

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество  
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ ИМЕНИ  
ГУМАРБЕКА ДАУКЕЕВА»

Институт теплоэнергетики и теплотехники  
Кафедра Тепловых энергетических установок

**«УТВЕРЖДАЮ»**  
Директор ИТЭТТ

\_\_\_\_\_  
(Ф.И.О., ученая степень, звание)  
\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020г.  
(подпись)

**«Допущен к защите»**  
Заведующий кафедрой  
к.т.н., доц. Кибарин А.А.

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020г.  
(подпись)

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

На тему: Разработка мероприятий по повышению энергоэффективности  
теплообменных аппаратов турбоустановок на ТЭС

Специальность 5В071700 - Теплоэнергетика

Выполнил Жарасұлы К.

Группа ТЭС 16-3

Научный руководитель к.ф.-м.н., доцент Борисова Н.Г.

Консультанты:

по экономической части: доцент Абильдина А.Ш.

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020г.  
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности: к.т.н., доцент Приходько Н.Г.

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020г.  
(подпись)

Нормоконтролер: асс. каф. ТЭУ Олжабаева К.С.

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020г.  
(подпись)

Рецензент: нач. турбинного цеха АО АлЭС ТЭЦ-3 Ваганов О. В.

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020г.  
(подпись)

Алматы 2020

# МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

## Некоммерческое акционерное общество «АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ ИМЕНИ ГУМАРБЕКА ДАУКЕЕВА»

Институт теплоэнергетики и теплотехники  
Кафедра Тепловых энергетических установок  
Специальность 5В071700 - Теплоэнергетика

### **ЗАДАНИЕ**

на выполнение дипломного проекта

Студент Жарасұлы Карим

Тема проекта Разработка мероприятий по повышению энергоэффективности теплообменных аппаратов турбоустановок на ТЭС

Утверждена приказом ректора №147 от «11» ноября 2020 г.

Срок сдачи законченной работы «\_\_» июня 2020 г.

Исходные данные к проекту, требуемые параметры результатов проектирования (исследования) и исходные данные объекта:

- 1) Тепловая и электрическая установленные мощности Алматинской ТЭЦ-1
- 2) Параметры принципиальной тепловой схемы турбоагрегата №1 Алматинской ТЭЦ-1 (Давления в отборах турбины)
- 3) Характеристики конденсатора типа 50-КЦС-4
- 4) Геометрические данные по турбинному цеху и конденсатному помещению Алматинской ТЭЦ-1
- 5) Годовой отпуск тепловой и электрической энергии, стоимость природного газа для экономического расчета

Перечень подлежащих разработке дипломного проекта вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

- 1) Обзор нормативно-технической документации, статистических материалов, справочной и научной литературы
- 2) Расчет тепловой схемы турбоагрегата №2 АТЭЦ-1
- 3) Расчет конденсатора типа 50-КЦС-4
- 4) Расчет вентиляции турбинного цеха и освещения конденсатного помещения
- 7) Определение экономического эффекта от замены загрязненных труб в конденсаторе типа КП-540/2 на новые
- 8) Заключение по проделанной работе

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

- 1) Принципиальная тепловая схема АТЭЦ-1 ("ПТС АТЭЦ.dwg")
- 2) Поперечный разрез главного корпуса АТЭЦ-1 ("Поперечный главного корпуса.dwg")
- 3) Конструкция конденсатора 50-КЦС-4 ("50-КЦС-4.dwg")

Рекомендуемая основная литература:

- 1) Кибарин А.А., Ходанова Т.В. «Реализация технологических процессов на ТЭС. Методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика» - Алматы: АУЭС, 2019 – 19 с.
- 2) Рябчиков А. Ю. «Разработка и обоснование методов совершенствования рекуперативных теплообменных аппаратов турбоустановок. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук» – УГТУ—УПИ, 2006. 357 с.
- 3) Бродов Ю.М. «Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учебное пособие» - Екатеринбург: УГТУ—УПИ, 2004. 465 с.
- 4) Бродов Ю.М., Савельев Р.З. «Конденсационные установки паровых турбин: Учебное пособие для вузов» - М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.

График  
подготовки дипломного проекта

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1	Составление плана выполнения дипломного проекта	13.01.20-20.01.20	
2	Обзор нормативно-технической документации, статистических материалов, справочной и научной литературы и написание теоретической части дипломной работы	21.01.20-29.02.20	
3	Выбор метода повышения эффективности	01.03.20-08.03.20	
4	Расчет тепловой схемы турбоагрегата №2 Алматинской ТЭЦ-1	09.03.20-22.03.20	
5	Проведение расчета конденсатора типа 50-КЦС-4	23.03.20-13.04.20	
6	Обзор проблем безопасности жизнедеятельности, определение методики расчетов и проведение самих расчетов	14.04.20-20.04.20	
7	Работа над экономической частью методики и проведение расчетов	21.04.20-27.04.20	
8	Написание пояснительной записки, выполнение чертежей, подготовка презентации	28.04.20-09.05.20	

Дата выдачи задания «13» января 2020 г.

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_ Кибарин А.А.  
(подпись)

Руководитель \_\_\_\_\_ Борисова Н.Г.  
(подпись)

Задание принял к исполнению студент \_\_\_\_\_ Жарасұлы К.  
(подпись)

## **Аннотация**

Дипломная работа посвящена разработке мероприятий по повышению энергоэффективности конденсатора типа 50-КЦС-4. Произведён выбор наиболее эффективного метода расчета конденсационной установки, расчет конденсатора типа 50-КЦС-4 с применением профильных витых трубок, получен хороший экономический результат. В дипломной работе были рассмотрены вопросы безопасности жизнедеятельности и экономическая часть.

## **Андатпа**

Диссертация 50-КСК-4 типті конденсатордың энергия тиімділігін арттыру жөніндегі шараларды әзірлеуге арналған. Конденсация бірлігін есептеудің ең тиімді әдісі таңдалды, профильді бұралған түтіктерді қолдана отырып, 50-КСК-4 типті конденсаторды есептеу, жақсы экономикалық нәтиже алынды. Диссертациялық жұмыста өмір қауіпсіздігі және экономикалық бөлім мәселелері қарастырылды.

## **Abstract**

The diploma project is devoted to the development of measures to improve the energy efficiency of condenser 50-KCC-4. The most effective method for calculating the condensation unit was selected, the 50-KCC-4 condenser was calculated using specialized twisted tubes, and a good economic result was obtained. In the diploma project were reviewed questions of life safety and economic part.

## Содержание

Введение.....	7
1 Общие сведения об АлЭС ТЭЦ-1 .....	8
1.1 Описание станции.....	8
1.2 Расчет тепловой схемы ТЭЦ-1 .....	10
2 Повышение энергоэффективности ТОО.....	25
2.1 Назначение и состав конденсационной установки 25	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.2 Параметры характеризующие тепловую эффективность аппаратов .....	26 <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.3 Влияние давления в конденсаторе на энергоэффективность энергоблока .....	27 <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.4 Основные методы интенсификации теплообмена 29	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.5 Опыт применения ПВТ в конденсаторе типа 50-КЦС-4.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.6 Описание конденсатора КЦС-50-4 32	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.7 Расчет конденсатора.....	34 <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3 Безопасность жизнедеятельности ....	43 <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.1 Анализ условий труда в турбинном цехе43	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.2 Расчет вентиляции турбинного цеха.46	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.3 Расчет освещения конденсатного помещения49	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4 Экономическая часть .....	52 <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.1 Определение себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ .....	5252
4.2 Расчет окупаемости замены трубной системы конденсатора .....	5656
Заключение.....	5959
Список литературы .....	60

ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	
Разраб.		Жарасұлы К.			
Руковод.		Борисова Н.Г.			
Реценз.		Ваганов О.В.			
Н. Контр.		Олжабаева К.С.			
Утверд.		Кибарин А.А.			
Содержание			Лит.	Лист	Листов
				6	61
АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3					

## Введение

Конденсаторы, подогреватели высокого и низкого давлений, маслоохладители, подогреватели сетевой воды, маслоохладители оказывают существенное влияние на энергетическую эффективность и экономичность работы ПТУ и ТЭС в целом. Поэтому эксплуатационному обслуживанию аппаратов (испытания, ремонт, мониторинг состояния) уделяется особое внимание на станции. Для осуществления оценки технического состояния оборудования проводятся исследования по определению влияния различных факторов на надежность и эффективность теплообменников, производится сбор, хранение и анализ данных о повреждаемости оборудования, совершенствуются организация и технические средства по поддержке аппаратуры в исправном состоянии.

Можно выделить постепенные и внезапные отказы теплообменного оборудования. Постепенным отказам предшествует постоянное ухудшение технико-экономических показателей работы оборудования, а также показателей ПТУ и ТЭС в целом. Внезапные отказы обусловлены постепенными по накоплению повреждениями и диагностируются во время проведения ремонтов и технического обслуживания. Вследствие постепенного ухудшения качества функционирования оборудования появляется возможность осуществлять мониторинг технического состояния оборудования.

Актуальность данной темы заключается в отсутствии потерь энергии при простое конденсатора и турбины во время ремонта, ввиду того, что каждый летний период ТЭЦ-1 останавливается на ремонт и проверку всего оборудования. Также ключевым фактором является модернизация ТОО без изменения существующей технологии сборки.

Целью исследования определение наиболее выгодных методов увеличения энергоэффективности ТОО.

Задачи дипломного проекта:

1. Произвести обзор нормативно-технической документации, статистических материалов, справочной и научной литературы.
2. Оценить влияние давления конденсатора на энергоэффективность и надежность турбоустановки.
3. Провести анализ методик расчета для осуществления мониторинга состояния конденсатора.
4. Провести расчет конденсатора типа 50-КЦС-4 по принятой методике и обработку полученных результатов.
5. Выполнить расчет вентиляции помещения турбинного цеха и требуемого уровня освещения конденсатного помещения по части БЖД.

					ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Жарасұлы К.			Введение	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Борисова Н.Г.					7	61
Реценз.		Ваганов О.В.				АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Н. Контр.		Олжабаева К.С.						
Утверд.		Кибарин А.А.						

6. Дать экономическое обоснование целесообразности своевременной замены гладких в конденсаторе профильными.
7. Сделать выводы по итогам произведенной работы.



# 1 Общие сведения об АлЭС ТЭЦ-1

## 1.1 Описание станции

Комплекс ТЭЦ-1 состоит из следующих основных функциональных систем:

- главного корпуса с энергетическими котлами и турбинами, где вырабатывается электроэнергия, пар для нужд промышленных предприятий и тепловая энергия в виде горячей воды с температурой до в зимний период 120 °С;

- водогрейной котельной для догрева сетевой воды выше 100 °С, после нагрева ее в подогревателях главного корпуса;

- топливоснабжения твердым, жидким и газообразным топливом;

- химводоочистки для подготовки питательной и подпиточной воды;

- трансформирования и выдачи электрической энергии;

- золошлакоудаления;

- комплекса насосных станций, тепломагистралей и аккумуляторных баков для подачи горячей воды в тепломагистрале города;

- вспомогательных производств и цехов для обеспечения производственной деятельности предприятия.

На станции установлено основное оборудование:

1) 6 энергетических котлов БКЗ-160-100;

2) 2 турбины ПТ-60-90/13;

3) турбина Р-25-90/18;

4) семь водогрейных котлов ПТВМ-100.

Мощность «АлЭС ТЭЦ-1» составляет:

- установленная электрическая мощность 145 МВт;

- располагаемая электрическая мощность 109 МВт;

- установленная тепловая мощность 1203 Гкал/ч;

- в том числе: турбин – 503 Гкал/ч, водогрейных котлов – 700 Гкал/ч.

- располагаемая тепловая мощность 1135/960 Гкал/ч (при работе на газе/мазуте).

На данный момент основным топливом на станции является природный газ, подающийся по газовой трубе с давлением 1,2 атм. Регулировка давления, а также проверка газа происходят на газораспределительном пункте станции (ГРП). Резервным топливом является мазут. Мазут также используется во время запуска котла.

					ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Жарасұлы К.			Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Борисова Н.Г.				9	61
Реценз.		Ваганов О.В.			АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Н. Контр.		Олжабаева К.С.					
Утверд.		Кибарин А.А.					

Из котла пар направляется в паровую турбину, в котором энергия пара превращается в механическую энергию. Пар поступает внутрь турбины и начинает вращать лопатки с частотой 3000 оборотов в минуту, приводя в движение вал соединенный с генератором. В генераторе происходит превращение механической энергии в электрическую. Часть пара из паровой турбины направляется в сетевые подогреватели, которые подогревают сетевую воду до 70 °С летом и 120 °С. В периоды самой минимальной температуры наружного воздуха вода догревается в пиковых водогрейных котлах до температуры 135 °С. Далее сетевая вода направляется к тепловым потребителям. Конденсат, образующийся на поверхности подогревателей сетевой воды, с помощью дренажного насоса подается в трубопровод питательной воды либо в конденсатор.

После отработки пара в турбине, пар направляется в конденсатор. Внутри конденсатора непрерывно циркулирует вода, за счет чего пар охлаждается и превращается в конденсат.

Конденсат является чистой водой без примесей. Далее конденсат проходит через систему регенеративных подогревателей низкого давления (ПНД), где он подогревается паром из четвертого, пятого и шестого отборов ЦНД и отправляется в деаэрактор. В деаэракторе конденсат очищается от воздуха и углекислого газа, после чего питательная вода питательным насосом подается в подогреватели высокого давления (ПВД), где подогревается, паром из отборов ЦВД и попадает в котел. Конденсат образовавшийся в ПВД каскадно сливается в нижние ступени ПВД, а затем сливается в деаэрактор питательной воды. На случай останова турбины, пар высоких параметров прямо из котла через редукционно-охладительную установку может подаваться промышленному потребителю. Так как цикл не идеален и полностью избежать утечки пара и конденсата не удастся, то для восполнения утечек в схеме существует система подпитки химически очищенной воды. Вода после химического цеха подогревается в ПХОВ и часть химически очищенной воды поступает в атмосферный деаэрактор, откуда питательным насосом откачивается в деаэрактор питательной воды. Остальная часть поступает в вакуумный деаэрактор, откуда также питательным насосом подается в тепловые сети для восполнения утечек и нужд ГВС.

Также в схеме учтен расширитель непрерывной продувки (Р), который используется с целью предотвращения загрязнений поверхностей нагрева котлоагрегата. Пар после продувки попадает в деаэрактор, а загрязненная вода, пройдя через ПХОВ, сливается в канализацию.

