоты сгорания топлива в электрическую энергию.

Главный корпус занимает центральное место среди производственных установок и сооружений электростанции, к которому стекаются и от которого отходят все технологические потоки, производимый на станции.

Сюда подается топливо, подлежащее использованию, вода для получения пара, охлаждения отработавшего пара турбин и для других целей и т. д. Отсюда отводятся дымовые газы парогенераторов, шлак и зола при использовании твердых топлив, выводится конечная продукция электростанции - электрическая энергия, а на теплоэлектроцентралях, кроме того, и тепловая энергия с паром или горячей водой [18].

В главном корпусе установлены агрегаты — парогенераторы и турбоагрегаты — что выделяет соответственно два основных помещения (отделения): парогенераторное и турбинное (машинный зал) и, кроме того, так называемое промежуточное помещение между парогенераторным и турбинным помещениями для различного вспомогательного оборудования турбоагрегатов и парогенераторов. Промежуточное помещение выполняют многоэтажным (в виде «этажерки»); наличие его способствует устойчивости строительных конструкций главного корпуса, включающих, в частности, колонны наружных (фасадных) стен машинного зала и отделения парогенераторов. Каждому ярусу соответственна высота отметки [4].

На отметке +16 м находятся деаэраторы с баками, на отметке +8 м бункеры топлива и на отметке +0 м оборудование пылеприготовления. Оно выполняется двух пролётным, состоящим из деаэраторного и бункерного отделений, или однопролетным в виде совмещенного бункерно-деаэраторного помещения. Кроме того, в нем размещают РОУ и БРОУ, трубопроводы, электрическое распределительное устройство собственного расхода и тепловые щиты управления, в том числе блочные щиты управления. Эти щиты управления размещают на основном уровне +8 м обслуживания турбоагрегатов и парогенераторов, что совпадает с уровнем площадок обслуживания +8 м. Отметки обслуживания +6 м, +4 м, +2 м выполнен этажерным способом соединяясь лестницами и перилами. Бункерное и совмещенное бункерно- деаэраторное помещения входят в

состав парогенераторного отделения; отдельно выполненное деаэрационное помещение относят к машинному залу [4].

Парогенераторное помещение электростанции на твердом топливе включает бункерное отделение с бункерами, в которых обеспечивается запас топлива и парогенераторное помещение. На пылеугольных электростанциях с индивидуальным пылеприготовлением оборудование пылеприготовления размещают в бункерном отделении, но быстроходные угольные мельницы располагают в основном помещении парогенераторов [4].

Существующий главный корпус построен в конце 50-х, и начале 70-х годов при расширении станции. Каркас здания - металлический, стеновые ограждения - из сборных железобетонных панелей.

Пролеты главного корпуса следующие:

- турбинного отделения - 27 м;
- деаэрационного отделения - 8,5 м;
- котельного отделения - 25 м;
- бункерного отделения - 8,5 м;
- шаг колонн (-6 м;)
- каркас - металлический
- отметка обслуживания -8 м.

Для ремонта, транспортировки грузов в машинном отделении установлен мостовой кран грузоподъемностью 100/20 т. В котельном отделении мостовой кран не устанавливается, поэтому установлена электрическая кран-балка грузоподъемностью 5т. Можно отметить, что компоновка главного корпуса станции обеспечивает бесперебойное осуществление технологического процесса, удобство эксплуатации и проведения ремонтных работ [4,18].

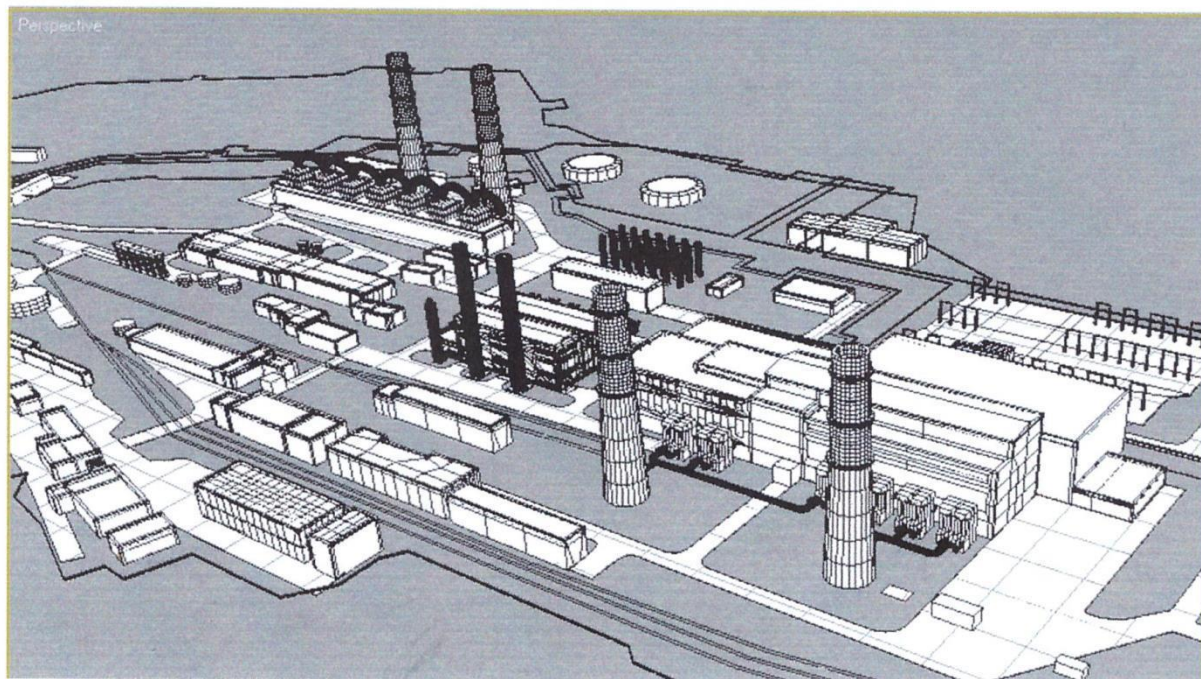


Рисунок 1.3 – Генплан схемы АО «АлЭС» ТЭС-1

1.6 Влияние станции на экологию города

Территория ТЭЦ-1 расположена в центре города, ТЭЦ – 1 одним из основных источников централизованного теплоснабжения промышленности и жилищно-коммунального сектора. Вся электроэнергия вырабатывается по теплофикационному циклу.

Основными факторами опасного производственного объекта является – повышенная степень пожара опасность, взрывоопасность, загрязнённость. Оборудование, установленное на ТЭЦ-1, находится в эксплуатации более 30 лет. Основную долю в годовом балансе топлива – 79,6% (данные 2000года) составляют экологически "грязные" виды топлива: уголь и мазут, газ используется в основном в летний период. Котлы ТЭЦ оборудованы системами золоочистки, эксплуатационная эффективность которых в 2000 году в среднем по станции составила 96,5%. Газоочистка по другим вредным веществам не производится. Высота дымовых труб для отвода газов не превышает 80 м [4,18,19].

С учетом вышеуказанного, ТЭЦ-1 является достаточно весомым загрязнителем воздушного бассейна города, уровень фонового загрязнения которого по данным наблюдений Казгидромета в 1988-1990 г. превысил санитарные нормы по диоксиду азота (1,88 ПДК) и золе (2,3 ПДК). При этом, вклад ТЭЦ-1 составляет соответственно 17 % и 20%. Фон по этим ингредиентам, создаваемый автотранспортом, тепло источниками предприятий других отраслей промышленности, без учета вклада ТЭЦ-1 характеризуется превышением ПДК по золе (1,56 ПДК) и содержанием диоксида азота, близким к ПДК (0,96 ПДК), что свидетельствует о необходимости выработки комплексных мероприятий по оздоровлению воздушного бассейна.

Основным видом топлива для энергетических котлов является Карагандинский энергоконцентрат, для водогрейных котлов - топочный мазут. В летний период работы ТЭЦ-1 используются избытки природного газа. Количество сожженного топлива с указанием качества топлива приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Сведения о качестве и количестве сжигаемого топлива

Вид топлива	Израсходовано	В%, от общего количества.	Качество сжигаемого топлива			
			Н ккал/кг; ккал/м ³ .	жность, Wp%.	ьность, Ap%.	Сера, Sp%
Всего.	567,108	100	—	—	—	—
Газ.	115,466	20,04	8200	—	—	—
Мазут.	164,138	18,9	9869	0,3	0,032	0,49
Уголь.	287,504	15,7	5320	8	24,8	0,64

Отвод уходящих газов от котлов осуществляется через четыре дымовые трубы. Параметры дымовых труб и подключение к ним котлов представлены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Характеристики дымовых труб

№ дымовой трубы	Характеристики.		Количество и тип котлов.
	Н, м.	Ду, м.	
5	80,0	4,3	3хБКЗ-160-100 ст.№8-10
6	80,0	4,3	4хПТВМ-100 ст.№1-4
7	80,0	4,3	3хБКЗ-160-100ст.№11-13
8	80,0	4,3	3хПТВМ-100ст.№5-7

В соответствии с отчетными данными ТЭЦ по форме 2-ТП (воздух) в атмосферу города за год было выброшено вредных веществ всего: 10,3 тыс.т. в частности:

золы	3,0 тыс. т.
диоксида серы	3,9 тыс. т.
диоксида азота	2,4 тыс. т.
оксида углерода	0,6 тыс. т.
оксида азота	0,4 тыс. т.

Расчетные максимальные концентрации веществ (C_{\max}) от ТЭЦ в приземном слое атмосферы составляют:

по N02	2,3 ПДК.
по S02	1,79 ПДК.
по золе	1,84 ПДК. по q N02+S02 4,09 ПДК.

Представленные величины расчетных концентраций соответствуют неблагоприятным метеоусловиям и опасной скорости ветра, равной 4,6 м/с, которая не характерна для города Алматы. В период средне зимней нагрузки ТЭЦ скорость ветра не превысит 2,0 м/с, следовательно, и ожидаемые концентрации от ТЭЦ будут отличаться от расчетных и составят 0,6 х $C_{мах}$, т.:

по NO ₂	0,8 ПДК.
по SO ₂	1,1 ПДК.
по золе	1,1 ПДК. по q NO ₂ +SO ₂ 1,9 ПДК.

Что наиболее существенно вносит вклад ТЭЦ-1 в создание сегодняшнего уровня загрязнения воздушного бассейна города [4,18,19].

ГЛАВА 2. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРОЕКТА РЕКОНСТРУКЦИИ ТЭЦ-1

2.1 Условия труда в турбинном цехе

Работа в турбинном цехе сопряжена с рядом опасных факторов: запыленность, опасность получения травм, опасность поражения электрическим током, наличие большого количества вращающихся механизмов, повышенный уровень вибрации, повышенный уровень шума. Для обеспечения безопасных условий труда на АТЭЦ-1 проводится день техники безопасности, целью которого является выявление нарушений. В его проведении в течение года принимают участие все руководители станции, начальники цехов, их заместители, начальники отделов.

Проводятся следующие комиссионные проверки:

- Топливо-транспортный и котельный цех – на предмет наличия отложений угольной пыли;
- Компрессорной станции при котельном цехе;
- Комплексная проверка котельного цеха;
- Комплексная проверка топливо – транспортного цеха.

Проводятся также ночные обходы и внезапные проверки состояния ТБ и охраны труда на рабочих местах руководством станции, цехов, инспекцией станции. По результатам обходов и проверок составляют приказы по станции или выдаются предписания руководителям цехов, где было обнаружено нарушение [5,9,17].

На основании требований ЗОТ разрабатываются конкретные мероприятия по созданию здоровых и безопасных условий труда, предупреждению несчастных случаев и профессиональных заболеваний, регламентируются специальными правилами.

Работа считается опасной из-за того, что теплосиловое оборудование находится под высоким давлением, температурой и электрическим напряжением; применяются огневая техника, горючие газы и т.д [5,9].

Для снижения воздействия на персонал вредных производственных факторов на ТЭЦ – 1 предусматривается ряд мер: модернизация оборудования, внедрение автоматического дистанционного управления оборудованием и процессами, внедрение систем автоматического контроля и сигнализации, внедрения технических способов и средств защиты рабочих от поражения электрическим током, механизация работ, устройство мест отдыха и обогрева (кондиционирования) рабочих мест. Проводится также обучение по курсам эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды.

Законодательством об охране труда предусмотрено выполнение мероприятий, обеспечивающих необходимый уровень охраны труда на станции.

В турбинном цехе имеются опасные и вредные производственные факторы: электрическое напряжение, повышенная напряженность

электрического поля, расположение рабочего места на высоте, возможность образования взрыво- и пожароопасных смесей на станции в помещениях топливоподачи, в турбоцехе (водородное охлаждение генераторов). Представляют опасность сосуды, работающие под давлением (ПВД, ПНД, деаэраторы, баллоны для сжиженных газов, трубопровод пара и горячей воды, воздухоотборники). Эксплуатация оборудования происходит в условиях повышенной температуры и влажности воздуха, значительного шума и вибрации. Энергетический персонал (ДИСы, старшие машинисты энергоблоков, начальники смен цехов и др.) подвергаются высокому нервно-эмоциональному напряжению, связанному со сменностью работы и большой ответственностью за нормальный режим работы оборудования [5,9,17,18].

Работая длительное время во вредных и связанных с воздействием вредных опасных условиях персонал имеет риск отклонения состояния здоровья и даже к профессиональным заболеваниям. Поэтому главное требование охраны труда – создание таких условий, при которых исключилось бы воздействие на рабочих опасных и вредных производственных факторов, и создания риска причинения вреда здоровью людей [5,9].

Оптимальные условия труда считаются такие, которые при систематических и длительных воздействиях обеспечивают нормальное состояние человека и его высокую работоспособность. При этом опасные и вредные факторы отсутствуют. Но техническим причинам невозможно обеспечить оптимальные условия труда, поэтому разрешается создание предельно- допустимых условий, при которых возможен временный дискомфорт в самочувствии человека, однако на его здоровье это не отражается, а после отдыха самочувствие нормализуется. Для отдыха от шума и вибрации устраивают щиты управления, где шум и вибрация в пределах норм, освещения. Работа в турбинном цехе сопровождается утомлением. Чтобы не допустить переутомления планируется чередование труда и отдыха, смена форм работы или условий окружающей среды в зависимости от характера труда и работоспособности человека в течение дня [17,19].

График работы персонала устанавливается с учетом при сменной работе не менее удвоенной длительности работы в предшествующее этому отдыху время, перерыв между рабочими днями и сменами, междусменный перерыв установлен не менее 16 часов, перерывы и паузы в работе, включенные в рабочее время и обеденный перерыв, не включенный в рабочее время длительность его устанавливается от 0,5 до 2 часов, в зависимости от вида работы. При непрерывных работах допускается прием пищи в рабочее время. Для чего организуется специальная комната для приема пищи.

