

Министерство образования и науки Российской Федерации
 федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
 «НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
 ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт: Энергетический
 Специальность: 140404 Атомные электрические станции и установки
 Кафедра: Атомных и тепловых электростанций

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

Тема работы
ПРОЕКТ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНДЕНСАТОРА ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ЭНЕРГОБЛОКА ВВЭР – 1000

УДК 621.311.25:621.039.577:621.319.4-048.35

Студент

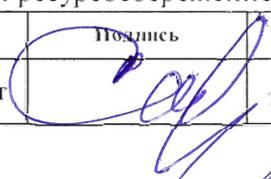
Группа	ФИО	Подпись	Дата
5001	Алпатов Иван Александрович		12.01.16.

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент кафедры АТЭС	А.В. Воробьев	к.т.н., доцент		21.01.16

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент кафедры менеджмента	С.И. Сергейчик	к.т.н., доцент		12.01.16.

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент кафедры экологии и безопасности жизнедеятельности	А.М. Плахов	к.т.н., доцент		12.01.16г.

По разделу «Автоматизация технологических процессов и производств»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент кафедры автоматизации тепло- энергетических процессов	Е.В. Иванова	к.ф-м.н.		12.01.16

Нормоконтроль

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст. преподаватель кафедры АТЭС	М.А. Вагнер	-		23.01.16.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
атомных и тепловых электростанций	А.С. Матвеев	к.т.н., доцент		23.01.16

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 92 с., 15 рис., 10 табл., 20 источников, 1 прил.

Ключевые слова: конденсатор, интенсификация, накатка, кольцевые турбулизаторы, профильные трубки, отложения.

Объектом исследования являются конденсаторы ПТУ АЭС.

Цель работы - оценка эффективности замены гладких трубок поверхности теплообмена конденсаторов ПТУ АЭС, на профильные.

В процессе работы производились тепловой, конструкторский, поверочный, гидродинамический расчеты конденсатора, а также оценка экономического эффекта от модернизации.

Достигнутые технико-эксплуатационные показатели: уменьшение давления в конденсаторе, повышение термического КПД и мощности ПТУ.

При сохранении существующих конструктивных особенностей конденсаторов, производится замена трубного пучка, что повышает показатели тепловой экономичности ПТУ.

Модернизация может производиться на действующих ЭБ, в период планового ремонта.

Экономическая эффективность модернизации, обусловлена повышением мощности ПТУ.

В дальнейшем возможно изменение конструкции конденсаторов, для облегчения изготовления, транспортировки и монтажа конденсаторов.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		7

СПИСОК ПРИНЯТЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ

АСУ ТП – автоматизированная система управления технологическими процессами;

АЭС – атомная электрическая станция;

БОУ – блочная обессоливающая установка;

ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор;

КПД – коэффициент полезного действия;

ОД – охладитель дренажа;

ПВ – питательная вода;

ПВД – подогреватель высокого давления;

ПГ – парогенератор;

ПНД – подогреватель низкого давления;

ПП – промежуточный пароперегреватель;

ПТУ – паротурбинная установка;

С – сепаратор;

СТТК – система теплотехнического контроля;

ТВС – тепловыделяющая сборка;

ТВЭЛ – тепловыделяющий элемент;

ТПН – турбопитательный насос;

ТПС – термопреобразователь сопротивления;

ТЦ – турбинный цех;

ТЭС – тепловая электрическая станция;

ЭБ – энергоблок.

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	11
1. ОСНОВНОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭБ	13
2. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ ВКР	18
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ НА НОМИНАЛЬНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ	24
3.1 Уточнение состава и параметров расчетной тепловой схемы.....	24
3.2 Уточнение параметров пара и воды по ступеням регенеративного подогрева	25
3.3 Составление общих уравнений материального баланса	30
3.4 Составление уравнений материального и теплового баланса основных элементов схемы.....	31
3.5 Решение уравнений материального и теплового балансов	35
3.6 Определение расхода пара на турбину и показателей тепловой экономичности ПТУ и энергоблока.....	36
4. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА И РАСЧЕТЫ КОНДЕНСАТОРА.....	40
4.1 Блок схемы расчетов конденсатора.....	42
4.2 Алгоритм конструкторского теплового расчета	45
4.3 Поверочные расчеты конденсатора.....	50
4.4 Гидродинамические расчеты конденсаторов	54
5. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ И РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ	59
5.1 Расчет затрат на основные материалы	60
5.2 Расчет численности работающих по категориям	61
5.3 Расчет фонда заработной платы	62

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		9

5.4	Расчет увеличения общепроизводственных расходов	63
5.5	Расчет стоимости дополнительно выработанной электроэнергии	63
5.6	Расчет экономического эффекта модернизации.....	64
5.7	Калькуляция	67
6.	СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ	69
7.	РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ КОНДЕНСАТОРА.....	71
7.1	Контроль работы конденсационной установки.....	72
7.2	Разработка структуры и схемы системы теплотехнического контроля конденсатора.....	74
7.3	Выбор технических средств и составление заказной спецификации	76
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	78
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	79
	Приложение А	81

Графический материал:

ФЮРА.311000.002 Т6. Технологическая схема энергоблока ВВЭР-1000.

ФЮРА.311115.003 Т3. Тепловая схема турбоустановки К-1000-60/1500-2.

ФЮРА.693450.004 СБ. Сборочный чертёж конденсатора К-33160.

ФЮРА.311115.005 ГП. Поперечный разрез. Расположение турбоустановки в машинном зале.

ФЮРА.693450.006 ГЗ. Гидравлическая схема обвязки конденсаторов.

ФЮРА.421000.007 С2. Функциональная схема системы теплотехнического контроля параметров конденсатора.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>10</i>

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время в России остро стоит вопрос дефицита генерирующих мощностей в регионах. В связи с чем, госкорпорация «Росэнергоатом» проводит политику повышения мощностей, действующих АЭС, а также ввод новых блоков и станций.

Очевидно, что основой развития атомной энергетики в России являются и сохранят свое положение на ближайшую перспективу двухконтурные АЭС с ВВЭР.

Современные мощные паротурбинные установки тепловых электростанций представляют собой сложнейшие системы, состоящие из большого количества элементов. Существенное место в составе таких систем занимают теплообменные аппараты — дорогостоящее, крупногабаритное и металлоемкое оборудование, улучшение характеристик которого способно, по данным Всероссийского теплотехнического и Московского энергетического институтов, обеспечить до 30% в общем повышении КПД ПТУ, достигнутом за счет усовершенствования всех элементов турбоустановки. Конденсаторы, подогреватели низкого давления, подогреватели сетевой воды и маслоохладители паровых турбин принадлежат к числу наиболее ответственных и крупных аппаратов, определяющих эффективность и надежность работы турбоустановок. Поддержание эффективной работы теплообменных аппаратов паротурбинных установок окупается в минимальные сроки и дает существенный экономический эффект.

Поиск путей повышения экономичности и эксплуатационной надежности ПТУ должен осуществляться методами системно-структурного анализа, позволяющего учесть взаимосвязи отдельных элементов и технологических подсистем в составе турбоустановки. Значительный резерв в этом направлении составляет дальнейшее совершенствование принципов конструирования и методов инженерных расчетов теплообменного оборудования ПТУ на базе глубокого изучения физических процессов в теплообменных аппаратах и применения новых прогрессивных способов интенсификации теплообмена. Решение поставленных

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		11

задач в конечном итоге дает возможность экономии топлива, улучшения массогабаритных характеристик и снижения стоимости оборудования.

Цель работы заключается в оценке эффективности замены гладких трубок поверхности теплообмена конденсаторов ПТУ АЭС, на профильные.

В процессе работы производились тепловой, конструкторский, поверочный, гидродинамический расчеты конденсатора, а также оценка экономического эффекта от модернизации.

Модернизация может производиться на действующих паротурбинных установках энергоблоков ВВЭР-1000, в период планового ремонта.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		12

1. ОСНОВНОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭБ

Базовым объектом проекта является энергоблок ВВЭР-1000 технологическая схема которого представлена на ФЮРА. 311000.002 Т6. С входящим в него водо-водяным энергетическим реактором ВВЭР-1000, с которым работает турбоустановка К-1000-60/1500-2 тепловая схема которой на ФЮРА. 311115.003 Т3.

Реактор ВВЭР – 1000 конструктивно представляет собой вертикальный цилиндрический сосуд, выполненный из высокопрочной теплоустойчивой хромомолибденовой стали с нержавеющей наплавкой (плакировкой).

Активная зона реактора помещена в корпус и собрана из шестигранных тепловыделяющих сборок (ТВС), содержащих тепловыделяющие элементы (ТВЭЛ) стержневого типа с сердечником из диоксида урана в виде таблеток, находящихся в оболочке из циркониевого сплава. Через нижние патрубки вода (теплоноситель) поступает в реактор, опускается по кольцевому зазору в нижний смесительный объем, проходит снизу вверх через активную зону, нагревается за счет тепла ядерной реакции и, охлаждая тепловыделяющие элементы, выходит из реактора через верхний ряд патрубков.

Турбоустановка К-1000-60/1500-2 с выносной сепарацией и однократным двухступенчатым паровым промежуточным перегревом (паром первого отбора и свежим паром), с частотой ротора вращения 1500 об/мин является основным оборудованием второго контура.

От четырех парогенераторов (ПГ) реактора ВВЭР-1000, по четырем трубам пар подается к четырем блокам комбинированных стопорно-регулирующих клапанов, расположенных по обе стороны от турбины. Все четыре регулируемых клапана перемещаются одновременно, т. е. в турбине используется дроссельное парораспределение. Турбина одновальная, четырехцилиндровая, состоит из одного двухпоточного цилиндра высокого давления (ЦВД) и трех двухпоточных цилиндров низкого давления (ЦВД). Предназначена для работы на свежем паре с давлением 5,88 МПа, температурой 274,3 °С и начальная влажность

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		13

0,5%, при внешней сепарации и двухступенчатым перегревом пара до температуры 250 °С. Поступив в двухпоточный ЦВД, пар расширяется в нем и отводится в СПП. В сепараторе происходит отделение образовавшейся влаги. Затем пар перегревается сначала в 1 ступени паром, отбираемым из ЦВД, а затем во второй ступени свежим паром. Давление пара перед ЦНД - 1,079 МПа. Давление пара у входа в конденсаторы при номинальной мощности и температуре охлаждающей воды 15 °С равно 0,004 МПа.

Отработавший в ЦНД пар поступает в три двухходовых конденсатора подвального исполнения, расположенные перпендикулярно оси турбины. Конденсаторы турбины снабжены двенадцатью пароприемными устройствами, благодаря которым при сбросах электрической нагрузки и при подъеме тепловой мощности реактора перед пуском турбины можно удерживать реакторную установку на уровне примерно 40 % мощности, сбрасывая пар в конденсаторы турбины.

Для предотвращения подсоса воздуха и протечек пара через уплотнения в машинный зал работает автоматическая система подвода и отсоса пара из концевых лабиринтовых уплотнений. Утечки пара из первых камер концевых уплотнений ЦВД направляются в четвертый отбор к ПНД-4. К предпоследним камерам всех концевых уплотнений подводится запирающий пар из деаэратора питательной воды. Из последних камер паровоздушная смесь отсасывается эжектором уплотнений.

Турбина имеет сеть нерегулируемых отборов пара, предназначенных для регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды в подогревателях низкого давления, деаэраторах, подогревателях высокого давления, для питания приводных турбин ТПН.

В состав ПТУ, кроме турбины, входит оборудование конденсатно-питательного тракта. В состав конденсационного устройства входят конденсатор,

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		14

В паротурбинных установках почти исключительное распространение получили поверхностные конденсаторы подвального типа. Сборочный чертеж конденсатора К-33160 турбоустановки К-1000-60/1500-2 приведен на ФЮРА. 693450.004 СБ.

К корпусу (1) конденсатора присоединены трубные доски (2), в отверстиях которых развальцованы трубки (3), образующие охлаждающую поверхность конденсатора. Компоновка теплообменной поверхности принята «ленточной» с достаточно большими свободными проходами для пара. К внешним поверхностям трубных досок крепятся передняя и задняя - поворотная (4) водяные камеры. Передняя камера разделена перегородкой (5) на два отсека: входную (6) и выходную (7) водяные камеры. Охлаждающая вода по трубопроводу (8) поступает во входную камеру, проходит по трубкам нижней половины конденсатора, разворачивается в поворотной камере на 180 градусов, проходит через трубки верхней половины конденсатора и из выходной камеры через трубопровод (9) удаляется из конденсатора. В такой конструкции вода совершает два хода, поэтому конденсатор называется двухходовым. По такой схеме выполнено большинство современных конденсаторов.

Паровое пространство конденсатора, в котором расположены охлаждающие трубки, посредством переходного патрубка (10) соединяется с выходным патрубком турбины. Пар, поступающий в конденсатор, попадает на трубную систему и, двигаясь вниз, конденсируется на трубках. Сконденсировавшийся пар собирается в конденсатосборнике, откуда откачивается конденсатным насосом.

Технические характеристики конденсатора К-33160 приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Технические характеристики конденсатора К-33160

Поверхность охлаждения одного конденсатора, м ²	33160,0
Расчетное абсолютное давление в паровом пространстве, МПа	0,004

Продолжение таблицы 1.1

Расход пара в конденсатор, кг/с	319,6
Расход охлаждающей воды, кг/с	15700,0
Температура охлаждающей воды, °С	15,0
Гидравлическое сопротивление конденсатора по воде, кПа	76,0
Количество охлаждающих трубок в одном конденсаторе, шт	26940,0
Рабочая длина трубок, м	14,060
Материал охлаждающих трубок сплав	МНЖ5-1

По циркуляционной воде конденсаторы включены параллельно (ФЮРА.693450.006 ГЗ).

Конденсат отработавшего в турбине пара двумя последовательно включенными группами конденсатных насосов подается в конденсатный тракт, включающий регенеративные подогреватели низкого давления, и далее в деаэратор. Из деаэратора в питательный насос с турбоприводом поступает питательная вода, свободная от растворенных в ней коррозионно-активных (кислорода и углекислого газа) и других газов. Питательная вода поступает в регенеративные подогреватели высокого давления, а из них - в парогенератор. Все регенеративные подогреватели поверхностного типа. Греющий пар поступает в них из нерегулируемых отборов пара турбины. Контур рабочего тела в пределах турбоустановки замкнут.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		17

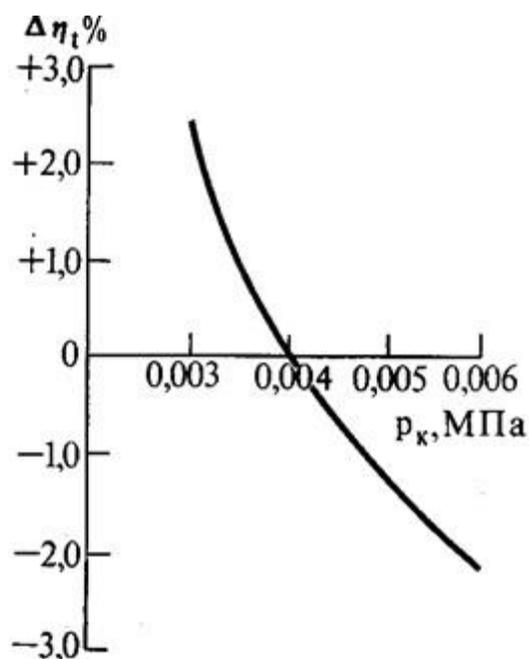


Рисунок 2.1 – Изменение термического КПД паротурбинной установки в зависимости от вакуума (при неизменных начальных параметрах).