Таблица 1.1 – Характеристики основного и вспомогательного оборудования

№	Наименование оборудования	Марка	Кол.	Гкал /ч	Характеристики	
1	Паровой котел № 8-13	БКЗ-160-100	6	98		
2	Паровая турбина № 8	Р-25-90/18	1	155	N <sub>3</sub> =25	

					МВт	
3	Паровая турбина № 9, 10	ПТ-60-90/13	2	164	N <sub>3</sub> =60 МВт	
4	Деаэраторы смешивающие повышенного давления	ДСП-225	5		V=72 м <sup>3</sup>	G=225т/ч
5	Деаэраторы смешивающие атмосферного типа	ДСА-300 ДСА-200	2 1		V <sub>1</sub> =27 м <sup>3</sup> V <sub>2</sub> =53 м <sup>3</sup> V <sub>3</sub> =72 м <sup>3</sup>	G <sub>1</sub> =300 т/ч G <sub>2</sub> =200 т/ч G <sub>3</sub> =300 т/ч
9	Конденсаторы турбин	КСЦ-50-4	2			G=8000 т/ч
10	Насосная (Талгарская)	24НДН	2		H=26 мм.в.ст	G=5000 т/ч
11	Насосная (сырой воды)	300Д90	6		H=74 мм.в.ст	G=900 т/ч
12	Деаэраторы смешивающие вакуумные	ВД-1200 ВД-800 ВД-400	1 3 3			G=1200 т/ч G=800 т/ч G=400 т/ч
13	Баки запаса деаэрированной воды		2		V=5000 м <sup>3</sup>	
14	Насосная (подпиточная)	300Д90	8		H=64 мм.в.ст	G =900 т/ч
15	Насосная (сетевая)	СЭ1250-140 СЭ1250-125	6 6		H=140 мм.в.ст	G =1250 т/ч
16	Подогреватели сетевой воды вертикального типа, основные	ПСВ315-3- 23 ПСВ500-3- 23	2 3	36,2 57,5	P=315 м <sup>2</sup> F=500 м <sup>2</sup>	G=725 т/ч G=1150 т/ч
17	Подогреватели сетевой воды вертикального типа, пиковые	ПСВ500- 14-23 ПСВ3 15- 14-23	1 2	143 90,5	F=500 м <sup>2</sup> F=315 м <sup>2</sup>	G =1800 т/ч G =1130 т/ч
18	Насосная (перехватка)	СЭ1250-70 СЭ1250-140 СЭ 5000-70	1 2 1		H=70 мм.в.ст H=140 мм.в.ст H=70	G=1250 т/ч G=1250 т/ч G=5000

					ММ.В.СТ	Т/Ч
19	Насосная (повысительная)	СЭ5000- 160	5		H=160 ММ.В.СТ	G =5000 Т/Ч
20	Пиковая водогрейная котельная	ПТВМ-100	7	100		

## 1.2 Расчет тепловой схемы ТЭЦ-1

Расчет тепловой схемы был сделан на основе [1]. Турбина имеет следующие регулируемые отборы пара: производственный с абсолютным давлением  $(1,275 \pm 0,29)$  МПа и два отопительных отбора: верхний с абсолютным давлением в пределах  $0,049-0,245$  МПа и нижний с давлением в пределах  $0,029-0,118$  МПа. Регулирование давления отопительного отбора осуществляется с помощью одной регулирующей диафрагмы, установленной в камере верхнего отопительного отбора. Регулируемое давление в отопительных отборах поддерживается: в верхнем отборе – при включенных обоих отопительных отборах, в нижнем отборе – при включенном одном нижнем отопительном отборе. Сетевая вода через сетевые подогреватели нижней и верхней ступеней подогрева пропускается последовательно и в одинаковом количестве. Расход воды, проходящей через сетевые подогреватели, контролируется.

Подогрев питательной воды осуществляется последовательно в ПНД, деаэраторе и ПВД. К подогревателям пар поступает из отборов турбины.

Максимальная мощность турбины при выключенных производственном и отопительном отборах, при расходе охлаждающей воды  $8000 \text{ м}^3/\text{ч}$  с температурой  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , полностью включённой регенерации составит  $60 \text{ МВт}$ . Максимальная мощность турбины  $75 \text{ МВт}$ , получаемая при определённых сочетаниях производственного и отопительного отборов, зависит от величины отборов и определяется диаграммой режимов [2].

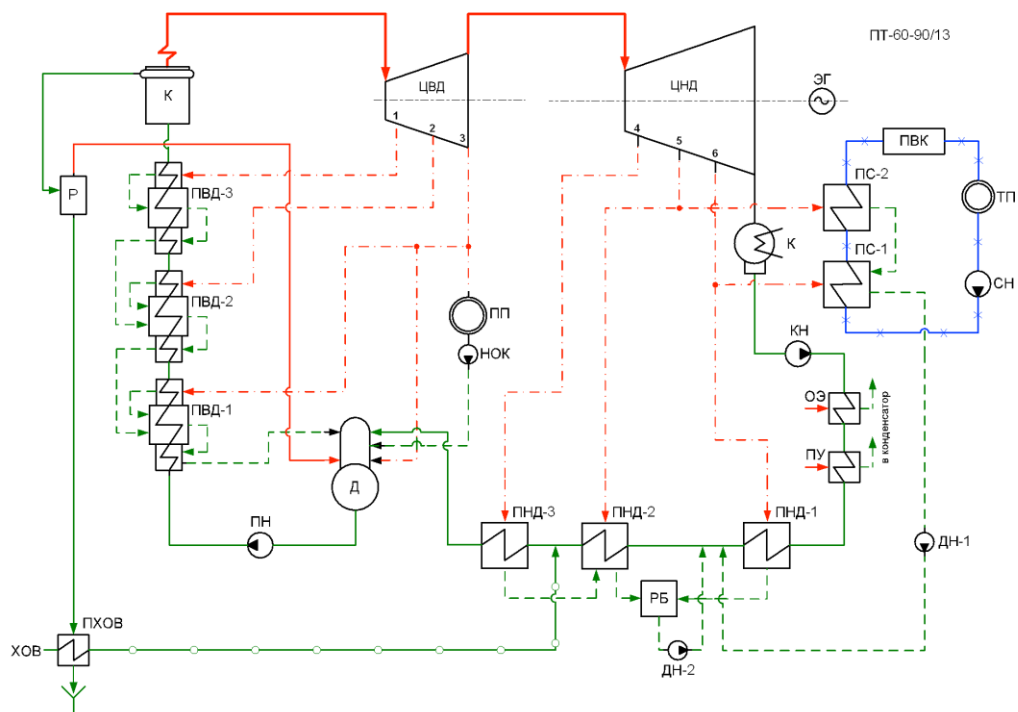


Рисунок 1.1 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ -60-90/13

Исходные данные представлены в таблице 1.2

Таблица 1.2 – Исходные данные для расчета тепловой схемы

Город	Алматы	
Тип турбины	ПТ-60-90/13	
Максимальная тепловая нагрузка ТЭЦ $Q_{max}$ , МВт	963	
Давление острого пара $P_0$ , МПа	8,82	
Температура острого пара $t_0$ , °С	535	
Давление в конденсаторе $P_{к2}$ , МПа	0,004	
Давление пара в отборах, МПа	$P_1$	3,72
	$P_2$	2,16
	$P_3$	1,27
	$P_4$	0,63
	$P_5$	0,36
	$P_6$	0,12
Внутренний относительный КПД частей турбины, %	$\eta_{oi1}$	81
	$\eta_{oi2}$	77
	$\eta_{oi3}$	72
	$\eta_{oi4}$	36

Расход сетевой воды определяется по формуле:

$$G_{св} = \frac{Q_{\max}}{(150 - 70) \cdot c_p}, \quad (1.1)$$

$$G_{св} = \frac{550 \cdot 1000 \cdot 3600}{(150 - 70) \cdot 4,19} = 5906921 \text{ кг/ч}$$

Определяются необходимые параметры для построения процесса расширения пара в турбине в  $h$ - $s$  диаграмме. Дросселирование в регулирующих клапанах турбины принимается 8 %:

$$P_0' = 0,92 \cdot P_0, \text{ МПа}, \quad (1.2)$$

$$P_0' = 0,92 \cdot 8,82 = 8,11 \text{ МПа.}$$

Для турбины типа ПТ-60-90/13 характерны параметры свежего пара  $P_0 = 8,82$  МПа,  $t_0 = 535$  °С. При заданных параметрах энтальпия свежего пара (точка 0 на рисунке 2.2)  $h_0 = 3477$  кДж/кг.

Энтальпии пара в точках 1, 2, 3 и  $k$  определяются соответственно:

$$h_1 = h_0 - \eta_{oi,1} \cdot (h_0 - h_1^{ad}), \text{ кДж/кг},$$

$$h_5 = h_1 - \eta_{oi,2} \cdot (h_1 - h_5^{ad}), \text{ кДж/кг},$$

$$h_6 = h_5 - \eta_{oi,3} \cdot (h_5 - h_6^{ad}), \text{ кДж/кг},$$

$$h_k = h_6 - \eta_{oi,4} \cdot (h_6 - h_k^{ad}), \text{ кДж/кг},$$

$$h_1 = 3477 - 0,81 \cdot (3477 - 3232) = 3278,5 \text{ кДж/кг},$$

$$h_5 = 3278,5 - 0,77 \cdot (3278,5 - 2719) = 2847,6 \text{ кДж/кг},$$

$$h_6 = 2847,6 - 0,72 \cdot (2847,6 - 2576) = 2652 \text{ кДж/кг},$$

$$h_k = 2652 - 0,36 \cdot (2652 - 2213) = 2493 \text{ кДж/кг}.$$

(1.3)

Энтальпии пара в остальных точках определяются по пересечению политропы 0-0'-1-5-6- $K$  и изобар, соответствующих давлениям в отборах.

$$h_2 = 3169 \text{ кДж/кг},$$

$$h_3 = 3070 \text{ кДж/кг},$$

$$h_4 = 2946 \text{ кДж/кг}.$$

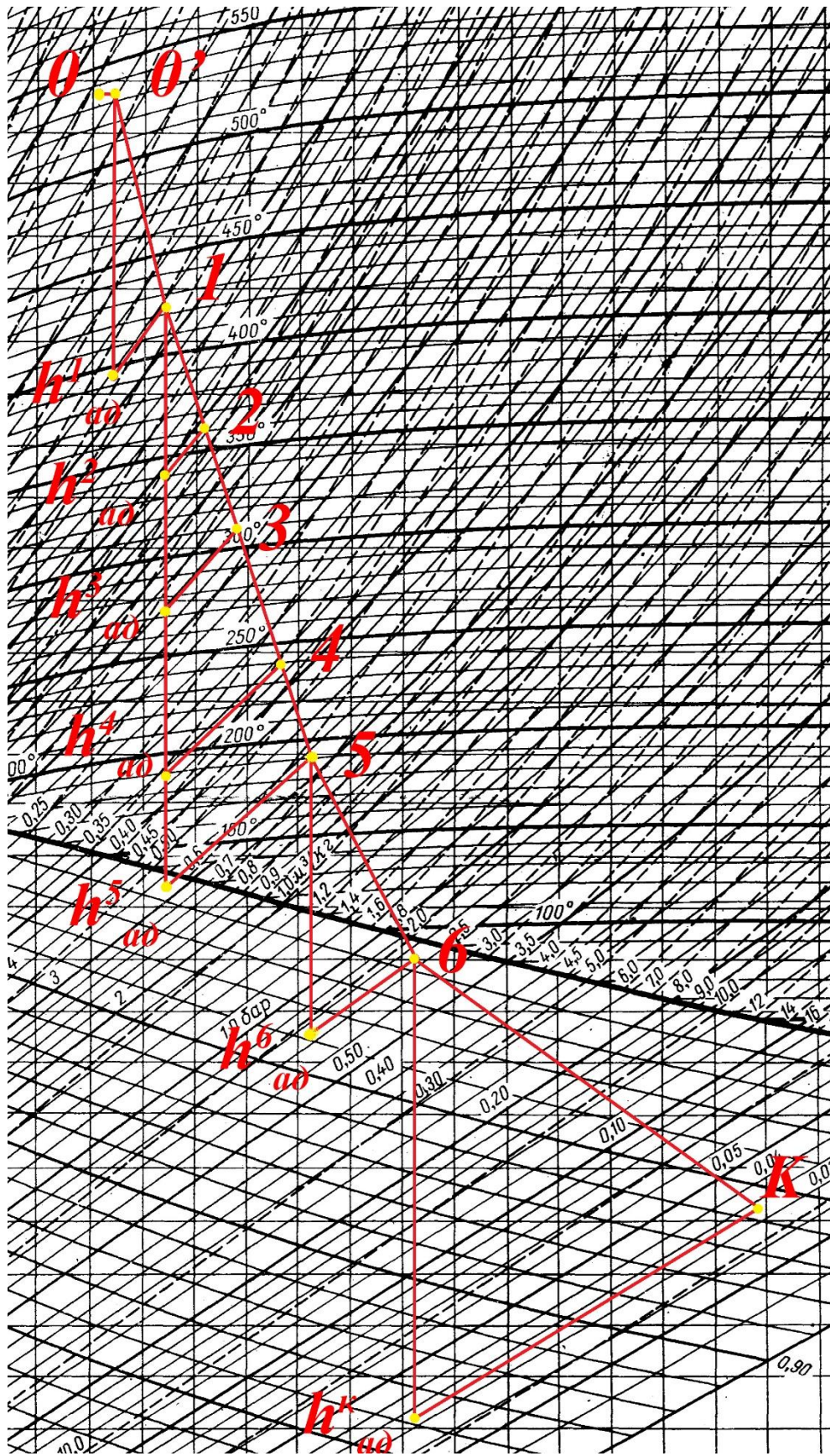


Рисунок 1.2 – Процесс расширения пара в турбине в h-s диаграмме

Строится сводная таблица параметров пара и воды (таблица 1.2) для упрощения расчета тепловой схемы. Температура воды рассчитывается через недогрев:

$$t_{ei} = t_{ni} - \delta, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1.4)$$

где  $\delta$  - величина недогрева воды, для ПВД – 3  $^\circ\text{C}$ , для ПНД - 5  $^\circ\text{C}$ .

Давление пара в ПНД и ПВД принимается с 8% потерь в паропроводах. С учётом гидравлических потерь давление воды после подогревателя в ПВД - 0,25 МПа, а в ПНД - 0,1 МПа. Давление питательного насоса  $p_{nn} = 16,2$  МПа, конденсатного – 1,4 МПа. Теплоперепад отборов вычисляется по формуле:

$$H_i = h_0 - h_i, \text{ кДж/кг}. \quad (1.5)$$

Коэффициент недовыработки из  $i$ -го отбора:

$$y_i = \frac{h_i - h_k}{h_0 - h_k}. \quad (1.6)$$

Давление в деаэраторе - 0,6 МПа, а в расширителе непрерывной продувки (РНП) - 0,7 МПа.

Таблица 1.3 - Параметры пара и воды

Параметры	Об.	Характерные точки процесса								
		0	1	2	3	Д	4	5	6	К
Давление пара в отборе, МПа	$P_i$	8,8	3,72	2,160	1,270	1,270	0,630	0,360	0,120	0,004
То же в подогревателе, МПа	$P_{n,i}$	-	3,422	1,987	1,168	1,168	0,58	0,331	0,11	-
Энтальпия пара, кДж/кг	$h_i$	3477	3278,5	3169	3070	3070	2946	2847,6	2652	2493
Температура насыщения, $^\circ\text{C}$	$t_{ni}$	301,9	246,7	216,38	191,38	191,38	161,25	139,9	104,8	26,67
Энтальпия насыщения воды, кДж/кг	$h_i'$	1355	1067	926,6	810	810	678,8	588,6	439,3	111,8
Температура воды после подогревателя, $^\circ\text{C}$	$t_i$	-	243,7	213,38	188,38	-	156,25	134,90	99,80	-



Давление воды после подогревателя, МПа	$P_{в,i}$	-	15,45	15,7	15,95	0,6	1,1	1,2	1,3	-
Энтальпия воды после подогревателя, кДж/кг	$h_{вi}$	-	1056	918	807,5	-	659,6	567,9	419,2	-
Температура конденсата за ОК, °С	$t_{ок}$	-	235,7	205,38	180,38	-	-	-	-	-
Энтальпия кон-та за ОК, кДж/кг	$h_{ок}$	-	1017	876,7	764,9	-	-	-	-	-
Теплоперепад, кДж/кг	$H_i$	-	198,5	308	407	-	531	629,4	825	984
Коэффициент недовыработки	$y_i$	-	0,798	0,687	0,586	-	0,460	0,36	0,162	-

Расход пара на турбину оценивается по формуле:

$$D_0 = 1,08 \cdot \left( \frac{N}{H \cdot \eta_m \cdot \eta_z} + y_3 \cdot D_{np} + y_5 \cdot D_{снв} + y_6 \cdot D_{снн} \right), \quad (1.7)$$

где  $N$  – номинальная мощность турбины, кВт (для ПТ-60-90/13  $N_{ном} = 60$  МВт);  $H$  – теплоперепад турбины, кДж/кг; 1,08 – коэффициент, учитывающий эффективность системы регенерации;  $y_3, y_1$  – коэффициенты недовыработки теплофикационных и производственного отборов;  $D_{np}, D_{сн}$  – расходы пара из производственного и теплофикационных отборов, кг/с;  $\eta_m = 0,97$ ;  $\eta_z = 0,98$ .