Рабочее места устраивается соответственно установленные ГОСТ требования к рабочим местам следующие:

- должны быть обеспечены наиболее благоприятные для человека условия труда, ощущение комфорта и полной безопасности;

- конструкция рабочего места, размеры рабочих зон должны соответствовать росту, размерам и форме тела, силе и направлению движения рук и ног, показателям зрения и слуха;
- планировка рабочего места должна избавлять рабочего от лишних и утомительных движений и обеспечивать удобную рабочую позу;
- рабочее место должно быть обеспечено материалами, инструментами и приспособлениями для выполнения работ, а также ящиками и шкафами, приспособлениями для хранения личных вещей;
- в соответствии с санитарными нормами рабочее место должно быть освещено, проветрено, постоянно содержаться в чистоте, недопустимы захламленность, хаотичное хранение материалов и инструментов.

По категории турбинный цех относится по СНиП II-№2-72 к группе «Г». Здесь имеются несгораемые вещества и материалы в горячем, раскаленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением тепла, искр и пламени. Здесь же жидкие или газообразные вещества сжигаются в качестве топлива, а также технологический процесс протекает в условиях повышенной опасности [5,9,17,18].

2.2 Тепловой расчет турбины Р – 25 – 90/18

Давление пара $P_0 = 90$ бар.

1. Температура пара $t_0 = 550$ °С
2. Давление пара на выходе из турбины $P_k = 10,5$ бар.
3. Электрическая мощность $N_э = 22$ МВт
4. Диаметр регулирующей ступени $d_{pc} = 0,98$ м
5. Диаметр первой ступени $d_1 = 0,90$ м
6. Диаметр вала в уплотнениях $d_y = 0,55$ м
7. Диаметр шейки вала $d_{ш} = 0,35$ м
8. Наружный радиус рабочей колодки $R = 0,27$ м
9. Внутренний радиус колодки $r = 0,15$ м
10. Толщина упорного диска $h = 0,055$
11. Диаметр осевого сверления вала $d_o = 0,1$ м
12. Прототип Р–25–90
13. Рабочее число оборотов $n = 3000$ об/мин
14. Формула проточной части $K + (8 - 10) Д$

2. Предварительный тепловой расчёт турбины [7,8,10,11].

2.1. Исходные данные для расчёта.

1. Прототип турбины: Р-25-90/10
2. Электрическая мощность $N_э = 22$ МВт
3. Параметры пара перед стопорным клапаном:

- а) давление, $P_o = 90$ бар
- б) температура, $t_o = 550$ °С
- 4. Давление пара за выхлопным патрубком, $P_k = 10,5$ бар
- 5. Рабочее число оборотов, $n = 3000$ об/мин.
- 6. Формула проточной части $-K + (8-10) D$
- 7. Режим работы турбины – без отбора пара на регенерацию.

2.2. Построение предварительной схемы теплового процесса в i -s диаграмме.

1. Из таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара по заданным $P_o = 90$ бар, и $t_o = 550$ °С находим энтальпию $i_o = 3510$ кДж/кг
2. Давление пара перед соплами регулирующей ступени: $P'_o = (0,95-0,97) P_o = 0,96 \cdot 90 = 86,4$ бар
3. Проводим прямую $i_o = \text{const}$ вправо от точки 1 до пересечения с изобарой P'_o и получаем точку 2, и определяем $t'_o = 548$ °С, рис.1.
4. Из точки 1 вниз проводим прямую $S_1 = \text{const}$ до пересечения с изобарой $P_k = 10,5$ бар и находим точку А.

Располагаемый тепловой перепад, $H_o = i_o - i_A = 3510 - 2910 = 600$ кДж/кг.

5. Давление пара за последней ступенью турбины $P_z = (1,02-1,05) P_k = 1,04 \cdot 10,5 = 11$ бар
6. Вычисляем отношение: $(P_o - P_k) / N_3 = (90 - 10,5) / 22 = 3,61$ определяем по МУ, рис.2

относительный внутренний КПД турбины $\eta_{oi}^T = 0,808$;

7. Использованный теплоперепад турбины $H_i = H_o \cdot \eta_{oi}^T = 600 \cdot 0,808 = 485$ кДж/кг.

8. Энтальпия пара i_k за выхлопным патрубком

$$i_k = i_o - H_i = 3510 - 485 = 3025 \text{ кДж/кг.}$$

9. На пересечении линий $i_k = \text{const}$ с изобарой P_k находим точку 7 (рис.1): $t_7 = 290$ °С;

$$P_7 = 10,5 \text{ бар.}; V_7 = 0,24 \text{ м}^3/\text{кг}; i_7 = i_k = 3025,0 \text{ кДж/кг.}$$

10. Определяем потерю тепла ΔH_{bc} с выходной скоростью $\Delta H_{bc} = (0,01-0,015) H_o = 0,015 \cdot 600 = 9,0$ кДж/кг

11. Энтальпия пара за последней ступенью турбины

$$i_z = i_k - \Delta H_{bc} = 3025,0 - 9,0 = 3016 \text{ кДж/кг}$$

12. На пересечении изобары P_z с линиями $i_k = \text{const}$ и $i_z = \text{const}$ получает точки 6 и 5 (рис.1):

$$i_5 = i_z = 3016 \text{ кДж/кг};$$

$$P_5 = P_z = 11 \text{ бар}$$

$$T_5 = 287^\circ\text{C}$$

$$V_z = V_5 = 0,225 \text{ м}^3/\text{кг}$$

2.3. Расчёты расхода пара на турбину [7,8].

1. Принимаем механический КПД турбины $\eta_m=0,99$

2. КПД генератора $\eta_r=0,99$

3. Расход пара на турбину

$$G=N_3/H_o \cdot \eta_{oi}^T \cdot \eta_m \cdot \eta_r = 22 \cdot 10^3 / 600 \cdot 0,808 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 46,3 \text{ кг/с}$$

По данному расходу ведётся тепловой расчёт

2.4. Расчёт регулирующей ступени [7,8,11]

1. Средний диаметр регулирующей ступени (по прототипу) по заданию $d_{pc}=0,98 \text{ м}$

2. Задаём отношение $X_{pc0}=U/C_o$; $X_{pc0}^2=0,26$

3. Окружная скорость на среднем диаметре ступени

$$U=\pi d_{pc} n / 60 = 3,14 \cdot 0,98 \cdot 3000 / 60 = 153,86 \text{ м/с}$$

4. Фиктивная скорость C_o на выходе из сопла ступени

$$C_o=U/X_{pc0}^2=153,86/0,26=591,77 \text{ м/с}$$

5. Располагаемый тепловой перепад ступени

$$h_{pc0}^2=C_o^2/2000=591,77^2/2000=175 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{Контроль: } h_{pc0}^2=175 < 1/3 H_o^2=200 \text{ кДж/кг}$$

6. Выбираем суммарную степень реакции ступени (МУ, стр.11):

$$\Sigma r=0,08$$

7. Располагаемый теплоперепад на сопловую решётку

$$h_{oc}=(1-\Sigma r) h_{pc0}^2=(1-0,08) \cdot 175 = 161 \text{ кДж/кг}$$

8. Находим по I-S диаграмме состояние пара за сопловой решёткой при изоэнтропном

$$\text{расширен: а) } V'_3=V_{2t}=V_{1t}=0,060 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$\text{б) } P^{pc}_1=53 \text{ бар}$$

9. Вычисляем отношение давлений

$$\varepsilon = P^{pc}_1/P'_o=53 / 86,4 = 0,613;$$

$$\text{т.е. } \varepsilon = 0,613 > \varepsilon_{кр} = 0,546$$

10. Теоретическая скорость истечения пара из сопловой решётки

$$C_{1t}=\sqrt{2000 h_{oc}}=\sqrt{2000 \cdot 161} = 567,4 \text{ м/с}$$

11. Определяем комплекс $e\ell_c$:

$$e\ell_c=G \cdot V_{1t} / \pi d_{pc} C_{1t} \mu_c \sin \alpha_1 = 46,3 \cdot 0,06 / (3,14 \cdot 0,98 \cdot 567,4 \cdot 0,97 \cdot \sin 12) = 0,00789 > 0,002$$

12. Выбираем оптимальное значение степени парциальности: $e_{opt}=0,5$

13. Высота сопловой решётки

$$\ell_c=e\ell_c/e_{opt}=0,00789/0,5=0,0158 \text{ м} = 15,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

14. Скоростной коэффициент суживающихся сопел в зависимости от ℓ_c по МУ, рис.3;

$$\varphi=0,952$$

15. Потеря тепла в сопловой решётке

$$\Delta h_c=(1-\varphi^2) \cdot h_{oc}=(1-0,952^2) \cdot 161 = 15 \text{ кДж/кг}$$

16. Внутренний относительный КПД по рис. 4, МУ: $\eta_{oi}^{pc}=0,695$

17. Использованный теплоперепад в регулирующей ступени

$$h_{i}^{pc} = \eta_{oi}^{pc} \cdot h_{o}^{pc} = 0,695 \cdot 175 = 121,6 \text{ кДж/кг}$$

18. Энтальпия пара за сопловой решёткой

$$i_3 = i_o - h_{oc} + \Delta h_c = 3510 - 161 + 15 = 3364 \text{ кДж/кг}$$

19. Энтальпия пара за регулирующей ступенью

$$i_4 = i_o - h_{i}^{pc} = 3510 - 121,6 = 3388,4 \text{ кДж/кг}$$

20. Заканчиваем построение предварительной схемы теплового процесса турбины в

I-S диаграмме (рис.1)

2.5. Расчёт первой ступени давления

1. Средний диаметр первой ступени давления (по прототипу), $d_1 = 0,9 \text{ м}$

2. Выбираем отношение $X_0=U/C_0$ по МУ, стр.12: $X_0 = 0,46$

3. Располагаемый теплоперепад на ступень

$$h_{o}^1 = 12,3 \cdot (d_1/x_0)^2 = 12,3 \cdot (0,9/0,46)^2 = 47 \text{ кДж/кг}$$

4. Задаём степень реакции ступени: $\rho=0,06$

5. Располагаемый теплоперепад сопловой решётки

$$h_{oc}^1 = (1-\rho) \cdot h_{o}^1 = (1-0,06) \cdot 47 = 44,2 \text{ кДж/кг}$$

6. Теоретическая скорость истечения пара из сопла:

$$C_{1t}^1 = \sqrt{2000 \cdot h_{oc}^1} = \sqrt{2000 \cdot 44,2} = 297,2 \text{ м/с}$$

7. По I-S диаграмме находим (рис.1): точку 9 и $V_{1t}^1=0,078 \text{ м}^3/\text{кг}$

8. Высота сопловой лопатки ступени

$$\ell_c^1 = G \cdot V_{1t}^1 / (\pi \cdot d_1 \cdot C_{1t}^1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \epsilon \cdot \mu_c) = 46,3 \cdot 0,078 / (3,14 \cdot 0,9 \cdot 297,2 \cdot \sin 12 \cdot 1 \cdot 0,97) = 0,0213 \text{ м}$$

9. Длина рабочей лопатки

$$\ell_p^1 = \ell_c^1 + \Delta_k + \Delta_n = 0,0213 + 1 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-3} = 0,0243 \text{ м}$$

10. Корневой диаметр диска

$$d_k = d_1 - \ell_p^1 = 0,9 - 0,0243 = 0,8757 \text{ м}$$

11. Определяем величину, обратную веерности

$$\theta_1 = d_1 / \ell_c^1 = 0,9 / 0,0213 = 42,25$$

2.6. Расчёт последней ступени давления [12,13,14].

1. По I-S диаграмме определяем удельный объём пара V_z за последней ступенью (рис.1, точка 5): $V_z = 0,225 \text{ м}^3/\text{кг}$

2. Высота рабочей лопатки

$$\ell_z = \ell_p^1 \cdot (V_z / V_1) = 0,0243 \cdot (0,225 / 0,078) = 0,07 \text{ м}$$

3. Средний диаметр последней ступени: $d_z = d_k + \ell_z = 0,8757 + 0,07 = 0,9457 \text{ м}$

4. Располагаемый тепловой перепад на последнюю ступень
 $h_o^z = 12,3 \cdot (d_z/x_o)^2 = 12,3 \cdot (0,9457 / 0,46)^2 = 52,0$ кДж/кг
5. Рассчитаем величину θ_z : $\theta_z = d_z/\ell_c^z = 0,9457 / 0,066 = 14,32$
 где высота сопловой решётки последней ступени:
 $\ell_c^z = \ell_z - \Delta_k - \Delta_{\Pi} = 0,07 - 1,5 \cdot 10^{-3} - 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,066$ м
 Величина перекрыш по МУ, стр. 15. $\Delta_k = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta_{\Pi} = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м

2.7. Определение числа ступеней давления и распределение между ними располагаемого теплового перепада

1. Строим рис.2 для определения числа ступеней и распределение теплоперепада.

2. Определяем величину среднего располагаемого теплоперепада группы ступеней давления: $h_{\text{ср}} = (h_o^1 + h_o^z)/2 = (47 + 52)/2 = 49,5$ кДж/кг

3. Располагаемый теплоперепад на всю группу ступеней давления (рис.1)

$$H_o^* = i_4 - i_8 = 3388,4 - 2976 = 412,4 \text{ кДж/кг}$$

4. И использованный теплоперепад на всю группу ступеней давления

$$H_I^* = i_4 - i_z = 3388,4 - 3025 = 363,4 \text{ кДж/кг}$$

5. Относительный внутренний КПД групп ступеней давления

$$\eta_{oi}^* = H_I^*/H_o^* = 363,4 / 412,4 = 0,881$$

6. Ориентировочное число ступеней: $Z_o = H_o^*/h_{\text{огр}} = 412,4 / 49,5 = 8,33$

7. Коэффициент возврата тепла

$$\alpha = K(1 - \eta_{oi}^*) (H_o^*/419) ((Z_o - 1)/Z_o) = 0,2(1 - 0,881) (412,4/419) ((9 - 1)/9) = 0,0208$$

8. Уточняем число ступеней:

$$Z = H_o^*(1 + \alpha)/h_{\text{огр}} = (412,4 \cdot (1 + 0,0208))/49,5 \approx 9 \text{ шт.}$$

9. Данные по рис.2 и расчёты сведём в таблицу №1.

Таблица – 2.1.

Номер ступени	d_i , м	$\ell_p^i = d_i - d_k$ 10^{-3} м	$\ell_c^i = \ell_p - \Delta_k - \Delta_{\Pi}$ 10^{-3} м	$\theta_i = d_i/\ell_c^i$	$h_{\text{огр}}^i$, кДж/кг	$\Delta h_{o, \Gamma}^i$, кДж/кГ	$h_{o, \Gamma}^i$, кДж/кГ
1	0,9	24,3	21,3	42,25	47	3,4	43,4
2	0,9057	30	27	33,54	47,5	3,4	44,1
3	0,9114	35,7	32,7	27,87	48,0	3,4	44,6
4	0,9171	41,4	38	24,13	48,5	3,4	45,1
5	0,9228	47,1	43	21,46	49,0	3,4	45,6
6	0,9285	52,9	49	18,95	49,6	3,4	46,2
7	0,9343	58,6	55	17	50,6	3,4	47,2
8	0,94	64,3	60	15,67	51,0	3,5	47,6
9	0,9457	70,0	65	14,5	52	3,5	48,6
					443,2	30,8	412,4

$\sum \Delta h_o \neq (1+\alpha) H^*_o$ поэтому невязка:

$$\Delta = (1+\alpha) H^*_o - \sum h_{огр} = (1+0,0169) \cdot 443,2 - 412,4 = 30,8 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h^i_o = (\Delta / \sum \Delta h^i_{огр}) h^i_{огр} = (30,8 / 412,4) \cdot 47 = 3,4 \text{ кДж/кг}$$

3. Окончательный тепловой расчёт турбины [12,13,14].