Так же конденсационное устройство в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках или резких изменениях нагрузки, когда паро-производящая установка АЭС вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, пар направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потери рабочего тела путем его выброса в атмосферу. Для возможности принятия такого «сбросного» пара конденсатор оборудуется специальными приемно-сбросными устройствами.

Кроме того, в конденсатор направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

Повышение эффективности конденсационных установок должно позволить либо уменьшить расход дорогостоящих и дефицитных материалов для вновь создаваемых установок, что уменьшит их габариты и облегчит компоновку ПТУ

в целом, либо экономить топливо на действующих турбоустановках в условиях эксплуатации.

Интенсификация процесса теплообмена в конденсаторах является одним из основных направлений совершенствования конденсационных установок паровых турбин.

По мнению большинства специалистов [2,3,4,5,6], реальное применение в конденсирующих теплообменниках могут найти трубки, у которых искусственная шероховатость имеет место как с наружной, так и с внутренней стороны. Оребрение и накатка труб увеличивают поверхность на единицу длины и интенсифицируют теплоотдачу. В отличие от оребрения накатка позволяет интенсифицировать теплоотдачу как на наружной, так и внутренней поверхностях трубы. При конденсации пара наиболее высоким термическим сопротивлением обладает пар. Т.к. известно, что при конденсации пара на наружной поверхности трубы образуется пленка конденсата, чем больше толщина пленки и чем она равномернее, тем больше ее термическое сопротивление и тем меньше коэффициент теплопередачи. Поэтому для того, чтобы интенсифицировать процессы теплообмена со стороны пара при пленочной конденсации, необходимо обеспечить срыв пленки с поверхности труб, уменьшение ее толщины и соответствующее стекание конденсата.

При пленочной конденсации на наружной поверхности труб с канавками интенсификация теплообмена обусловлена действием поверхностного натяжения на пленку конденсата. В результате пленка стекает в канавки труб и уменьшается ее толщина на остальных участках трубы. Стеkanie конденсата в канавки снижает устойчивость пленки, приводит к ее срыву. Перераспределение конденсата по длине трубы приводит к росту среднего коэффициента теплоотдачи. Согласно экспериментальным исследованиям [2,7,8] наиболее эффективными признаны профильные кольцевые трубки, показанные на рисунке 2.2.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>20</i>

методы непригодны для конденсаторов, т.к. требуется обработка огромного количества воды и охлаждение осуществляется по разомкнутому циклу.

Как показали экспериментальные исследования [8], применение турбулизаторов на поверхностях труб позволяет значительно уменьшить солеотложения, причем термическое сопротивление загрязнений, через некоторое время становится независимым от времени. Только при таком условии становится возможной работа конденсатора длительное время без специальных мероприятий по очистке от загрязнений.

Вывод

Из выше изложенного можно сделать вывод, что применение профильных трубок позволяет значительно увеличить коэффициент теплоотдачи как с водяной, так и с паровой сторон. Что приводит к общему повышению коэффициента теплопередачи. Также применение профильных трубок, увеличивает время работы конденсатора, без очистки.

Поэтому, при проектировании новых и модернизации действующих конденсаторов, особый интерес представляет применение профильных трубок поверхности теплообмена.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		23

3. ПРОЕКТИРОВАЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ НА НОМИНАЛЬНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ

Задачей расчета является уточнение теплотехнических параметров ПТУ К-1000-60/1500-2 тепловая схема которой приведена на ФЮРА. 311115.003 ТЗ, а также определение показателей тепловой экономичности.

Расчет включает следующие этапы:

- детализация расчетной тепловой схемы;
- уточнение параметров пара, конденсата и воды во всех элементах тепловой схемы и построение в h_s – диаграмме процесса расширения пара в турбине;
- составление и решение уравнений материального и теплового балансов всех элементов;
- определение расхода пара на турбину, уточнение расчетов, оценка погрешности по электрической мощности;
- расчет показателей тепловой экономичности блока.

3.1 Уточнение состава и параметров расчетной тепловой схемы

Турбина паровая конденсационная типа К-1000-60/1500-2 – модернизированная, имеющая четыре цилиндра (1ЦВД+3ЦНД) с нерегулируемым давлением в отборах, с сепарацией и однократным двухступенчатым паровым промежуточным перегревом (паром первого отбора и свежим паром).

Турбина имеет 6 регенеративных отборов пара: 2 – из ЦВД и 4 – из ЦНД. Кроме того, диафрагмы двух последующих ступеней имеют внутриканальную сепарацию.

Все ПВД и ПНД 4,6 имеют встроенные охладители дренажа на полный расход воды.

Питательный насос имеет конденсационный турбопривод, питаемый паром выходящим из ПП (из точки входа пара в ЦНД).

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		24

Турбина имеет два поверхностных подогревателя высокого давления и четыре поверхностных подогревателя низкого давления. Дренажи ПВД сливаются каскадно в деаэратор. Регенеративные подогреватели низкого давления включены по комбинированной схеме поверхностных подогревателей.

3.2 Уточнение параметров пара и воды по ступеням регенеративного подогрева

Известными параметра базового объекта являются:

- давление свежего пара $P_0 = 5,88$ МПа;
- температура свежего пара $t_0 = 274,3$ °С;
- степень сухости свежего пара $x_0 = 0,995$;
- степень сухости пара после сепаратора $x_c = 0,999$;
- давление пара на входе в ЦНД $P_{ВХ}^{ЦНД} = 5,7624$ МПа;
- давление в деаэраторе $P_d = 0,6863$ МПа;
- давление в отборах:
 - первом $P_{1от} = 2,969$ МПа;
 - втором $P_{2от} = 1,832$ МПа;
 - третьем $P_{3от} = 1,16$ МПа;
 - четвертом $P_{4от} = 0,579$ МПа;
 - пятом $P_{5от} = 0,297$ МПа;
 - шестом $P_{6от} = 0,079$ МПа;
 - седьмом $P_{7от} = 0,021$ МПа;
- конечное давление $P_k = 0,004$ МПа.

Значения давления питательной воды, основного конденсата, сетевой воды в подогревателях приближенно определяются как давления за питательным, конденсатным и сетевым насосами по формулам [1]:

$$P_{нг} = 1,4 \cdot P_0 = 1,4 \cdot 5,88 = 8,232 \text{ МПа};$$

$$P_{ок} = 1,4 \cdot P_d = 1,4 \cdot 0,6863 = 0,952 \text{ МПа}.$$

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		25

Температура и энтальпия дренажа подогревателей без охладителей дренажа ОД равны параметрам насыщения.

Зная энтальпию сконденсировавшего пара на выходе из охладителей дренажа определяем температуру второго, четвертого, шестого и седьмого подогревателей соответственно.

$$t_{op2} = f(P_{6om}, h_{2OD}) = 61,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{op4} = f(P_{4om}, h_{4OD}) = 129,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{op5} = f(P_{2om}, h_{6OD}) = 175,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{op6} = f(P_{7om}, h_{7OD}) = 207 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для деаэратора, конденсатора параметры воды и основного конденсата равны параметрам насыщения.

Процесс расширения пара изображен на рисунке 3.1.

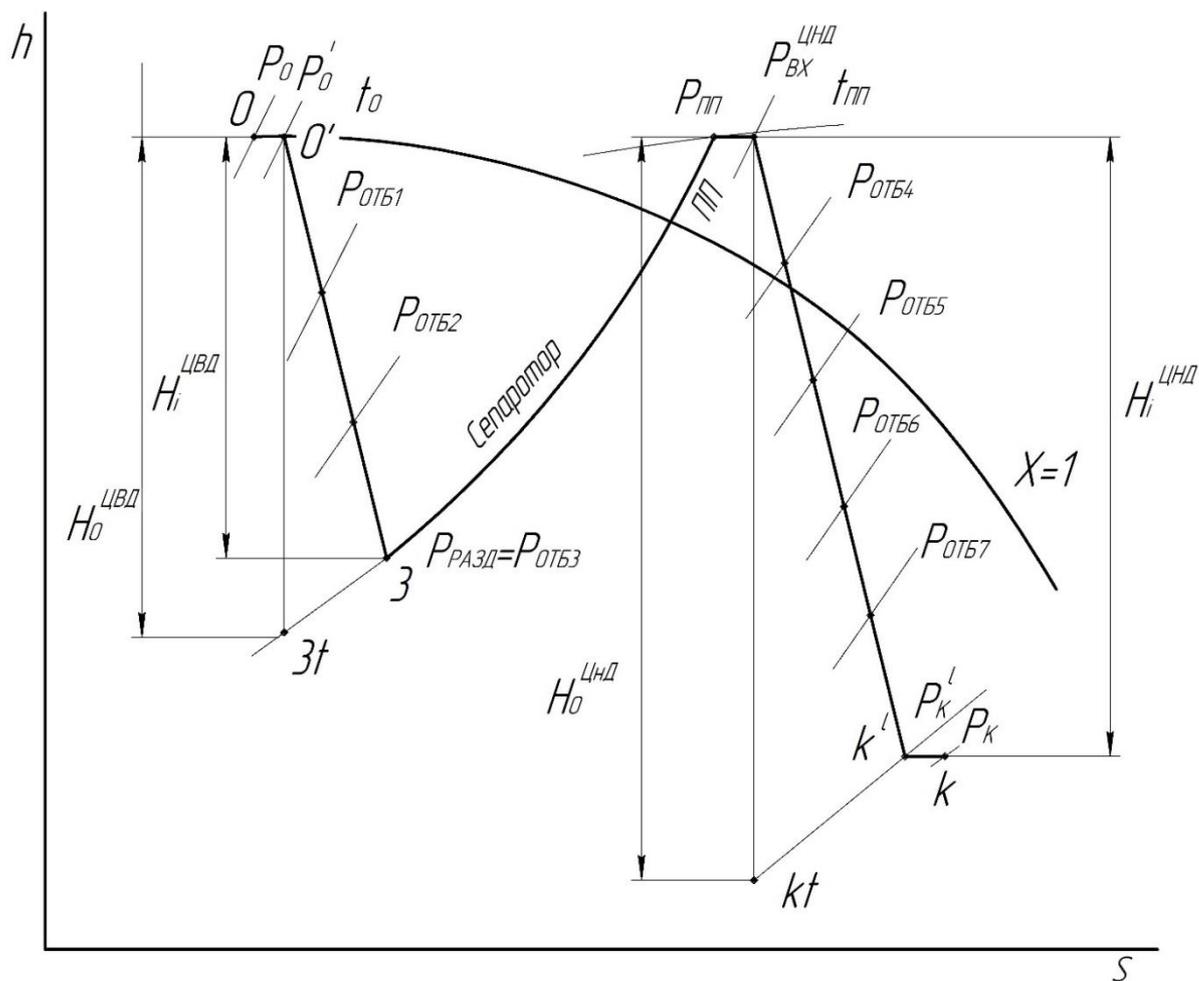


Рисунок 3.1 – Процесс расширения пара в турбине.

В процессе расширения насыщенного пара в турбине его влажность непрерывно увеличивается и достигает значений, недопустимых по условиям эрозионного износа проточной части.

В связи с этим цикл ПТУ насыщенного пара включает в себя промежуточную сепарацию. Пар, достигший в процессе расширения в цилиндре высокого давления предельно допустимых значений влажности, отводится в сепаратор и осушается в нем при постоянном давлении (температуре). После сепарации влаги осуществляют промежуточный перегрев пара за счет конденсации части пара начальных параметров. Это позволяет при последующем расширении пара обеспечить в последних ступенях турбины допустимую влажность пара. Поскольку, перегрев производится в поверхностном теплообменнике, температура перегретого пара будет меньше начальной температуры греющего свежего пара на значение температурного напора.

Значение удельной работы 1 кг пара, идущего в j-ый отбор турбины, определяется по следующим формулам [1]:

для отборов ЦВД:

$$H_j = h_0 - h_j;$$

для j-го отбора ЦНД:

$$H_j = h_0 - h_j + \Delta h_{III}.$$

В схемах с влажнопаровыми турбинами величина Δh_{III} подразумевает разность энтальпии пара на выходе ПП и энтальпии пара на выходе из ЦВД:

$$\Delta h_{III} = h_{III} - h_3 = 2944 - 2542 = 402 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Значения коэффициентов недовыработки мощности паром, идущим j-ый отбор турбины, определяются по формуле [1]:

$$y_j = \frac{H_i - H_j}{H_i}.$$

По выше приведенным формулам производим расчет удельной работы и коэффициентов недовыработки для отборов турбины:

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		27

$$H_1 = h_0 - h_1 = 2786 - 2672 = 114 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$H_2 = h_0 - h_2 = 2786 - 2605 = 181 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$H_3 = h_0 - h_3 = 2786 - 2542 = 244 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$H_4 = h_0 - h_4 + \Delta h_{III} = 2786 - 2829 + 402 = 359 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$H_5 = h_0 - h_5 + \Delta h_{III} = 2786 - 2723 + 402 = 465 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$H_6 = h_0 - h_6 + \Delta h_{III} = 2786 - 2538 + 402 = 650 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$H_7 = h_0 - h_7 + \Delta h_{III} = 2786 - 2379 + 402 = 809 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$y_1 = \frac{H_i - H_1}{H_i} = \frac{1048 - 114}{1048} = 0,892;$$

$$y_2 = \frac{H_i - H_2}{H_i} = \frac{1048 - 181}{1048} = 0,828;$$

$$y_3 = \frac{H_i - H_3}{H_i} = \frac{1048 - 244}{1048} = 0,767;$$

$$y_4 = \frac{H_i - H_4}{H_i} = \frac{1048 - 359}{1048} = 0,657;$$

$$y_5 = \frac{H_i - H_5}{H_i} = \frac{1048 - 465,3}{1048} = 0,556;$$

$$y_6 = \frac{H_i - H_6}{H_i} = \frac{1048 - 650}{1048} = 0,379;$$

$$y_7 = \frac{H_i - H_7}{H_i} = \frac{1048 - 809}{1048} = 0,228.$$

Значения энтальпий питательной воды и основного дренажа определяются по значениям давлений и температур и заносятся в таблицу 3.1.