Расход пара на теплофикационные подогреватели (КПД подогревателей принимается  $\eta = 0,98$ ):

$$D_{снв} = \frac{G_{св} \cdot (t_{снв} - t_{снн}) \cdot c_p}{(h_5 - h_5') \cdot \eta}, \quad (1.8)$$

$$D_{снв} = \frac{5906921 \cdot (110 - 85) \cdot 4,19}{3600 \cdot (2847,6 - 588,6) \cdot 0,98} = 57,6 \text{ кг/с.}$$

Но принимая в учет, что тепловую нагрузку несут несколько турбин и часть нагрузки идет на производственный отбор, то можно принять, что на данную схему приходится теплофикационная нагрузка в размере:

$$D_{снв} = \frac{57,6}{2} = 28,8 \text{ кг/с,}$$

$$D_{снн} = \frac{G_{св} \cdot (t_{снв} - t_{снн}) \cdot c_p - D_{снв} \cdot (h_5' - h_6')}{(h_6 - h_6') \cdot \eta}, \quad (1.9)$$

$$D_{снп} = \frac{5906921 \cdot (110 - 60) \cdot 4,19}{3600} - 38,5 \cdot (588,6 - 439,3) = 99,8 \text{ кг/с},$$

$$(2652 - 439,3) \cdot 0,98$$

$$D_{снп} = \frac{99,8}{2} = 44,9 \text{ кг/с}.$$

Принимается номинальный расход пара на производственный отбор  $D_{np} = 55 \text{ кг/с}$ . Тогда расход пара на турбину:

$$D_0 = 1,08 \cdot \left( \frac{60000}{984 \cdot 0,97 \cdot 0,98} + 0,586 \cdot 55 + 0,36 \cdot 38,5 + 0,16 \cdot 77,9 \right) = 132,5 \text{ кг/с}.$$

Паророизводительность котлов определяется по формуле:

$$D_{ка} = (1 + \alpha_{ум}) \cdot D_0, \text{ кг/с}, \quad (1.10)$$

где  $\alpha_{ум}$  - доля утечек в цикле, принимается 0,02.

$$D_{ка} = (1 + 0,02) \cdot 132,5 = 135,1 \text{ кг/с}.$$

Расход питательной воды согласно формуле:

$$D_{нев} = (1 + \alpha_{np}) \cdot D_{ка}, \text{ кг/с}, \quad (1.11)$$

$$D_{нев} = (1 + 0,02) \cdot 135,1 = 137,8 \text{ кг/с}.$$

где  $\alpha_{np}$  - доля непрерывной продувки (принимается 0,012).

Далее проводится расчет расширителя непрерывной продувки.

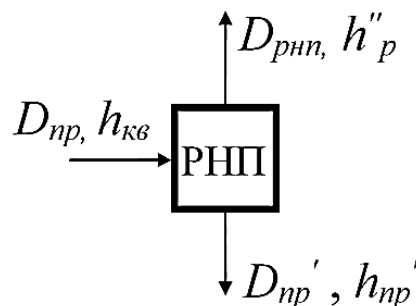


Рисунок 1.3 – Баланс РПП

Тепловой баланс:

$$D_{ршт} = D_{нр} \cdot \frac{h_{кв} \cdot \eta_{ршт} - h'_{нр}}{h''_p - h'_{нр}}, \text{ кг/с}, \quad (1.12)$$

$$D_{нр} = D_{ршт} + D'_{нр}, \text{ кг/с}, \quad (1.13)$$

где  $h_{кв}$  определяю по  $P_{бараб} = 11,4$  МПа (по линии насыщения воды [3]  $h_{кв} = 1467$  кДж/кг). Энтальпии образующихся воды и пара  $h'_{нр}$ ,  $h''_p$  определяются на линии насыщения по давлению в РНП  $P_{ршт} = 0,6$  МПа ( $h'_{нр} = 670,5$  кДж/кг;  $h''_p = 2756$  кДж/кг). КПД РНП принимается в расчетах  $\eta_{ршт} = 0,98$ .

Определяется расход продувочной воды из величины продувки:

$$D_{нр} = \alpha_{нр} \cdot D_{ка}, \text{ кг/с}, \quad (1.14)$$

$$D_{нр} = 0,012 \cdot 137,8 = 1,65 \text{ кг/с}.$$

Количество образовавшегося пара:

$$D_{ршт} = 1,88 \cdot \frac{1467 \cdot 0,98 - 670,5}{2756 - 670,5} = 0,69 \text{ кг/с}.$$

Согласно материальному балансу (2.15) количество продувочной воды после РНП:

$$D'_{нр} = D_{нр} - D_{ршт} = 1,88 - 0,69 = 1,19 \text{ кг/с}.$$

Далее производится расчет охладителя продувки (ОП).

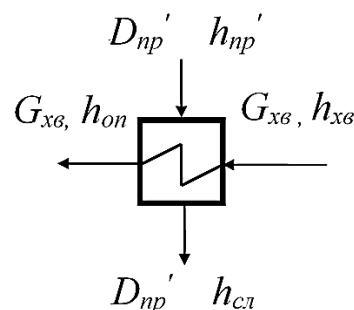


Рисунок 1.4 – Баланс ОП

Уравнение теплового баланса ОП:

$$D'_{нр} \cdot (h'_{нр} - h_{сл}) \cdot \eta = G_{хв} \cdot (h_{он} - h_{хв}), \quad (1.15)$$

$$h_{xв} = t_{xв} \cdot c_p = 5 \cdot 4,19 = 20,95 \text{ кДж/кг},$$

$$h_{сл} = t_{сл} \cdot c_p = 50 \cdot 4,19 = 209,5 \text{ кДж/кг}.$$

Расход холодной воды определяется по:

$$G_{xв} = 1,25 \cdot (D'_{np} + D_{ym}), \text{ кг/с}, \quad (1.16)$$

где

$$D_{ym} = \alpha_{ym} \cdot D_0, \text{ кг/с}, \quad (1.17)$$

$$D_{ym} = 0,02 \cdot 154 = 3,08 \text{ кг/с},$$

$$G_{xв} = 1,25 \cdot (1,02 + 3,08) = 5,12 \text{ кг/с}.$$

Тогда энтальпия воды на выходе из ОП  $h_{он}$  из формулы (2.16) (КПД ОП принимаю  $\eta = 0,98$ ):

$$h_{он} = h_{xв} + \frac{D'_{np} \cdot (h'_{np} - h_{сл}) \cdot \eta}{G_{xв}} = 20,95 + \frac{1,19 \cdot (670,5 - 209,5) \cdot 0,98}{5,12} =$$

$$= 125,95 \text{ кДж/кг}.$$

Далее производится расчет ПВД.

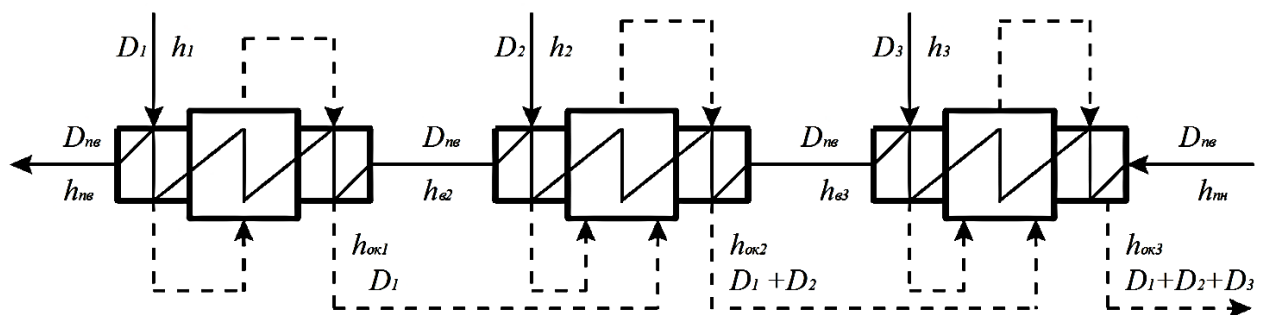


Рисунок 1.5 – Баланс ПВД

Уравнения балансов:

$$D_1 \cdot (h_1 - h_{ок1}) = D_{не} \cdot (h_{не} - h_{е2}) \cdot k,$$

$$D_2 \cdot (h_2 - h_{ок2}) + D_1 \cdot (h_{ок1} - h_{ок2}) = D_{не} \cdot (h_{е2} - h_{е3}) \cdot k, \quad (1.18)$$

$$D_3 \cdot (h_3 - h_{ок3}) + (D_1 + D_2) \cdot (h_{ок2} - h_{ок3}) = D_{не} \cdot (h_{е3} - h_{ни}) \cdot k,$$

где  $h_{nn}$  – энтальпия воды после питательного насоса,  $k = 1/\eta$  (КПД ПВД принимается в расчетах  $\eta = 0,98$ ).

$$h_{nn} = h'_o + \frac{(p_{nn} - p_{вс}) \cdot v_{cp}}{\eta_n}, \text{ кДж/кг}, \quad (1.19)$$

где  $v_{cp}$  – средний удельный объем воды в насосе

$$v_{cp} = \frac{v_{nn} + v_{вс}}{2}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (1.20)$$

где  $v_{nn}$ ,  $v_{вс}$  - удельные объемы воды за насосом и на входе, принимаются по таблице, при  $p_{nn} = 1,25 \cdot p_{не}$  и  $p_{вс} = 0,8$  МПа.

$p_{nn} = 16,2$  МПа.

Температура воды перед насосом  $t_{вс} = 155$  °С, а после ПЭН - можно принять в первом приближении  $t_{nn} = 160$  °С, КПД насоса  $\eta_n = 0,8$ .

По заданным параметрам получаю  $v_{nn} = 0,001093$  м<sup>3</sup>/кг;  $v_{вс} = 0,001104$  м<sup>3</sup>/кг.

$$v_{cp} = \frac{0,001093 + 0,001104}{2} = 0,001098 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Значение энтальпии  $h'_o$  определяется при давлении в деаэраторе  $P_o = 0,6$  МПа на линии насыщения воды [3]  $h'_o = 670,5$  кДж/кг. Тогда по формуле (2.20)

$$h_{nn} = 670,5 + \frac{(16,2 - 0,8) \cdot 0,001098 \cdot 1000}{0,8} = 691,6 \text{ кДж/кг}.$$

Далее по балансовым уравнениям (24) определяю  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$

$$D_1 = 9,97 \text{ кг/с},$$

$$D_2 = 7,74 \text{ кг/с},$$

$$D_3 = 7,36 \text{ кг/с}.$$

Теперь провожу расчет деаэратора.

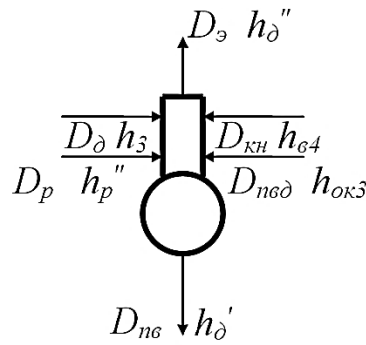


Рисунок 1.6 – Баланс деаэратора

Составляются уравнения баланса:

$$D_{kh} \cdot h_{64} + D_{ршт} \cdot h_{ршт}'' \cdot \eta_{\delta} + D_{nv\delta} \cdot h_{окз} + D_{\delta} \cdot h_3 \cdot \eta_{\delta} = D_{nv} \cdot h_{\delta}' + D_3 \cdot h_{\delta}'', \quad (1.21)$$

$$D_{kh} + D_{ршт} + D_{nv\delta} + D_{\delta} = D_{nv} + D_3,$$

где  $D_3$  - расход пара на эжекторы:

$$D_3 = D_{оэ} + D_{оу} = 0,003 \cdot D_0 + 0,003 \cdot D_0, \quad (1.22)$$

$$D_3 = 0,006 \cdot 154 = 0,92 \text{ кг/с},$$

где  $\eta_{\delta}$  – КПД деаэратора, принимается 0,98.

Расход на ПВД:

$$D_{nv\delta} = D_1 + D_2 + D_3, \quad (1.23)$$

$$D_{nv\delta} = 9,97 + 7,74 + 7,36 = 25,07 \text{ кг/с}.$$

Система из (2.22) и (2.23) решается относительно двух неизвестных  $D_{kh}$  и  $D_{\delta}$ :

$$\begin{cases} 659,6 \cdot D_{kh} + 0,69 \cdot 2756 \cdot 0,98 + 25,07 \cdot 764,9 + 3070 \cdot 0,98 \cdot D_{\delta} = 160,22 \cdot 670,5 + 0,92 \cdot 2756 \\ D_{kh} + 0,69 + 25,07 + D_{\delta} = 160,22 + 0,92 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} 659,6 \cdot D_{kh} + 3008,6 \cdot D_{\delta} = 88923 \\ D_{kh} + D_{\delta} = 125,69 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} 628,78 \cdot (125,69 - D_{\delta}) + 3008,6 \cdot D_{\delta} = 88923 \\ D_{kh} = 125,69 - D_{\delta} \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} 2379,82 \cdot D_{\delta} = 9891,6 \\ D_{kh} = 125,69 - D_{\delta} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} D_{\delta} = 4,15 \\ D_{kh} = 130,18 - 4,15 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} D_{\delta} = 4,15 \text{ кг/с} \\ D_{kh} = 126,03 \text{ кг/с} \end{cases}$$

Далее провожу расчет группы ПНД:

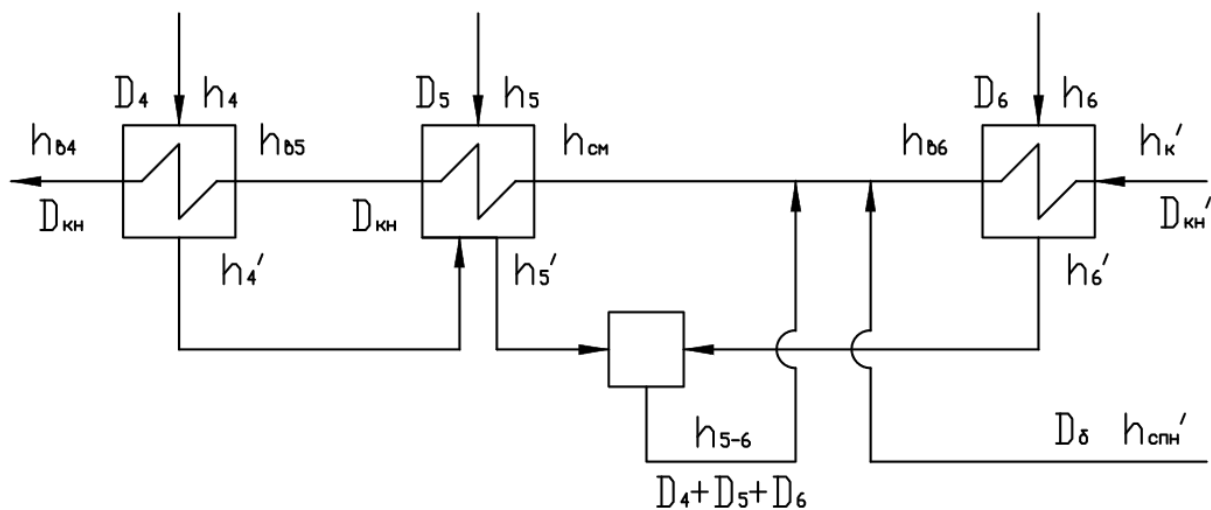


Рисунок 1.7 – Баланс ПНД

Уравнения балансов имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 D_4 \cdot (h_4 - h_4') &= D_{кн} \cdot (h_{б4} - h_{б5}) \cdot k, \\
 D_5 \cdot (h_5 - h_5') + D_4 \cdot (h_4' - h_5') &= D_{кн} \cdot (h_{б5} - h_{см}) \cdot k, \\
 D_{кн}' \cdot h_{б6} + D_{\delta} \cdot h_{спн}' + (D_4 + D_5 + D_6) \cdot h_{5-6} &= D_{кн} \cdot h_{см}, \\
 (D_4 + D_5) \cdot h_5' + D_6 \cdot h_6' &= (D_4 + D_5 + D_6) \cdot h_{5-6}, \\
 D_6 \cdot (h_6 - h_6') &= D_{кн}' \cdot (h_{б6} - h_{к}') \cdot k, \\
 D_{кн}' &= D_{кн} - D_4 - D_5 - D_6 - D_{\delta}, \\
 D_{\delta} &= D_{снв} + D_{спн}.
 \end{aligned} \tag{1.24}$$

$$\begin{aligned}
 D_{\delta} &= 116,4 \text{ кг/с}, \\
 D_4 &= 5,2 \text{ кг/с}, \\
 D_5 &= 4,8 \text{ кг/с}, \\
 D_6 &= 2,6 \text{ кг/с}, \\
 D_{кн} &= 29,7 \text{ кг/с},
 \end{aligned}$$

Теперь определяется сходимость энергетического баланса. Мощность потоков пара из произвольных отборов рассчитывается по формуле:

$$N_i = D_i \cdot (h_0 - h_i) \cdot \eta_m \cdot \eta_z, \text{ кВт.} \tag{1.25}$$

В 3-м отборе, где несколько потоков пара (на теплофикацию и деаэратор) нужно просуммировать все расходы.