3.1. Расчёт утечек пара через переднее концевое лабиринтное уплотнение

1. Диаметр уплотнения (по прототипу): $d_y = 0,55 \text{ м}$
2. Число гребешков в уплотнении: $Z_{кy} = (P_1 - P_2) / 0,8 = (86,4 - 11) / 0,8 = 73$ шт.
3. Площадь зазора в уплотнении: $F_{кy} = \pi d_y \delta_y = 3,14 \cdot 0,55 \cdot 0,55 \cdot 10^{-3} = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$
где $\delta_y = 0,001 \cdot d_y = 0,001 \cdot 0,55 = 0,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
4. Величина утечек пара через концевые уплотнения:

$$G_{кy} = 0,99 \cdot \mu_{кy} \cdot F_{кy} \cdot \sqrt{P_1 \cdot 10^5 / V_1} \cdot \sqrt{1 - (P_2 / P_1)^2} / Z_{кy} =$$

$$= 0,99 \cdot 0,718 \cdot 0,95 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{86,4 \cdot 10^5 / 0,06} \cdot \sqrt{1 - (11 / 86,4)^2} / 73 = 0,7 \text{ кг/с}$$

где коэффициент расхода по МУ, рис. №7, $\mu_{кy} = 0,718$

5. Полный расход пара на турбину: $G_o = G + G_{кy} = 46,3 + 0,7 = 47 \text{ кг/с}$

3.2. Расчёт регулирующей ступени [12,13,14].

1. Уточняем высоту сопл ступени: $l^*_c = l_c (G_o / G) = 0,0158 \cdot (47 / 46,3) = 0,0159 \text{ м}$
2. По заданной мощности из МУ, табл. №2 выбираем тип колеса (КС-0А) + (КД-1-2А). По МУ, рис. №8 хорда профиля: $вс = 62,5 \text{ м}$
3. Отношение $вс / l^*_c$: $вс / l^*_c = 62,5 \cdot 10^{-3} / 0,0159 = 4,8$
4. Отношение $\sin \alpha_o / \sin \alpha_1$: $\sin \alpha_o / \sin \alpha_1 = \sin 90 / \sin 12 = 4,44$
5. Коэффициент расхода, МУ, рис. №9: $\mu_c = 0,970$
6. Площадь выходного сечения сопла
 $F_c = G_o \cdot V_{1т} / \mu_c \cdot C_{1т} = 51,4 \cdot 0,047 / (0,97 \cdot 567,4) = 0,004 \text{ м}^2$
7. Степень парциальности ступени
 $e = F_c / \pi d_{рc} l^*_c \sin \alpha_1 = 0,004 / (3,14 \cdot 0,98 \cdot 0,0159 \cdot \sin 12) = 0,40$
8. По МУ, рис. №8 относительный шаг решётки $t_c = 0,755$ при установочном угле $\alpha_y = 34^\circ$
9. Шаг сопловой решётки: $t_c = вc t_c = 62,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,755 = 0,047 \text{ м}$
10. Осевая ширина сопловой решётки
 $В_c = вc \sin \alpha_y - (0,001 - 0,0015) = 62,5 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 34 - 0,001 = 0,034 \text{ м}$
11. Ширина сопловых каналов: $ас = t_c \cdot \sin \alpha_1 = 0,047 \cdot \sin 12 = 0,0106 \text{ м}$
12. Число сопл в решётке:

$$Z_c = \pi d_{pc} e / t_c = (3,14 \cdot 0,98 \cdot 0,4) / 0,047 = 26,2 \text{ шт.}$$

13. Уточнённое значение степени парциальности:

$$e^* = Z^* \cdot t_c / \pi \cdot d_{pc} = 26 \cdot 0,047 / (3,14 \cdot 0,98) = 0,40$$

14. По данным МУ, табл. №2 задаём:

$$(F_{p1}/F_c) : (F_H/F_c) : (F_{p2}/F_c) = 1,5 : 2,5 : 3,8$$

Тогда выходное сечение:

а) первой рабочей решётки: $F_{p1} = 1,5 \cdot F_c = 1,5 \cdot 0,004 = 0,005205 \text{ м}^2$

б) направляющей решётки: $F_H = 2,5 \cdot F_c = 2,5 \cdot 0,004 = 0,008675 \text{ м}^2$

в) второй рабочей решётки: $F_{p2} = 3,8 \cdot F_c = 3,8 \cdot 0,004 = 0,01319 \text{ м}^2$

15. Отношение венцов решётки:

$$(\ell_{p1}/\ell_c) : (\ell_H/\ell_c) : (\ell_{p2}/\ell_c) = 1,2 : 1,44 : 1,73$$

высота выходных сечений:

а) первого рабочего венца: $\ell_{p1} = 1,2 \cdot \ell_c^* = 1,2 \cdot 0,0159 = 0,019 \text{ м}$

б) направляющей решётки: $\ell_H = 1,44 \cdot \ell_c^* = 1,44 \cdot 0,0159 = 0,0229 \text{ м}$

в) второго рабочего венца: $\ell_{p2} = 1,73 \cdot \ell_c^* = 1,73 \cdot 0,0159 = 0,0275 \text{ м}$

16. Определяем углы выхода потока пара из:

а) рабочих лопаток первого венца:

$$\sin \beta_2 = F_{p1} / e^* \cdot \pi \cdot d_{pc} \cdot \ell_{p1} = 0,005205 / (0,375 \cdot 3,14 \cdot 0,98 \cdot 0,019) = 0,283;$$

$$\beta_2 = 16^\circ$$

б) направляющих лопаток:

$$\sin \alpha'_1 = F_H / e^* \cdot \pi \cdot d_{pc} \cdot \ell_{p1} = 0,008675 / (0,375 \cdot 3,14 \cdot 0,98 \cdot 0,0229) = 0,394;$$

$$\alpha'_1 = 23^\circ$$

в) рабочих лопаток второго венца:

$$\sin \beta'_2 = F_{p2} / e^* \cdot \pi \cdot d_{pc} \cdot \ell_{p2} = 0,01319 / (0,375 \cdot 3,14 \cdot 0,98 \cdot 0,0275) = 0,498;$$

$$\beta'_2 = 30^\circ$$

17. По МУ, рис. №10 определяем относительный шаг решётки и установочные

углы:

а) первой рабочей: $t_{p1} = 0,70$; $\beta_{y1} = 80^\circ$; $v_{p1} = 25,95 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

б) направляющей: $t_H = 0,75$; $\beta_{yH} = 80^\circ$; $v_H = 25,63 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

в) второй расчёт: $t_{p2} = 0,56$; $\beta_{y2} = 78^\circ$; $v_{p2} = 25,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

18. Шаги решёток:

а) 1 рабочего венца: $t_{p1} = v_{p1} \cdot t_{p1} = 25,95 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 = 0,01817 \text{ м}$

б) направляющей: $t_H = v_H \cdot t_H = 25,63 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75 = 0,01922 \text{ м}$

в) 2 рабочего венца: $t_{p2} = v_{p2} \cdot t_{p2} = 25,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,56 = 0,01433 \text{ м}$

19. Число лопаток:

а) 1 венца: $Z_{p1} = \pi d_{pc} / t_{p1} = 3,14 \cdot 1,0 / 0,01817 = 173 \text{ шт.}$

б) направляющих: $Z_H = \pi d_{pc} / t_H = 3,14 \cdot 1,0 / 0,01922 = 163 \text{ шт.}$

в) 2 венца: $Z_{p2} = \pi d_{pc} / t_{p2} = 3,14 \cdot 1,0 / 0,01433 = 219 \text{ шт.}$

20. Осевая ширина решёток:

а) 1 венца: $v_{p1} = v_{p1} \sin \beta_{y1} - (0,001 - 0,0015) = 25,95 \cdot 10^{-2} \cdot \sin 80 - 0,0014 = 0,024 \text{ м}$

б) направляющей: $v_H = v_H \sin \beta_{yH} - (0,001 - 0,0015) = 25,63 \cdot 10^{-3} \sin 80 -$

$$0,001=0,024\text{м}$$

$$\text{в) 2 венца: } V_{p2}=V_{p2}\sin\beta_{y2}-(0,001-0,0015) =25,6\cdot 10^{-3} \cdot \sin 78 - 0,001=0,024\text{м}$$

21. Уточняем величину коэффициента скорости сопла:

$$\Delta\varphi_c=((\varphi_c-\varphi^*_c)/\varphi_c) \cdot 100\% = ((0,946 - 0,9465)/0,946) \cdot 100\% = 0,052\% \leq 1\%$$

22. Действительная скорость пара за сопловой решёткой:

$$C_1=\varphi^*_c C_{1t}=0,9465 \cdot 567,4 = 530 \text{ м/с}$$

23. По известным U , α_1 , C_1 строим выходной треугольник скоростей (рис.3)

$$\text{и определяем: } W_1 = 425 \text{ м/с; } \beta_1=18^\circ$$

24. По МУ, рис.№12 находим коэффициент скорости рабочих лопаток 1 венца

$$\Psi_{p1}=0,896$$

25. Распределяем суммарную реактивность на регулирующей ступени:

$$\text{а) 1 рабочий венец: } \rho_1=0,2\sum\rho=0,2*0,08 = 0,016$$

$$\text{б) направляющей: } \rho_H=0,5\sum\rho=0,5*0,08 = 0,04$$

$$\text{в) 2 рабочего венца: } \rho_2=0,3\sum\rho=0,3*0,08 = 0,024$$

26. Располагаемые теплоперепады:

$$\text{а) 1 рабочий венец: } h_{o1}=\rho h^{pc}_o = 0,016 \cdot 175 = 3,4 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{б) направляющих: } h_{oH}=\rho h^{pc}_o = 0,04 \cdot 175 = 8,5 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{в) 2 рабочий венец: } h_{o2}=\rho h^{pc}_o = 0,024 \cdot 175 = 5,1 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{Контроль: } h^{pc}_o = h_{oc} + h_{o1} + h_{oH} + h_{o2} = 161 + 3,4 + 8,5 + 5,1 = 175 \text{ кДж/кг}$$

27. Определяем теоретическую относительную скорость пара на выходе из рабочих

лопаток 1 венца:

$$W_{zt} = \sqrt{2000 \cdot h_{o1} + W_1^2} = \sqrt{2000 \cdot 3,4 + 425^2} = 432,9 \text{ м/с}$$

28. Потеря тепла на рабочих лопатках 1 венца:

$$\Delta h_{p1}=(1-\Psi_{p1}^2) W_{2t}^2/2000 = (1 - 0,896^2) \cdot 432,9^2/2000 = 18,4 \text{ кДж/кг}$$

29. Действительная скорость пара на выходе из рабочих лопаток 1 венца:

$$W_2=\Psi_{p1} W_{2t}=0,896 \cdot 432,9 = 387,8 \text{ м/с}$$

30. По известным значениям U ; β_2 ; W_2 строим выходной треугольник скоростей

$$\text{(рис.3) и определяем: } C_2= 240 \text{ м/с, } \alpha_2 = 28^\circ$$

31. Теоретическая абсолютная скорость пара на выходе из направляющих лопаток:

$$C'_{1t}=\sqrt{2000 \cdot h_{oH} + C_2^2} = \sqrt{2000 \cdot 8,5 + 240^2} = 265 \text{ м/с}$$

32. По известным α'_1 ; α_2 ; l_H по МУ, рис.№12 находим $\Psi_H=0,92$

33. Тепловая потеря на направляющих лопатках:

$$\Delta h_H=(1-\Psi_H^2) ((C'_{1t})^2/2000) = (1-0,92^2) (265^2/2000) = 5,3 \text{ кДж/кг}$$

34. Действительная абсолютная скорость пара на выходе из направляющих лопаток:

$$C'_1=\Psi_H C'_{1t} = 0,92 \cdot 265 = 243 \text{ м/с}$$

35. По известным U , α'_1 , C'_1 строим выходной треугольник скоростей и находим $W'_1 = 115$ м/с; $\beta'_1 = 56^\circ$

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

$$W'_{2t} = \sqrt{2000 \cdot h_{o2} + (W'_1)^2} = \sqrt{2000 \cdot 5,1 + 115^2} = 153 \text{ м/с}$$

37. По найденным β'_1 ; β_2 ; ℓ_{p2} по МУ находим: $\psi_{p2} = 0,954$

38. Тепловая потеря на втором венце рабочих лопаток:

$$\Delta h_{p2} = (1 - \psi_{p2}^2) ((W'_{2t})^2 / 2000) = (1 - 0,954^2) (153^2 / 2000) = 1,0 \text{ кДж/кг}$$

39. Вычисляем действительную относительную скорость пара на выходе из рабочих лопаток 2 венца: $W'_2 = \psi_{p2} W'_{2t} = 0,954 \cdot 153 = 146$ м/с

40. По известным U ; β'_2 ; W'_2 строим выходной треугольник скоростей рабочей решётки 2 венца: $C'_2 = 75$ м/с; $\alpha'_2 = 105^\circ$

41. Вычисляем потерю тепла с выходной скоростью:

$$\Delta h_{вс} = (C'_2)^2 / 2000 = 75^2 / 2000 = 2,8 \text{ кДж/кг}$$

42. Относительный лопаточный КПД регулирующей ступени:

$$(\eta^{pc}_{ол})_п = (h^{pc}_o - (\Delta h^*_c + \Delta h_{p1} + \Delta h_n + \Delta h_{p2} + \Delta h_{вс})) / h^{pc}_o =$$

$$= (211 - (20 + 18,4 + 5,3 + 1,0 + 2,8)) / 211 = 0,775$$

43. То же по данным треугольников скоростей:

$$(\eta^{pc}_{ол})_{тс} = 2U(C_{1u} + C_{2u} + C'_{1u} - C'_{2u}) / C_o^2 = 2 \cdot 157 \cdot (565 + 200 + 220 - 20) / 603,8^2 = 0,780$$

контроль:

$$\Delta\% = (\eta^{pc}_{ол})_п - (\eta^{pc}_{ол})_{тс} / (\eta^{pc}_{ол})_п \cdot 100\% = (0,78 - 0,775) / (0,78) \cdot 100\% = 0,64\%, \text{ т.е. меньше } 1\%$$

44. Определяем энтальпию пара на выходе из:

а) сопловой решётки: $i_c = i_o - h_{oc} + \Delta h_{p1} =$
 $= 3510 - 161 + 20 = 3369 \text{ кДж/кг}$