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		28

Таблица 3.1 Сводная таблица параметров рабочего тела ПТУ

Точка процесса	Элемент тепловой схемы	Пар в отборе турбины		Дренаж греющего пара			Охладитель дренажа		Обогреваемая вода за подогревателями			Уд. раб. отбора	Коэф. нед-ки
		$P_{отб}$	$h_{отб}$	$P_{Д}$	$t_{н}$	$h_{гр}$	$t_{об}$	$h_{об}$	$t_{в}$	$P_{в}$	$h_{в}$		
0	-	МПа	кДж/кг	МПа	°С	кДж/кг	°С	кДж/кг	°С	МПа	кДж/кг	кДж/кг	отн.ед.
1	П7	5,88	2786	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	П6	2,969	2672	2,8276	230,6	993	207,0	884	228,0	8,232	982	114	0,892
3	Д	1,832	2605	1,7422	205,5	877	175,6	744	202,0	8,232	865	181	0,828
	С	1,16	2542	0,6863	165,5	705	-	-	164,2	0,952	705	244	0,767
		1,137	2780	1,108	184,4	783	-	-	-	-	-	-	-
	III-1	2,8276	2658	2,8276	230,6	993	-	-	-	-	-	-	-
	III-2	5,7624	2944	5,7624	274,3	1195	-	-	-	-	-	-	-
4	П4	0,579	2829	0,539	154,7	653	129,6	545	152	0,952	641	359	0,657
5	П3	0,297	2723	0,274	124,3	522	-	-	128	0,952	538	465	0,556
6	П2	0,079	2538	0,073	91,0	381	61,5	258	88,5	0,952	371	650	0,379
7	П1	0,021	2379	0,0196	66,1	248	-	-	56,5	0,952	237	809	0,228
К	К	0,004	2248	0,004	-	-	-	-	29,0	0,004	121	-	-

3.3 Составление общих уравнений материального баланса

Материальные балансы по пару.

Относительный расход пара на турбину $\alpha_0 = 1$.

Относительный расход пара на влажнопаровую турбоустановку АЭС в общем виде определяется как:

$$\alpha_{ТУ} = \alpha_0 + \alpha_{ПГ}.$$

Относительный расход пара из парогенерирующей установки в общем случае равен:

$$\alpha_{ПГ} = \alpha_{ТУ} + \alpha_{ум} + \alpha_{умл},$$

где $\alpha_{умл} = 0,008$ – относительный расход пара из уплотнений турбины. Принимается на двухконтурной АЭС $\alpha_{умл} = 0,005 + 0,012$;

$\alpha_{ум} = 0,005$ – относительный расход утечек, принимается для двухконтурных $\alpha_{ум} < 0,01$.

Материальные балансы по воде.

Относительный расход питательной воды в парогенерирующую установку в общем случае определяется как:

$$\alpha_{пв} = \alpha_{ПГ} + \alpha_{пр},$$

где $\alpha_{пр} = 0,015$ – относительный расход продувочной воды.

Материальный баланс добавочной воды

Относительный расход добавочной воды, компенсирующей потери рабочего тела на АЭС, определяется в общем случае как:

$$\alpha_{дв} = \alpha_{ум} + \alpha_{в}.$$

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		30

3.4 Составление уравнений материального и теплового баланса основных элементов схемы

ПВД (П7)

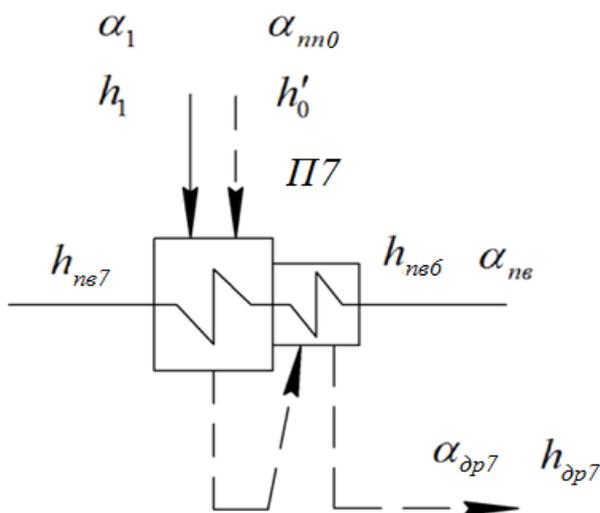


Рисунок 3.2 – Расчетная схема ПВД (П7)

Уравнения материального и теплового балансов:

$$\alpha_{од7} = \alpha_1 + \alpha_{П10};$$

$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h_{дп7}) + \alpha_{П10} \cdot (h'_0 - h_{дп7}) = \frac{\alpha_{нс} \cdot (h_{нс7} - h_{нс6})}{\eta_{П}},$$

где $\eta_{П} = 0,98$ - КПД поверхностного подогревателя [1].

ПВД (П6)

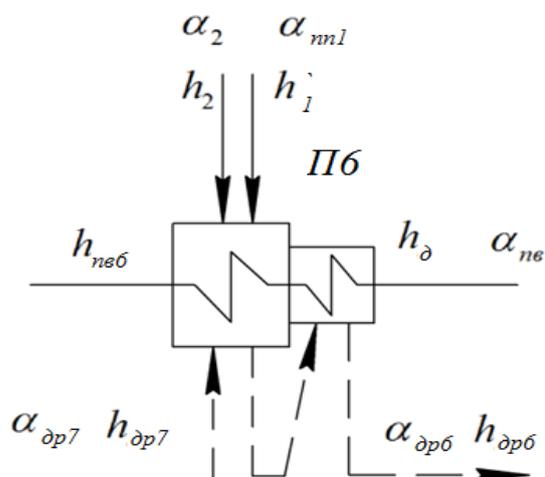


Рисунок 3.3 – Расчетная схема ПВД (П6)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Уравнения материального и теплового балансов:

$$\alpha_{\text{др6}} = \alpha_2 + \alpha_{\text{од7}} + \alpha_{\text{ПП1}};$$

$$\alpha_2 \cdot (h_2 - h_{\text{др6}}) + \alpha_{\text{др7}} \cdot (h_{\text{др7}} - h_{\text{др6}}) = \frac{\alpha_{\text{н6}} \cdot (h_{\text{н67}} - h_{\text{н66}})}{\eta_{\text{П}}}.$$

Деаэратор

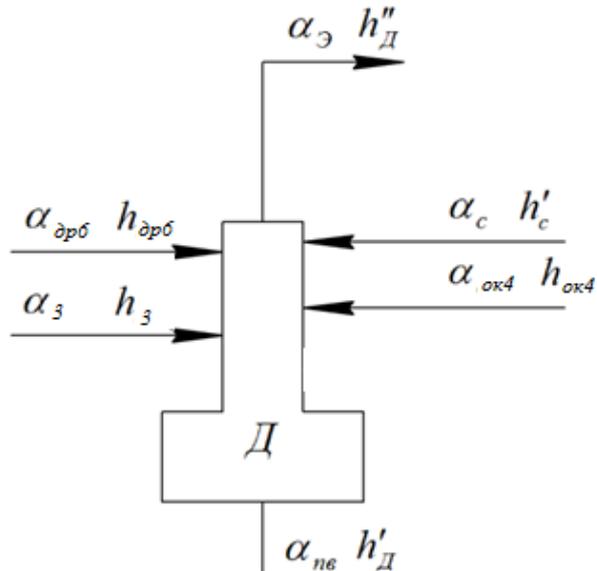


Рисунок 3.4 – Расчетная схема деаэратора

Уравнения материального и теплового балансов:

$$\alpha_{\text{н6}} = \alpha_{\text{ок4}} + \alpha_{\text{др6}} + \alpha_c - \alpha_{\text{э}};$$

$$\frac{\alpha_{\text{н6}} \cdot h'_Д + \alpha_{\text{э}} \cdot h''_Д}{\eta_{\text{П}}} = \alpha_{\text{др6}} \cdot h_{\text{др6}} + \alpha_{\text{ок4}} \cdot h_{\text{ок4}} + \alpha_c \cdot h'_c + \alpha_3 \cdot h_3.$$

С+2ПП

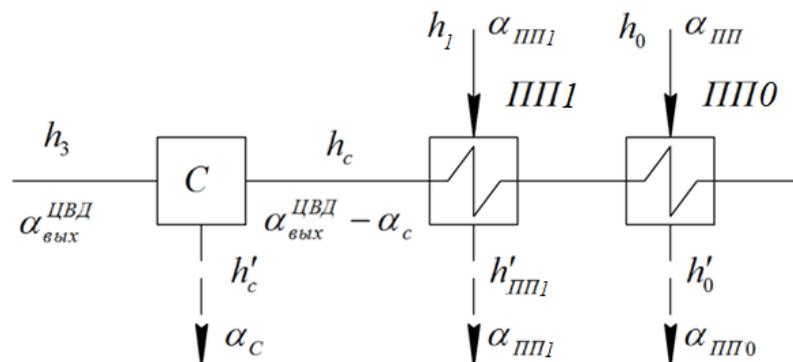


Рисунок 3.5 – Расчетная схема С+2ПП

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Уравнения материального и теплового балансов:

$$\alpha_{\text{вх}}^{\text{ПВД}} = \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{ПП1}};$$

$$\alpha_{\text{вх}}^{\text{ПНД}} = \alpha_{\text{вх}}^{\text{ПВД}} - \alpha_c;$$

$$\alpha_{\text{ПП1}} \cdot (h_{\text{ПП1}} - h'_{\text{ПП1}}) = \frac{\alpha_{\text{вх}}^{\text{ПНД}} \cdot (h'_0 - h_c)}{\eta_{\text{П}}};$$

$$\alpha_{\text{ПП0}} \cdot (h_0 - h'_0) = \frac{\alpha_{\text{вх}}^{\text{ПНД}} \cdot (h_{\text{ПП1}} - h'_0)}{\eta_{\text{П}}}.$$

ПНД (П4)

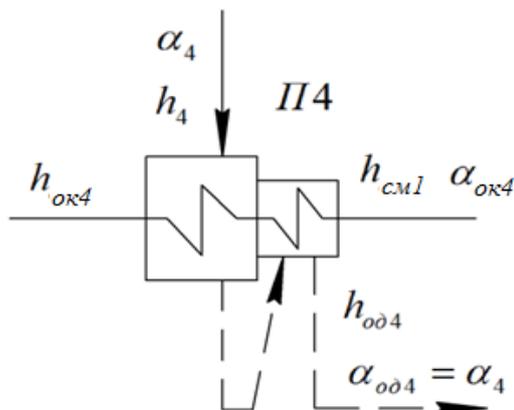


Рисунок 3.6 – Расчетная схема ПНД (П4)

Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_4 \cdot (h_4 - h_{\text{од4}}) = \frac{\alpha_{\text{ок4}} \cdot (h_{\text{ок4}} - h_{\text{см1}})}{\eta_{\text{П}}}.$$

ПНД (П3)

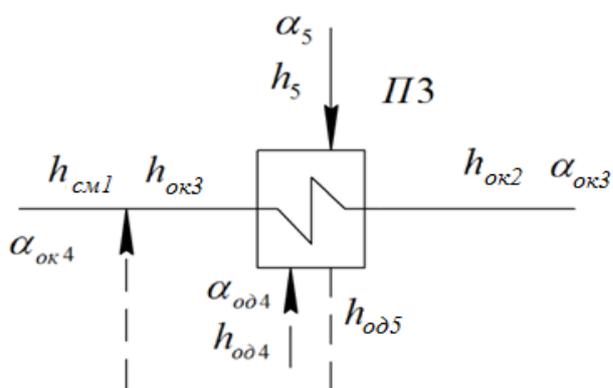


Рисунок 3.7 – Расчетная схема ПНД (П3)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Уравнения материального и теплового балансов:

$$\alpha_{ок4} = \alpha_{ок3} + \alpha_4 + \alpha_5;$$

$$\alpha_{ок4} \cdot h_{см1} = \alpha_{ок3} \cdot h_{ок3} + (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot h_{од5};$$

$$\alpha_5 \cdot (h_5 - h_{од5}) + \alpha_4 \cdot (h_{од4} - h_{од5}) = \frac{\alpha_{ок3} \cdot (h_{ок3} - h_{ок2})}{\eta_{II}}.$$

ПНД (II2)

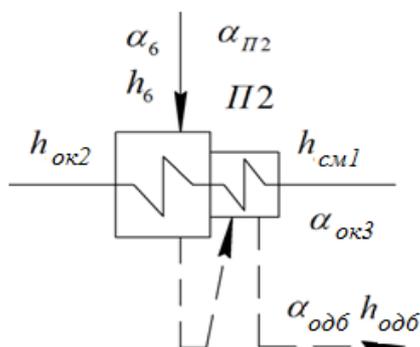


Рисунок 3.8 – Расчетная схема ПНД (II2)

Уравнения материального и теплового балансов:

$$\alpha_{ок3} = \alpha_{ок1} + \alpha_6 + \alpha_7;$$

$$\alpha_{ок3} \cdot h_{см2} = \alpha_{ок1} \cdot h_{ок1} + (\alpha_6 + \alpha_7) \cdot h_{од7};$$

$$\alpha_6 \cdot (h_6 - h_{од6}) = \frac{\alpha_{ок3} \cdot (h_{ок2} - h_{см2})}{\eta_{II}}.$$

ПНД (III)

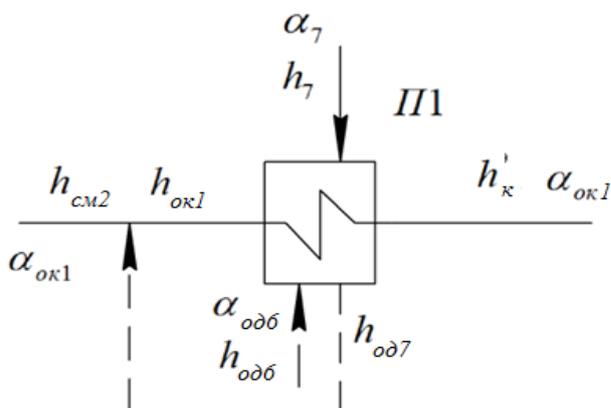


Рисунок 3.9 – Расчетная схема ПНД (III)

Уравнения материального и теплового балансов:

$$\alpha_7 \cdot (h_7 - h_{од7}) + \alpha_6 \cdot (h_{од6} - h_{од7}) = \frac{\alpha_{ок1} \cdot (h_{ок1} - h_k)}{\eta_{II}}$$

3.5 Решение уравнений материального и теплового балансов

Решение уравнений материального и теплового балансов производим в Mathcad, значения необходимых энтальпий даны в таблице 1 и определены ранее, значение относительных расходов на вспомогательные элементы, от утечек, продувочной воды, от уплотнений турбины приняты ранее или рассчитаны.

В результате решения уравнений материальных и тепловых балансов получены следующие относительные расходы пара и воды:

$$\alpha_1 = 0,063;$$

$$\alpha_2 = 0,082;$$

$$\alpha_3 = 0,023;$$

$$\alpha_4 = 0,033;$$

$$\alpha_5 = 0,051;$$

$$\alpha_6 = 0,039;$$

$$\alpha_7 = 0,031;$$

$$\alpha_{III} = 0,024;$$

$$\alpha_c = 0,097.$$

Рассчитываем турбопривод питательного насоса.

Относительный расход пара на турбопривод определяется по формуле:

$$\alpha_{III} = \frac{\alpha_{нс} \cdot \Delta h_{III}}{H_i^{III} \cdot \eta_m^{III} \cdot \eta_H} = \frac{1,07 \cdot 11}{669 \cdot 0,98 \cdot 0,8} = 0,022,$$

где $H_i^{III} = 669 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – действительный теплоперепад турбопривода;

$\eta_m^{III} = 0,98$ – механический КПД турбопривода;

$\eta_H = 0,8$ – КПД насоса;

$\Delta h_{III} = 11 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – изменение энтальпии п.в. в ПН.