Таблица 1.4 – Энергетический баланс

1-отбор	$N_1 = 9,97 \cdot 198,5 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 1881,2 \text{ кВт,}$
---------	--

ПВД-1	
2-отбор ПВД-2	$N_2 = 7,74 \cdot 308 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 2266,1 \text{ кВт},$
3-отбор ПВД-3, Деаэратор	$N_3 = (7,36 + 55 + 2) \cdot 407 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 24900 \text{ кВт},$
4-отбор ПВД-1	$N_4 = 5,2 \cdot 531 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 2624,8 \text{ кВт},$
5-отбор ПВД-2, СПВ	$N_5 = (28,8 + 4,8) \cdot 629,04 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 20091 \text{ кВт},$
6-отбор ПВД-3, СПН	$N_6 = (44,9 + 2,6) \cdot 825 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 37251 \text{ кВт},$
Отвод в конденсатор	$N_{\kappa} = 29,7 \cdot 984 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 33215,1 \text{ кВт},$

Равенство суммы рассчитанных мощностей должна соответствовать номинальной мощности.

$$\Delta N = \frac{\sum N_i - N_{ном}}{N_{ном}} \cdot 100\%, \quad (1.26)$$

$$\Delta N = \frac{118658,9 - 120000}{120000} \cdot 100\% = 0,29\% (< 0,5\%).$$

Невязка составляет не превышает 0,5%, что говорит об успешном проведении расчета тепловой схемы.



## 2 Повышение энергоэффективности ТОВА

### 2.1 Назначение и состав конденсационной установки

Функциями конденсатора являются создание разрежения за последней ступенью паровой турбины, а также конденсация пара, отработавшего в турбине, преобразование его в конденсат, поступающий в дальнейшем в парогенератор. Основные показатели, определяющие качество созданного разрежения в конденсаторе являются: давление пара в конденсаторе, недогрев воды до температуры насыщения пара, нагрев воды в конденсаторе, величина присосов воздуха и др.

Повышение КПД ПТУ достигается за счет понижением параметров пара за турбиной. Понижение параметров пара осуществляется до давления ниже барометрического за счет обеспечения конденсации отработавшего в турбине пара. Для этого и используется конденсационная установки, которая снижает давление за турбоустановкой и обеспечивает получение чистого конденсата для питания парового котла, тем самым замыкая цикл [4].

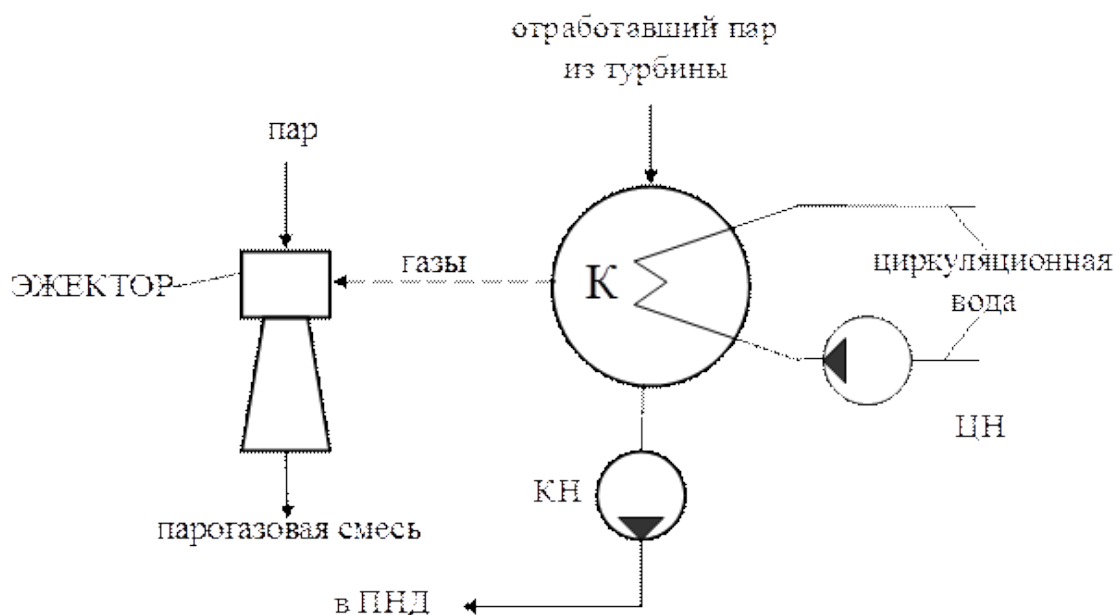


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема конденсационной установки

Пар, совершивший работу в турбине, направляется в конденсатор, в котором происходит его конденсация. Конденсация протекает за счет изобарного снятия теплоты конденсации пара. Для отвода теплоты, которая образуется при конденсации пара, через трубную систему конденсатора, циркуляционным насосом (ЦН) постоянно перекачивается охлаждающая среда. После данного процесса конденсации конденсат стекает в конденсато-

					ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Жарасұлы К.			Повышение энергоэффективности ТОВА	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Борисова Н.Г.					25	61
Реценз.		Ваганов О.В.				АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Н. Контр.		Олжабаева К.С.						
Утверд.		Кибарин А.А.						

сборник, а затем откачивается конденсатным насосом (КН) и направляется в систему регенерации.

Отработавший пар содержит воздух и, попадая в конденсатор, нарушает нормальную работу оборудования. Воздух проникает в турбоустановку через концевые уплотнения ЦНД, неплотности фланцевых соединений. Часть воздуха поступает в КУ через неплотности соединений выходного патрубка турбины и переходного патрубка конденсатора. Для создания разрежения необходимо непрерывно удалять воздух и другие неконденсирующиеся газы из конденсатора. Это осуществляется эжектором, который отсасывает паровоздушную смесь из парового пространства конденсатора и выбрасывает данную смесь в окружающую среду.

При пусках или резких изменениях нагрузки, когда необходимо генерировать в котле большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, пар через РОУ (БРОУ) пропускают в конденсатор, тем самым, исключая потери рабочего тела. Для пропуска этого пара в конденсаторе имеется специальное пускосбросное устройство.

В конденсаторе также предусматриваются патрубки для приема конденсата из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений и добавления химически очищенной воды для восполнения утечек конденсата в цикле.

## **2.2 Параметры характеризующие тепловую эффективность аппаратов**

Тепловую эффективность теплообменного аппарата отлично выражает коэффициент теплопередачи  $K$ , равный количеству теплоты, переданной за единицу времени от одного теплоносителя к другому через единицу поверхности теплообмена при средней разности температур теплоносителей в  $1^{\circ}$ . Уровень коэффициента теплопередачи зависит не только от величины коэффициентов теплоотдачи теплоносителей, но и от их соотношения между собой. Наименьший из коэффициентов теплоотдачи является лимитирующим для величины коэффициента теплопередачи [5].

Оценка тепловой эффективности поверхностных конденсирующих аппаратов ПТУ производится также по величине недогрева воды до температуры насыщения пара при соответствующем его давлении:  $\delta t = t_n - t_{2в}$ .

Недогрев характеризует эффективность использования теплоты, поступающей с греющим паром, т.е. термодинамическое совершенство аппарата. Недогрев зависит от величины коэффициента теплопередачи в аппарате, и любая интенсификация теплообмена, приводящая к увеличению коэффициента теплопередачи, влечет за собой снижение недогрева. Недогрев уменьшается с увеличением удельной поверхности подогревателя, приходящейся на единицу расхода нагреваемой воды, но при этом возрастает стоимость аппарата. Оптимальный недогрев определяется технико-экономическими расчетами, так как снижение недогрева приводит к

повышению тепловой экономичности ПТУ и к экономии топлива на электростанции, но, как правило, сопровождается ростом затрат металла и стоимости. Обычно рекомендуемая величина недогрева для ПВД и ПНД современных конструкций не превышает 1,5 - 5,0 °С, а в конденсаторах современных турбин недогрев обычно составляет 3 - 10 °С. [6]

### 2.3 Влияние давления в конденсаторе на энергоэффективность энергоблока

С понижением значения давления и температуры пара на выходе из турбины уменьшается количество теплоты, которые передается холодному источнику, что приводит при постоянных параметрах острого пара к повышению мощности турбины и экономичности цикла в целом.

В таблице 1.1 приведены данные по изменению мощности турбин и экономичности ПТУ при изменении давления пара в конденсаторе и неизменных параметрах острого пара [5].

Таблица 2.1 – Изменение мощности турбин и экономичности ПТУ при изменении давления пара в конденсаторе на ±1 кПа

Марка турбины	Номинальная мощность турбины, МВт	Изменение мощности турбины, МВт	Изменение экономичности ПТУ, %
К-50-90 ЛМЗ	50	0,45	0,90
К-100-90 ЛМЗ	100	0,90	0,90
Т-110/120-130 ТМЗ	120*	1,25	0,73*
К-200-130 ЛМЗ	200	1,90	0,95
Т-250-300-240 ТМЗ	300*	1,83	0,70*
К-300-240 ЛМЗ	300	2,76	0,92
К-300-240 ХТЗ	300	3,34	1,11
К-500-240 ХТЗ	500	3,88	0,78
К-750-65/3000 ХТЗ	750	8,91	1,19
К-800-240 ЛМЗ	800	4,94	0,62
К-500-65/3000 ХТЗ	500	8,00	1,60
К-220-44 ХТЗ	220	4,06	1,85
К-1000-60/1500-1 ХТЗ (3 ЦНД)	1000	12,75	1,28
*При конденсационном режиме			

НПК очень тесно связана с энергоблоком через конечные параметры пара ( $P_k$ ) и расход электрической энергии на работы насосов комплекса.

На рисунке 2.2 показана кривая, которая показывает относительное изменение мощности турбоагрегата в зависимости от давления в конденсаторе  $P_k$ . Как видно по графику, сначала в связи с понижением давления  $P_k$

мощность турбины растет, но после достижения максимума, происходит её снижение. Это изменение  $\Delta N$  характеризуется тем, что при определенном значении давления в минимальном сечении каналов лопаточной решётки скорость пара имеет критическое значение.

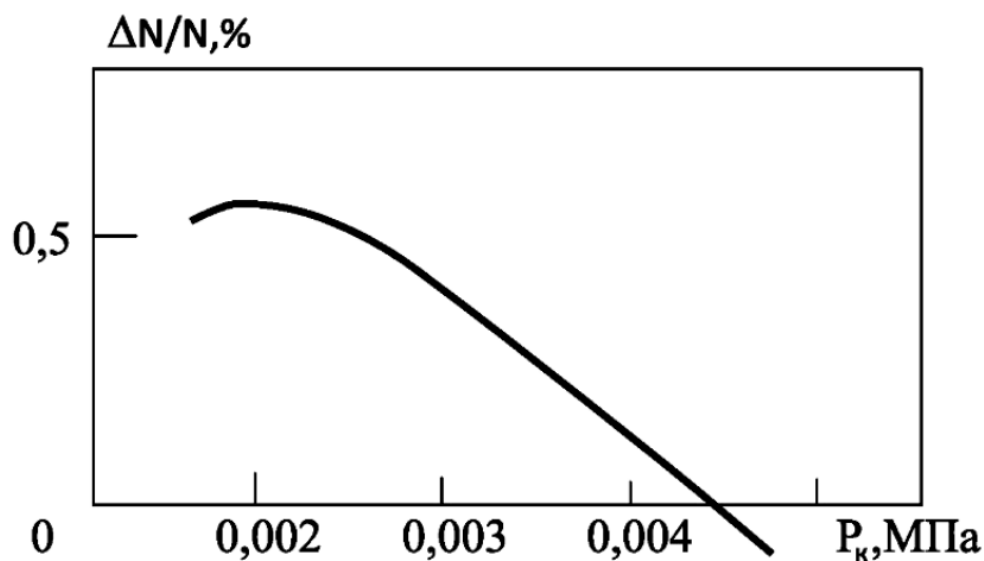


Рисунок 2.2 – График изменения мощности турбины в зависимости от конечного давления пара

Дальнейшее снижение давления пара  $P_k$  приведет к расширению пара в косом срезе, и после того, как расширительная способность его оказывается исчерпанной, расширение пара осуществляется за пределами ступени и уже не происходит изменения используемого перепада энтальпии. В то же время температура воды после конденсатора понижается и в первый регенеративный подогреватель отводится больше количества пара. В результате расход пара через последние ступени ЦНД падает и уменьшается значение вырабатываемой мощности. Для энергоблоков ТЭС с мощностью 300-1200 МВт суммарная величина потерь располагаемой энергии в НПК рана 7-8 % для систем технического водоснабжения с испарительными градирнями и водоемами-охладителями и 8-10% для систем с радиаторными и сухими градирнями.

Так как в области НПК пар в проточной части турбоагрегата обладает низким потенциалом, то оценить влияние изменения термодинамических параметров энергоносителей на показатели работы станции можно по влиянию его на изменение мощности отсека турбины, расположенного между последним регенеративным отбором и последней ступени турбины  $\Delta N_k$ . В то же время необходимо учитывать, что изменение давления  $P_k$  окажет влияние не только на  $N_k$ , но и приведет к изменению:

- мощности электроприводов конденсатных  $\Delta N_{кн}$  и циркуляционных  $\Delta N_{цн}$  насосов;

- расхода пара, воды или электрической энергии на привод эжекторов  $\Delta N_{эж}$ ;

- расхода пара  $D$  в первый ПНД, вследствие изменения температуры конденсата  $t_k$ , что также приведет к изменению мощности между последним отбором и выхлопным патрубком  $\Delta N_{но}$ .

Давление за последней ступенью турбины может варьировать в широких пределах из-за изменения паровой нагрузки, ухудшения воздушной плотности в конденсаторе, загрязнения трубок конденсатора, изменения количества и температуры охлаждающей воды, что приводит к изменению мощности турбины, а, следовательно, и блока в целом. Повышение давления в конденсаторе уменьшает тепловой перепад в турбине, причем данное уменьшение приходится на несколько последних ступеней. Происходит понижение напряжения в этих ступенях и одновременное увеличение степени реактивности. При незначительном увеличении давления в конденсаторе изменение реактивности не вызывает значительного увеличения осевого усилия в опорном подшипнике турбины. Работа с резко ухудшенным вакуумом повышает риск повреждения упорного подшипника. Также при значительном ухудшении вакуума наблюдается увеличение температуры выхлопного патрубка турбины, что может повлечь за собой расцентровку агрегата и появление недопустимой вибрации.

## 2.4 Основные методы интенсификации теплообмена

Исследования, испытания различных методов интенсификаций теплообмена и внедрение их в промышленность обусловлены достижением значительных практических результатов за счет уменьшения массы теплообменной аппаратуры или повышения ее эффективности.

Одной из перспективных проблем в нынешнее время является интенсификация конвективного теплообмена.

Принципиально эти методы классифицируют на две категории [7]:

- активные методы интенсификации: механическое воздействие на поверхность теплообмена (вращение или вибрация поверхности, перемешивание жидкости ит. п.); воздействие на поток электрическим магнитным или акустическим полем, пульсациями давления; вдув или отсос рабочей среды через пористую поверхность и др.,

- пассивные методы, в основе которых – воздействие на поток формой поверхности теплообмена: применение вставных интенсификаторов (винтовых, локальных и пластинчатых закручивателей потока), различное оребрение поверхности теплообмена и др.

К пассивным методам интенсификации относится применение различных профилированных трубок. Искусственная шероховатость, образуемая профилем накатки, турбулизует пограничный слой, за счет чего происходит повышение интенсивности теплообмена при обтекании профилированных поверхностей жидкостью, так же как воздухом и паром.

Интенсификация теплообмена при применении поверхностей теплообмена, образованных из профилированных трубок, обладает рядом преимуществ:

- теплообмен улучшается как с внутренней, так и с наружной стороны поверхности;
- технология накатки достаточно проста;
- при использовании профилированных трубок, как правило, не требуется изменения существующей технологии сборки кожухотрубных теплообменников [6].