б) рабочих лопаток 1 венца: $i_{p1} = i_c - h_{o1} + \Delta h_{p1} =$
 $= 3369 - 3,4 + 18,4 = 3384 \text{ кДж/кг}$

в) направляющих лопаток: $i_n = i_{p1} - h_{он} + \Delta h_n =$
 $= 3384 - 8,5 + 5,3 = 3380,8 \text{ кДж/кг}$

г) рабочих лопаток 2 венца: $i_{p2} = i_n - h_{o2} + \Delta h_{p2} =$
 $= 3380,8 - 5,1 + 1,0 = 3376,7 \text{ кДж/кг}$

45. Строим схему действительного процесса расширения пара в РС в i - s диаграмме и находим: $V_c = 0,06$ м³/кг; $V_{p2} = 0,062$ м³/кг

46. Вычисляем средний объём пара, в котором вращается диск ступени:

$$V_{cp} = (V_c + V_{p2}) / 2 = (0,06 + 0,062) / 2 = 0,061 \text{ м}^3/\text{кг}$$

47. Находим потерю мощности на трение и вентиляцию:

$$N_{тв} = \lambda / V_{cp} [1,07 d_{pc}^2 + 0,61(1 - e^*) d_{pc} (\ell_{p1}^{1,5} + \ell_{p2}^{1,5})] U^3 / 10^6 =$$

$$= 1 / 0,048 \cdot [1,07 \cdot 0,98^2 + 0,61(1 - 0,40) \cdot 1,0 \cdot (1,88^{1,5} + 2,25^{1,5})] 153,863 / 10^6 = 295 \text{ кВт.}$$

48. Потеря тепла на трение и вентиляцию:

$$\Delta h_{тв} = N_{тв} / G = 295 / 47 = 5,8 \text{ кДж/кг}$$

49. Потеря тепла на выталкивание неподвижной массы пара:

$$\Delta h_{\text{BK}} = (0,11(B_{p1} \ell_{p1} + B_{p2} \ell_{p2}) / F_c) \cdot x_o^{\text{pc}} \cdot \eta_{\text{ол}}^{\text{pc}} \cdot m \cdot h_o^{\text{pc}} = \\ (0,11 \cdot (0,024 \cdot 0,0156 + 0,024 \cdot 0,0225) / 0,00347) \cdot 0,26 \cdot 0,767 \cdot 4 \cdot 211 = 5,0 \text{ кДж/кг}$$

50. Относительный внутренний КПД РС:

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{pc}} = \eta_{\text{ол}}^{\text{pc}} - (\Delta h_{\text{ТВ}} + \Delta h_{\text{BK}}) / h_o^{\text{pc}} = 0,78 - (5,8 + 5,0) / 175 = 0,71$$

51. Энтальпия пара за ступенью:

$$i_{\text{pc}} = i_{p2} + \Delta h_{\text{BC}} + \Delta h_{\text{ТВ}} + \Delta h_{\text{BK}} = 3376,7 + 2,8 + 5,8 + 5,0 = 3390,3 \text{ кДж/кг}$$

52. Использованный теплоперепад регулирующей ступени:

$$h_{\text{oi}}^{\text{pc}} = i_o - i_{\text{pc}} = 3510 - 3390,3 = 120,7 \text{ кДж/кг}$$

53. Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{pc}} = h_{\text{oi}}^{\text{pc}} / h_o^{\text{pc}} = 120,7 / 175 = 0,708$$

$$\text{Контроль: } [(0,71 - 0,708) / 0,71] \cdot 100\% = 0,14\% \leq 1\%$$

54. Внутренняя мощность регулирующего колеса:

$$N_{\text{oi}}^{\text{pc}} = G \cdot h_{\text{oi}}^{\text{pc}} = 47 \cdot 120,7 = 5680 \text{ кВт}$$

55. Состояние пара за регулирующей ступенью с учётом всех потерь по i-s диаграмме:

а) давление $P_{\text{pc}} = 50$ бар.

б) температура $t_{\text{pc}} = 485$ °C

3.3. Расчёт первой ступени давления [12,13,14].

Из предыдущих расчётов известны:

а) Расход пара, $G = 47$ кг/с

б) Средний диаметр ступени, $d_1 = 0,9$ м

в) Ориентировочная высота сопла, $\ell_{c1} = 0,0213$ м

г) Отношение, $\theta_1 = d_1 / \ell_{c1} = 42,25$

д) Располагаемый теплоперепад на ступень, $h_o^1 = 43,4$ кДж/кг

е) Отношение скоростей, $X_o = U / C_o = 0,46$

ж) Параметры пара перед ступенью:

- давление $P_{o1} = P_{\text{pc}} = 50$ бар

- температура $t_{o1} = t_{\text{pc}} = 485$ °C

- энтальпия $i_{o1} = i_{\text{pc}} = 3390,3$ кДж/кг

з) Степень парциальности, $e = 1$

Расчёт:

- Средняя степень реакции ступени:
 $\rho = [1,8/(1,8+\theta)] + (0,01-0,03) = [1,8/(1,8+42,25)] + 0,028 = 0,06$
- Располагаемый теплоперепад на сопловую решётку:
 $h^1_{oc} = (1-\rho) h^1_o = (1 - 0,06) \cdot 43,4 = 40,8 \text{ кДж/кг}$
- Теоретическая скорость на выходе из сопл:
 $C_{1t} = \sqrt{2000 \cdot h^1_{oc}} = \sqrt{2000 \cdot 40,8} = 281 \text{ м/с}$
- Выбираем тип ступени давления для формирования всей проточной части турбины, по МУ, табл. №2: КД-1-2А
 $\alpha_1 = 12^\circ = \text{const}; \beta_2 = 18^\circ = \text{const.}$
- Рассчитаем отношения: $v_c/\ell^*_c = (62,5 \cdot 10^{-3})/18 \cdot 10^{-3} = 3,47;$
 $\sin\alpha_o/\sin\alpha_1 = \sin 90/\sin 12 = 4,44$
- По МУ, находим: $\mu^1_c = 0,945$
- Строим тепловой процесс в i-s диаграмме и находим:
 - удельный объём, $V_{1t} = 0,08 \text{ м}^3/\text{кг}$
 - давление за соплом, $P_c = 42 \text{ бар}$
 - давление за ступенью, $P'_2 = 41 \text{ бар}$
- Расчётная площадь горловых сечений сопловой решётки:
 $F^1_c = G \cdot V_{1c}/\mu^1_c \cdot C_{1t} = (47 \cdot 0,08)/(0,945 \cdot 281) = 0,01076 \text{ м}^2$
- Высота сопловой решётки:
 $\ell^1_c = F^1_c/\pi \cdot d_1 \cdot \ell \cdot \sin\alpha_1 = 0,01076/3,14 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot \sin 12 = 0,018 \text{ м}$
- Высота рабочей лопатки: $\ell^1_p = \ell^1_c + \Delta_k + \Delta_n = 0,018 + 1 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-3} = 0,021 \text{ м}$
- Площадь выходного сечения рабочей решётки:
 $F^1_p = (\pi d_1 \ell^1_p \sin\beta_2) \cdot e = (3,14 \cdot 0,85 \cdot 0,021 \cdot \sin 18) \cdot 1 = 0,0173 \text{ м}^2$
Контроль: $F^1_p/F^1_c = 0,0173/0,01076 = 1,6;$
т.е. $[F_p/F_c]_{\min} = 1,5 < F^1_p/F^1_c = 1,7 < [F_p/F_c]_{\max} = 1,8$
- Относительный шаг решётки по МУ: $t_c = 0,755; \alpha_y = 34^\circ$
- Шаг сопловой решётки: $t_c = v_c \cdot t_c = 62,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,755 = 0,04687 \text{ м}$
- Число лопаток в сопловой решётке: $Z_c = \pi \cdot d_1/t_c = (3,14 \cdot 0,85)/0,04687 = 57$ шт.
- Осевая ширина сопловой решётки: $V_c = v_c \sin\alpha_y - (0,001-0,0015) = 62,5 \cdot 10^{-3} \sin 34 - 0,001 = 0,034 \text{ м}$
- Относительный шаг рабочей решётки, по МУ:
 $t_p = 0,65$ при $\beta_y = 77^\circ; v_p = 25,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
- Шаг рабочей решётки: $t_p = v_p t_p = 25,72 \cdot 10^{-3} \cdot 0,65 = 0,01672 \text{ м}$
- Количество рабочих лопаток: $Z_p = \pi \cdot d_1/t_1 = (3,14 \cdot 0,9)/0,01672 = 160$ шт.
- Ширина рабочей решётки: $V_p = v_p \cdot \sin\beta_y - (0,001-0,0015) = 25,72 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 77 - 0,001 = 0,024 \text{ м}$
- Коэффициент скорости сопловой решётки, МУ: $\phi_c = 0,95$
- Действительная скорость потока пара за соплом:
 $C_1 = \phi_c \cdot C_{1t} = 0,95 \cdot 281 = 267 \text{ м/с}$
- Окружная скорость: $U = \pi \cdot d_1 n/60 = (3,14 \cdot 0,9 \cdot 3000)/60 = 141,3 \text{ м/с}$

23. По известным U ; C_1 ; α_1 строим выходной треугольник скоростей сопловой решётки (рис. 6) и находим: $W_1=145$ м/с; $\beta_1=25^\circ$

24. По МУ, коэффициент скорости: $\psi_p=0,93$

25. Располагаемый теплоперепад на рабочих лопатках:

$$h_{op}^1 = \rho h_o^1 = 0,06 \cdot 43,4 = 2,6 \text{ кДж/кг}$$

26. Теоретическая относительная скорость пара на выходе из рабочих лопаток:

$$W_{2t} = \sqrt{2000 \cdot h_{op}^1 + W_1^2} = \sqrt{2000 \cdot 2,6 + 145^2} = 161 \text{ м/с}$$

27. Действительная относительная скорость пара на выходе из рабочих лопаток:

$$W_2 = \psi_p W_{2t} = 0,93 \cdot 161 = 150 \text{ м/с}$$

28. По известным U ; β_2 ; W_2 строим выходной треугольник скоростей рабочей

Решётки (рис. 6) и находим: $C_2 = 45$ м/с; $\alpha_2 = 80^\circ$

29. Тепловые потери:

а) на соплах: $\Delta h_c = (1 - \phi_c^2) h_{oc}^1 = (1 - 0,95^2) \cdot 40,8 = 3,8$ кДж/кг

б) на рабочих лопатках:

$$\Delta h_p = (1 - \psi_p^2) \cdot W_{2t}^2 / 2000 = (1 - 0,93^2) \cdot 161^2 / 2000 = 1,8 \text{ кДж/кг}$$

в) с выходной скоростью: $\Delta h_{bc} = C_2^2 / 2000 = 45^2 / 2000 = 1,0$ кДж/кг

30. Относительный лопаточный КПД ступени:

$$\eta_{ол}^1 = h_o^1 - (\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_{bc}) / h_o^1 = 43,4 - (3,8 + 1,8 + 1,0) / 43,4 = 0,84$$

31. Фиктивная скорость пара на выходе из сопла:

$$C_o = \sqrt{2000 \cdot h_o^1} = \sqrt{2000 \cdot 43,4} = 289,8 \text{ м/с}$$

32. Относительный лопаточный КПД ступени:

$$\eta_{ол}'' = 2U \cdot (C_{1u} + C_{2u}) / C_o^2 = 2 \cdot 133,45 \cdot (260 - 10) / 289,7^2 = 0,83$$

$$\text{Невязка: } ((0,84 - 0,83) / 0,84) \cdot 100\% = 1,2\% < 2\%$$

33. Общее число гребешков в уплотнении диафрагм:

$$Z_{дy} = (P'_o - P_c) / 0,8 = (50 - 42) / 0,8 = 10 \text{ шт.}$$

34. Площадь радиального зазора в уплотнениях диафрагм:

$$F_{уд} = \pi \cdot d_y \cdot \delta_y = 3,14 \cdot 0,55 \cdot 0,00055 = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$\text{где } \delta_y = 0,001 \cdot d_y = 0,001 \cdot 0,55 = 0,00055 \text{ м}$$

35. Коэффициент расхода, МУ: $\mu_y = 0,710$

36. Потеря тепла в ступени от утечек пара через диафрагменные уплотнения:

$$\Delta h_{yt} = ((\mu_y F_y \xi'_{оп}) / (\mu'_c F_c \sqrt{Z_{дy}})) \cdot h_o^1 =$$

$$= ((0,71 \cdot 0,95 \cdot 10^{-3} \cdot 0,845) / (0,945 \cdot 0,01076 \cdot \sqrt{10})) \cdot 43,4 = 2,0 \text{ кДж/кг}$$

37. Потери тепла на трение диска о пар:

$$\Delta h_{tp} = ((10^{-3} d_1 x_o^3) / (e l_c \mu_c \sin \alpha_1)) \cdot h_o^1 = ((10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 0,48^3) / (0,018 \cdot 0,945 \cdot \sin 13)) \cdot 43,4 = 4,0 \text{ кДж/кг}$$

38. Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta'_{oi} = \eta'_{ол} - (\Delta h_{yt} + \Delta h_{tp}) / h'_o = 0,84 - (2 + 4) / 43,4 = 0,71$$

39. Рассчитаем энтальпии пара:

а) за соплами: $i_c = i'_o - h'_{oc} + \Delta h_c = 3390,3 - 40,80 + 3,8 = 3353,3$ кДж/кг

б) за рабочей лопаткой: $i_p = i_c - h'_{op} + \Delta h_p = 3353,3 - 2,5 + 1,8 = 3352,6$ кДж/кг

в) за ступенью: $i_1 = i_p + \Delta h_{bc} + \Delta h_{yt} + \Delta h_{tp} = 3352,6 + 1 + 2 + 4 = 3359,6$ кДж/кг

40. Использованный тепловой перепад ступени:

$$h'_1 = i'_o - i_1 = 3390,3 - 3359,6 = 30,7 \text{ кДж/кг}$$

41. Строим действительный процесс расширения пара в 1-ой ступени в i -s диаграмме

и находим:

а) давление за соплом, $P_c = 42$ бар

б) давление за ступенью, $P_1 = 41$ бар

в) температура за ступенью, $t_1 = 460^\circ$

г) удельный объём, $V_1 = 0,085$ м³/кг

42. Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta''_{oi} = h'_i / h'_o = 30,7 / 43,4 = 0,707$$

$$\text{Контроль: } ((0,71 - 0,707) / 0,71) \cdot 100\% = 0,42\% < 2\%$$

43. Внутренняя мощность ступени: $N^1_i = G \cdot h^1_i = 47 \cdot 30,7 = 1443$ кВт

Аналогично ведём расчёт последующих ступеней давления.

Результаты расчёта сведём в таблицу 2.2.

3.4. Коррекция проточной части.