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		35

После определения расходов из всех j -х отборов турбины, определяем из материального баланса турбины относительный расход пара в конденсаторы:

$$\alpha_K = 1 - \sum \alpha_j,$$

где $\sum \alpha_j$ – сумма расходов во все отборы турбины.

$$\alpha_K = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_c - \alpha_{III1} - \alpha_{III} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 = 0,063 - 0,082 - 0,023 - 0,097 - 0,024 - 0,022 - 0,033 - 0,051 - 0,039 - 0,031 = 0,579.$$

Этот же расход α_K можно определить с другой стороны, из материального баланса конденсаторов и точки смещения перед конденсатным насосом как:

$$\alpha'_K = \alpha_{ок}^* - \sum \alpha_{слива},$$

где $\alpha_{ок}^*$ – относительный расход основного конденсата на входе в группу ПНД;

$\sum \alpha_{слива}$ – сумма относительных расходов сливаемых в конденсаторы и в точку смешения перед КН;

$$\alpha'_K = \alpha_{ок1} - \alpha_{Э} - \alpha_{III} - \alpha'_{ов} - \alpha_{упл} = 0,579.$$

Оценим погрешность:

$$\Delta(\alpha_K) = \frac{0,579 - 0,579}{0,579} \cdot 100\% = 0\%.$$

Отсутствие погрешности говорит о правильном составлении уравнений балансов и высокой точности расчетов при использовании ЭВМ.

3.6 Определение расхода пара на турбину и показателей тепловой экономичности ПТУ и энергоблока

$$\begin{aligned} G_0 &= \frac{N_{Э} \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot (1 - \sum \alpha_j \cdot y_j)} = \\ &= \frac{N_{Э} \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot (1 - (\alpha_1 \cdot y_1 + \alpha_2 \cdot y_2 + \alpha_3 \cdot y_3 + \alpha_c \cdot y_3 + \alpha_{III} \cdot y_3 + \alpha_4 \cdot y_4 + \alpha_5 \cdot y_5 + \alpha_6 \cdot y_6 + \alpha_7 \cdot y_7))} = \\ &= \frac{1000 \cdot 10^3}{1048 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot (1 - 0,288)} = 1656 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \end{aligned}$$

где $\eta_m = 0,98$, $\eta_e = 0,98$ – КПД механический и электрогенератора.

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		36

Проверка мощности.

Правильность расчета расходов можно определить по расчетной электрической мощности:

$$\begin{aligned} N'_3 &= G_0 \cdot 10^3 \cdot [H_i \cdot \alpha_k + \sum \alpha_i \cdot H_j] \cdot \eta_m \cdot \eta_e = \\ &= G_0 \cdot 10^3 \cdot [H_i \cdot \alpha_k + \alpha_1 \cdot H_1 + \alpha_2 \cdot H_2 + \alpha_3 \cdot H_3 + \alpha_c \cdot H_3 + \alpha_{III} \cdot H_3 + \alpha_4 \cdot H_4 + \alpha_5 \cdot H_5 + \alpha_6 \cdot H_6 + \alpha_7 \cdot H_7] \cdot \\ &\eta_m \cdot \eta_e = 1656 \cdot 10^3 \cdot [1048 \cdot 0,579 + 22] \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 1000 \text{ MBm}. \end{aligned}$$

Расхождения в расчетной и заданной мощностях [1]:

$$\delta N_3 = \frac{|N_3 - N'_3| \cdot 100}{N_3} = \frac{|1000 - 1000| \cdot 100}{1000} = 0 < 1\%.$$

Определяем расходы пара по отборам турбины, на ТП ПН, на слив дренажа из сепаратора и в конденсатор:

$$\begin{aligned} G_1 &= G_0 \cdot \alpha_1 = 1656 \cdot 0,063 = 88,12 \text{ кг / с}; \\ G_2 &= G_0 \cdot \alpha_2 = 1656 \cdot 0,082 = 114,41 \text{ кг / с}; \\ G_3 &= G_0 \cdot \alpha_3 = 1656 \cdot 0,023 = 32,67 \text{ кг / с}; \\ G_c &= G_0 \cdot \alpha_c = 1656 \cdot 0,097 = 135,44 \text{ кг / с}; \\ G_{III} &= G_0 \cdot \alpha_{III} = 1656 \cdot 0,022 = 30,95 \text{ кг / с}; \\ G_4 &= G_0 \cdot \alpha_4 = 1656 \cdot 0,033 = 46,46 \text{ кг / с}; \\ G_5 &= G_0 \cdot \alpha_5 = 1656 \cdot 0,051 = 71,04 \text{ кг / с}; \\ G_6 &= G_0 \cdot \alpha_6 = 1656 \cdot 0,039 = 53,84 \text{ кг / с}; \\ G_7 &= G_0 \cdot \alpha_7 = 1656 \cdot 0,031 = 42,72 \text{ кг / с}; \\ G_{Коб} &= G_0 \cdot \alpha_K = 1656 \cdot 0,579 = 958,79 \text{ кг / с}. \end{aligned}$$

Т.к. конденсационная установка базового объекта состоит из 3 конденсаторов расход пара в один конденсатор составит:

$$G_K = \frac{G_{Коб}}{3} = \frac{958,79}{3} = 319,6 \text{ кг / с}.$$

Расчет показателей тепловой экономичности.

Тепловая нагрузка парогенерирующей установки:

$$\begin{aligned} Q_{III} &= G_0 \cdot [\alpha_{III} \cdot (h_0 - h_{нв})] = \\ &= 1656 \cdot [1,107 \cdot (2786 - 982)] = 3408,5 \cdot 10^3 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ФЮРА.693450.001 ПЗ				37

где h_0 , $h_{не}$ - энтальпии пара на входе в турбину, питательной воды на входе в парогенератор, кДж/кг;

$\alpha_{ПВ}$ - относительные расходы пара из парогенерирующей установки.

$$\alpha_{ПГ} = \alpha_{ТУ} + \alpha_{ум} + \alpha_{умл} = 1,120,$$

где $\alpha_{ТУ} = \alpha_0 + \alpha_{ПГ} = 1,107$.

Полная тепловая нагрузка турбоустановки:

$$\begin{aligned} Q_{ТУ} &= G_0 \cdot [(\alpha_{ТУ} + \alpha_{умл}) \cdot (h_0 - h_{не})] = \\ &= 1656 \cdot [(1,05 + 0,02) \cdot (2786 - 982)] = 3196,5 \cdot 10^3 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Тепловая нагрузка турбоустановки:

$$Q_{ТУ}^{\text{э}} = Q_{ТУ} = 3196,5 \cdot 10^3 \text{ кВт}.$$

КПД турбоустановки:

$$\eta_{ТУ}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}} + N_{ПГ}}{Q_{ТУ}^{\text{э}}} = \frac{10^6 + 87,2 \cdot 10^3}{2,694 \cdot 10^6} = 0,411,$$

где $N_{ПГ} = G_0 \cdot \alpha_{ПГ} \cdot \Delta h_{нп} = 87,2 \cdot 10^3 \text{ кВт}$ - мощность турбопривода.

КПД трубопроводов, связывающих парогенерирующую установку с турбиной:

$$\eta_{mp2} = \frac{Q_{ТУ}}{Q_{ПГ}} = 0,991.$$

Для двухконтурных АЭС η_{mp2} - КПД трубопроводов второго контура.

КПД блока:

$$\eta_C^{\text{э}} = \eta_{ТУ}^{\text{э}} \cdot \eta_{mp2} \cdot \eta_{ПГУ} \cdot (1 - k_{сн}) = 0,411 \cdot 0,991 \cdot 0,969 \cdot (1 - 0,052) = 0,374,$$

где $k_{сн} = 0,052$ - удельный расход электроэнергии на собственные нужды станции;

$\eta_{ПГУ}$ - КПД парогенерирующей установки;

$$\eta_{ПГУ} = \eta_{РУ} \cdot \eta_{mp1} \cdot \eta_{ПГ} = 0,969;$$

$\eta_{РУ} = 0,99$ - КПД реакторной установки;

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		38

$\eta_{III} = 0,987$ – КПД парогенератора АЭС;

$\eta_{мп1} = 0,992$ – КПД трубопроводов первого контура.

Удельный расход выгоревшего ядерного горючего на отпуск электроэнергии на АЭС:

$$b'_{яз} = \frac{0,0537}{\eta_c^3} = \frac{0,0537}{0,374} = 0,144 \frac{г}{МВт \cdot ч}.$$

Удельный расход ядерного горючего (природного урана) на АЭС:

$$b_{я.г} = \frac{1000}{24 \cdot \bar{B} \cdot \eta_c^3} \cdot \frac{x_n - x_0}{x_e - x_0} = 0,0287 \frac{г}{кВт \cdot ч},$$

где $\bar{B} = 35 \cdot 10^3 \frac{МВт \cdot сут}{т}$ – глубина выгорания топлива;

x_n, x_e, x_0 – содержание урана-235 в свежем, природном уране и в отвале обогащенного производства. Принимаем: $x_n = 4\%$; $x_e = 0,71\%$; $x_0 = 0,25\%$

Вывод

В результате расчета тепловой схемы на номинальный режим работы ЭБ, были получены необходимые для дальнейших расчетов конденсатора, данные.

Такие как:

- расход пара на турбину $G_0 = 1656 \frac{кг}{с}$;
- расход пара в конденсатор $G_K = 319,6 \frac{кг}{с}$;
- давление в конденсаторе $p_k = 0,004 МПа$;
- температура насыщения в конденсаторе $t'_k = 29^\circ C$;
- энтальпия отработавшего пара $h_k = 2248 кДж/кг$.

4. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА И РАСЧЕТЫ КОНДЕНСАТОРА

Основным показателем эффективности работы конденсатора является давление пара p_k в его переходном (входном) патрубке (горловине).

В технической литературе и в эксплуатационной практике ПТУ широко применяется термин разрежение или вакуум т. е. разность между барометрическим давлением и давлением пара в конденсаторе.

Исследования показали, что эффективность работы конденсационной установки практически не зависит от барометрического давления и поэтому значение давления пара p_k однозначно характеризует эффективность работы конденсатора (конденсационной установки в целом).

Давление в конденсаторе однозначно определяется температурой насыщения t_n , соответствующей этому давлению. Рассмотрим от каких параметров зависит эта температура.

В конденсаторе, имеющем площадь поверхности теплообмена (охлаждения) F , при расходе через него охлаждающей воды G_B вода нагревается на $\Delta t = t_{2\epsilon} - t_{1\epsilon}$ и недогрев до температуры насыщения на $\delta t = t_n - t_{2\epsilon}$.

Таким образом, температура насыщения определяется:

$$t_n = t_{1\epsilon} + \Delta t_{\epsilon} + \delta t.$$

Данная зависимость является основополагающей для анализа эффективности работы конденсатора и всей конденсационной установки в целом.

Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор зависит от географического месторасположения электростанции, времени года и системы водоснабжения.

Нагрев охлаждающей воды в конденсаторе Δt можно определить из уравнения теплового баланса для аппарата [9]:

$$\Delta t = t_{2\epsilon} - t_{1\epsilon} = \frac{D_k (h_n - h_k)}{G_{\epsilon} c_p} = \frac{h_n - h_k}{c_p m},$$

где D_k – расход пара в конденсатор;

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		40

h_n, h_k – энтальпия пара и конденсата соответственно;

G_B – расход охлаждающей воды через конденсатор;

c_p – теплоемкость воды при постоянном давлении.

Отношение расхода охлаждающей воды к расходу поступающего в конденсатор пара называется кратностью охлаждения:

$$m = \frac{G_e}{D_k}$$

Это соотношение показывает, какое количество воды необходимо для конденсации 1 кг пара.

Недогрев охлаждающей воды в конденсаторе δt до температуры насыщения с физической точки зрения определяется наличием термического сопротивления между конденсирующимся паром и охлаждающей водой. Недогрев определяется из совместного рассмотрения уравнений теплового баланса и теплопередач [9]:

$$\delta t = \frac{t_{2e} - t_{1e}}{\frac{3,6kF}{G_e c_p} - 1} = \frac{\Delta t_e}{\frac{3,6kF}{G_e c_p} - 1},$$

где k – коэффициент теплопередачи в конденсаторе;

F – площадь поверхности теплообмена (охлаждения) конденсатора;

$d_k = D_k/F$ – удельная паровая нагрузка конденсатора (количество пара, сконденсировавшегося на единице поверхности теплообмена в единицу времени);

3,6 – переводной системный коэффициент.

Недогрев охлаждающей воды в конденсаторе δt до температуры насыщения зависит от удельной паровой нагрузки конденсатора, чистоты его поверхности теплообмена, воздушной плотности, температуры и скорости охлаждающей воды, материала трубок и ряда других факторов. Недогрев характеризует эффективность работы конденсатора, а также оптимальность подбора оборудования и его взаимодействия в схеме конденсационной установки в целом. Любые меро-

приятия, приводящие к увеличению коэффициента теплопередачи (интенсификация теплообмена) в конденсаторе, однозначно приводят к снижению недогрева.

Таким образом, давление в конденсаторе зависит от следующих основных параметров: температуры охлаждающей воды на входе, кратности охлаждения, коэффициента теплопередачи и удельной паровой нагрузки.

4.1 Блок схемы расчетов конденсатора

Все используемые в настоящее время зависимости для расчета коэффициента теплопередачи и особенно давления в конденсаторе требуют применения метода итерационных расчетов. Такие расчеты требуют большой затраты времени, имеют высокую стоимость.

Качественно новые возможности для расчета и проектирования конденсаторов при проведении конструкторского и поверочного расчетов дает применение ЭВМ. С помощью машин можно быстро и точно реализовать практически любые алгоритмы.

Расчет конденсатора или конденсационной установки на ЭВМ состоит из следующих этапов: разработка и проверка алгоритма; программирование и отладка программы; подготовка исходных данных; запись этих данных, ввод исходных данных и программы в ЭВМ; счет; вывод результатов; анализ результатов расчетов.

Для облегчения работы по составлению и реализации алгоритмов целесообразно пользоваться удобным и наглядным средством — графическим изображением последовательности вычислений. В отечественной литературе такую схему называют блок-схемой расчета. За рубежом блок-схемы называют органиграммами.