Одним из наиболее исследованных и прошедшим апробацию в теплообменных аппаратах является профильные витые трубки (ПВТ). Данные трубки изготавливаются из обычных гладких трубок при помощи планетарной обкатки на прокатном стане. Поверхность ПВТ, показанная на рисунке 2.2, представляет собой дискретное чередование выступов и впадин, выполненных по винтовой линии.

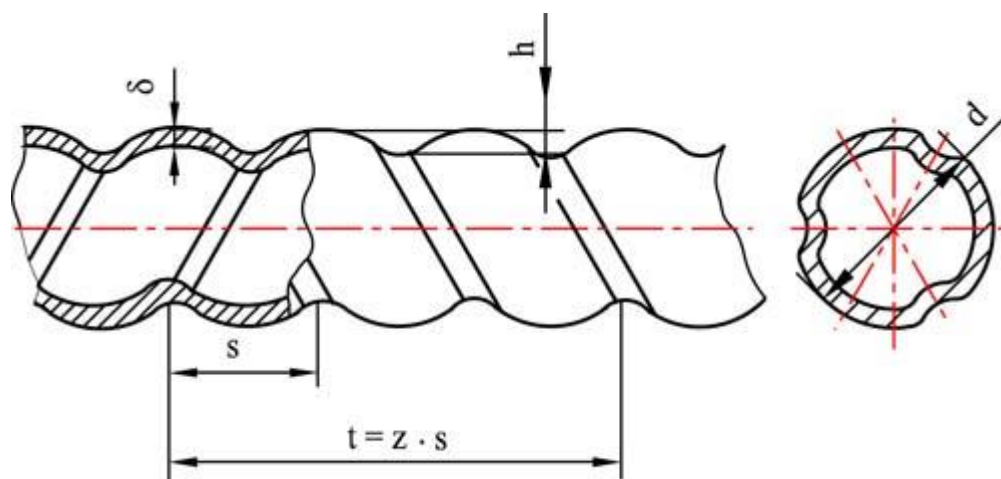


Рисунок 2.3 - Внешний вид и поперечное сечение профильных витых трубок

Эффективность применения ПВТ определяется возможностью интенсификации теплообмена как со стороны конденсирующегося пара, так и воды. Интенсификация теплообмена с паровой стороны определяется изменением гидродинамики конденсата на профилированной поверхности трубки— уменьшением за счет поверхностного натяжения средней толщины пленки конденсата, изменением траектории ее движения и турбулизацией. Интенсификация с водяной стороны также определяется гидродинамикой потока— нарушением упорядоченного течения жидкости в вязком подслое за счет его турбулизации и закрутки. Гидравлическое сопротивление ПВТ выше, чем у гладких трубок, что требует соответствующего увеличения мощности на прокачку теплоносителя через них. Наиболее достоверным свидетельством, подтверждающим целесообразность применения ПВТ, является

положительный опыт длительной эксплуатации промышленных аппаратов с такими трубками.

По результатам исследований, гарантированный эффект увеличения коэффициента теплопередачи в аппаратах с профильными витыми трубками при рационально выбранной геометрии трубок составляет [5]:

для конденсаторов— 15 %;

для ПНД— 35—40 %;

для подогревателей сетевой воды— 20—40 %.

Гидравлическое сопротивление аппаратов при этом увеличивается на 40—70 %.

Одним из перспективных методов интенсификации теплообмена является применения профильной трубки с кольцевой накаткой изображенный на рисунке 2.3. Однако промышленного опыта для применения этих трубок в ТООА пока недостаточно.

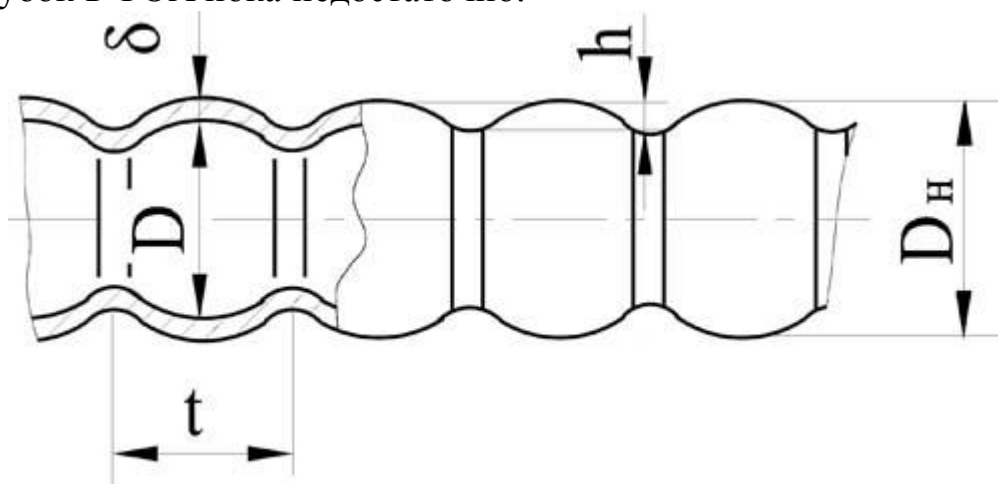


Рисунок 2.4 – Профильная кольцевая трубка

Для достижения капельной конденсации в ТООА периодически или непрерывно инжeksiруют стимулятор капельной конденсации или же наносят на поверхность трубок гидрофобизаторов, неорганических соединений, ультратонкого слоя благородных металлов или тонкой плёнки полимеров.

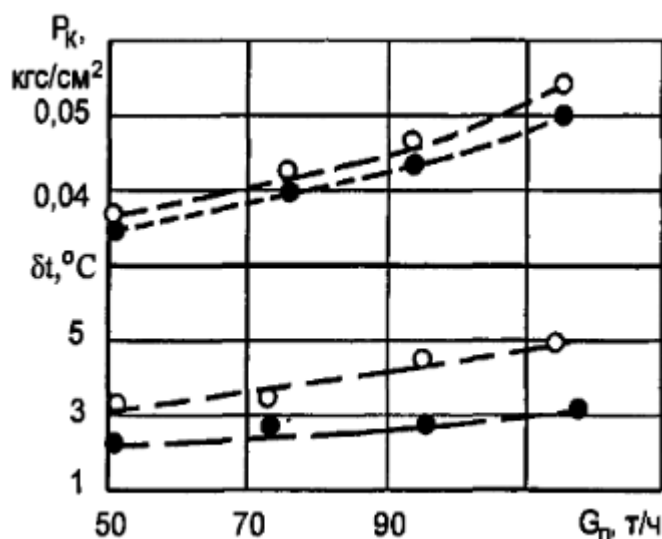
К недостаткам данных методов относятся:

- высокая токсичность;
- наличие в составе используемых веществ ряда редких элементов;
- дороговизна;
- сложность технологии нанесения веществ;
- механический унос покрытий.

## 2.5 Опыт применения ПВТ в конденсаторе типа 50-КЦС-4

Во время ремонта турбины ПТ-60/70-130/13 ЛМЗ на Пермской ТЭЦ-14 была проведена замена трубного пучка конденсатора 50-КЦС-4 (3000 м<sup>2</sup>, 5800 труб диаметром 25x1 мм, длиной 6650 мм), при этом половина поверхности теплообмена была набрана из ПВТ.

Результаты первых серий испытаний и их анализ показывают, что тепловая эффективность конденсатора с ПВТ выше чем у гладкотрубного.



$G_B = 6990 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $t_{1B} = 21 \text{ °C}$ ; • - результаты испытаний; ° - нормативная характеристика.

Рисунок 2.5 – Зависимость давления пара и недогрева воды от паровой нагрузки конденсатора

В зависимости от режимных параметров работы конденсатора увеличение коэффициента теплопередачи составляет от 20 до 40 %, что соответствует уменьшению недогрева воды до температуры насыщения на 1,0 — 2,0 °C. С увеличением расхода и температуры охлаждающей воды, а также с уменьшением паровой нагрузки тепловая эффективность конденсатора с ПВТ по сравнению с гладкотрубным несколько снижается.

## 2.6 Описание конденсатора КЦС-50-4

Конденсационная установка турбоагрегата ПТ-60-90/13 включает конденсатор типа 50-КЦС-4. Корпус конденсатора, предназначен для работы на пресной воде, цельносварной из листовой углеродистой стали. В корпус вварены основные и промежуточные трубные доски. Водяные камеры образуют одно целое с корпусом и закрываются съемными крышками. Для уменьшения термических напряжений и предотвращения ослабления вальцовочных соединений трубок на корпусе конденсатора предусмотрены линзовые компенсаторы, обеспечивающие податливость основной трубной доски относительно корпуса конденсатора. Соединение конденсатора с выхлопным патрубком турбины сварное.

Трубопроводный пучок конденсатора представляет собой свернутую ленту, симметричную относительно оси и обеспечивающую увеличение поверхности охлаждения и минимальное паровое сопротивление



конденсатора. Благодаря разбивке трубной поверхности в виде извилистой ленты с глубокими свободными проходами для пара резко сокращается путь паровоздушной смеси через пучок и представляется возможность проходить пару между пучками трубок до нижней части конденсатора. Такая конструкция благоприятно отражается на выравнивании температуры в нижней и верхней частях конденсатора и способствует устранению переохлаждения конденсата. В конденсаторе предусмотрен боковой отсос паровоздушной смеси, и перед отсосом установлены пучки трубок для охлаждения воздуха [8].

Конденсатор установлен на пружинные опоры, которые воспринимают вес конденсатора (без воды) и компенсируют тепловые расширения.

Конденсатор двухходовой по циркуляционной воде и разделен на две половины, имеющие самостоятельный подвод и отвод циркуляционной воды. Это позволяет производить поочередное отключение обеих половин для чистки водяных камер и конденсаторных трубок от загрязнений.

Номинальный уровень конденсата в конденсаторосборнике 300 мм ниже дна корпуса конденсатора и поддерживается регулирующим клапаном в пределах 200 мм от номинального значения по сигналу электронного регулятора уровня в конденсаторе. Конденсатор имеет специальную камеру, встроенную в паровую часть, в которой устанавливается секция ПНД-1 [9].

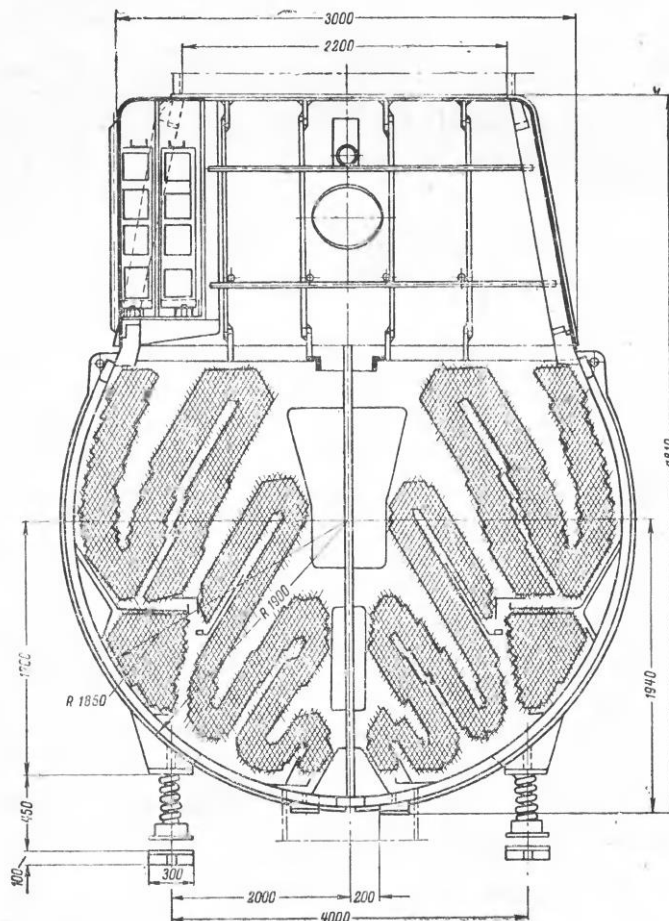


Рисунок 2.6 – Конденсатора типа 50-КЦС-4 ЛМЗ

Характеристики конденсатора представлены в таблице из [5].

Таблица 2.2 – Характеристики конденсатора типа 50-КЦС-4

Количество корпусов	1
Поверхность охлаждения одного корпуса, м <sup>2</sup>	3000
Диаметр трубки, мм	25x1
Длина в одном корпусе, мм	6650
Количество трубок, шт	5800
Число ходов по воде	2
Удельная паровая нагрузка, кг/(м <sup>2</sup> ×ч)	55
Кратность охлаждения всей конденсационной установки	48,5
Температура охлаждающей воды на входе, °С	20
Давление пара, кПа	4
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	8000
Гидравлическое сопротивление, кПа	35,3

## 2.7 Расчет конденсатора

Конструкторский и тепловой расчет проводится для определения величины поверхности теплообмена, геометрических размеров аппарата и элементов его конструкции. При этом заданными считаются параметры номинального режима работы аппарата, а также факторы компоновки аппарата по отношению к турбоагрегату.

В настоящее время существует множество методик по расчету коэффициента теплопередачи, но при использовании в конденсаторах трубок различных материалов и различных профилей, более физическими, являются методики расчета коэффициента теплопередачи, основывающиеся на раздельном определении коэффициентов теплоотдачи с паровой и водяной сторон.

В расчете применяются данные полученные из расчета тепловой схемы. Расчет будет производиться по методике приведенной в [6].

Исходные данные приведены в таблице 2.1 [5].

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета

Давление в конденсаторе $P_{k2}$ , МПа	0,004
Расход пара в конденсатор $G_{n2}$ , кг/с	29,7
Расход охлаждающей воды $G_{в2}$ , кг/с	2222
Температура воды на входе в конденсатор $t_{1в2}$ , °С	15
Наружный диаметр трубок $d_{н2}$ , мм	25
Внутренний диаметр трубок $d_{вн2}$ , мм	24
Число ходов воды $z$	2
Скорость воды в трубках $W$ , м/с	2,1

Зная давление в конденсаторе определяю с помощью программы WaterSteamPro:

температуру насыщения в конденсаторе:

$$t'_k = 26,67 \text{ }^\circ\text{C};$$

теплоту парообразования:

$$\Delta h_k = 2438 \text{ кДж/кг.}$$

Температура воды на выходе из конденсатора:

$$t_{2\epsilon} = t_{1\epsilon} + \frac{G_n \cdot \Delta h}{G_\epsilon \cdot C_p} = 15 + \frac{29,7 \cdot 2438}{2222 \cdot 4,19} = 22,7 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.1)$$

Среднелогарифмическая разность температур:

$$\bar{\Delta t} = \frac{t_{2\epsilon} - t_{1\epsilon}}{\ln\left(\frac{t'_k - t_{1\epsilon}}{t'_k - t_{2\epsilon}}\right)} = \frac{22,7 - 15}{\ln\left(\frac{26,67 - 15}{26,67 - 22,7}\right)} = 5,9 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.2)$$

Средняя температура воды в трубках:

$$t_\epsilon^{cp} = \frac{t_{2\epsilon} + t_{1\epsilon}}{2} = \frac{22,7 + 15}{2} = 18,9 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.3)$$

Температура пленки конденсата на трубках:

$$t_n = \frac{t'_k + t_\epsilon^{cp}}{2} = \frac{26,6 + 18,9}{2} = 22,8 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.4)$$

По температуре пленки конденсата определяем:  
коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_n = 0,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

плотность плёнки конденсата:

$$\rho_n = 997 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

коэффициент динамической вязкости:

$$\mu_n = 9,3 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с};$$

теплота парообразования:

$$\Delta h_n = 2446 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации практически неподвижного пара на горизонтальных гладких трубках, выражается формулой [10]:

$$\alpha_n = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta h_n \cdot 10^3 \cdot \lambda_n^3 \cdot \rho_n^2 \cdot g}{\mu_n \cdot (t'_k - t'_g) \cdot d_n}}, \quad (2.5)$$
$$\alpha_n = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{2446 \cdot 10^3 \cdot 0,6^3 \cdot 997^2 \cdot 9,81}{9,3 \cdot 10^{-4} \cdot (26,67 - 18,9) \cdot 0,025}} = 9686 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}.$$