1. Использованный тепловой перепад в турбине:

$$H_i = i_o - i_z = 3510 - 3016 = 494 \text{ кДж/кг}$$

2. Действительный относительный внутренний КПД турбины:

$$\eta^{т.д.}_{oi} = 0,98 \cdot (H_i / H_o) = 0,98 \cdot (494 / 600) = 0,806$$

$$\text{В предварительном расчете: } \eta^{т.д.}_{oi} = 0,803$$

3. Вычисляем внутреннюю мощность турбины:

$$N^t_i = N^{pc}_i + \sum N_i = 5680 + 16780 = 22460 \text{ кВт}; \text{ где } \sum N_i = 16780 \text{ кВт.}$$

4. Действительный расход пара на турбину:

$$G_d = N^t_i / H_o \eta^{т.д.}_{oi} = 22460 / (600 \cdot 0,806) = 46,5 \text{ кг/с}$$

5. Действительная мощность турбины:

$$N^d_3 = N^t_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 22460 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 22013 \text{ кВт}$$

$$\text{Контроль: } [(N^d_3 - N_3) / N^d_3] 100\% =$$

$$= [(22013 - 22000) / 22013] \cdot 100\% = 0,06\% < 2\%$$

т.е. коррекция проточной части не производится.

Таблица – 2.2 Результаты расчета ступеней

Обозн.	Размерн.	Номера ступеней							
		Регулирующая ступень				Первая ступень		Вторая ступень	
		Сопловая	Раб. 1вен	Направ.	Раб.2 вен	Сопловая	Рабочая	Сопловая	Рабочая
G	кг/с	47				47		47	
di	м	0,98				0,9		0,8556	
Ui	м/с	153,9				141,3		134,3	
Po	бар	86,4				50		41	
to	°C	548				485		460	
io	кДж/кг	3510				3384,4		3350	
ho	кДж/кг	175				43,4		44,1	
Xo= U/Co		0,26				0,46		0,46	
ρ			0,016	0,04	0,024		0,06		0,06
hос; hор	кДж/кг	161	3,4	8,5	5,1	40,8	2,6	41,5	2,6
Pс;Pр	бар	53	52,5	50,5	50	42	41	37	36
V1t;V2t	м³/кг	0,047			0,052	0,083	0,085	0,088	0,089
C1t;W2t	м/с	567,4	432,9	265	153	281	161	281,8	161,4
μс;μр		0,97				0,945		0,946	
α1 β2	град	12	16	23	30	12	18	12	18
β1;α2	град	18	28	56	105	25	90	25,5	90
ℓс ℓр	10³, м	15,9	19	22,9	27,5	18	21	23,6	26,6
bc бр	10³, м	62,5	25,95	25,63	25,6	62,5	25,72	62,5	25,72
tc тр	10³, м	46,9	18,17	19,22	14,33	46,87	16,72	46,87	16,72
Zс Zр	штук	26	173	163	219	57	160	57	161
φ ψ		0,9465	0,896	0,92	0,954	0,95	0,93	0,95	0,93
C1;W2	м/с	530	387,8	243	146	267	150	258,5	140,8
W1;C2	м/с	425	240	115	75	145	45	136,2	46
Δhc Δhr	кДж/кг	20	18,4	5,3	1	3,8	1,8	3	1,5
Δhвс	кДж/кг				2,8		1		1
ηол					0,78		0,84		0,85
Δhтв ; Δhтр	кДж/кг				5,8		4		2
Δhвк ; Δhут	кДж/кг				5		2		1,9
hi	кДж/кг				120,7		30,7		34
ηoi					0,72		0,78		0,78
Ni	кВт				5680		1443		1600
ℓс ℓр	10³, м	15,9	19	22,9	27,5	18	21	23,6	26,6

Продолжение таблицы 2.2

Обозн.	Размерн.	Номера ступеней							
		Третья ступень		Четвертая ступень		Пятая ступень		Шестая ступень	
		Соплов ая	Рабоч ая	Соплов ая	Рабоч ая	Соплов ая	Рабоч ая	Соплов ая	Рабоч ая
G	кг/с	47		47		47		47	
di	м	0,9057		0,9114		0,9228		0,9285	
Ui	м/с	142,2		143,1		144,9		145,8	
Po	бар	36		32		26		22	
to	°C	438		420		395		375	
io	кДж/кг	3304		3268		3230		3290	
ho	кДж/кг	44,6		45,1		45,6		46,2	
Xo=		0,46		0,46		0,46		0,46	

U/Co									
ρ			0,06		0,07		0,07		0,08
h _{oc} ; h _{op}	кДж/кг	39,8	2,6	39,7	2,9	39,8	3	39,6	3,4
P _c ;P _p	бар	51	50	47	46	38	37	33	32
V _{1t} ;V _{2t}	м ³ /кг	0,06	0,062	0,069	0,07	0,078	0,079	0,086	0,087
C _{1t} ;W _{2t}	м/с	272,8	152,5	273,1	155	274,4	155,4	274,6	156
μ _c ; μ _p		0,948		0,95		0,95		0,952	
α ₁ β ₂	град	13	18	13	18	13	18	13	18
β ₁ ; α ₂	град	26	90	26	90	26	90	26	90
ξ _c ξ _p	10 ³ , м	29,2	32,2	34,8	37,8	40,7	43,7	46	49
b _c b _p	10 ³ , м	62,5	25,72	62,5	25,72	62,5	25,72	62,5	25,72
t _c t _p	10 ³ , м	46,87	16,72	46,87	16,72	46,87	16,72	46,87	16,72
Z _c Z _p	штук	58	162	58	162	58	163	58	164
φ ψ		0,95	0,93	0,951	0,931	0,952	0,931	0,952	0,932
C ₁ ;W ₂	м/с	259	141,8	259,5	144,5	261	144,7	261,4	144,9
W ₁ ;C ₂	м/с	136	46	136	46	136	47	136	47
Δ h _c Δ h _p	кДж/кг	3	1	2,8	0,8	2,8	0,8	2,8	0,7
Δ h _{вс}	кДж/кг		1		1		1		0,9
η _{ол}			0,85		0,86		0,86		0,86
Δ h _{тв} ; Δ h _{тp}	кДж/кг		2		1,9		1,9		1,8
Δ h _{вк} ; Δ h _{ут}	кДж/кг		1,8		1,8		1,8		1,7
h _i	кДж/кг		38,3		40,4		40,8		41,2
η _{oi}			0,78		0,78		0,78		0,78
N _i	кВт		1800		1900		1920		1935
ξ _c ξ _p	10 ³ , м	29,2	32,2	34,8	37,8	40,7	43,7	46	49

Продолжение таблицы 2.2

Обозн.	Размерн.	Номера ступеней					
		Седьмая ступень		Восьмая ступень		Девятая ступень	
		Сопловая	Рабочая	Сопловая	Рабочая	Сопловая	Рабочая
G	кг/с	47		47		47	
d _i	м	0,9343		0,94		0,9457	
U _i	м/с	146,7		147,6		148,5	
P _o	бар	18		15		13	
t _o	°C	452		330		312	
i _o	кДж/кг	3150		3106		3070	
h _o	кДж/кг	47,2		47,6		48,6	
X _o = U/Co		0,46		0,46		0,46	
ρ			0,09		0,1		0,11
h _{oc} ; h _{op}	кДж/кг	39,3	3,9	39,1	4,3	38,8	4,8
P _c ;P _p	бар	28,5	28	24,5	24	21,5	21
V _{1t} ;V _{2t}	м ³ /кг	0,098	0,1	0,108	0,11	0,126	0,128
C _{1t} ;W _{2t}	м/с	275	156,4	274,6	156,8	274,6	157,2
μ _c ; μ _p		0,954		0,956		0,958	
α ₁ β ₂	град	13	18	13	18	13	18
β ₁ ; α ₂	град	26	90	26	90	26	90
ξ _c ξ _p	10 ³ , м	51,6	54,6	57,2	60,2	62,8	65,8

bc bp	10 ³ , м	62,5	25,72	62,5	25,72	62,5	25,72
tc tp	10 ³ , м	46,87	16,72	46,87	16,72	46,87	16,72
Zc Zp	штук	59	165	59	166	59	167
φ ψ		0,952	0,932	0,953	0,932	0,953	0,932
C1;W2	м/с	261,8	145	261,7	145,1	261,7	145,3
W1;C2	м/с	136	47	136	47	136	47
Δhc Δhp	кДж/кг	2,6	0,6	2,4	0,6	2	0,5
Δhвс	кДж/кг		0,9		0,8		0,8
ηол			0,86		0,86		0,87
Δhтв ; Δhтр	кДж/кг		1,8		1,8		1,8
Δhвк ; Δhут	кДж/кг		1,7		1,7		1,6
hi	кДж/кг		43,6		43,8		44
ηoi			0,78		0,78		0,78
Ni	кВт		2050		2062		2070
lc lp	10 ³ , м	51,6	54,6	57,2	60,2	62,8	65,8

Продолжение таблицы 2.2

Обозн.	Размерн.	Номера ступеней	
		Одиннадцатая ступ.	
		Сопловая	Рабочая
G	кг/с	51	
di	м	0,906	
Ui	м/с	142,2	
Po	бар	17	
to	°C	316	
io	кДж/кг	3080	
ho	кДж/кг	44	
Хо= U/Co		0,48	
ρ			0,13
hoc; hor	кДж/кг	38,3	5,7
Pc;Pp	бар	11,5	11
V1t;V2t	м ³ /кг	0,165	0,17
C1t;W2t	м/с	276,8	167,80
μс;μр		0,962	
α1 β2	град	13	18
β1;α2	град	26	89
lc lp	10 ³ , м	72	77
bc bp	10 ³ , м	62,5	25,72
tc tp	10 ³ , м	46,87	16,72
Zc Zp	штук	60	168
φ ψ		0,954	0,933
C1;W2	м/с	264,0	156,6
W1;C2	м/с	129,45	44,4
Δhc Δhp	кДж/кг	1,6	0,4
Δhвс	кДж/кг		0,7
ηол			0,88
Δhтв ; Δhтр	кДж/кг		1,7
Δhвк ; Δhут	кДж/кг		1,6
hi	кДж/кг		37,8
ηoi			0,9
Ni	кВт		2338
lc lp	10 ³ , м	72	77

2.3 Выбор оптимального варианта и его оценка.

На данный момент особую актуальность имеют вопросы ресурсосбережения, которое нацелено на сокращение масштабов потребления высококачественных топлив. При этом экономия ресурсов должна достигаться не путем снижения потребления энергии, а за счет рационального её использования. В тепловом режиме турбины Р – 25 – 90/13 нет подогревателя высокого давления. При его установке мы достигнем экономию ресурсов [1,2,3].

Современные тепловые электростанции характеризуются большим разнообразием режимов работы. В связи с изменением структуры энергопотребления и разуплотнением графиков электрических нагрузок оборудование, работавшее в базовом режиме, привлекается для регулирования нагрузок и переходит в полупиковый режим работы, что приводит к необходимости глубоких разгрузок. Неотъемлемой частью любой современной паротурбинной установки является система регенеративного подогрева питательной воды. Применение регенеративного подогрева на ТЭС увеличивает КПД конденсационных турбоустановок, приводит к росту электрической выработки на тепловом потреблении для теплофикационных установок.

Системы регенеративного подогрева питательной воды турбоустановок разрабатывались достаточно давно. Их характеристики и режимы работы соответствовали режимам работы соответствующих блоков. Роль систем регенерации для установок различных классов неодинакова, она меняется в зависимости от режима работы установки [3].

Регенеративные подогреватели высокого давления предназначены для подогрева питательной воды, находящейся под полным давлением питательного насоса. Греющей средой в них является пар из отборов турбины. Наиболее характерным является наличие трех зон поверхности теплообмена, расположенных в одном корпусе ПВД: 1) зона охлаждения пара, в которой происходит конвективный теплообмен при охлаждении перегретого пара с температурой стенки выше температуры насыщения; 2) зона конденсации пара, где греющий пар полностью конденсируется; 3) зона охлаждения конденсата, где происходит конвективный теплообмен при охлаждении конденсата греющего пара. Регенеративный подогрев воды повышает КПД турбоустановки на 10 – 12% и применяется на всех современных паротурбинных электростанциях. С повышением температуры питательной воды в значительных пределах тепловая экономичность турбоустановки и энергоблока в целом улучшается, расход топлива уменьшается. В среднем применение регенеративного подогрева питательной воды дает экономию топлива, приведенную в таблице – 2.2.

Таблица – 2.2

Начальные параметры		Экономия топлива, %
Давление, кгс/см ²	Температура, °С	
35	435	7-8
90	535	11-13
130	565	15-16
240	565	17-18

Исходя из этой таблицы, мы видим насколько эффективно использование ПВД [3,10].

2.4 Расчет тепловой схемы турбины Р – 25 – 90/18.

1.1 Описание расчетной тепловой схемы Р-25-90/18 с включенными ПВД

Расчетная тепловая схема Р-25-90/18 с включенными ПВД представлена на рис.1.

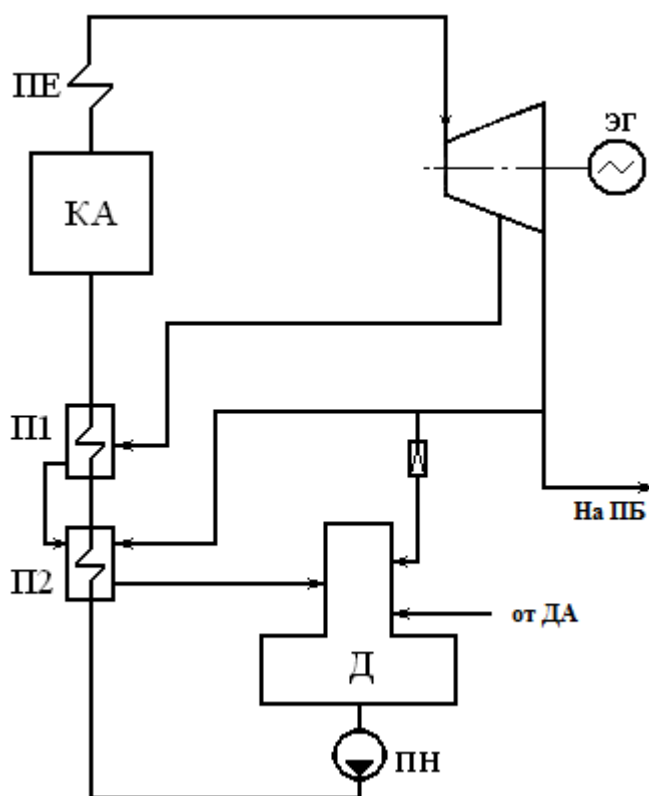


Рисунок – 2.1. Расчетная тепловая схема Р-25-90/18

Подпиточная вода котлов после химводоочистки направляется в атмосферные деаэраторы и перекачивающими насосами подается в систему регенерации турбины, подогрев питательной воды производится в подогревателях высокого давления турбины.

Деаэрация подпиточной воды теплосети производится в вакуумных деаэраторах.

Запас подпиточной воды теплосети обеспечивается в аккумуляторных

баках 2x5000 м³.

Подогрев сетевой воды производится последовательно в основных и пиковых подогревателях и водогрейных котлах.