На рисунке 4.1, 4.2 в качестве примера представлены блок-схемы конструкторского и поверочного расчета конденсатора

Начало программы

Ввод данных

Определение температур воды и пара в конденсаторе

Определение коэффициента теплоотдачи со стороны воды

Определение коэффициента теплоотдачи со стороны пара

Определение коэффициента теплопередачи

Определение геометрических параметров конденсатора

Вывод результатов

Конец программы

Рисунок 4.1 – Блок-схема конструкторского расчета конденсатора

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		43

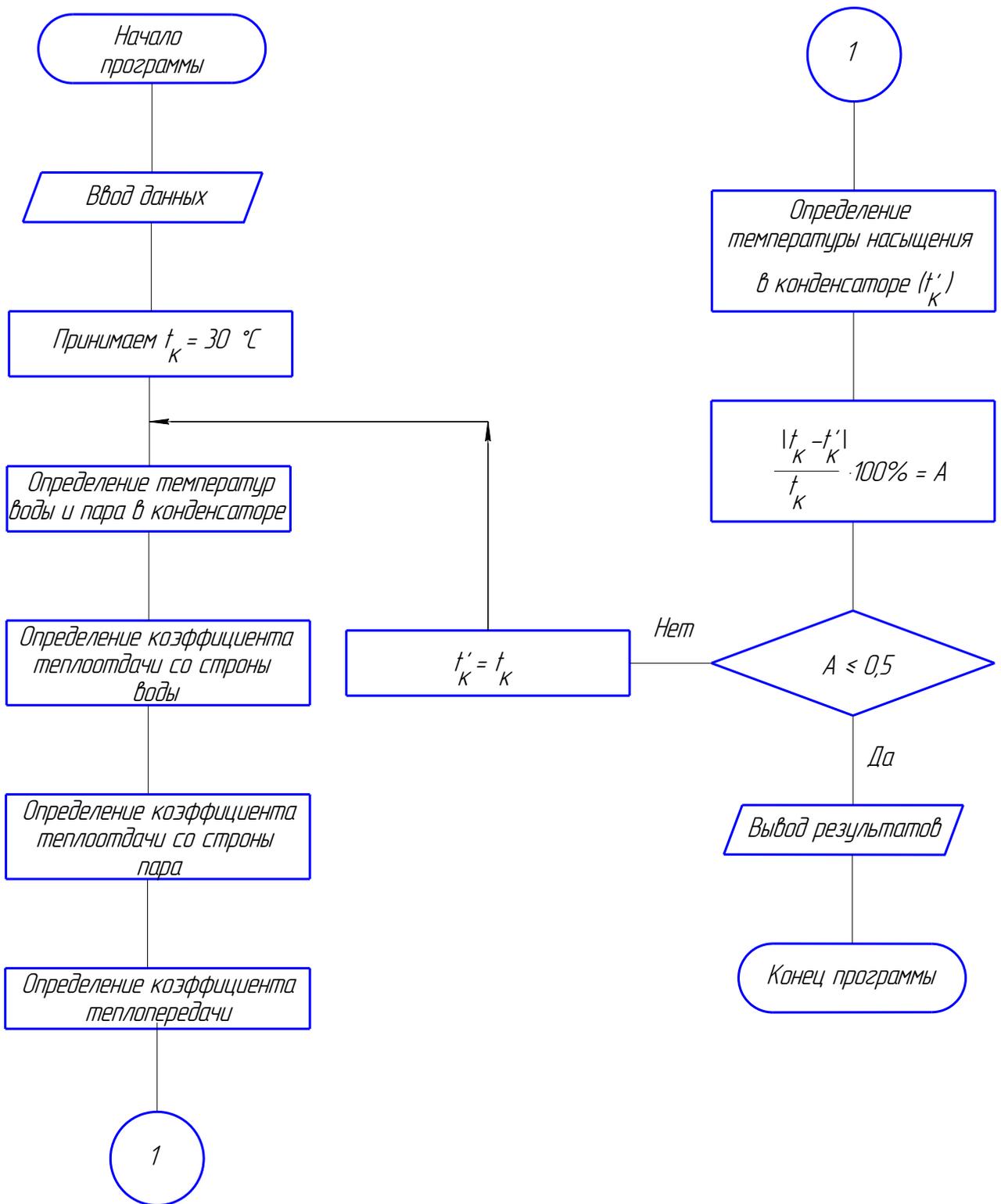


Рисунок 4.2 – Блок-схема поверочного расчета конденсатора

- число ходов воды $z = 2$;
- скорость воды в трубках $W = 2,1$ м/с;
- материал трубок сталь 03Х17Н14М3.

Зная давление в конденсаторе определим:

температуру насыщения в конденсаторе:

$$t'_k = f(P_k) = 28,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

теплоту парообразования:

$$\Delta h_k = f(P_k) = 2432 \text{ кДж/кг.}$$

Температура воды на выходе из конденсатора:

$$t_{2\epsilon} = t_{1\epsilon} + \frac{G_n + \Delta h}{G_\epsilon + C_p} = 15 + \frac{319,6 + 2432}{15700 + 4,19} = 26,8 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.1)$$

где $C_p = f(t_{1\epsilon}) = 4,19$ кДж/(кг·К) – теплоемкость воды в трубках.

Среднелогарифмическая разность температур:

$$\overline{\Delta t} = \frac{t_{2\epsilon} - t_{1\epsilon}}{\ln\left(\frac{t'_k - t_{1\epsilon}}{t'_k - t_{2\epsilon}}\right)} = \frac{26,8 - 15}{\ln\left(\frac{28,9 - 15}{28,9 - 26,8}\right)} = 6,3 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.2)$$

Средняя температура воды в трубках:

$$t_\epsilon^{cp} = \frac{t_{2\epsilon} + t_{1\epsilon}}{2} = \frac{26,8 + 15}{2} = 20,9 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.3)$$

Температура пленки конденсата на трубках:

$$t_n = \frac{t'_k + t_\epsilon^{cp}}{2} = \frac{28,9 + 20,9}{2} = 24,9 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.4)$$

По температуре пленки конденсата определяем:

коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_n = f(t_n) = 0,6 \text{ Вт/(м·К)};$$

плотность плёнки конденсата:

$$\rho_n = f(t_n) = 997 \text{ кг/м}^3;$$

коэффициент динамической вязкости:

$$\mu_n = f(t_n) = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ Па·с};$$

теплота парообразования:

$$\Delta h_n = f(t_n) = 2442 \text{ кДж/кг.}$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации практически неподвижного пара на горизонтальных гладких трубках, выражается формулой [6]

$$\alpha_n = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta h_n \cdot 10^3 \cdot \lambda_n^3 \cdot \rho_n^2 \cdot g}{\mu_n \cdot (t'_k - t_e^{cp}) \cdot d_n}} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{2442 \cdot 10^3 \cdot 0,6^3 \cdot 997^2 \cdot 9,81}{8,9 \cdot 10^{-4} \cdot (28,9 - 20,9) \cdot 0,028}} =$$

(4.5)

$$= 9292 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)},$$

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

По средней температуре воды в трубках определяем:

коэффициент кинематической вязкости:

$$\nu_e = f(t_e^{cp}) = 9,8 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \cdot \text{с};$$

число Прандля:

$$\text{Pr} = f(t_e^{cp}) = 6,8;$$

коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_e = f(t_e^{cp}) = 0,6 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)};$$

плотность воды в трубках:

$$\rho_e = f(t_e^{cp}) = 998 \text{ кг/м}^3.$$

Найдем число Рейнольдса:

$$\text{Re} = W \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{\nu_e} = 2,1 \cdot \frac{0,026}{9,8 \cdot 10^{-7}} = 5,6 \cdot 10^4. \quad (4.6)$$

Коэффициент теплоотдачи при течении воды в гладких трубках будет равен:

$$\alpha_{\text{эл}}^e = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \frac{\lambda_e}{d_{\text{вн}}} = 0,023 \cdot (5,6 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 6,8^{0,4} \cdot \frac{0,6}{0,026} =$$

(4.7)

$$= 7167 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе с гладкими трубками выражается по формуле [9]:

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		47

$$k_{21} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{21}^e} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_n} + R_{cm}} = \frac{1}{\frac{1}{7167} \cdot \frac{0,028}{0,026} + \frac{1}{9292} + 3,5 \cdot 10^{-5}} =$$

$$= 3414 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (4.8)$$

где термическое сопротивление материала стенок трубок поверхности теплообмена: $R_{cm} = 1,15 \cdot \frac{d_n}{\lambda_{cm}} \cdot \lg \frac{d_n}{d_{вн}} = 1,15 \cdot \frac{0,028}{29,4} \cdot \lg \frac{0,028}{0,026} = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$ (4.9)

коэффициент теплопроводности материала трубок [10]: $\lambda_{cm} = 29,4 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}).$

Требуемую поверхность теплообмена определим согласно [9]:

$$F = \frac{G_n \cdot \Delta h_k \cdot 10^3}{k_{21} \cdot \Delta t} = \frac{319,6 \cdot 2432 \cdot 10^3}{3414 \cdot 6,3} = 36138 \text{ м}^2. \quad (4.10)$$

Рассчитаем количество трубок поверхности теплообмена:

$$N = \frac{4 \cdot z \cdot G_e}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot W} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 15700}{\pi \cdot 0,028^2 \cdot 2,1 \cdot 10^3} = 24296 \text{ шт.} \quad (4.11)$$

Длину трубок определим по известной площади поверхности и количеству трубок:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot N \cdot d_{вн}} = \frac{36138}{\pi \cdot 24296 \cdot 0,026} = 18,2 \text{ м.} \quad (4.12)$$

Конструкторский расчет с применением профильных трубок

Поправку к коэффициенту теплоотдачи с водяной стороны при течении в профильных трубках, показанных на рисунке 2.2, рассчитаем согласно [11]:

$$\frac{\alpha_{np}^e}{\alpha_{21}^e} = \left\{ 1 + 338,6 \cdot \left[\frac{h}{S} \cdot \left(1 - \frac{2h}{d_{вн}} \right) \right] - 1863,2 \left[\frac{h}{S} \cdot \left(1 - \frac{2h}{d_{вн}} \right) \right]^2 \right\} \cdot \text{Re}^{-0,43 \left(\frac{h}{S^*} \right)^{0,142}} =$$

$$= \left\{ 1 + 338,6 \cdot \left[\frac{0,0014}{0,0084} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 0,0014}{0,026} \right) \right] - 1863,2 \left[\frac{0,0014}{0,0084} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 0,0014}{0,026} \right) \right]^2 \right\} \cdot$$

$$56000^{-0,43 \left(\frac{0,0014}{0,085} \right)^{0,142}} = 1,518, \quad (4.13)$$

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		48

где согласно рекомендациям по выбору оптимальных параметров турбулизаторов для конденсаторов [8]

$h = 1,4$ мм – глубина канавки;

$S = 8,4$ мм – расстояние между соседними выступами профиля;

длина линии, мм:

$$S^* = \sqrt{(3S)^2 + (\pi \cdot d_{\text{вн}})^2} = \sqrt{(3 \cdot 0,0084)^2 + (3,14 \cdot 0,026)^2} = 0,085. \quad (4.14)$$

Коэффициент теплоотдачи при течении воды в профильных трубках будет равен:

$$\alpha_{np}^e = \alpha_{zi}^e \cdot 1,518 = 7167 \cdot 1,518 = 10879 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}). \quad (4.15)$$

Согласно данным изложенным в основополагающей теме, эффект интенсификации теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности профильных трубок составляет 200%. Тогда коэффициент теплопередачи в конденсаторе с профильными трубками выражается согласно [9]:

$$k_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{np}^e} \cdot \frac{d_n}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{1,25\alpha_n} + R_{cm}} = \frac{1}{\frac{1}{10879} \cdot \frac{0,028}{0,026} + \frac{1}{2 \cdot 9292} + 3,5 \cdot 10^{-5}} = \quad (4.16)$$

$$= 5789 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемую поверхность теплообмена определим по формуле (4.10)

$$F_{np} = \frac{G_n \cdot \Delta h_k \cdot 10^3}{k_{np} \cdot \Delta t} = \frac{319,6 \cdot 2432 \cdot 10^3}{5789 \cdot 6,3} = 21312 \text{ м}^2.$$

Длину трубок определим по известной площади поверхности и количеству трубок по формуле (4.12):

$$L_{np} = \frac{F_{np}}{\pi \cdot N \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{21312}{\pi \cdot 24296 \cdot 0,026} = 10,7 \text{ м}.$$

Полученный результат показывает, что применив профильные трубки можно значительно уменьшить поверхность теплообмена и длину трубок.

$$\overline{\Delta t} = \frac{t_{2\epsilon} - t_{1\epsilon}}{\ln\left(\frac{t'_k - t_{1\epsilon}}{t'_k - t_{2\epsilon}}\right)} = \frac{26,8 - 15}{\ln\left(\frac{30 - 15}{30 - 26,8}\right)} = 7,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воды в трубках по формуле (4.3):

$$t_{\epsilon}^{cp} = \frac{t_{2\epsilon} + t_{1\epsilon}}{2} = \frac{26,8 + 15}{2} = 20,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура пленки конденсата на трубках по формуле (4.4):

$$t_n = \frac{t'_k + t_{\epsilon}^{cp}}{2} = \frac{30 + 20,9}{2} = 25,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По температуре пленки конденсата определяем:

коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_n = f(t_n) = 0,6 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$$

плотность плёнки конденсата:

$$\rho_n = f(t_n) = 997 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

коэффициент динамической вязкости:

$$\mu_n = f(t_n) = 8,8 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

теплота парообразования:

$$\Delta h_n = f(t_n) = 2443 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации практически неподвижного пара на горизонтальных гладких трубках по формуле (4.5):

$$\alpha_n = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta h_n \cdot 10^3 \cdot \lambda_n^3 \cdot \rho_n^2 \cdot g}{\mu_n \cdot (t'_k - t_{\epsilon}^{cp}) \cdot d_n}} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{2443 \cdot 10^3 \cdot 0,6^3 \cdot 997^2 \cdot 9,81}{8,8 \cdot 10^{-4} \cdot (30 - 20,9) \cdot 0,028}} =$$

$$= 9031 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}).$$

По средней температуре воды в трубках определяем:

коэффициент кинематической вязкости:

$$\nu_{\epsilon} = f(t_{\epsilon}^{cp}) = 9,8 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \cdot \text{с};$$

число Прандля:

$$\text{Pr} = f(t_{\epsilon}^{cp}) = 6,8;$$

коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_g = f(t_g^{cp}) = 0,6 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$$

плотность воды в трубках:

$$\rho_g = f(t_g^{cp}) = 998 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

Найдем число Рейнольдса формуле (4.6):

$$\text{Re} = W \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{\nu_g} = 2,1 \cdot \frac{0,026}{9,8 \cdot 10^{-7}} = 5,6 \cdot 10^4.$$

Коэффициент теплоотдачи при течении воды в гладких трубках формуле (4.7):

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{эл}}^g &= 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \frac{\lambda_g}{d_{\text{вн}}} = 0,023 \cdot (5,6 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 6,8^{0,4} \cdot \frac{0,6}{0,026} = \\ &= 7165 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе с гладкими трубками выражается по формуле (4.8):

$$\begin{aligned} k_{\text{эл}} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{эл}}^g} \cdot \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + R_{\text{см}}} = \frac{1}{\frac{1}{7165} \cdot \frac{0,028}{0,026} + \frac{1}{9031} + 3,5 \cdot 10^{-5}} = \\ &= 3375 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Определим недогрев охлаждающей воды до температуры насыщения по формуле [9]:

$$\delta t = \frac{t_{2g} - t_{1g}}{\exp\left(\frac{k_{\text{эл}} \cdot F}{G_g \cdot C_p \cdot 10^3}\right) - 1} = \frac{26,8 - 15}{\exp\left(\frac{3375 \cdot 36138}{15700 \cdot 4,19 \cdot 10^3}\right) - 1} = 2,3 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.17)$$

Тогда температура насыщения в конденсаторе:

$$t'_k = t_{2g} + \delta t = 26,8 + 2,5 = 29,1 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.18)$$

Определим погрешность:

$$\Delta(t'_k) = \frac{30 - 29,1}{30} \cdot 100\% = 3 \%. \quad (4.19)$$

Так погрешность больше допустимой в 0,5% примем $t'_{\kappa} = 29,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и проведем еще одну итерацию.