По средней температуре воды в трубках определяю:  
коэффициент кинематической вязкости:

$$\nu_g = 1,013 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

число Прандля:

$$Pr = 7,07;$$

коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_g = 0,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}};$$

плотность воды в трубках:

$$\rho_v = 998,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Нахожу число Рейнольдса:

$$Re = W \cdot \frac{d_{gn}}{\nu_g} = 2,1 \cdot \frac{0,025}{1,013 \cdot 10^{-6}} = 51826. \quad (2.6)$$

Коэффициент теплоотдачи при течении воды в гладких трубках будет равен:

$$\alpha_{2л}^6 = 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{\lambda_6}{d_{вн}}, \quad (2.7)$$

$$\alpha_{2л}^6 = 0,024 \cdot 51826^{0,8} \cdot 7,07^{0,4} \cdot \frac{0,6}{0,024} = 7754 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе с гладкими трубками выражается по формуле [6]:

$$k_{2л} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{2л}^6} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_n} + R_{см}}, \quad (2.8)$$

где  $R_{см}$  – термическое сопротивление материала стенок трубок.

$$R_{см} = 1,15 \cdot \frac{d_n}{\lambda_{см}} \cdot \lg \frac{d_n}{d_{вн}}, \quad (2.9)$$

Где коэффициент теплопроводности материала трубок [10]:

$$\lambda_{см} = 113 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

$$R_{см} = 1,15 \cdot \frac{0,025}{113} \cdot \lg \frac{0,025}{0,024} = 9,2 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе с гладкими трубками выражается по формуле [11]:

$$k_{2л} = \frac{1}{\frac{1}{7754} \cdot \frac{0,025}{0,024} + \frac{1}{9686} + 9,2 \cdot 10^{-6}} = 3958 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Требуемую поверхность теплообмена определяю согласно [6]:

$$F = \frac{G_n \cdot \Delta h_k \cdot 1000}{k_{2л} \cdot \Delta \bar{t}}, \quad (2.10)$$

$$F = \frac{29,7 \cdot 2438 \cdot 1000}{3958 \cdot 5,9} = 3100 \text{ м}^2.$$

Рассчитаем количество трубок поверхности теплообмена:

$$N = \frac{4 \cdot z \cdot G_6}{\pi \cdot d_{6H}^2 \cdot W'} \quad (2.11)$$

$$N = \frac{4 \cdot 2 \cdot 2222}{3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 2,1 \cdot 1000} = 5096 \text{ шт.}$$

Длину трубок определим по известной площади поверхности и количеству трубок:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot N \cdot d_{6H}} = \frac{3100}{3,14 \cdot 5096 \cdot 0,024} = 8,42 \text{ м.} \quad (2.12)$$

### Конструкторский расчет с применением профильных трубок

Поправку к коэффициенту теплоотдачи с водяной стороны при течении в профильных трубках рассчитаю согласно [6]:

$$\frac{\alpha_{\text{пр}}^B}{\alpha_{\text{гл}}^B} = 1 + \left\{ 338,6 \cdot \left[ \frac{h}{s} \cdot \left( 1 - \frac{2h}{d_{\text{вн}}} \right) \right] - 1863,2 \left[ \frac{h}{s} \cdot \left( 1 - \frac{2h}{d_{\text{вн}}} \right) \right]^2 \right\} \cdot \text{Re}^{-0,43} \left( \frac{h}{s^*} \right)^{0,142}, \quad (2.13)$$

где согласно [12]:

$h=0,5$  мм – глубина канавки;

$S=8$  мм – шаг накатки.

Длина линии, мм:

$$S^* = \sqrt{(3S)^2 + (\pi \cdot d_{6H})^2}, \quad (2.14)$$

$$S^* = \sqrt{(3 \cdot 8,4)^2 + (3,14 \cdot 23)^2} = 76,4 \text{ мм.}$$

$$\frac{\alpha_{\text{пр}}^B}{\alpha_{\text{гл}}^B} = 1 + \left\{ 338,6 \cdot \left[ \frac{0,5}{8,4} \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot 0,5}{23} \right) \right] - 1863,2 \left[ \frac{0,5}{8,4} \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot 0,5}{23} \right) \right]^2 \right\} \cdot 51826^{-0,43} \left( \frac{0,5}{76,4} \right)^{0,142} = 1,532.$$

Коэффициент теплоотдачи при течении воды в профильных трубках будет равен:

$$\alpha_{\text{пр}}^6 = \alpha_{\text{гл}}^6 \cdot 1,532 = 7754 \cdot 1,532 = 11879 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \quad (2.15)$$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе с профильными трубками выражается согласно [11]:

$$k_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{np}^B} \cdot \frac{d_{вн}}{d_{вн}} + \frac{1}{1,25\alpha_n} + R_{ст}}, \quad (2.16)$$

$$k_{np} = \frac{1}{\frac{1}{11879} \cdot \frac{0,025}{0,024} + \frac{1}{1,25 \cdot 9686} + 9,2 \cdot 10^{-6}} = 5455 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Требуемую поверхность теплообмена определим по формуле (2.10)

$$F_{np} = \frac{G_n \cdot \Delta h_k \cdot 1000}{k_{np} \cdot \bar{\Delta}t} = \frac{29,7 \cdot 2438 \cdot 1000}{5455 \cdot 5,9} = 2249 \text{ м}^2. \quad (2.17)$$

Длину трубок определяю по известной площади поверхности и количеству трубок по формуле (2.12)

$$L_{np} = \frac{F_{np}}{\pi \cdot N \cdot d_{вн}} = \frac{2249}{3,14 \cdot 5096 \cdot 0,024} = 6,11 \text{ м}. \quad (2.18)$$

Полученный результат показывает, что применение профильных трубок может значительно уменьшить поверхность теплообмена и длину трубок.

Определим недогрев охлаждающей воды до температуры насыщения:

$$\delta t = \frac{t_{2в} - t_{1в}}{\exp\left(\frac{k_{np} \cdot F}{G_в \cdot C_p \cdot 1000}\right) - 1}, \quad (2.19)$$

$$\delta t = \frac{22,7 - 15}{\exp\left(\frac{5455 \cdot 3100}{2222 \cdot 4,19 \cdot 1000}\right) - 1} = 1,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда температура насыщения в конденсаторе с профильными трубками:

$$t'_k = t_{2в} + \delta t = 22,7 + 1,5 = 24,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Давление в конденсаторе с профильными трубками:

$$P_k = 0,00302 \text{ МПа}.$$

При замене трубок уже действующих в составе турбоустановки ПТ-60-90/13 конденсаторов 50-КЦС-4, принимаются их геометрические параметры из таблицы 2.1:

- поверхность теплообмена  $F = 3000 \text{ м}^2$ ;
- количество трубок  $N = 5800$  шт.

По методике, приведенной выше, получим:

$$\begin{aligned}\delta t &= 1,2 \text{ }^\circ\text{C}; \\ t'_k &= 23,9 \text{ }^\circ\text{C}; \\ P_k &= 0,00296 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

### Гидродинамический расчет конденсаторов

Проблемы гидродинамики играют важную роль в конструировании теплообменника и эффективность его работы. Потери давления, распределение гидродинамических параметров часто являются определяющими факторами при выборе характеристик насосов.

Гидродинамический расчет конденсатора включает в себя определение гидравлических потерь давления в водяном пространстве аппарата, а также гидродинамического сопротивления межтрубного пространства. Под гидродинамическим сопротивлением понимают, разность давлений на входе и выходе теплоносителя из аппарата. Гидродинамический расчет проводим по методике, изложенной в [9].

Падение напора по водяному тракту аппарата определяется по:

$$\Delta P = \left( \xi_{тр} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho_g^{cp} \cdot W^2}{2}, \quad (2.20)$$

где  $\xi_{тр}$  – коэффициент сопротивления трению;

$\sum \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений, по рекомендациям [9] равно 11.

Коэффициент сопротивления трению гладких трубок рассчитывается по формуле:

$$\xi_{тр} = \xi \cdot \frac{z \cdot L}{d_{вн}}, \quad (2.21)$$

где  $\xi$  – коэффициент трения;

$L$  – длина трубок поверхности теплообмена, м.

Величина коэффициента трения зависит от шероховатости поверхности стенок трубок и от режима течения теплоносителя, определяемого числом Рейнольдса  $Re$ . В диапазоне числа Рейнольдса от  $10^4$  до  $5 \cdot 10^6$  нужно рассчитывать коэффициент трения по зависимости [5]:



$$\xi = (1,812 \cdot \lg Re - 1,64)^{-2}, \quad (2.22)$$

$$\xi = (1,812 \cdot \lg 51826 - 1,64)^{-2} = 0,021.$$

Тогда

$$\xi_{tp} = 0,021 \cdot \frac{2 \cdot 8,42}{0,024} = 15,37.$$

Падение напора по водяному тракту аппарата определяется по формуле (2.20):

$$\Delta P = (15,37 + 11) \frac{997 \cdot 2,1^2}{2} = 57,9 \text{ кПа.}$$

При применении профильных трубок с изменением длины. Коэффициент сопротивления трению по формуле (2.21):

$$\xi_{mp} = 0,021 \cdot \frac{2 \cdot 6,11}{0,024} = 11,15.$$

Далее необходимо применить повышающий множитель [12]:

$$\frac{H_{np}}{H_{zl}} = 1 + 13 \left( \frac{3h}{z \cdot S} \right) + 94 \left( \frac{3h}{z \cdot S} \right)^2, \quad (2.23)$$

$$\frac{H_{np}}{H_{zl}} = 1 + 13 \left( \frac{3 \cdot 0,5}{2 \cdot 8,4} \right) + 94 \left( \frac{3 \cdot 0,5}{2 \cdot 8,4} \right)^2 = 2,91.$$

Гидравлическое сопротивление аппарата с профильными трубками по воде:

$$\Delta P_{np} = \left( \xi_{mp} \cdot \frac{H_{np}}{H_{zl}} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho_{\text{в}}^{cp} \cdot W^2}{2}, \quad (2.23)$$

$$\Delta P_{np} = (11,15 \cdot 2,91 + 11) \frac{977 \cdot 2,1^2}{2} = 93,5 \text{ кПа.}$$

При модернизации принимается реальная длина трубок. Коэффициент сопротивления трению:

$$\xi_{np} = 0,021 \cdot \frac{2 \cdot 6,65}{0,024} = 12,14.$$

Гидравлическое сопротивление модернизируемого аппарата с профильными трубками по воде:

$$\Delta P_{np} = (12,14 \cdot 2,91 + 11) \frac{997 \cdot 2,1^2}{2} = 101,8 \text{ кПа.}$$

Для оценки парового сопротивления конденсатора чаще всего пользуются зависимостью, предложенной ВТИ [4]:

$$\Delta P_K = c_K \left( \frac{D_K \cdot \sqrt{v_n}}{L \cdot d_n \cdot \sqrt{N}} \right)^{2,5}, \quad (2.24)$$

где — коэффициент парового сопротивления конденсатора;  $D_K$  — расход пара в конденсаторе ( $G_n$ ), кг/ч;  $v_n$  — удельный объем пара, поступающего в конденсатор, м<sup>3</sup>/кг;  $L$  — полезная длина трубок конденсатора, м;  $d_n$  — наружный диаметр трубок, мм;  $N$  — общее количество трубок в конденсаторе.

Коэффициент  $c_K$  зависит в основном от компоновки трубного пучка. Меньшее значение принимается при хорошо развитом входном сечении трубного пучка с большим фронтом натекания и при небольшой глубине пучка. Принимаем его значение равным  $0,16 \cdot 10^{-4}$ :

$$\Delta P_K = \frac{0,16}{10^4} \left( \frac{29,7 \cdot \sqrt{39,47}}{6,65 \cdot 0,025 \cdot \sqrt{5800}} \right)^{2,5} = 0,013 \text{ кПа.}$$

## Выводы

Результаты выполненного теплового расчета показывают, что замена гладких труб на профильные витые дает существенный эффект в улучшении теплообмена, что дает возможность:

- при конструировании новых конденсаторов, уменьшить их стоимость и металлоемкость за счёт уменьшения длины трубок;
- при модернизации уже действующих конденсаторов, сохраняя прежнюю площадь теплообмена, уменьшить давление в конденсаторе на более чем 10%, что приводит к увеличению мощности ПТУ.

### 3 Безопасность жизнедеятельности

#### 3.1 Анализ условий труда в турбинном цехе

Тема дипломного проекта посвящена модернизации конденсатора в конденсационном помещении, который в свою очередь относится к турбинному цеху. В турбинном цехе ТЭЦ имеются опасные и вредные производственные факторы. Это воздействие микроклимата производственного помещения (повышенная температура воздуха в теплый период из-за работающего оборудования), шума (соударение металлических частей оборудования), течение жидкостей по трубам, насосы, компрессора, вентиляторы), вибрации (оборудование турбинного цеха), освещения (недостаточность площади окон и освещенности от источников искусственного освещения) и др. В турбинном цехе наблюдается тепловое излучение в конденсационном помещении, подвале турбинного цеха, помещениях баков, деаэраторов и насосном отделении, в зонах турбогенераторов и др. В турбинном цехе, в теплофикационном отделении наблюдаются парение; повышенная скорость воздушного потока, у паропроводов и деаэраторов. Также данный цех характеризуется превышением допустимых значений уровня вибрации генераторов, оборудования высокого напряжения. Зона вспомогательного оборудования турбинного цеха характеризуется повышенной и пониженной относительной влажностью. Имеются вредные вещества в виде газа и жидкостей.

Микроклимат производственного помещения является одним из важнейших параметров продуктивной работы персонала. При длительном пребывании человека в неблагоприятных условиях микроклимата происходит резкое ухудшение самочувствия, наблюдается снижение производительности труда, что может приводить к различным заболеваниям. Под воздействием высокой температуры человек быстро утомляется, перегревается организм, что может привести к тепловому удару, а также к профессиональным заболеваниям. Низкие значения температуры воздуха приводят к местному или общему охлаждению организма человека, что является причиной многих простудных заболеваний, а также могут стать причиной обморожения.

При повышенной относительной влажности воздуха и высоких значениях температуры происходит перегрев организма, а при низких температурах усиливается теплоотдача с поверхности кожи, что может приводить к переохлаждению организма. Пониженная влажность является причиной пересыхания слизистых оболочек дыхательных путей.

Одними из главных источников избыточного тепла в турбинном цехе являются:

					<b>ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ</b>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Жарасұлы К.			<b>Безопасность жизнедеятельности</b>	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Борисова Н.Г.					43	61
Реценз.		Ваганов О.В.				АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Н. Контр.		Олжабаева К.С.						
Утверд.		Кибарин А.А.						

- тепловыделения в результате разности температур снаружи и внутри здания через ограждающие конструкции;
- тепловыделения от нагретых поверхностей разного оборудования;
- тепловыделения от людей;
- тепловыделения от солнечного излучения через оконные проемы.

В турбинном цехе применяются следующие способы защиты от лучистой и тепловой энергии:

- 1) Теплоизоляция горячих и излучающих поверхностей тепловой изоляцией, т.е. материалами с малой теплопроводностью. Согласно санитарным нормам температура теплоизоляции трубопровода не должна превышать 35°C;
- 2) Экранирование источников излучения поглощающими и отражающими теплоту материалами, которые работают на принципе отражения лучистой энергии в сторону источника;
- 3) Воздушное кондиционирование и вентиляция;
- 4) Использование помещений для отдыха, т.е. ограничение длительности работы в неблагоприятных температурных условиях;
- 5) Применение защиты одежды, обуви и головных уборов.

Категория работы персонала турбинного цеха – II а. К категории II-а принадлежат работы, связанные с хождением, перемещением мелких изделий или предметов в положении стоя или сидя, и требующие определенного физического напряжения. Оптимальные значения микроклимата для этой категории труда температура  $t= 19-22\text{ }^{\circ}\text{C}$ , относительная влажность воздуха  $p = 60-40\%$ , скорость движения воздуха  $v= 0,2\text{ м/с}$ . [13]].

При недостаточном естественном освещении помещения или его отсутствии применяют искусственное освещение. Для обеспечения требуемого освещения применяются источники света (лампы накаливания, газоразрядные лампы высокого и низкого давления, плоские и щелевые световоды).