Схема подачи сетевой воды двухступенчатая. Сетевые насосы второго подъема установлены перед водогрейными котлами [5,18].

Греющим паром для основных бойлеров является противодавление Р-25-90/18 и общестанционный коллектор пара 1,3 МПа.

Пар на производство, на собственные нужды станции и мазутное хозяйство подается из общестанционного коллектора 1,3 МПа.

Подпиточная вода котлов проходит двухступенчатую деаэрацию сначала в атмосферном деаэраторе греющего средой 0,12 МПа и в деаэраторе повышенного давления греющей средой которого является пар из общестанционного коллектора 0,6 МПа.

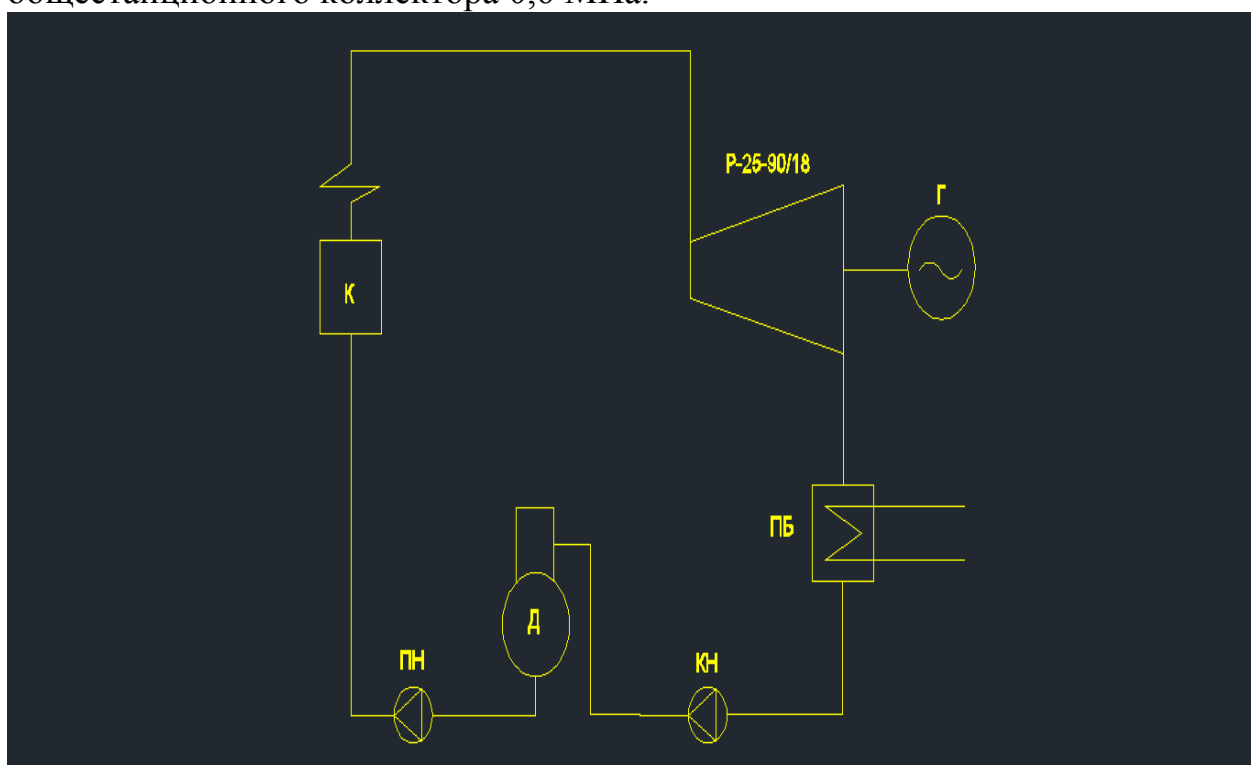


Рисунок – 2.2. Тепловая схема турбины Р – 25 – 90/18 без ПВД

К - котел, Р - турбина с противодавлением, Г - генератор, ПБ - пиковый бойлер, КН - конденсатный насос, Д - деаэратор, ПН - питательный насос.

Перегретый пар из котла направляется по трубопроводам в турбину, где его тепловая энергия превращается в механическую, передаваемую на вал турбины. Отработавший в турбине пар поступает в пиковый бойлер, отдает теплоту сетевой воде и конденсируется. Из пикового бойлера конденсат откачивается конденсационным насосом и поступает в деаэратор. Здесь он нагревается паром до температуры насыщения, при этом из него выделяются и удаляются в атмосферу кислород и углекислота для предотвращения коррозии оборудования. Из деаэратора питательная вода откачивается питательным насосом и подается в котел замыкая цикл. Конденсат в пиковом бойлере и деаэраторе подогревается паром, отбираемым из турбины [17].

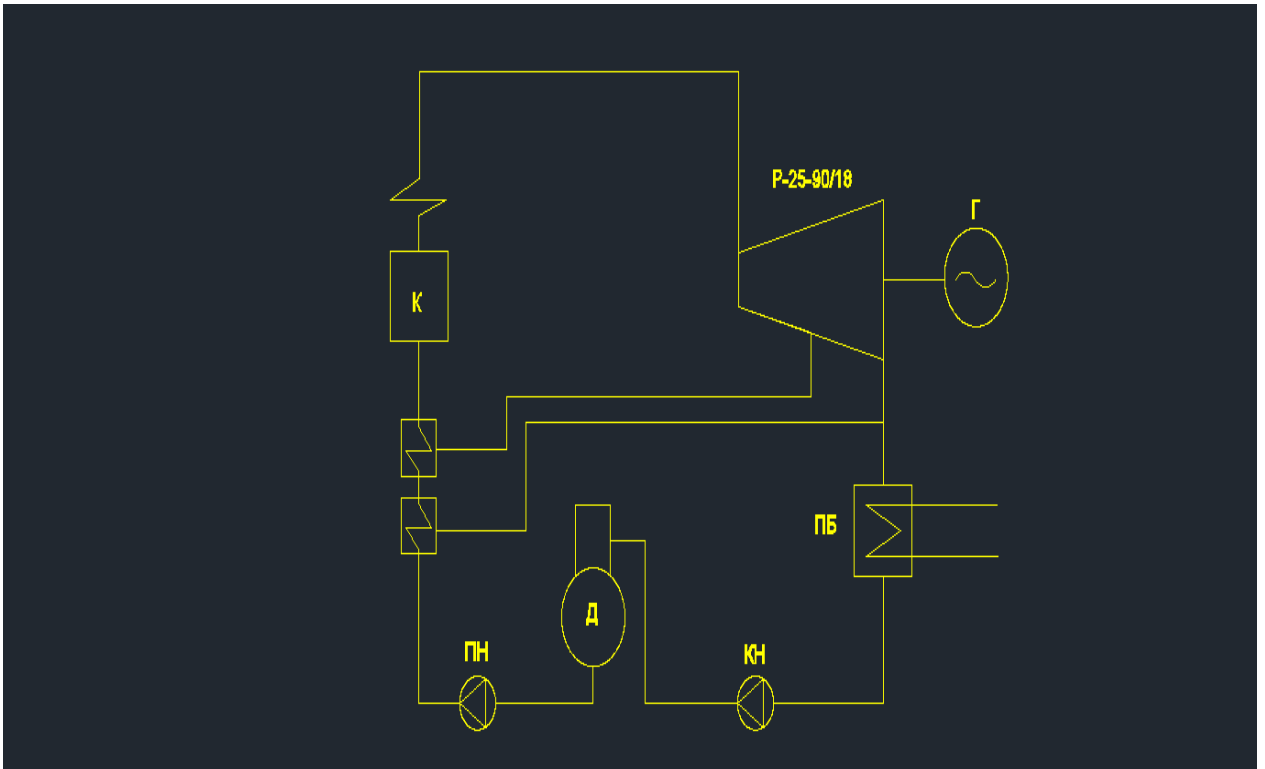


Рисунок – 2.3. Тепловая схема турбины Р – 25 – 90/18 с ПВД

К - котел, Р - турбина с противодавлением, Г - генератор, ПБ - пиковый бойлер, КН - конденсатный насос, Д - деаэратор, ПН - питательный насос, ПВД – подогреватель высокого давления.

Греющим паром для ПВД- ст. № 6 служит пар от противодавления ($P = 18 \text{ кгс/см}^2$), а для ПВД- ст. № 7 давление пара $P = 25 \text{ кгс/см}^2$ из нерегулируемого отбора турбины. Питательная вода в количестве 375 т/час подогревается от температуры $158 \text{ }^\circ\text{C}$ на входе в ПВД- ст. №6 до температуры $215 \text{ }^\circ\text{C}$ на выходе из ПВД- ст. №7 [17].

Краткая характеристика подогревателя высокого давления. Одним из элементов, комплектующих любую турбинную установку, являются подогреватели высокого давления (ПВД). Трубная система ПВД сделана в виде спиральных змеевиков, которые размещаются в разъемном сварном корпусе, и состоит из 3-х элементов:

- 1) зоны охлаждения перегретого пара;
- 2) зоны конденсации пара;
- 3) зоны охлаждения конденсата.

По принципу использования тепла греющей среды при перегреве питательной воды поверхность теплообмена ПВД делится:

- 1) конвективный теплообмен при охлаждении перегретого пара, т.е. с тем-рой стенки выше его тем-ры насыщения (зона охлаждения пара -- ОП) при давлении в данной зоне;
- 2) конвективного теплообмена при охлаждении конденсата греющего пара (зона охлаждения конденсата -- ОК);
- 3) конденсации греющего пара (зона конденсации пара -- КП(СП)).

Все эти зоны всегда расположены в одном корпусе ПВД. К аппарату подводятся и отводятся потоки нагреваемой питательной воды, которая подается питательным насосом из деаэратора или предыдущего ПВД, греющего пара из отборов турбины и конденсата пара. В группе включенных последовательно между двумя соседними аппаратами осуществляется перед отводом в деаэратор, каскадный слив конденсата греющего пара. Питательная вода отводится к ПВД снизу и распределяется на два стояка, и из них поступает в первую группу секций, горизонтальных трубных спиралей. После этой части змеевиков, вода собирается в распределительном коллекторе и переходит в следующую группу горизонтальных змеевиков. Из этой группы змеевиков большая часть воды отводится в сборный коллектор, а меньшая часть в сборный коллектор проходит через верхнюю группу горизонтальных змеевиков, расположенных в зоне охлаждения перегретого пара. Выход воды из ПВД, также, как и вход, - снизу, отвод конденсата - каскадный, в обратном направлении потока питательной воды. По питательной воде подогреватели включаются последовательно. Подогреватели высокого давления предназначены для подогрева питательной воды котлов ТЭЦ за счет использования тепла пара, отбираемого из промежуточных ступеней турбины [9,17].

Техническая характеристика

Площадь поверхности теплообмена, м ²	полная	350
	зоны ОП	31
	зоны ОК	42,1
Номинальный расход воды, кг/с		104,2
Расчетный тепловой поток, МВт		15,2
Максимальная температура греющего пара, °С		430
Давление пара, МПа		3,67
Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, м. вод. ст.		28
Максимальная температура воды на выходе, °С		250
Диаметр труб, мм		32/25
Число спиралей или змеевиков		252
Число ходов воды		2
Пробное гидравлическое сопротивление, кг/см ²	трубной системы	290
	корпуса	44
Вес, т	подогревателя без арматуры и трубопроводов	26
	трубной системы без воды	16,4
	трубной системы с водой	19
	подогревателя при полном заполнении водой	36

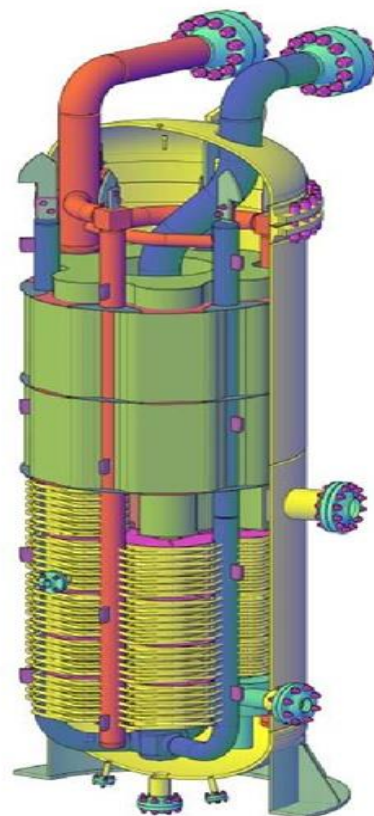


Рисунок – 2.4 Подогревателя высокого давления ПВ – 350/270

Устройство, принцип работы

Подогреватель высокого давления представляет собой кожухотрубный теплообменник вертикального типа, его основными узлами являются: корпус, трубная система, водяная камера. Сборка узлов проводится с помощью фланцевого соединения, обеспечивающего возможность их профилактического осмотра и ремонта. Корпус ПВД состоит из цилиндрической обечайки, эллиптического днища и фланца для соединения с трубной системой и водяной камерой. Трубная система состоит из трубной доски, каркаса, U-образных теплообменных труб, концы которых развальцованы в трубной доске. Каркас трубной системы имеет поперечные сегментные перегородки, направляющие поток пара и служащие промежуточными опорами для теплообменных труб. На трубной доске находится установка клапанов для подвода воздуха из корпуса при гидроиспытании и слива воды из водяной камеры. Водяная камера состоит из цилиндрической обечайки, эллиптического днища и фланца для соединения с трубной системой и корпусом, патрубков подвода и отвода воды. Внутренний объём камеры разделён перегородками на части, благодаря которым вода совершает четыре хода. В верхней части водяной камеры находится установка клапана для спуска воздуха по трубной системе при гидроиспытании. В подогревателе нагреваемая вода движется по теплообменным трубкам, а греющий пар поступает через пароподводящий патрубок в межтрубное пространство и проходит между направляющими сегментными перегородками, конденсируется. Конденсат пара стекает в нижнюю часть корпуса и отводится из через регулирующий клапан, электронного автоматического устройства. В аппаратуре автоматического регулирования уровня конденсата нормальный уровень конденсата в корпусе, он выпускает избыток конденсата в дренажную сеть и препятствует выходу пара из корпуса. Накапливающиеся в подогревателе неконденсирующиеся газы отводятся через патрубок корпуса. Полный назначенный срок службы подогревателя – 30 лет. Количество циклов нагружения от давления не более 1000. Гарантийный срок эксплуатации 24 мес. с начала ввода подогревателя в эксплуатацию, но не более 36 месяцев, со дня отгрузки потребителю [15,16,17].