Получаем:

$$t_{2\theta} = 26,4 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\alpha_n = 9275 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\alpha_{2\theta}^{\theta} = 7165 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$$

$$k = 3410 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\delta t = 2,7 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t'_{\kappa} = 29,1 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta(t'_{\kappa}) = \frac{29,1 - 29,1}{29,1} \cdot 100\% = 0 \text{ } \%$$

Полученная погрешность меньше 0,5%, значит расчет проведен верно.

Тогда давление в конденсаторе:

$$P_{\kappa} = f(t'_{\kappa}) = 0,004 \text{ МПа}.$$

Поверочный расчет с применением профильных трубок

Поправку к коэффициенту теплоотдачи с водяной стороны при течении в профильных трубках применим в соответствии с формулой (4.15):

$$\alpha_{np}^{\theta} = \alpha_{2\theta}^{\theta} \cdot 1,518 = 7165 \cdot 1,518 = 10876 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}).$$

По формуле (4.16) коэффициент теплопередачи равен:

$$k_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{np}^{\theta}} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{2 \cdot \alpha_n} + R_{cm}} = \frac{1}{\frac{1}{10876} \cdot \frac{0,028}{0,026} + \frac{1}{2 \cdot 9275} + 3,5 \cdot 10^{-5}} =$$

$$= 5785 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим недогрев охлаждающей воды до температуры насыщения по формуле (4.17):

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		53

$$\delta t = \frac{t_{2\epsilon} - t_{1\epsilon}}{\exp\left(\frac{k_{np} \cdot F}{G_{\epsilon} \cdot C_p \cdot 10^3}\right) - 1} = \frac{26,8 - 15}{\exp\left(\frac{5785 \cdot 36138}{15700 \cdot 4,19 \cdot 10^3}\right) - 1} = 0,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда температура насыщения в конденсаторе с профильными трубками по формуле (4.18):

$$t'_k = t_{2\epsilon} + \delta t = 26,4 + 0,7 = 27,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Давление в конденсаторе с профильными трубками:

$$P_k = f(t'_k) = 0,0035 \text{ МПа}.$$

Поверочный расчет при модернизации действующих конденсаторов

При модернизации (замене трубок из медесодержащего сплава МНЖ5-1 на профильные трубки из нержавеющей стали 03Х17Н14М3) уже действующих в составе турбоустановки К-1000-60/1500-2 конденсаторов К-33160, принимаются их геометрические параметры:

- поверхность теплообмена $F = 33160 \text{ м}^2$;
- количество трубок $N = 26940 \text{ шт.}$

По методике, приведенной выше, получим:

$$k_{np} = 5780 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\delta t = 0,8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t'_k = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$P_k = 0,0036 \text{ МПа}.$$

4.4 Гидродинамические расчеты 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 формуле [9]:

$$\Delta P = \left(\xi_{тр} + \sum \xi \right) \frac{\rho_s^{cp} \cdot W^2}{2}, \quad (4.20)$$

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

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений, по рекомендациям в [9] для конденсаторов с U образными трубками равно 11.

Коэффициент сопротивления трению гладких трубок рассчитывается по формуле:

$$\xi_{тр} = \xi \frac{z \cdot L}{d_{вн}}, \quad (4.21)$$

где ξ – 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 104 до $5 \cdot 10^6$ нужно рассчитывать коэффициент трения по зависимости [9]:

$$\xi = (1,812 \cdot \lg Re - 1,64)^{-2} = (1,812 \cdot \lg(5,6 \cdot 10^4) - 1,64)^{-2} = 0,02. \quad (4.22)$$

Коэффициент сопротивления трению по формуле (4.21):

$$\xi_{тр} = \xi \frac{z \cdot L}{d_{вн}} = 0,02 \frac{2 \cdot 18,2}{0,026} = 28.$$

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		55

Падение напора по водяному тракту аппарата определяется по формуле (4.20):

$$\Delta P_{эл} = (\xi_{мп} + \sum \xi) \frac{\rho_в^{cp} \cdot W^2}{2} = (28 + 11) \frac{997 \cdot 2,1^2}{2} = 85,7 \text{ кПа.}$$

При применении профильных трубок.

Коэффициент сопротивления трению по формуле (4.21):

$$\xi_{мп} = \xi \frac{z \cdot L}{d_{вн}} = 0,02 \frac{2 \cdot 10,7}{0,026} = 16,5.$$

Падение напора по водяному тракту аппарата определяется по формуле (4.20):

$$\Delta P_{эл} = (\xi_{мп} + \sum \xi) \frac{\rho_в^{cp} \cdot W^2}{2} = (16,5 + 11) \frac{997 \cdot 2,1^2}{2} = 60,5 \text{ кПа.}$$

необходимо применить повышающий множитель:

$$\frac{H_{np}}{H_{эл}} = 1 + 13 \cdot \left(\frac{3h}{z \cdot S} \right) + 94 \cdot \left(\frac{3h}{z \cdot S} \right)^2 = 1 + 13 \cdot \left(\frac{3 \cdot 0,5}{2 \cdot 8} \right) + 94 \cdot \left(\frac{3 \cdot 0,5}{2 \cdot 8} \right)^2 = 2,18, \quad (4.23)$$

где h, S – параметры профильных трубок подобранные ранее.

Гидравлическое сопротивление аппарата с профильными трубками по воде:

$$\Delta P_{np} = \left(\xi_{мп} \cdot \frac{H_{np}}{H_{эл}} + \sum \xi \right) \frac{\rho_в^{cp} \cdot W^2}{2} = (16,5 \cdot 2,18 + 11) \frac{997 \cdot 2,1^2}{2} = 103,3 \text{ кПа.} \quad (4.24)$$

При модернизации уже действующих в составе турбоустановки К-1000-60/1500-2 конденсаторов К-33160, принимаются их геометрические параметры:

$$L = 14,06 \text{ м.}$$

Коэффициент сопротивления трению по формуле (4.21):

$$\xi_{мп} = \xi \frac{z \cdot L}{d_{вн}} = 0,02 \frac{2 \cdot 14,06}{0,026} = 21,6.$$

Гидравлическое сопротивление модернизируемого аппарата с профильными трубками по воде по формуле (4.24):

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		56

$$\Delta P_{np} = \left(\xi_{mp} \cdot \frac{H_{np}}{H_{zl}} + \sum \xi \right) \frac{\rho_e^{cp} \cdot W^2}{2} = (21,6 \cdot 2,18 + 11) \frac{997 \cdot 2,1^2}{2} = 127,7 \text{ кПа.}$$

Паровое сопротивление конденсатора зависит от его конструктивных и режимных параметров. Точное определение парового сопротивления расчетным путем практически невозможно, что определяется его зависимостью от ряда факторов. Применяемые в настоящее время методы базируются на анализе и обобщении опытных данных по натурным конденсаторам и носят в основном оценочный характер.

Для оценки парового сопротивления конденсатора чаще всего пользуются зависимостью, предложенной [9]:

$$\Delta P_{\kappa} = c_{\kappa} \cdot \left(\frac{3,6 \cdot G_n \cdot \sqrt{v_n}}{L \cdot d_n \cdot \sqrt{N}} \right)^{2,5} = 0,16 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{3,6 \cdot 319,6 \cdot \sqrt{37,4}}{13,7 \cdot 0,028 \sqrt{24296}} \right)^{2,5} = 2,4 \text{ кПа,}$$

где c_{κ} – коэффициент парового сопротивления конденсатора, согласно рекомендации [9] принимаем равной $0,16 \cdot 10^{-4}$;

$v_n = f(P_{\kappa}) = 37,4 \text{ м}^3 / \text{кг}$, – удельный объём пара при давлении в конденсаторе.

Выводы

Полученные результаты показывают, что применение профильных трубок поверхности теплообмена в конденсаторе, дает существенный эффект в улучшении теплообмена, что делает возможным:

– при конструировании новых конденсаторов уменьшить площадь теплообмена и длину трубок конденсатора на 40%, что ведет к соответствующему уменьшению металлоёмкости и стоимости;

– при модернизации уже действующих конденсаторов, при сохранении прежней площади теплообмена, уменьшить давление в конденсаторе на ~ 12,5%, что согласно рисунку 2.1 приводит к увеличению КПД ПТУ на 1% и соответствующему увеличению мощности ПТУ;

По результатам гидродинамического расчета, видно, что увеличение сопротивления конденсатора, не значительно и требует небольшого увеличения мощности циркуляционных насосов.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>58</i>

5. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ И РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ

Модернизация конденсаторов турбин российских АЭС с ВВЭР-1000 становится весьма актуальной при современной тенденции продления срока службы энергоблоков сверх проектного значения - предполагаемое продление ресурса составляет 30 лет.

Положительный опыт эксплуатации оборудования второго контура российских и зарубежных АЭС с теплообменными поверхностями, выполненными из нержавеющей или титановых сплавов, подтверждает необходимость замены всего медесодержащего оборудования конденсатно-питательного тракта турбин.

Негативные последствия применения сплава МНЖ5-1 связаны со следующими факторами:

- снижением теплообменных поверхностей;
- экономическими потерями, связанными с необходимостью снижения мощности или останова энергоблока для поиска и устранения протечек;
- экономическими потерями по причине выполнения работ по замене поврежденного оборудования;
- повышенной нагрузкой БОУ и, как следствие, более частой заменой дорогостоящих расходных материалов.

Повышение надежности и экономичности конденсаторов паровых турбин достигается:

- применением коррозионностойких материалов труб и трубных досок;
- обеспечением надежности и плотности закрепления труб (развальцовка и обварка охлаждающих труб в основных трубных досках);
- предотвращением стояночной коррозии (применение наклона

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		59

труб);

- правильным выбором пролетов между трубными перегородками с целью уменьшения вибрации и применением эффективной компоновки трубных пучков, обеспечивающих умеренные скорости пара;
- организацией приема пароводяных потоков, вводимых в конденсатор с целью ликвидации размывов охлаждающих труб;
- поставкой трубных пучков блоками полной заводской готовности с обеспечением необходимого контроля и высокого качества.

5.1 Расчет затрат на основные материалы

Найдем стоимость необходимых для модернизации трубок:

$$Ст.тр = N_{накат} \cdot L \cdot Ст.м.тр \cdot N_{конд} = 26940 \cdot 14,06 \cdot 400 \cdot 3 = 454,5 \cdot 10^6 \text{ руб.},$$

где $Ст.м.тр = 400$ рублей, стоимость за метр профильной трубы из нержавеющей стали марки 03X17H14M3;

$N_{конд} = 3$ число конденсаторов на АЭС.

Найдем стоимость необходимых для модернизации сопутствующих материалов:

$$Ст.мат = Ст.тр \cdot 0,003 = 454,5 \cdot 10^6 \cdot 0,003 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ руб.}$$

Найдем объём, массу и стоимость сдаваемых МНЖ трубок:

$$\begin{aligned} V_{МНЖ} &= \frac{\pi}{4} \cdot [(d_n)^2 - (d_{вн})^2] \cdot L \cdot N_{труб} = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot [0,028^2 - 0,026^2] \cdot 14,06 \cdot 26940 = 32,1 \text{ м}^3; \end{aligned}$$

$$M_{МНЖ} = N_{конд} \cdot V_{МНЖ} \cdot \rho_{МНЖ} = 3 \cdot 32,1 \cdot 8600 = 828 \text{ т};$$

$$Ст.мнж = M_{МНЖ} \cdot Ст.лом = 828 \cdot 150000 = 124,2 \cdot 10^6 \text{ руб.},$$

где $\rho_{МНЖ} = 8600 \text{ кг/м}^3$ плотность МНЖ5-1;

$Ст.лом = 150000$ руб. цена лома МНЖ5-1 за тонну.

Материальные затраты на модернизацию конденсаторов составили:

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		60

Общая численность работающих на модернизации конденсаторов:

$$P^{об} = P_{сн}^{осн} + P_{сн}^{всн} + P_{сн}^{имп} = 20 + 5 + 2 = 27 \text{ чел.}$$

5.3 Расчет фонда заработной платы

Основная заработная плата производственных рабочих отражает заработную плату рабочих и инженерно-технических работников, непосредственно участвующих в модернизации:

$$ЗП_{осн} = З_{ср.м} \cdot P^{об} \cdot 3_{мес} = 18825 \cdot 27 \cdot 3 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ руб.}$$

где $З_{ср.м}$ - средняя месячная заработанная плата одного производственного работающего.

К дополнительной заработной плате относятся оплата очередных и дополнительных отпусков, компенсации за неиспользуемый отпуск, оплата перерывов в работе кормящих матерей, оплата за время, использованное работником на выполнение государственных и общественных обязанностей, и другие выплаты, предусмотренные трудовым законодательством, за не проработанное на производстве время.

Дополнительная заработная плата укрупнено берется 9% от основной заработной платы:

$$ЗП_{доп} = З_{осн} \cdot 9\% = 1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,09 = 135000 \text{ руб.}$$

В случае превышения заработной платы работников над нормативной, для последующих расчетов берется нормативная заработная плата с пересчетом превышения.

Отчисления на социальные нужды начисляются с основной и дополнительной заработной платы:

$$З_{отч} = (ЗП_{осн} + ЗП_{доп}) \cdot 31,7\% = (1,5 \cdot 10^6 + 127068) \cdot 0,317\% = 475,5 \cdot 10^3 \text{ руб.}$$

где 31,7-коэффициент, учитывающий отчисления:

- в пенсионный фонд – 22%;
- в соцстрах – 2,9%;
- в медицинское страхование – 5,1%;

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		62

– отчисление от несчастного случая – 1,7%.

5.4 Расчет увеличения общепроизводственных расходов

Найдем увеличение мощности циркуляционных насосов из-за увеличения гидравлического сопротивления конденсаторов:

$$\Delta N_n = \frac{(\Delta P_{накат} - \Delta P_{гладк}) G_B}{\rho_g \eta_{насос}} \cdot N_{насосов} = \frac{(127,7 - 76,0) \cdot 15700}{997 \cdot 0,75} \cdot 3 = 3,3 \text{ кВт.}$$

Найдём увеличение расхода электроэнергии на собственные нужды за год:

$$Q_{насос} = \Delta N_n \cdot \tau = 3,3 \cdot 7440 = 24,5 \cdot 10^3 \text{ кВт/ч.}$$

Определяем время работы оборудования в течение года:

$$\tau = \tau_2 - \tau_n,$$

где τ_n – время проведения ППР, ч;

$$\tau = 8640 - 1200 = 7440 \text{ ч.}$$

Определим стоимость увеличившегося расхода электроэнергии за год:

$$C_n = Q_{насос} C_{кч},$$

$$C_n = 24,5 \cdot 10^3 \cdot 1 = 24,5 \cdot 10^3 \text{ руб.},$$

где $C_{кч} \approx 1,00$ – отпускная цена за 1 Вт/ч на АЭС, руб.