Благоприятные условия труда обеспечиваются, когда производственное освещение удовлетворяет следующим требованиям:

- освещенность на рабочем месте должно соответствовать характеру выполняемой работы по СН РК 2.04-02-2011 «Естественное и искусственное освещение. Общие требования»;
- равномерное распределение яркости по рабочей поверхности;
- отсутствие резких теней;
- для правильной цветопередачи необходимо поддержание определенного спектрального состава света;
- система освещения не должна являться источником других вредных факторов, а также должна являться электро- и пожаробезопасной.

Таблица 3.1 – Нормы освещенности и рекомендуемые значения качественных показателей помещения турбинного цеха

Наименования помещений	Плоскость, в которой нормируется освещенность	Наименьшая освещенность, лк		Коэффициент запаса при лампах газоразрядных/накаливания
		Одно общее (комб.) газ/нак	Авар. на раб. местах (пол)	
Машинный зал с естественным светом	Горизонтал. – 0,8 м от пола	150 (200) / 100 (200)	5 или 10 (0,5)	1,5/1,3
Машинный зал без или с недостаточным естественным освещением		200 (300) / 150 (300)	10 (0,5)	1,5/1,3
Конденсацион. помещение, насосная при машинном зале		75/30	2 или 5 (0,5)	1,5/1,3
Помещение баков и деаэраторов при машинном зале		50/20	(0,5)	1,5/1,3
Подвал машинного зала: Механизмы (насосы, эл. двигатели) Места размещения трубопроводов	Горизонтал. – 0,8 м от пола	75/30	(0,5)	1,5/1,3
	На полу	50/5	-	1,5/1,3

Уровень освещенности может влиять на психические функции и физиологические процессы организма человека. Хорошее освещение оказывает тонизирующее воздействие, стимулирует активность, повышает работоспособность, предотвращает развитие утомления. Плохо организованное освещение рабочего места или рабочей зоны приводит к утомлению зрения, а также способствует повышению утомленности всего организма. Недостаточность освещения, слепящие источники света и резкие тени от оборудования ослабляют внимание, вызывают ухудшение или потерю ориентации работников, что может стать причиной травматизма.

Таблица 3.2 – Нормы освещенности и рекомендуемые значения качественных показателей для конденсационного помещения турбинного цеха

Наименование помещения	Конденсационное помещение
Плоскость, в которой нормируется освещенность	Горизонтальная – 0,8 м от пола
Наименьшая освещенность, лк (при лампах газоразрядных/накаливания)	75/50
Коэффициент запаса при лампах газоразрядных/накаливания	1,5/1,3

### 3.2 Расчет вентиляции турбинного цеха

Расчет производится по методике [13].

Расчет тепловой нагрузки через стены, потолки, полы, окна и двери в летний период затрудняется значительными колебаниями температуры наружного воздуха в течение дня и даже большими колебаниями теплового потока на внешних поверхностях заборов из-за солнечного излучения. Значительное влияние на теплообмен оказывает и массивность ограждений, благодаря чему колебания температуры на их внутренней поверхности уменьшаются. Теплопоступления и теплопотери в результате разности температур определяются:

$$Q_{огр} = V_{ном} * X_0 * (t_{нрасч} - t_{врасч}), \quad (3.1)$$

где  $V_{ном}$  – объём турбинного цеха, м<sup>3</sup>.  $V_{ном} = 38 * 268 * 16,5 = 168000$  м<sup>3</sup>;  
 $X_0$  – удельная тепловая характеристика, м<sup>3</sup>.  $X_0 = 0,42$  Вт/м<sup>3</sup>\*°С;  
 $t_{нрасч} = 23,8$ °С - средняя температура самого жаркого месяца для теплого периода [14];  
 $t_{врасч} = 20$  °С - внутренняя температура, выбирается с учетом комфортных условий или технологических требований, предъявляемых к производственным процессам.

$$Q_{огр} = 268 \text{ кВт.}$$

Избыточная теплота солнечного излучения в зависимости от типа стекла почти до 90% поглощается средой помещения, остальная часть отражается. Максимальная тепловая нагрузка достигается при максимальном уровне излучения, которое имеет прямую и рассеянную составляющие. Интенсивность излучения зависит от ширины местности, времени года и времени суток.

Для периода облучения остекления солнцем, когда его лучи проникают через окно в помещение:

$$Q_{c.p.} = ((F_0 * (q_{вп} + q_{вр}) + F_0 * (q_{вп} + q_{вр})) * \beta_{сз} * K_1 * K_2, \quad (3.2)$$

где  $q_{вп}$ ;  $q_{вр}$  – тепловые потоки от прямой рассеянной радиации, Вт/м<sup>2</sup>, по табл. 5 [13] для широты в 44°СШ при расположении С:  $q_{вп} = 0$ ;  $q_{вр} = 64$  Вт/м<sup>2</sup>; при расположении Ю:  $q_{вп} = 162$ ;  $q_{вр} = 81$  Вт/м<sup>2</sup>;

$F_0 = 420$  м<sup>2</sup> – площадь светового проема;

$K_1$  – коэффициент затемнения остекления переплетами, по таблице 6 [13] для остекления в металлических переплетах  $K_1 = 0,8$ ;

$K_2$  – коэффициент загрязнения остекления, по таблице 7 [13]  $K_2 = 0,9$ ;

$\beta_{сз}$  – коэффициент теплопропускания, определяемый по табл.4 [27],  $\beta_{сз} = 1$ , так как нет солнцезащитных устройств.

Тогда:

$$Q_{c.p.} = ((420 * (0 + 64) + 420 * (162 + 81)) * 1 * 0,8 * 0,9 = 92,8 \text{ кВт.}$$

Данные тепlopоступления в первую очередь зависят от количества людей в цехе, сложностью работы, которую они выполняют и конечно же от параметров окружающей среды. Помимо очевидного тепла, которое организм передает окружающей среде, учитывают также и скрытое тепло (испарение влаги с поверхности кожи и из легких).

По таблице 8 [13] при  $t_{вн.ср} = 23,8$  °С с помощью интерполяции находим, что человек выделяет  $q_{я} = 78$  Вт явного тепла. В турбинном цехе ТЭЦ-1 в одной смене работают 20 человек. Тогда выделение явного тепла людьми составит:

$$Q_{ял} = 20 * 78 = 1,56 \text{ кВт.}$$

Тепlopоступление от ламп определяется по формуле:

$$Q_{осв} = N_{пол} * \eta, \quad (3.3)$$

где  $N_{осв}$  – установленная мощность ламп ( $N = 80$  Вт/м<sup>2</sup>);

$\eta$  – коэффициент перевода электрической энергии в тепловую.

В турбинном цехе используют люминесцентные лампы, тогда  $\eta = 0,55$ .

$$Q_{ял} = 80 * 0,55 = 44 \text{ кВт.}$$

В турбинном цехе находится 3 турбины и 3 электрогенератора с установочной мощностью  $N_{уст} = 145$  МВт.

Тепло, выделяемое нагретыми поверхностями турбин и генераторов, определяется по формуле [13]:

$$Q_{об} = N_{уст} * K, \quad (3.3)$$

где коэффициент  $K = K_{загр} * K_{од} * K_{уст}$ ;

$K_{загр} = 0,7$  – коэффициент загрузки оборудования;

$K_{од} = 0,8$  – коэффициент одновременной работы;

$K_{уст} = 0,9$  – коэффициент установочной мощности.

$$Q_{об} = 145000 * 0,7 * 0,8 * 0,9 = 73080 \text{ кВт.}$$

Избыточное количество тепла, поступающего в турбинное отделение, рассчитываем по формуле:

$$Q_{изб} = Q_{об} + Q_{ср} + Q_{оу} + Q_{л} - Q_{огр}. \quad (3.4)$$

Тогда:

$$Q_{изб} = 92,8 + 73080 + 377,8 + 1,56 - 268 = 73284 \text{ кВт.}$$

Находим теплонапряженность воздуха по формуле:

$$Q_H = Q_{изб} / V. \quad (3.5)$$

$$Q_H = 73284 / 168000 = 0,44 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}.$$

При  $Q_H < 20 \text{ кВт}$   $\Delta t = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Объем воздуха, который должен подаваться внутри помещения:

$$L = \frac{860 * Q_{изб}}{c * \gamma * \Delta t}, \quad (3.6)$$

где  $c = 1,005 \text{ кДж/(кг * }^\circ\text{C)}$  – теплоемкость воздуха;  $\gamma = 1,206 \text{ кг/м}^3$  – удельная масса приточного воздуха.

Тогда:

$$L = \frac{860 * 73284}{1005 * 1,206 * 6} = 8666 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для обеспечения требуемых параметров микроклимата исходя из полученных данных следует установить осевой вентилятор типа ВР 280-46-4 с производительностью до  $10300 \text{ м}^3/\text{ч}$  [15].



### 3.3 Расчет освещения конденсационного помещения

Конденсационным помещениям свойственны неблагоприятные условия эксплуатации (высокая температура воздуха в отдельных его частях, повышенная влажность воздуха при парении из-за неплотностей в трубопроводах и оборудования). Оборудование и трубопроводы в конденсационном помещении расположены по все его высоте, в связи с чем применяются светильники равномерного распределения силы света с рассеивателями. В данном помещении используются светильники уплотненного типа с рассеивателями из молочного, опалового или матированного стекла. В конденсационном помещении светильники располагаются на колоннах зданий, фундаменте турбины и под площадками. Высота подвеса светильников равна 3-5 м. На площадках, который попадают в зону действия светильников общего освещения конденсационного помещения, устанавливают отдельные осветительные приборы. Светильники аварийного освещения размещены в основных проходах, у питательных и циркуляционных насосов и в местах операций с основными задвижками.

Таблица 3.3 – Данные для расчета искусственного освещения

Параметры	Значения параметра
Характеристика зрительной работы	Грубая (очень малой точности)
Применяемые светильники	ЛД
Длина помещения А, м	18
Ширина помещения В, м	10
Высота подвеса светильников, h, м	4,8
Общее количество светильников, N, шт	30
Коэффициент неравномерности, Z	1,2
Разряд зрительной работы	VI

Вычисляю площадь помещения:

$$S = A \cdot B, \text{ м}^2, \quad (3.7)$$
$$S = 18 \cdot 10 = 180 \text{ м}^2.$$

Индекс помещения  $i$  определяется по формуле:

$$i = \frac{S}{h \cdot (A + B)}, \quad (3.8)$$

$$i = \frac{180}{4,8 \cdot (18 + 10)} = 1,34.$$

Далее по таблице 3.4 определяется значение коэффициента использования  $\eta$  по значениям коэффициентов отражения потолка и стен (70 и 50) и индексу помещения  $i = 1,34$ .

Таблица 3.4 – Значение коэффициента использования светового потока

Тип светильника	ЛД		
	30	50	70
$\rho_{\text{пот}}, \%$	30	50	70
$\rho_{\text{с}}, \%$	10	30	50
Индекс помещения	Коэффициент использования $\eta$		
0,5	0,18	0,21	0,28
0,7	0,26	0,30	0,38
0,9	0,32	0,37	0,46
1,0	0,35	0,40	0,49
1,25	0,40	0,45	0,55
1,5	0,45	0,49	0,60
2	0,51	0,55	0,65
2,5	0,55	0,58	0,70
3	0,58	0,61	0,73
4,0	0,61	0,64	0,77
5,0	0,65	0,67	0,80

Согласно таблице 3.4 коэффициент использования с применением интерполяции принимаю  $\eta = 0,568$ .

При разряде зрительной работы VI для конденсационного помещения согласно нормам по таблице 3.2 принимается значение освещенности  $E = 75$  лк для газоразрядных ламп. Также согласно характеристике производственного помещения принимается значение коэффициента запаса  $K = 1,5$  для газоразрядных ламп.

Производится расчет светового потока  $F$ , лм по формуле при  $N = 25$

$$F = \frac{E \cdot S \cdot K \cdot Z}{N \cdot \eta}, \text{ лм,} \quad (3.9)$$

где  $E$  - заданная минимальная освещенность, лк;  $K$  – коэффициент запаса;  $S$  - освещаемая площадь,  $\text{м}^2$ ;  $Z$  - коэффициент неравномерности освещения;  $N$  - количество светильников, шт.;  $\eta$  - коэффициент использования светового потока.

$$F^{25} = \frac{75 \cdot 180 \cdot 1,5 \cdot 1,2}{30 \cdot 0,568} = 1426 \text{ лм.}$$

Выбор лампы производится по полученному световому потоку  $F$  из таблицы 3.5.

Таблица 3.5 - Световой поток и мощность газоразрядных ламп при  $U=220$  В

Тип лампы	Мощность, Вт	Световой поток, лм
ЛД	15	590
	20	920
	30	1640
	40	2340
	65	3570
	80	4070

Отклонение рассчитанного светового потока  $F$  от выбираемого не должно превышать 10%. При заданном световом потоке выбирается лампы типа ЛД с мощностью  $W = 30$  Вт и световым потоком  $F_{л} = 1640$  лм, так как их отклонение по величине светового потока составляет менее 10%, что удовлетворяет условиям выбора.

### Выводы

1. В результате проведенного расчета вентиляции турбинного цеха были рассчитаны избыточные тепlopоступления от различных объектов, общее количество избыточного количества тепла и объем воздуха необходимый для подачи в цех. На основе расчетов был подобран вентилятор ВР 280-46-4 с производительностью до  $10000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , обеспечивающий требуемые параметры микроклимата.

2. Проведенный расчет освещения конденсационного помещения показывает, что для обеспечения необходимого уровня освещенности конденсационного помещения необходимо выбрать лампы ЛД-30 в количестве 30 штук.

## 4 Экономическая часть

### 4.1 Определение себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ

Таблица 4.1 – Исходные данные

Параметр	Обозначение	Значение
Годовая выработка электрической энергии, млн. кВт·ч	$\mathcal{E}_в$	725
Годовая выработка тепловой энергии, тыс. Гкал	$Q_в$	4812
Потребление электроэнергии на собственные нужды, %	$\mathcal{E}_{сн}$	8
Потребление электроэнергии на собственные нужды, %	$Q_{сн}$	1
Удельный расход условного топлива на выработку э/э, г.у.т/кВт·ч	$b_m$	230
Удельный расход условного топлива на выработку т/э, кг.у.т/Гкал	$b_c$	190
Теплотворная способность топлива, ккал/кг (МДж/кг)	$Q_p$	5710

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии рассчитывается следующим зависимостям:

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_в \cdot (1 - \mathcal{E}_{сн}), \text{ млн.кВт} \cdot \text{ч}, \quad (4.1)$$

$$Q_{от} = Q_в \cdot (1 - Q_{сн}), \text{ тыс. Гкал}, \quad (4.2)$$

$$\mathcal{E}_{от} = 725 \cdot (1 - 0,08) = 667 \text{ млн.кВт} \cdot \text{ч},$$

$$Q_{от} = 4812 \cdot (1 - 0,01) = 4763 \text{ тыс. Гкал}.$$

Годовой расход топлива на выработку тепловой и электрической энергии рассчитывается следующим образом:

					ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Экономическая часть Лит.    Лист    Листов 52    61 АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Разраб.		Жарасұлы К.					
Руковод.		Борисова Н.Г.					
Реценз.		Ваганов О.В.					
Н. Контр.		Олжабаева К.С.					
Утверд.		Кибарин А.А.					

$$B_{\text{э}} = \text{Э}_e \cdot b_{\text{э}}, \text{ тыс. т. у. т.}, \quad (4.3)$$

$$B_m = Q_e \cdot b_T, \text{ тыс. т. у. т.}, \quad (4.4)$$

$$B_{\text{э}} = 725 \cdot 230 / 1000 = 168 \text{ тыс. т. у. т.},$$

$$B_m = 4812 \cdot 190 / 1000 = 914 \text{ тыс. т. у. т.}$$

Итоговый расход топлива ТЭЦ составляет:

$$B_y = B_{\text{э}} + B_m, \text{ тыс. т. у. т.}, \quad (4.5)$$

$$B_y = 168 + 914 = 1082 \text{ тыс. т. у. т.}$$

Затраты на оплату топлива и транспортировку осуществляются по натуральному топливу, поэтому необходим перевод величины расхода топлива в натуральные величины топлива.