1.2 Построение процесса расширения пара в турбине

Схема процесса расширения пара в турбине представлена на рис.2.5

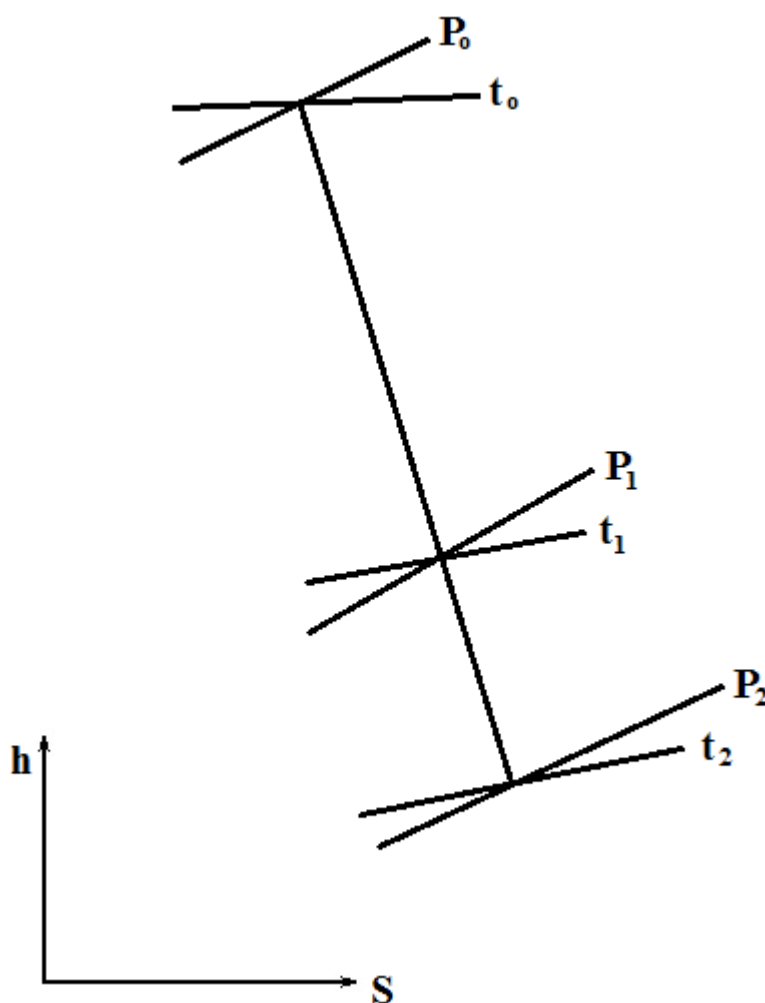


Рисунок – 2.5 Схема процесса расширения пара в турбине

При $P_0 = 90 \text{ кгс/см}^2$ и $t_0 = 535 \text{ }^\circ\text{C}$ находим точку «О» с $h_0 = 3470 \text{ кДж/кг}$.
 При давлении в первом отборе на ПВД1 $P_1 = 25 \text{ кгс/см}^2$ и $t_1 = 365 \text{ }^\circ\text{C}$ находим точку «1» с $h_1 = 3160 \text{ кДж/кг}$. При давлении во втором отборе на ПВД2 $P_2 = 18 \text{ кгс/см}^2$ и $t_1 = 330 \text{ }^\circ\text{C}$ находим точку «2» с $h_2 = 3096 \text{ кДж/кг}$.

С учетом полученных данных (рис.2) и используя таблицы воды и водяного пара, заполняем таблицу – 2.3.

Таблица 2.3. Таблица параметров пара и воды

№п/п	Параметры	Обозн.	Характерные точки			
			0	1	2	Д
1	Давление пара в отборе, кг/см^2	P_i	90	25	18	6
2	Температура, град	P_{ni}	535	365	330	250
3	Энтальпия пара, кДж/кг	h_i	3470	3160	3096	2954
4	Температура насыщения, град	t_{ni}		223	207	158

5	Энтальпия насыщения, кДж/кг	h _{ni}		962	884	670
6	Температура воды после подогревателя, град	t _{vi}		215	199	158
7	Давление воды после подогревателя, кг/см ²	P _{vi}		100	102,5	105
8	Энтальпия воды после подогревателя, кДж/кг	h _{vi}		924,5	855,7	670
11	Теплоперепад, кДж/кг	H _i		310	374	516
12	Коэффициент недовыработки	y _i		0,399	0,275	0,000

1.3 Расчет тепловой схемы с включенными ПВД

Уравнение теплового баланса ПВД 1 (П1)

$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h'_1) = \alpha_{пв} \cdot (h_{в1} - h_{в2}) \cdot k ;$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_{пв} \cdot (h_{в1} - h_{в2}) \cdot k / (h_1 - h'_1) = \\ &= 1 \cdot (924,5 - 855,7) \cdot 1,02 / (3160 - 962) = 0,031 \text{ кг/с;} \end{aligned}$$

где $k = 1/\eta_{п} = 1/0,98 = 1,02$;

Уравнение теплового баланса ПВД 2 (П2)

$$\alpha_2 \cdot (h_2 - h'_2) + \alpha_1 \cdot (h'_1 - h'_2) = \alpha_{пв} \cdot (h_{в2} - h_{в3}) \cdot k ;$$

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= [\alpha_{пв} \cdot (h_{в2} - h_{в3}) \cdot k - \alpha_1 \cdot (h'_1 - h'_2)] / (h_2 - h'_2) = \\ &= [1 \cdot (855,7 - 670) \cdot 1,02 - 0,031 \cdot (962 - 884)] / (3096 - 884) = 0,081 \text{ кг/с;} \end{aligned}$$

Материальный и тепловой балансы деаэратора:

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_d + \alpha_{п} = \alpha_{пв};$$

$$(\alpha_1 + \alpha_2) \cdot h'_2 + \alpha_d \cdot h_d + \alpha_{п} \cdot h_{п} = \alpha_{пв} \cdot h_{вд};$$

Решая систему уравнений находим долю расход пара на деаэратор

$$\begin{aligned} \alpha_d &= [\alpha_{пв} \cdot (h_{вд} - h_{п}) - (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (h'_2 - h_{п})] / (h_d - h_{п}) = \\ &= [1 \cdot (670 - 483) - (0,031 + 0,081) \cdot (670 - 483)] / (2954 - 483) = 0,059 \text{ кг/с;} \end{aligned}$$

$$\alpha_{п} = \alpha_{пв} - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_d) = 1 - (0,031 + 0,081 + 0,059) = 0,829;$$

1.4 Расчет показателей работы турбины без ПВД

Расход пара на турбину

$$D_{\text{п}} = N_3 / (h_0 - h_{\text{п}}) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} = 25000 / (3470 - 3096) \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 64,9 \text{ кг/с}$$

Расход тепла на турбоустановку

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{п}} \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}) = 64,9 \cdot (3470 - 670) = 181588,2 \text{ кВт}$$

1.5 Расчет показателей работы турбины с ПВД

Расход пара на турбину

$$D_{\text{п}}^{\text{р}} = D_{\text{п}} / (1 - \sum \alpha_i \cdot y_i) = 64,9 / (1 - 0,0346) = 67,18 \text{ кг/с}$$

где сумма произведений $\sum \alpha_i \cdot y_i$

$$\sum \alpha_i \cdot y_i = \alpha_1 \cdot y_1 + \alpha_2 \cdot y_2 + \alpha_{\text{д}} \cdot y_{\text{д}} = 0,031 \cdot 0,399 + 0,081 \cdot 0,275 + 0 = 0,0346$$

Расход тепла на турбоустановку

$$Q_{\text{ту}}^{\text{р}} = D_{\text{п}}^{\text{р}} \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}) = 67,18 \cdot (3470 - 924,5) = 171000 \text{ кВт}$$

1.6 Сравнение ТЭП работы турбины с ПВД и без ПВД

Изменение КПД турбоустановки при включении ПВД

$$\Delta \eta = [(N_3 / Q_{\text{ту}}^{\text{р}}) - (N_3 / Q_{\text{ту}})] = \\ = [(25000 / 171000) - (25000 / 181588,2)] = 0,009;$$

Изменение расхода топлива на турбоустановку при включении ПВД

$$\Delta B = [(Q_{\text{ту}} / Q_{\text{ут}}) - (Q_{\text{ту}}^{\text{р}} / Q_{\text{ут}})] = \\ = [(181588,2 / 29330) - (171000 / 29330)] = 0,36 \text{ кг/с}$$

Изменение удельного расхода топлива на турбоустановку при включении ПВД

$$\Delta b = 3,6 / (Q_{\text{ут}} \cdot \Delta \eta_{\text{ту}}) = 3,6 / (29330 \cdot 0,009) = 0,0144 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$$

Выводы:

Включение ПВД не влияет на выработку тепловой энергии, поэтому расчеты производились на выработку электрической энергии.

Из расчетов видно, что при включении ПВД повышается КПД турбоустановки Р – 25 – 90/18 на 0,9%, что приводит к снижению удельного расхода условного топлива на выработку электроэнергии на 0,0144 кг/кВт*ч.

При снижении КПД турбины на 0,9% недовыработка составляет электроэнергии 1971 МВт*ч/год = 197100 кВт*ч/год

При нынешнем тарифе продавать 8,6 тенге*197100кВт*ч/год = 16 950600 тенге

Экономия топлива составляет 3376,8 туг/год.

ГЛАВА 3. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.

3.1 Расчет себестоимость тепловой и электрической энергии до реконструкции станции.

По этой статье учитывается топливо, которое расходуется непосредственно на производство электроэнергии и теплоты. Топливо определяется по цене франко-станция назначения, т.е. с учетом транспортных затрат [10,12].

Исходные данные для выполнения работы:

Годовой объём выработки электрической энергии:

$\mathcal{E}_в = 434,33$ млн.кВтч;

Годовой объём выработки тепловой энергии

$Q_в = 1550$ тыс.Гкал;

Топливом данной станции является Карагандинский уголь с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 5200$ ккал/кг;

Цена топлива: $C_t = 3200$ тг/тнт;

Расход электроэнергии на собственные нужды станции $\mathcal{E}_{сн} = 9\%$;

Расход тепла на собственные нужды $Q_{сн} = 1\%$

Удельный расход топлива на выработку 1 квтч электроэнергии:
 $b_э = 405$ (гугт/кВтч);

Удельный расход топлива на выработку 1 Гкал тепловой энергии:
 $b_t = 188$ (кгугт/Гкал)

Определение годового отпуска электрической и тепловой энергии.

$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_в (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 434,33 (1 - 0,09) = 395,24$ млн. кВтч;

$Q_{от} = Q_в (1 - Q_{сн}) = 1550 * (1 - 0,01) = 1535$ тыс.Гкал;

Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии.

$V_э = \mathcal{E}_в * b_э = 434,33 * 405 / 1000 = 175,9$ тыс. тут.

$V_t = Q_в * b_t = 1550 * 188 / 1000 = 291,4$ тыс. тут;

Итоговая сумма расходов топлива на ТЭЦ-1 будет составлять:

$V_y = V_э + V_t = 175,9 + 291,4 = 467,3$ тыс.тут;

Определяем расход натурального топлива:

$V_n = V_y * K_{п} = 467,3 * 1,34 = 626,2$ тыс. тнт

Переводим полученные величины расхода топлива в натуральное топливо, так как затраты на оплату и транспортировку топлива производится по натуральному топливу. Для этого находим коэффициент перевода $K_{п}$:

$K = Q^y / Q^n = 7000 / 5200 = 1,34$;

Затраты на транспорт 1тнт твердого топлива:

$C_{тр} = R * (0,7 - 0,9) = 1000 * 0,8 = 800$ тенге/тнт.

Где $R = 1000$ км, расстояние которое проходит топливо от Карагандинского

бассейна до ТЭЦ-1.

Составляющая затрат на топливо:

$Ит=Вн(Цт+Цтр)= 626,2(800 + 3200)/1000=2504,8$ млн. тенге

Коэффициент полезного действия использования топлива:

$КПД_3=123 : b_3 \cdot 100\%=123:405 * 100\%=30,37 \%$

Знаменатель указывает на то, что для получения 1 кВтч электроэнергии необходимо 123 гут.

$КПД_т=143: b_т*100\%=143/188 * 100\%=76,1\%$

Знаменатель указывает на то, что для получения 1 Гкал тепловой энергии необходимо 143 кгут.

Коэффициент полезного действия использования топлива станцией:

$$КПД = \frac{0,86 \text{ Эот} + Q_{от}}{7 * B} 100\% = \frac{0,86 * 395,24 + 1535}{7 * 467,3} = 57\%$$

0,86-коэффициент перевода электроэнергии в тепло.

Расчет затрат на воду.

Затраты на воду находятся в пределах 1,2 – 1,5тенге/кВтч.

$Зв=Эв*1,35= 434,33* 1,35 =608,06$ млн. тенге

Расчет затрат на заработную плату.

Для определения затраты на заработную плату рабочего персонала на ТЭЦ-1, нужно знать число рабочих.

Количество рабочего персонала зависит от штатного коэффициента, показывающий, сколько людей приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции. $N_y=145$ МВт. Если установленная мощность станции менее 500 МВт, а в нашем случае это 145МВт то штатный коэффициент (Кш) будет в пределах 1,5-1,7.чел/МВт. Численность персонала определяется как произведение установленной мощности и штатного коэффициента.

$ЧП=Кш*N_y=1,5*145 = 218$ человек.

Определение суммарного фонда заработной платы.

Суммарный фонд заработной платы определяется по формуле:

$Изп=Изпо+Изпд+Изпн$, млн. тенге.

Изпо - основная заработная плата, в нее входят заработная плата работников, а также выплаты отработанного времени, премии ,работы в праздничные дни и т.д.

Изпд - дополнительная заработная плата включает в себя выплаты отпусков содержанием;

Изпн - начисления на заработную плату, в нее входят налоги пенсионные начисления.

В среднем, на одного работника в год приходится 970 тыс. тенге.

Отсюда следует:

$Изпо=ЧП* 970 =970*218*/1000 = 211$ млн. тенге.

Дополнительная заработная плата берется в размере 15% от основной заработной платы:

$$\text{Изпд} = \text{Изпо} * 0,15 = 211 * 0,15 = 31,6 \text{ млн. тенге.}$$

Начисления на заработную плату берутся в размере 21, % от суммы основной и дополнительной заработных плат:

$$\text{Изпн} = (211 + 31,6) * 0,21 = 51 \text{ млн. тенге.}$$

В итоге суммарный фонд заработной платы составляет:

$$\text{Изп} = 211 + 31,6 + 51 = 293,6 \text{ млн. тенге. [10,12]}$$

Расчет амортизационных отчислений:

Для чего нам нужно рассчитывать амортизационные отчисления на нашей ТЭЦ, для того чтобы определить такое денежное возмещение физического и морального износа оборудования, за счет которого производится капитальный ремонт и замена изношенного оборудования. Они составляют долю от суммарных капитальных вложений. На каждый вид оборудования установлены свои нормы амортизации в зависимости от назначения производственных фондов в производственном процессе и срока службы оборудования. Для определения стоимости основных производственных фондов, существует такой показатель удельных капитальных вложений Куд. Удельные капитальные вложения позволяют определить размер капитальных вложений, приходящихся на единицу вводимой в действие производственной мощности или единицу прироста годового объема продукции. Для нашей станции $\text{Куд} = 2000 \text{ \$}/\text{кВт}$. Курс доллар составляет 350 тенге.