5.5 Расчет стоимости дополнительно выработанной электроэнергии

При модернизации конденсатора базового объекта давление в конденсаторе составит 0,0036 Мпа.

Таким образом из рисунка 2.1 находим изменение термического КПД:

$$\Delta \eta_t \approx 1 \text{ – изменение термического КПД, \% .}$$

Находим прибавку мощности турбогенератора:

$$\Delta N = \Delta \eta_t N,$$

где $N = 1000$ – номинальная мощность турбоустановки К-1000-60/1500-2, МВт;

									ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						63

$$\sum_{t=1}^T \frac{П_t}{(1+r)^t} = K;$$

$$\sum_{t=1}^{30} \frac{(74,40 - 0,0245) \cdot 10^6}{(1+r)^t} = 363,81 \cdot 10^6;$$

$$r = 21 \%$$

Экономический смысл *IRR* следующий: значение *IRR* соответствует действительной эффективной доходности инвестиций в проект с учетом фактора времени. Проект считается экономически эффективным, если *IRR* превышает действующее на момент оценки значение ставки по депозитам надежного банков (15%)

5.7 Калькуляция

В таблице 5.1 приведена калькуляция полученных экономических показателей.

Таблица 5.1 – Калькуляция полученных экономических показателей

Наименование статей	Показатели
Сырье и основные материалы, руб	456,0000 · 10 ⁶
Возвратные отходы, руб	124,2000 · 10 ⁶
Итого: за вычетом отходов, руб	331,8000 · 10 ⁶
Транспортно-заготовительные расходы, руб	29,9000 · 10 ⁶
Основная зарплата, руб	1,5000 · 10 ⁶
Дополнительная зарплата, руб	0,1350 · 10 ⁶
Отчисления на социальные нужды, руб	0,4750 · 10 ⁶
Итого: капиталовложения, руб	363,8100 · 10 ⁶
Увеличение эксплуатационных расходов в год, руб	0,0245 · 10 ⁶
Дополнительная выработка электроэнергии, кВт/ч	74,4000 · 10 ⁶
Дополнительная выручка в год, руб	74,4000 · 10 ⁶

Продолжение таблицы 5.1

Итого: дополнительная выручка за вычетом увеличения эксплуатационных расходов в год, руб	74,3755·10 ⁶
Чистый приведенный доход, руб	124,5000·10 ⁶
Индекс рентабельности проекта	1,4
Срок окупаемости инвестиций, год	9,5
Внутренняя норма доходности, %	21

6. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕСТВЕННОСТЬ

Т.к. темой дипломного проекта является модернизация конденсаторов паротурбинной установки АЭС, расположенных в турбинном цеху, то в данном разделе будет рассмотрена производственная безопасность именно этого цеха.

Современная цивилизация столкнулась с огромной проблемой, заключающейся в том, что основа бытия общества – промышленность, сконцентрировав в себе колоссальные запасы энергии и новых материалов, стала угрожать жизни и здоровью людей, окружающей среде. Человек, работая на промышленном предприятии, постоянно подвергается воздействию различных опасностей. Средства массовой информации практически ежедневно сообщают об очередных инцидентах, авариях, катастрофах и др. происшествиях на производстве, повлекших за собой заболевания, гибель людей и материальный ущерб. Причинами подобных явлений могут быть несовершенство технологических процессов и оборудования, износ технологического оборудования и его отдельных деталей, использование в качестве сырья и материалов горючих, агрессивных и токсических веществ, некомпетентность и ошибочные действия производственного персонала и многие другие. В реальных производственных условиях часто возникают ситуации, когда здоровье, а иногда и жизнь человека, зависят только от его своевременных и грамотных действий.

Оперативный, оперативно-ремонтный и ремонтный персонал АЭС проходит следующие обязательные формы производственно-технического обучения: инструктажи, противоаварийные и противопожарные тренировки, учебу по специальности и по вопросам техники безопасности в учебно-тренировочном центре.

В турбинном цехе (ТЦ) присутствуют факторы, представленные в таблице 6.1.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		69

Таблица 6.1 – Опасные и вредные производственные факторы ТЦ

Группы	Виды опасных и вредных факторов
<i>Физические</i> Опасные	Движущиеся машины и механизмы производственного оборудования (в т.ч. грузоподъемные)
	Электрический ток
	Электрическая дуга и металлические искры при сварке
	Статическое электричество
	Острые кромки, заусеницы и шероховатость на поверхности инструментов
	Расположение рабочего места на значительной высоте
<i>Физические</i> Вредные	Отклонение показателей микроклимата в помещении
	Превышение уровней шума
	Превышение уровней вибрации
	Превышение уровней электромагнитных и ионизирующих излучений
	Недостаточная освещенность рабочей зоны
<i>Химические</i> Вредные	Повышенная запыленность и загазованность рабочей зоны
<i>Психо-физиологические</i> Вредные	Степень нервно-эмоционального напряжения
	Тяжесть и напряженность физического труда
	Монотонный режим работы
	Эмоциональные стрессы

Вредные и опасные физические производственные факторы, мероприятия в рамках устойчивого развития будущих поколений и защита в чрезвычайной ситуации, рассмотрены в приложении А.

7. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ КОНДЕНСАТОРА

Замкнутость пароводяного цикла электростанций предопределяет необходимость конденсации всего расхода пара, проработавшего в турбине. Этот процесс осуществляется в конденсационной установке при постоянном давлении за счет нагрева охлаждающей воды, температура которой ниже температуры насыщения пара. Процесс конденсации может идти при любом давлении. Однако, чем меньше температура отвода теплоты цикла (что соответствует более низкому давлению конденсации), тем выше тепловая экономичность паротурбинной установки при неизменных начальных параметрах.

Таким образом, для создания высокоэкономичного двигателя на водяном паре необходимо обеспечивать конденсацию отработавшего водяного пара при низком давлении.

Для этой цели служит конденсатор, работа которого обеспечивается целым рядом дополнительных устройств. Совокупность конденсатора и обслуживающих его устройств называется конденсационной установкой.

В состав конденсационной установки входит следующее оборудование:

- конденсаторы пара, отработавшего в турбине;
- насосы, откачивающие конденсат и подающие его в систему регенерации;
- основные и пусковые эжекторы, обеспечивающие вакуум в конденсаторе;
- охладители (конденсаторы) пара после отсасывающих устройств (эжекторов);
- установка для очистки конденсата и другое оборудование, включенное в тракт основного конденсата до первого регенеративного подогревателя.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		71

Конденсационная установка паровой турбины предназначена для:

- создания и поддержания вакуума с целью повышения КПД турбоустановки путем снижения температуры (и, следовательно, давления) пара за последней ступенью турбины за счет увеличения теплоперепада турбины;
- конденсации отработанного пара при низком давлении для замыкания пароводяного цикла.
- осуществления деаэрации конденсата и других потоков, направляемых в конденсатор, с целью освобождения конденсата от кислорода.

Конденсатор в мощных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках или резких изменениях нагрузки, когда котел или парогенераторы блока АЭС вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, пар направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потери дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу. Для возможности принятия такого "сбросного" пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

Кроме того, в конденсатор обычно направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

Конденсационная установка относится к системе нормальной эксплуатации, важной для безопасности, нарушение в работе, которой может привести к останову блока либо ограничению мощности.

7.1 Контроль работы конденсационной установки

Основными показателями, характеризующими работу конденсатора, являются: давление отработавшего пара P_k и температурный напор Δt при заданных значениях паровой нагрузки, расхода и температуры охлаждающей воды на

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		72

входе в конденсатор. Давление в конденсаторе определяют как разность показаний барометра и вакуумметра, подключенного к конденсатору.

Для контроля за работой конденсационной установки в эксплуатационных условиях производится периодическое измерение следующих величин: разрежения в конденсаторе H ; барометрического давления B ; температуры воды на входе в конденсатор $t_{1в}$; температуры воды на выходе из конденсатора $t_{2в}$; температуры пара на входе в конденсатор $t_{п}$; температуры конденсата на выходе из конденсатора $t_{к}$; давления воды до и после конденсатора.

Анализ значений измеренных величин позволяет судить о режиме работы конденсатора и об имеющихся отклонениях от нормального режима.

Общепринятым методом контроля за работой конденсационной установки является регулярное сравнение фактических эксплуатационных показателей его работы с нормативными показателями, полученными на основании испытаний однотипного оборудования при заведомо исправном и чистом состоянии всех элементов установки. Такими показателями являются давление в конденсаторе P_k , нагрев охлаждающей воды в конденсаторе Δt , температурный напор δt .

Повышение P_k по сравнению с типовой характеристикой при одинаковых режимах указывает на то, что турбина работает с перерасходом теплоты или при заданном расходе пара ее мощность будет ниже номинальной.

Увеличение δt говорит об уменьшении коэффициента теплопередачи в конденсаторе, вызванном или большим присосом воздуха в вакуумную часть турбины, или загрязнением поверхности охлаждения, или тем и другим. Увеличение Δt указывает на недостаток охлаждающей воды и уменьшение вследствие этого кратности охлаждения.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		73

7.2 Разработка структуры и схемы системы теплотехнического контроля конденсатора

При разработке структуры системы теплотехнического контроля (СТТК) определяются основные элементы и связи между этими элементами.

В таблице 7.1 приведён перечень контролируемых технологических параметров и технических средств автоматизации.

Таблица 7.1 - Перечень контролируемых параметров

Параметр	Форма представления информации			
	БЦУ			
	Постоянно	Регистрация	Сигнализация	Измерение
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	+			+
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора	+		+	+
Давление в конденсаторе	+	+	+	+
Уровень воды в конденсаторе	+	+	+	+
Расход охлаждающей воды на входе в конденсатор	+	+	+	+
Расход охлаждающей воды на выходе из конденсатора	+	+	+	+
Расход пара на входе в конденсатор	+		+	+
Температура конденсата на выходе из конденсатора	+		+	+

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ФЮРА.693450.001 ПЗ

Лист

74

Наличие знака “+” в той или иной графе означает выполнение соответствующей функции измерения, регистрации или вычисление технико-экономических показателей. Наличие знака “+” в графе “Сигнализация” означает выполнение функции сигнализации при достижении технологическим параметром заданного значения выше или ниже номинальной величины.

Наименование функции “Постоянно” означает измерение технологического параметра с помощью индивидуального измерительного прибора. Наименование функции “Сигнализация” означает автоматическую подачу светового сигнала на панель приборов или монитор оператора. Наименование функции “Регистрации” означает автоматическую запись мгновенных значений технологического параметра, его усреднение за заданный интервал времени величины или величины отклонения параметра от заданного значения. Запись выполняется на “жесткий” диск ЭВМ и на диаграммной ленте.

Измеряемые величины служат для:

- контроля параметров и оперативной информации персонала;
- регистрирования параметров и их сохранения для последующего анализа режимов работы и выявления причин отклонения от нормальных условий;
- сигнализации нормального режима и отклонений от нормального режима (предупредительная световая и звуковая сигнализация);
- сигнализации аварийного состояния (аварийная световая и звуковая сигнализация);
- управления блокировками в системах и оборудовании, направленными на возврат системы в нормальный режим работы;
- управления защитами системы и оборудования для предотвращения повреждений и прекращения развития или ликвидации возможной аварии.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		75

Наблюдение за ходом технологических процессов и режимами работы оборудования осуществляется дистанционно путем контроля технологических параметров.

Контроль технологических параметров систем производится:

При разработке функциональной схемы и выборе технических средств учтены особенности технологического процесса, агрессивность и токсичность окружающей среды, параметры и физико-химические свойства технологических сред, расстояние от мест установки датчиков, отборных и приемных устройств до пунктов контроля, требуемую точность и быстродействие средств автоматизации. Технологическое оборудование изображено на функциональной схеме ФЮРА.421000.007 С2.

7.3 Выбор технических средств и составление заказной спецификации

В качестве первичных преобразователей температуры выбираем термопреобразователи сопротивления (ТПС) производство ПГ «Метран», тип ТПС – ТСП - 0193 Данные ТПС предназначены для измерения температуры жидких и газообразных сред (в т.ч. агрессивных, которые не разрушают защитную арматуру изделия). Для преобразования сигналов от термопреобразователей сопротивления в унифицированные сигналы постоянного тока 4...20 мА выбираем преобразователь измерительный нормирующий серии Ш-9321[12].

В качестве преобразователя давления выбираем преобразователь типа Метран - 43 -ДИ, который обеспечивает непрерывное преобразование значение избыточного давления. Метран - 43 - ДИ предназначен для преобразования давления рабочих сред: жидкостей, газа и пара. Предел основной допускаемой погрешности $\pm 0,5\%$, выходной сигнал 4...20 мА.

Выбираем уравнительный сосуд СУ – 1-01-А, который предназначен для постоянства равенства уровней конденсата в соединительных линиях, передающих перепад давлений от диафрагмы к датчикам разности давлений.

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		76

В качестве преобразователя давления выбираем датчик Метран 150, т.к. данный измерительный преобразователь имеет унифицированный выходной сигнал, высокую степень надежности и точности, при относительной простоте установки.

В качестве расходомерных измерительных приборов для трубопроводов больших диаметров с большими расходами воды применим электромагнитный расходомер ЭМИС-МАГ 270. Предел допускаемой приведенной погрешности $\pm 0,5\%$, выходной сигнал 4...20мА. Для измерения расхода пара возьмём погружной вихревой расходомер ЭМИС-ВИХРЬ 205. Предел основной допускаемой погрешности $\pm 2\%$, выходной сигнал 4...20 мА.

В качестве многоканального показывающего, сигнализирующего и регистрирующего прибора выбираем Технограф-160-1 выпускаемые ПГ «Метран» предназначенный для измерения, регистрации и сигнализации температуры, давления, расхода и уровня. Принимающий на вход унифицированный токовый сигнал 0...20 мА. Прибор обеспечивает преобразование входного сигнала в цифровой сигнал для обмена данными с ЭВМ.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		77

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Атомные электростанции: учебное пособие / А.М. Антонова, А.В. Воробьев; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 275 с.
2. Бродов Ю. М., Пермяков В. А. Эффективность применения профильных труб в подогревателях и конденсаторах паровых турбин по результатам промышленных испытаний //Повышение эффективности трубных поверхностей теплообменного энергооборудования. Л.: Труды НПО ЦКТИ, 1987. № 236. С. 55-62.
3. Внедрение профильных витых труб в теплообменные аппараты паровых турбин / Л . П. Сафонов, В. А. Пермяков, Ф. З. Ратнер др. // Энергомашиностроение. 1987. №7. С. 44 - 47.
4. Жукаускас А. А., Улинскас Р. В., Закревский В. Ф. Метод выявления эффективных теплообменных поверхностей // Труды Академии наук Литвы. Сер. Б. 1980. Т. 4 (119). С. 53-59.
5. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977.
6. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981.
7. Дрейцер Г.А., Дзюбенко Б.В., Якименко Р.И. Интенсификация теплообмена и анализ методов сравнения теплогидравлической эффективности теплопередающих поверхностей. // Труды Второй Российской национальной конференции по теплообмену. –М.: МЭИ.1998.Т.6.С. 99-102.
8. Интенсификация теплообмена в каналах/ Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990.- 208 с.
9. Расчет теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учебное пособие / Ю.М. Бродов, М.А. Ниренштейн. Екатеринбург: УГТУ, 2001. 373 с.
10. Коррозионностойкие, жаростойкие и высокопрочные стали и сплавы: справ. изд. / А.П. Шлямнев, и др. – М.: Интермет Инжиниринг, 2000. 232 с.