Расход натурального топлива будет (Коэффициент  $K_n = 1,7$ ):

$$B_n = B_y / K_n, \text{ тыс. т. н. т.}, \quad (4.6)$$

$$B_n = 1082 / 1,7 = 636,4 * 10^6 \text{ м}^3.$$

Цена за 1 м<sup>3</sup> природного газа – 34 тенге.

Составляющая затрат на топливо определяются следующим образом:

$$I_m = 636,4 * 10^6 \cdot 34 = 21637 \text{ млн. тенге.}$$

Для укрупненных расчетов затраты на воду равны:

$$I_e = \text{Э}_e \cdot (1,4 \div 1,6), \text{ млн. тенге}, \quad (4.7)$$

$$I_e = 725 \cdot 1,6 = 1160 \text{ млн. тенге.}$$

Для определения затрат на заработную плату промышленно-производственного персонала (ППП) ТЭЦ и его обслуживании, необходимо определить его численность. ППП разделяют на эксплуатационный, ремонтный и административно-управленческий персонал.

Численность ППП можно рассчитать через штатный коэффициент, который показывает, какое количество персонала приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции. Установленная электрическая мощность Риддерской ТЭЦ:

$$N_y = \frac{\text{Э}_e}{T_m}, \text{ МВт}, \quad (4.8)$$

$$N_y = \frac{725 \cdot 1000}{500} = 145 \text{ МВт.}$$

Рекомендуется принимать следующие усредненные значения штатного коэффициента ( $K_{ш}$ ): для ТЭЦ при значении мощности менее 400 МВт мощности – 1,5 – 1,8 чел/МВт.

Численность рабочего персонала на станции определяется по следующей формуле:

$$\begin{aligned} ЧП &= K_{ш} \cdot N_y, \text{ чел,} \\ ЧП &= 1,2 \cdot 145 = 174 \text{ чел.} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Суммарный фонд заработной платы, состоящий из основной заработной платы  $I_{зно}$  и дополнительной  $I_{знд}$  можно определить следующим образом:

$$I_{зн} = I_{зно} + I_{знд}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.10)$$

Среднегодовая основная заработная плата  $I_{зно}$  принимается в размере 1,2 – 1,5 млн. тенге на одного работника. Величина  $I_{знд}$  определяется в размере 10-15% от значения  $I_{зно}$ .

$$\begin{aligned} I_{зно} &= 174 \cdot 1,2 = 208,8 \text{ млн. тенге,} \\ I_{знд} &= 208,8 \cdot 0,1 = 20,9 \text{ млн. тенге,} \\ I_{зн} &= 120 + 18 = 229 \text{ млн. тенге.} \end{aligned}$$

Капитальные вложения в строительство новой станции составляют:

$$K = K_{yд} \cdot N_y, \text{ млн. тенге.} \quad (4.11)$$

Принимается величина  $K_{yд} = 1000$  \$/кВт установленной мощности. Стоимость доллара США для расчетов принимается в размере 400 тенге.

$$\begin{aligned} K_{yд} &= 1000 \text{ $/кВт} = 400 \text{ тыс. тенге/кВт,} \\ K &= 400 \cdot 145 = 58000 \text{ млн. тенге.} \end{aligned}$$

Норма амортизации находится в пределах 4,0-5,0%. Норма амортизационных отчислений для проведения расчетов принимается в размере 5% от величины  $K$ :

$$\begin{aligned} I_{ao} &= 0,05 \cdot K, \text{ млн. тенге,} \\ I_{ao} &= 0,05 \cdot 58000 = 2900 \text{ млн. тенге.} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Затраты на текущий ремонт для новых станций определяются по следующей формуле:

$$I_{mp} = 0,15 \cdot I_{ao}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.13)$$

$$I_{mp} = 0,15 \cdot 2900 = 435 \text{ млн. тенге.}$$

Для расчетов величина платы за выбросы принимаются 100 тенге/т.н.т. Тогда затраты на выбросы определяются следующим образом:

$$I_{выб} = 100 \cdot B_n, \text{ млн. тенге,} \quad (4.14)$$

$$I_{выб} = 200 \cdot 361,7 / 1000 = 63,59 \text{ млн. тенге.}$$

Для укрупненных расчетов общестанционных и цеховых расходов применяется формула:

$$I_{общ} = 0,2 \cdot (I_{ao} + I_{zn} + I_{mp}), \text{ млн. тенге,} \quad (4.15)$$

$$I_{общ} = 0,2 \cdot (63,59 + 2900 + 229,7) = 638,9 \text{ млн. тенге.}$$

Разнесение затрат на выработку электрической и тепловой энергии на основе физического метода рассчитывается с помощью коэффициента:

$$K_p = B_{\text{э}} / B_y, \quad (4.16)$$

который показывает, какое количество топлива (в долях от единицы) израсходовано на отпуск электрической энергии, а разница  $(1 - K_p)$  показывает долю расхода топлива на отпуск тепловой энергии.

Следует разнести результаты расчетов на затраты по каждой составляющей согласно полученному коэффициенту по видам отпускаемой энергии и занести результаты в таблицу 4.2.

$$K_p = 67,41 / 217 = 0,15,$$

$$1 - K_p = 1 - 0,15 = 0,85.$$

Таблица 4.2 – Суммарные эксплуатационные издержки (составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии)

Составляющие затрат	$I_{\text{всего}}$ , млн.тенге	$I_{\text{э/э}}$ , млн.тенге	$I_{\text{т/э}}$ , млн.тенге
Топливо, $I_m$	21621	3243	18378
Вода, $I_e$	1160	174	986
Фонд заработной платы, $I_{zn}$	230	34	195

Амортизационные отчисления, $I_{ao}$	2900	435	2465
Ремонт, $I_{mp}$	435	65	370
Общестанционные, $I_{общ}$	639	96	543
Плата за выбросы, $I_{выб}$	64	10	54
Итого затрат $\sum I$	27048	4057	22990

Себестоимость отпуска электрической энергии определяется по формуле:

$$S_э = \frac{I_m + I_э + I_{зн} + I_{ao} + I_{mp} + I_{общ} + I_{выб}}{\mathcal{E}_{от}}, \text{ тенге/кВт}, \quad (4.17)$$

$$S_э = \frac{4057}{667} = 6 \text{ тенге/кВт}.$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии равна:

$$S_m = \frac{I_m + I_э + I_{зн} + I_{ao} + I_{mp} + I_{общ} + I_{выб}}{Q_{от}}, \text{ тенге / Гкал}, \quad (4.18)$$

$$S_m = \frac{22990}{4763} = 4825 \text{ тенге / Гкал}.$$

Годовая стоимость отпуска электрической и тепловой энергии:

$$C_э = S_э \cdot \mathcal{E}_э, \text{ млн. тенге}, \quad (4.19)$$

$$C_m = S_m \cdot Q_э, \text{ млн. тенге}, \quad (4.20)$$

$$C_э = 6 \cdot 725 = 4409 \text{ млн. тенге},$$

$$C_m = 4222 \cdot 748,7 / 1000 = 29269 \text{ млн. тенге}.$$

Итого:

$$C_{общ} = C_э + C_m, \text{ млн. тенге}, \quad (4.21)$$

$$C_{общ} = 4409 + 29269 = 33679 \text{ млн. тенге}.$$

#### 4.2 Расчет окупаемости замены грубной системы конденсатора

Проведенный ранее расчет конденсатора с заменой гладких труб на профильные витые дал нам в качестве результата уменьшение давления в конденсаторе на 1 кПа. Изменение мощности турбин при изменении давления отработавшего пара на 1 кПа равняется 1%. По типовой энергетической характеристике турбоагрегата [16] выясняется, что поправка к мощности



будет около  $\Delta N = 0,4$  МВт. В среднем повышение давления в конденсаторе 1 кПа приводит к пережогу топлива около 1,5% [17]. При этом принимается, что удельный расход топлива на выработку электрической энергии  $b_e = 226,5$  т.у.т/кВт·ч, а на выработку тепловой –  $b_m = 187,2$  кг.у.т/Гкал. Для вычета разницы затрат необходимо заново провести расчет себестоимости отпуска энергии. Результаты проведенных расчетов до и после замены приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты расчета годовой стоимости отпуска тепла до и после замены трубной системы

Параметр	До замены	После замены
Давление в конденсаторе $P_{к2}$ , кПа	6	5
Себестоимость отпуска электрической энергии $S_e$ , тенге/кВт	6	6
Себестоимость отпуска тепловой энергии $S_m$ , тенге/Гкал	4825	4790
Годовая стоимость отпуска электрической энергии $C_e$ , млн.тенге	4409	4399
Годовая стоимость отпуска тепловой энергии $C_m$ , млн.тенге	29629	29199
Итоговая годовая стоимость $C_{общ}$ , млн.тенге	33679	33598

Таким образом годовая экономия после замены составит (без учета затрат ремонта и замены трубной системы конденсатора):

$$I_{год} = C_{общд} - C_{общп}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.24)$$

$$I_{год} = 33679 - 33598 = 81 \text{ млн. тенге.}$$

Рассмотрим затраты на замену трубной системы конденсатора.

Согласно [18] стоимость ремонтных работ (100%) конденсатора составляет  $C_{з.м.} = 7,4$  млн.тенге.

Стоимость латунных трубок Л-68 диаметром 25 мм с учетом накатки труб  $C_{тр} = 3633,1$  тг/кг.

Вычисляю общий объем всех трубок:

$$m_{тр} = \frac{\pi}{4} \cdot [d_n^2 - d_{вн}^2] \cdot L \cdot N_{тр}, \quad (4.25)$$

$$m_{тр} = \frac{3,14}{4} \cdot [0,025^2 - 0,024^2] \cdot 6,65 \cdot 5800 = 1,483 \text{ м}^3.$$

Далее нахожу цену трубок:

$$C_{\text{общ.тр}} = m_{\text{тр}} \cdot \rho \cdot C_{\text{тр}}, \quad (4.26)$$

$$C_{\text{общ.тр}} = 1,483 \cdot 8500 \cdot 3633,1 = 45,8 \text{ млн.тенге}$$

Общая годовая прибыль составляет  $I_{\text{год}} - C_{\text{общ.тр}} - C_{\text{з.м.}} = 27,8$  млн. тенге.

### **Выводы**

В результате расчетов были определены себестоимость электрической и тепловой энергии Алматинской ТЭЦ-1 и рассчитана цена латунных трубок Л-68. Таким образом, себестоимость отпуска 1 кВт электрической энергии составил  $S_e = 6$  тенге/кВт, а себестоимость 1 Гкал тепловой энергии оказалась равна  $S_m = 4825$  тенге/Гкал. Согласно проведенному анализу, замена гладких трубок на профилированные витые обойдётся в  $C_{\text{мод}} = 53,2$  млн.тенге. В итоге общая прибыль составила 27,8 млн. тенге.

## Заключение

В результате выполнения дипломной работы на тему «Разработка мероприятий по повышению энергоэффективности теплообменных аппаратов турбоустановок на ТЭС» была описана Алматинская ТЭЦ-1 (основное и вспомогательное оборудование, описание пароводяного тракта) и произведен расчет тепловой схемы турбоагрегата №2 ПТ-60-90/13, полученные данные которого были использованы в расчете конденсатора. В итоге энергетического баланса невязка составила менее 0,5%.

Были рассмотрены различные методы интенсификации теплообмена в результате которого было выбрано решение произвести замену трубного пучка конденсационной установки типа 50-КЦС-4 с гладких трубок на профильные витые, т.к. данные трубки, в отличие остальных были больше исследованы, а итоги опытов по замене трубного пучка в Пермской ТЭЦ-14 удостоверили в гарантированном увеличении интенсификации теплообмена.

Далее были произведены конструкторский, тепловой и гидродинамический расчеты конденсатора 50-КЦС-4 и получены результаты в виде увеличения коэффициента теплоотдачи в 1,532 раза, что привело к уменьшению давления в конденсаторе на 1 кПа. По данным [16] уменьшение давления отработавшего пара в конденсаторе на 1 кПа приводит к увеличению мощности на 0,4 МВт.

В части БЖД был выполнен анализ опасных и вредных факторов, которые воздействуют на персонал в турбинном цехе, произведен расчет вентиляции турбинного цеха, а также был произведен расчет искусственного освещения для конденсационного помещения. По итогам расчета вентиляции был выбран вентилятор ВР 280-46-4 с производительностью до 10300 м<sup>3</sup>/ч для устранения избыточного тепла в турбинном цехе. В результате расчета освещения были выбраны газоразрядные лампы мощностью 30 Вт в количестве 30 штук

В экономической части была определена себестоимость электрической и тепловой энергии Алматинской ТЭЦ-1. В качестве исходных данных использовались отчеты 2017, 2018 годов. В итоге себестоимость отпуска 1 кВт электрической энергии составил  $S_e = 6$  тенге/кВт, а себестоимость 1 Гкал тепловой энергии оказалась равна  $S_m = 4825$  тенге/Гкал. Согласно проведенному анализу, замена гладких трубок в конденсаторе на новые обойдутся  $C_{рем} = 53,2$  млн.тенге. Годовая прибыль составила 27,8 млн. тенге.

					ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Жарасұлы К.			Заключение	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Борисова Н.Г.					59	61
Реценз.		Ваганов О.В.				АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Н. Контр.		Олжабаева К.С.						
Утверд.		Кибарин А.А.						

## Список литературы

1 Кибарин А.А., Ходанова Т.В. «Реализация технологических процессов на ТЭС. Методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика» - Алматы: АУЭС, 2019 – 19 с.

2 Бойко Е.А., Баженов К.В., Грачев П.А. «Тепловые электрические станции (Паротурбинные энергетические установки ТЭС). Справочное пособие» — КГТУ, Красноярск, 2006г, 153 с.

3 Ривкин С.Л., Александров А.А. «Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984 - 80 с. с ил.

4 Бродов Ю.М., Савельев Р.З. «Конденсационные установки паровых турбин: Учебное пособие для вузов» - М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.  
 4 Бродов Ю.М., Савельев Р.З. «Конденсационные установки паровых турбин: Учебное пособие для вузов» - М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.

5 <https://openedu.urfu.ru/files/book/index.html>

6 Бродов Ю.М. «Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учебное пособие» - Екатеринбург: УГТУ—УПИ, 2004. 465 с.

7 Жукаускас А. А. «Конвективный перенос в теплообменниках.» – М.: Наука, 1982. – 472 с.

8 Шляхин П.Н., Бершардский М.Л. «Краткий справочник по паротурбинным установкам» - Энергия, 1970. – 216 с. с ил.

9 [https://studbooks.net/2069003/matematika\\_himiya\\_fizika/teplovaya\\_shema\\_energobloka\\_baze\\_turboustanovki\\_13013#29](https://studbooks.net/2069003/matematika_himiya_fizika/teplovaya_shema_energobloka_baze_turboustanovki_13013#29)

10 Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. «Теплопередача» М.: Энергоиздат, 1981.

11 Ю.М. Бродов, М.А. Ниренштейн «Расчет теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учебное пособие» Екатеринбург: УГТУ, 2001. 373 с.

12 Рябчиков А. Ю. «Разработка и обоснование методов совершенствования рекуперативных теплообменных аппаратов турбоустановок. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук» – УГТУ—УПИ, 2006. 357 с.

13 Хакимжанов Т.Е. «Безопасность жизнедеятельности. Расчет аспирационных систем. Методические указания к выполнению раздела в дипломных проектах (для студентов всех форм обучения всех специальностей)» –Алматы: АИЭС, 2002.

					ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>Заключение</b>					
Разраб.		Жарасұлы К.						Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Борисова Н.Г.							60	61
Реценз.		Ваганов О.В.						АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Н. Контр.		Олжабаева К.С.								
Утверд.		Кибарин А.А.								

14 СП РК 2.04-01-2017 «Строительная климатология»

15 [https://www.in klimat.ru/catalog/vent/ventilyatory/ventilyator/ventilyator\\_vr\\_280-46/](https://www.in klimat.ru/catalog/vent/ventilyatory/ventilyator/ventilyator_vr_280-46/)

16 <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294817/4294817697.htm#i188373>

17 <https://leg.co.ua/arhiv/generaciya/ekonomiya-topliva-na-elektrostanciyah-maloy-i-sredney-moschnosti-15.html>

18 <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293831/4293831752.htm>