Капитальные вложения в нашу станцию составляют:

$\text{K} = \text{Куд} * \text{Nu} = (2000 * 350 * 145 * (1 - 0,3) * 1000) / 1000000 = 71050 \text{ млн. тенге.}$ При определении капитальных вложений учитываем процент износа оборудования на ТЭЦ-1 = 30%;

Амортизационные отчисления:

$$\text{Иао} = 0,05 * \text{K} = 0,05 * 71050 = 3552,5 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет затрат на проведение текущего ремонта.

Помимо затрат на проведение текущего ремонта производственного оборудования, в эту составляющую входят также затраты на технический осмотр и содержание оборудования в рабочем состоянии (обтирочные и смазочные материалы):

$$\text{Ирем} = 0,15 * \text{Иао} = 0,15 * 3552,5 = 532,875 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет платы за выбросы.

При сжигании топлива, происходит выброс вредных веществ в окружающую среду. При сжигании на АТЭЦ-1 Карагандинского угля, величина платы за выбросы находится в пределах 110-120 тенге за тнт:

$$\text{Ивыб} = (110 - 120) * \text{Vн} = 117 * 626,2 = 73,27 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет общестанционных и цеховых расходов

Эта составляющая предусматривает затраты на административно-управленческие, общепроизводственные, отчисления на целевые расходы, обслуживание и управление цехами.

$$I_{\text{общ}} = 0,2 * (I_{\text{ао}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{т}}) = 0,2 * (3552,5 + 293,6 + 2504,8) = 1270,18 \text{ млн. тенге.}$$

Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии заносим в таблицу.

Таблица – 3.1.

составляющие затрат	И млн.тенге	Иэ энергия	Ит тепло
топливо Ит	2504,8	919,19	1585,61
Вода Ив	608,06	223,1	384,96
Фонд зар.платы Изп	293,57	107,72	185,86
амортизационные отчисления Иао	3552,5	1303,67	2248,83
ремонт Ир	532,875	195,55	337,325
общестанционные Иоб	1270,18	466,12	804,06
плата за выбросы Ивыб	73,27	26,60	45,90
Итого затрат	8790,145	3241,95	5592,545

Определяем себестоимость отпуска электрической и тепловой энергии по формуле:

$$S_{\text{э}} = (I_{\text{т}} + I_{\text{в}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{ао}} + I_{\text{р}} + I_{\text{об}} + I_{\text{выб}}) / \Delta_{\text{от}} = 3241,95 / 395,24 = 8,2 \text{ тенге/кВтч};$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется

$$S_{\text{т}} = (I_{\text{т}} + I_{\text{в}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{ао}} + I_{\text{р}} + I_{\text{об}} + I_{\text{выб}}) / Q_{\text{от}} = 5592,545 / 1535 = 3643,35 \text{ тенге/Гкал};$$

3.2 Расчет себестоимость тепловой и электрической энергии после реконструкции станции.

Годовой объем выработки электрической энергии: [10,12].

$$\Delta_{\text{в}} = 435 \text{ млн. кВтч};$$

Годовой объем выработки тепловой энергии

$$Q_{\text{в}} = 1550 \text{ тыс. Гкал};$$

Топливом данной станции является Карагандинский уголь с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 5200 \text{ ккал/кг}$;

$$\text{Цена топлива: } C_{\text{т}} = 3200 \text{ тг/тнт};$$

$$\text{Расход электроэнергии на собственные нужды станции } \Delta_{\text{сн}} = 9\%;$$

$$\text{Расход тепла на собственные нужды } Q_{\text{сн}} = 1\%$$

Удельный расход топлива на выработку 1 квтч электроэнергии: $b_{\text{э}} = 405 \text{ (гугт/кВтч)}$;

Удельный расход топлива на выработку 1 Гкал тепловой энергии: $b_{\text{т}} = 188 \text{ (кгугт/Гкал)}$

Определение годового отпуска электрической и тепловой энергии.

$$\Delta_{\text{от}} = \Delta_{\text{в}} (1 - \Delta_{\text{сн}}) = 435 (1 - 0,09) = 395,85 \text{ млн. кВтч};$$

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{в}} (1 - Q_{\text{сн}}) = 1550 * (1 - 0,01) = 1534,5 \text{ тыс. Гкал};$$

Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии.

$$V_{\text{Э}} = \text{Эв} \cdot b_{\text{Э}} = 435 \cdot 405 / 1000 = 176,175 \text{ тыс. туг.}$$

$$V_{\text{Т}} = Q_{\text{в}} \cdot b_{\text{Т}} = 1550 \cdot 188 / 1000 = 291,79 \text{ тыс. туг.};$$

Итоговая сумма расходов топлива на ТЭЦ-1 будет составлять:

$$V_{\text{У}} = V_{\text{Э}} + V_{\text{Т}} = 176,175 + 291,79 = 467,965 \text{ тыс. туг.};$$

Определяем расход натурального топлива:

$$V_{\text{Н}} = V_{\text{У}}: K_{\text{П}} = 467,965 \cdot (7000 / 5200) = 627,07 \text{ тыс. тнт}$$

Затраты на транспорт 1 тнт твердого топлива:

$$C_{\text{Тр}} = R \cdot (0,7 - 0,9) = 1000 \cdot 0,8 = 800 \text{ тенге/тнт.}$$

Где R=1000 км, расстояние которое проходит топливо от Карагандинского бассейна до ТЭЦ-1.

Составляющая затрат на топливо:

$$И_{\text{Т}} = V_{\text{Н}}(C_{\text{Т}} + C_{\text{Тр}}) = 627,07(3200 + 800) / 1000 = 2508,28 \text{ млн. тенге}$$

Коэффициент полезного действия использования топлива:

$$K_{\text{ПД}_{\text{э}}} = 123: b_{\text{э}} \cdot 100\% = 123: 405 \cdot 100\% = 30,37 \%$$

Знаменатель указывает на то, что для получения 1 кВтч электроэнергии необходимо 123 туг.

$$K_{\text{ПД}_{\text{т}}} = 143: b_{\text{т}} \cdot 100\% = 143 / 188 \cdot 100\% = 76,1 \%$$

Знаменатель указывает на то, что для получения 1 Гкал тепловой энергии необходимо 143 кгуг.

Коэффициент полезного действия использования топлива станцией:

$$K_{\text{ПД}} = \frac{0,86 \cdot \text{Э}_{\text{от}} + Q_{\text{от}}}{7 \cdot V} \cdot 100\% = \frac{0,86 \cdot 395,85 + 1534}{7 \cdot 467,965} = 57\%$$

0,86-коэффициент перевода электроэнергии в тепло.

Расчет затрат на воду.

$$Z_{\text{В}} = \text{Эв} \cdot 1,4 = 435 \cdot 1,4 = 609 \text{ млн. тенге}$$

Расчет затрат на заработную плату. [10,12].

Для определения затраты на заработную плату рабочего персонала на ТЭЦ-1, нужно знать число рабочих. Количество рабочего персонала зависит от штатного коэффициента, показывающий, сколько людей приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции. $N_{\text{У}} = 145$ МВт. Если установленная мощность станции менее 500 МВт, а в нашем случае это 145 МВт то штатный коэффициент (Кш) будет в пределах 1,5-1,7. чел/МВт.

Численность персонала определяется как произведение установленной мощности и штатного коэффициента.

$$Ч_{\text{П}} = K_{\text{ш}} \cdot N_{\text{У}} = 1,5 \cdot 145 = 218 \text{ человек.}$$

Определение суммарного фонда заработной платы.

Суммарный фонд заработной платы определяется по формуле:

$$И_{\text{Зп}} = И_{\text{Зпо}} + И_{\text{Зпд}} + И_{\text{Зпн}}, \text{ млн. тенге.}$$

Изпо - основная заработная плата, в нее входят заработная плата работников, а также выплаты отработанного времени, премии, работы в праздничные дни и т.д.

Изпд - дополнительная заработная плата включает в себя выплаты отпусков с содержанием;

Изпн - начисления на заработную плату, в нее входят налоги пенсионные начисления.

В среднем, на одного работника в год приходится 970тыс. тенге,

Отсюда следует:

$$\text{Изпо} = \text{ЧП} * 970 = 970 * 218 * /1000 = 211 \text{ млн. тенге.}$$

Дополнительная заработная плата берется в размере 15% от основной заработной платы:

$$\text{Изпд} = \text{Изпо} * 0,15 = 211 * 0,15 = 31,6 \text{ млн. тенге.}$$

Начисления на заработную плату берутся в размере 21, % от суммы основной и дополнительной заработных плат:

$$\text{Изпн} = (211 + 31,6) * 0,21 = 51 \text{ млн. тенге.}$$

В итоге суммарный фонд заработной платы составляет:

$$\text{Изп} = 211 + 31,6 + 51 = 293,6 \text{ млн. тенге.}$$

Капитальные вложения в нашу станцию составляют:

$$K = K_{\text{уд}} * N_{\text{у}} = (2000 * 350 * 145 * (1 - 0,3) * 1000) / 1000000 = 71050 \text{ млн. тенге.}$$

При определении капитальных вложений учитываем процент износа оборудования на ТЭЦ-1=30%;

Амортизационные отчисления:

$$I_{\text{ао}} = 0,05 * K = 0,05 * 71050 = 3552,5 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет затрат на проведение текущего ремонта.

Помимо затрат на проведение текущего ремонта производственного оборудования, в эту составляющую входят также затраты на технический осмотр и содержание оборудования в рабочем состоянии (обтирочные и смазочные материалы):

$$I_{\text{рем}} = 0,15 * I_{\text{ао}} = 0,15 * 3552,5 = 532,875 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет платы за выбросы.

При сжигании топлива, происходит выброс вредных веществ в окружающую среду. При сжигании на АТЭЦ-1 Карагандинского угля, величина платы за выбросы находится в пределах 110-120 тенге за тнт:

$$I_{\text{выб}} = (110 - 120) * V_{\text{н}} = 117 * 626,2 = 73,27 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет общестанционных и цеховых расходов

Эта составляющая предусматривает затраты на административно-управленческие, общепроизводственные, отчисления на целевые расходы, и обслуживание и управление цехами.

$$I_{\text{общ}} = 0,2 * (I_{\text{ао}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{т}}) = 0,2 * (3552,5 + 293,6 + 2508,28) = 1270,876 \text{ млн. тенге.}$$

Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии заносим в таблицу.

Таблица – 3.2 Результаты расчетов составляющих затрат

составляющие затрат	И млн.тенге	Иэ энергия	Ит тепло
топливо Ит	2508,28	920,47	1587,81
Вода Ив	609	223,49	385,51
Фонд зарплаты Изп	293,57	107,72	185,86
амортизационные отчисления Иао	3552,5	1303,67	2248,83
ремонт Ир	532,875	195,55	337,325
общестанционные Иоб	1270,876	466,38	804,496
плата за выбросы Ивыб	73,27	26,60	45,90
Итого затрат	7602,967	3243,88	5595,731

Определяется себестоимость отпуска электрической и тепловой энергии по формуле:

$$S_{э} = (I_{т} + I_{в} + I_{зп} + I_{ао} + I_{р} + I_{об} + I_{выб}) / \mathcal{E}_{от} = 3243,88 / 395,85 = 8,19 \text{ тенге/кВтч};$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется

$$S_{т} = (I_{т} + I_{в} + I_{зп} + I_{ао} + I_{р} + I_{об} + I_{выб}) / Q_{от} = 5595,731 / 1534,5 = 3641,62 \text{ тенге/Гкал};$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе исследования выявлено эффективность замены недействующего ПВД. Замена ПВД дает нам экономию сжигаемого топлива за счет регенерации питательной воды перед котлом. Также замена ПВД сокращает выбросы вредных веществ в атмосферу.

В режиме без регенеративных отборов происходит понижение температуры питательной воды и получение дополнительной мощности при неизменном расходе свежего пара. Из-за снижения температуры питательной воды возрастает тепловая нагрузка котлов и снижается температура уходящих газов, повышается давление в камерах отбора пара на ПВД, уменьшается КПД турбоагрегата, увеличивается расход топлива и выброс вредных веществ в атмосферу. После замены ПВД увеличится эффективность турбоагрегата, экономия сжигаемого топлива и уменьшение выброса вредных веществ в атмосферу.

Включение ПВД не влияет на выработку тепловой энергии, поэтому расчеты производились на выработку электрической энергии.

Из расчетов видно, что при включении ПВД повышается КПД турбоустановки Р – 25 – 90/18 на 0,9%, что приводит к снижению удельного расхода условного топлива на выработку электроэнергии на 0,0144 кг/кВт*ч. Рекомендуется установить ПВД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Закон «Об энергосбережении и повышении энергоэффективности» РК от 13.01.2012.
2. Программа «Энергосбережение– 2020». Постановление Правительства РК № 904 от 04.09.2013г.
3. Энергосбережение в теплоэнергетике и технологиях: учебник / О.Л. Данилов, А.Б. Гаряев, И.В. Яковлев и др.; под ред. А.В.Клименко.- 2-е изд., стереотип. - М.: МЭИ, 2011. - 424с.
4. Инструкция о порядке разработки, согласования, утверждения и составе проектно-сметной документации на строительство предприятий, зданий и сооружений, СНиП РК А.2.2-1-96.
5. Интернет ресурс www.ales.kz.
6. Соловьев Ю.П. «Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий». М., «Энергия», 1968 г.
7. Елезаров Д.П. «Теплоэнергетические установки электростанции» М., «Энергия», 1982
8. «Стационарные паровые турбины» А.Д. Трухний. – 2-ое изд. перераб. и дом. – М.: Энергоатомиздат, - 1990. – 640 с. (стр. 370).
9. Производственная инструкция по обслуживанию турбоагрегатов типа ПТ-60-90/13. Алматы 2007.
10. В.Я. Рыжкин. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / Под ред. В.Я. Гиршфельда. – 3 – е изд., перераб. и доп. –М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.: ил.
11. Тепловые и атомные электрические станции, справочник. – Москва: Энергоиздат, 1982.
12. Сазанов Б.В. Тепловые электрические станции. Москва: Энергия, 1974г.
13. Трухний А.Д. “Стационарные паровые турбины”. М. 1990 г.
14. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. М.1984 г.
15. Григорьев В. А., Зорин В. М. «Тепловые и атомные электрические станции», Москва, «Энергоатомиздат», 1989 г.
16. Соловьёв Ю. П. «Вспомогательное оборудование паротурбинных электростанций», Москва, «Энергоатомиздат», 1983 г.
17. Инструкция по пуску, обслуживанию и останову турбины ст.8 типа Р-25-2-90/18. – Алматы: АлЭС департамент ТЭЦ1, 2007 – 18с.
18. Интегрированная система менеджмента. «О турбинном цехе». – Алматы: АО «АлЭС» департамент ТЭЦ – 1, 2012г.
19. Методика определения удельных выбросов вредных веществ в атмосферу и ущерба от вида используемого топлива РК, РНД 211.3.02.01-97. Алматы, 1997 г.