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		79

11. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учебное пособие / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, Г.Д. Бухман и др. Екатеринбург: УГТУ, 1996. 298 с.
12. Проектирование систем автоматического контроля и регулирования: учебное пособие / А.В. Волошенко, Д.Б. Горбунов. – Томск: Изд-во ТПУ, 2008. – 109 с.
13. Санитарные правила и нормы. СанПиН 2.2.4.548-96. «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений».
14. ГОСТ 12.1.002–84 «ССБТ. Электрические поля промышленной частоты. Допустимые уровни напряженности и требования к проведению контроля на рабочих местах».
15. Санитарные правила и нормы. СанПиН 2.6.1.2523-09 «Нормы радиационной безопасности (НРБ-99/2009)».
16. ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ. Шум. Общие требования безопасности».
17. ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вибрационная безопасность».
18. ГОСТ 12.1.033-81 «Система стандартов безопасности труда. Пожарная безопасность».
19. НПБ 105-03 «Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности».
20. ГОСТ 12.1.044-89 «Система стандартов безопасности труда. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения».

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>80</i>

Приложение А
(обязательное)

Социальная ответственность

А.1 Вредные физические производственные факторы

Метеорологические условия работы в помещениях

Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений согласно [13].

Турбинный цех относится к категории Па - работы с интенсивностью энергозатрат 151 – 200 ккал/ч, связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких (до 1 кг) изделий или предметов в положении стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения.

Допустимые параметры микроклимата производственных помещений представлены в таблице А.1.

Таблица А.1 – Допустимые параметры микроклимата на рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей, t°С	Относительная влажность воздуха, φ%	Скорость движения воздуха, м/с	
					Если t° < t° _{опт}	Если t° > t° _{опт}
хол.	Па	17,0-23,0	16,0 - 24,0	15 – 75	0,2	0,4
тепл.	Па	18,0-27,0	14,0 - 27,0	15 - 75	0,2	0,5

На АЭС предусмотрены приточно-вытяжные общеобменная и местная вытяжная система вентиляции.

Электромагнитное излучение

Электрическая часть АЭС имеет в своем составе большое количество мощного оборудования, которое является мощным источником электромагнит-

ного излучения. В первую очередь это генератор, блочный трансформатор, токопроводы, открытое распределительное устройство и воздушные линии электропередач. Электромагнитные поля, возникающие в районах расположения этого оборудования, оказывают угнетающее влияние на нервную систему человека, способствуя ее истощению, а также способствуют свертыванию белка в организме. Для уменьшения влияния электромагнитных излучений высоковольтное оборудование окружается экранирующими металлическими решетками, которые обеспечивают необходимые уровни напряженности электрических полей в машинном зале.

В соответствии с [14] нормы допустимых уровней напряженности электрических полей зависят от времени пребывания человека в контролируемой зоне. Работа в условиях облучения электрическим полем с напряженностью 20–25 кВ/м продолжается не более 10 минут. При напряженности не выше 5 кВ/м присутствие людей в рабочей зоне разрешается в течение 8 часов.

Освещение

Рациональное освещение производственных помещений и рабочих мест на АЭС имеет большое значение, когда в большинстве помещений отсутствует естественное освещение, т.к. большие объемы оборудования находятся ниже уровня земли или в глубине машинного зала. На АЭС предусматривается естественное, совмещенное и искусственное освещение. Для освещения помещений применяются газоразрядные, люминесцентные, металлогенные, натриевые, ксеноновые.

Характеристика зрительной работы в турбинном цехе относится к работе высокой точности. Взаимосвязь нормируемых параметров освещения с характеристиками зрительных работ представлены в таблице А.2.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		82

Таблица А.2 – Взаимосвязь нормируемых параметров естественного и искусственного освещения с характеристиками зрительных ТЦ

Характеристика зрительной работы	Наименьший или эквивалентный размер объекта различения мм	Разряд зрительной работы	Подразряд зрительной работы	Относительная продолжительность зрительной работы %	Освещенность на рабочей поверхности от системы общего искусственного освещения, лк	Средний КЕО при верх-нем или верхнем и боко-вом освеще-	Минимальный КЕО при боковом освещении,
1	2	3	4	5	6	7	8
Различение объектов при фиксированной линии зрения							
Высокой точности	0,3-0,5	Б	1	≥70	300	3,0	1,2
			2	<70	200	2,5	1,0
Обзор окружающего пространства							
Средняя насыщенность	-	Д	-	-	200	2,5	0,7
Общая ориентировка в пространстве интерьера							
Малое скопление людей	-	Ж	2		50	-	-
Общая ориентировка в зонах передвижения							
Малое скопление людей	-	3	2		20	-	-

Ионизирующее излучение

В действующих нормативных документах [15] установлены следующие основные принципы обеспечения радиационной безопасности:

- не превышение допустимых пределов индивидуальных доз облучения граждан от всех источников излучения;
- запрещение всех видов деятельности по использованию источников излучения, при которых полученная для человека и общества польза не превышает риск возможного вреда, причиненного дополнительным облучением;

– поддержание на возможно низком и достижимом уровне с учетом экономических и социальных факторов индивидуальных доз облучения и числа облучаемых лиц при использовании любого источника излучения.

В условиях нормальной эксплуатации источников ионизирующего излучения пределы доз облучения в течение года устанавливаются исходя из следующих значений индивидуального пожизненного риска:

- для персонала - $1,0 \times 10^{-3}$;
- для населения - $5,0 \times 10^{-5}$.

Для категорий облучаемых лиц устанавливаются два класса нормативов:

- основные пределы доз, приведенные в таблице А.3;

Таблица А.3 – Основные пределы доз

Нормируемые величины	Пределы доз	
	персонал (группа А)	Население
Эффективная доза	20 мЗв в год в среднем за любые последовательные 5 лет, но не более 50 мЗв в год	1 мЗв в год в среднем за любые последовательные 5 лет, но не более 5 мЗв в год
Эквивалентная доза за год в хрусталике глаза, коже, кистях и стопах	50 мЗв	15 мЗв
	500 мЗв	50 мЗв
	500 мЗв	50 мЗв

– допустимые уровни монофакторного воздействия (для одного радионуклида, пути поступления или одного вида внешнего облучения), являющиеся производными от основных пределов доз: пределы годового поступления, допустимые среднегодовые объемные активности, среднегодовые удельные активности и другие.

По факту индивидуальные дозы облучения персонала АЭС существенно ниже предельно допустимой дозы, а фактическая облучение населения проживающего около АЭС оказывается в десятки раз меньше, чем допустимые уровни.

Шум и вибрация

В результате гигиенических исследований установлено, что шум ухудшает условия труда, оказывая на организм вредное воздействие. При длительном воздействии шума на организм происходят нежелательные явления: снижается острота слуха и зрения, повышается кровяное давление, снижается внимание. Сильный продолжительный шум может быть причиной функциональных изменений сердечно-сосудистой и нервной систем.

Источником возникновения шума и вибрации являются вращающиеся машины, технологические установки и аппараты. В ТЦ это турбогенератор, теплообменные аппараты, деаэратор и т.д. По временным характеристикам шум подразделяется на постоянный и непостоянный. [16] устанавливает предельно-допустимые условия шума на рабочих местах.

В таблице А.4 приведены допустимые значения уровней шума на площадке обслуживания турбогенераторов и другого турбинного оборудования. Таблица А.4 – Допустимые значения уровней звукового давления в октавных полосах частот, эквивалентных и максимальных уровней звука

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных								Уровни звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Площадка обслуживания турбогенераторов и другого турбинного оборудования	103	96	91	88	85	83	81	83	90

Для предупреждения вредного воздействия шума применяется комплекс защитных мероприятий. Основное мероприятие для защиты от шума - снижение его в источнике, высокое качество изготовления и правильная эксплуатация. Для

Вибробезопасность труда на предприятиях должна обеспечиваться:

- поддержанием состояния машин, параметров технологических процессов и элементов производственной среды на предусмотренном уровне, своевременным проведением планово-предупредительного ремонта машин;
- совершенствованием режимов работы машин и элементов производственной среды;
- улучшением условий труда (в т.ч. снижением или исключением действия сопутствующих неблагоприятных факторов);
- введением и соблюдением режимов труда и отдыха, в наибольшей мере снижающих неблагоприятное воздействие вибрации на человека;
- контролем вибрационных характеристик машин и вибрационной нагрузки на оператора;

Режим труда должен устанавливаться при показателе превышения вибрационной нагрузки на оператора не менее 1 дБ (в 1,12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза).

При показателе превышения более 12 дБ (в 4 раза) запрещается проводить работы и применять машины, генерирующие такую вибрацию.

Режим труда должен устанавливать требования:

- по рациональной организации труда в течение смены;
- по сокращению длительности непрерывного воздействия вибрации на рабочего и введению регулярно повторяющихся перерывов (защита временем).

А.2 Опасные физические производственные факторы

Пожаровзрывобезопасность

Согласно [18] понятие пожарная безопасность означает состояние объекта, при котором с установленной вероятностью исключается возможность возникновения и развития пожара и воздействия на людей опасных факторов режима, а также обеспечивается защита материальных ценностей.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		87

Пожарная безопасность на предприятиях обеспечивается системой предотвращения пожара путем организационных мероприятий и технических средств, обеспечивающих невозможность возникновения пожара, а также системой пожарной защиты, направленной на предотвращение воздействия на людей опасных факторов пожара и ограничения материального ущерба от него.

Опасными факторами пожара для людей являются открытый огонь и искры, повышенная температура воздуха и предметов, токсичные продукты горения, дым, пониженная концентрация кислорода в воздухе, обрушение и повреждение зданий, сооружений, установок, а также взрывы.

Система пожарной защиты предусматривает следующие меры: максимально возможное применение негорючих и трудногорючих веществ и материалов в производственных процессах, изоляцию горючей среды, ограничение количества горючих веществ и их размещения, предотвращение распространения пожара, применение средств пожаротушения, применение конструкций производственных объектов с регламентированным пределом их огнестойкости и горючести, эвакуацию людей в случае пожара, применение средств коллективной и индивидуальной защиты от огня, применение средств пожарной сигнализации и средств извещения о пожаре, организацию пожарной охраны объекта.

Турбинный цех в соответствии со [18] относится к «категории В4» к этой категории относится производства, в которых используется горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы (в том числе пыли и волокна), вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть.

Основные средства противопожарной защиты предприятий определяются стандартами [19,20]

Пены применяют для тушения твердых и жидких веществ, не вступающих во взаимодействия с водой. При тушении пожаров инертными газообразными разбавителями используют двуокись углерода, азот, дымовые или отработавшие газы, пар, а также аргон и другие газы.

					ФЮРА.693450.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		88

Широко используют порошковые составы. По области применения эти составы подразделяют на порошки общего и специального назначения. Первые, предназначены для тушения древесины и ряда других углеродосодержащих твердых материалов, а также ЛВЖ и ГЖ.

Электробезопасность

Электробезопасность – система мероприятий и средств, обеспечивающих защиту людей от вредного и опасного воздействия электрического тока, электромагнитного поля и статического электричества.

Проходя через живые ткани, электрический ток оказывает термическое, электрическое и биологическое воздействия. Это приводит к различным нарушениям в организме, вызывая как местное поражение тканей и органов, так и общее поражение организма.

Турбинный цех относится к помещениям с повышенной опасностью поражения электрическим током, так как все оборудование и несущие конструкции – металлические. Для предотвращения поражения электрическим током применяют изоляцию токоведущих частей (защитное изолирование), находящихся под напряжением, для случайного прикосновения; электрическое разделение сети; устранение опасности поражения при появлении напряжения на корпусах, кожухах и других частях электрооборудования, что достигается использованием двойной изоляции, выравниванием потенциала, защитным заземлением, занулением, защитным отключением, индивидуальные защитные средства.

А.3 Мероприятия в рамках концепции устойчивого развития будущих поколений

В данном разделе рассмотрены методы утилизации теплообменных трубок конденсатора, при их замене.

При замене теплообменных трубок конденсаторов образуется большое количество лома цветных металлов, который необходимо утилизировать.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		89

На данный момент существуют следующие виды переработки твердых отходов: складирование, захоронение, рециклизация (вторичная переработка). Последний способ является наиболее эффективным способом избавления от отходов как с экономической, так и с экологической точки зрения.

Теплообменные трубки конденсаторов не являются опасными отходами, поскольку являются элементами оборудования второго контура, и к ним не предъявляется особых требований по безопасности, поэтому они могут подвергаться вторичной переработке.

АЭС утилизацией отходов не занимается, а лишь собирает и упаковывает отходы в соответствующую тару и отправляет на утилизацию на предприятия, имеющие лицензию на осуществление деятельности по обращению с соответствующими отходами, с которыми подписаны договора.

Все отходы предприятия подлежат, в основном временному хранению, сортировке и механической обработке или вывозу сторонними организациями на переработку или размещение.

Металлоотходы на АЭС сначала сортируются, затем подвергаются механической обработке: рубке, резке, пакетированию и брикетированию. Металлическая стружка собирается в металлическую емкость в ремонтно-механической мастерской, а металлолом, до окончания работ, на специально отведенных, забетонированных площадках цехов, в которых ведется данная работа. По окончании работ металлолом по весу сдается на центральный склад отдела материального снабжения. Металлолом вывозится на вторичную переработку, в соответствии с планом проведения работ.

А.4 Защита в чрезвычайной ситуации

В данном разделе рассмотрена чрезвычайная ситуация, связанная с повреждением циркуляционных трубопроводов и действия персонала по предотвращению этой аварии.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>90</i>

Одной из чрезвычайных ситуаций которая может произойти в машзале АЭС может быть разрыв циркуляционных трубопроводов.

Повреждения циркуляционных трубопроводов могут произойти в следующих случаях:

- эрозионного износа;
- гидравлического удара в трубопроводах;
- недостаточной компенсации тепловых расширений при заземлении на опоре;
- неисправности подвижных опор;
- некачественной сварки трубопроводов.

Характерными признаками повреждения трубопроводов циркуляционной воды являются:

- внезапное появление шума и ударов в зоне расположения трубопроводов;
- уменьшение расхода охлаждающей воды;
- уменьшение вакуума в конденсаторах;
- заполнение водой подвального помещения.

При появлении указанных признаков повреждения трубопроводов циркуляционной воды оперативный персонал обязан обеспечить:

- безопасность людей;
- сохранность оборудования;
- выполнение графика электрической нагрузки;
- выяснить причины аварии и принять меры к ее ликвидации.

При разрыве трубопроводов циркуляционной воды необходимо:

- отключить поврежденный трубопровод;
- отключить циркуляционный насос соответствующего трубопровода;
- вывести всех людей из опасной зоны;
- закрыть проходы в опасную зону;
- вывесить предупреждающие плакаты;

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>91</i>

- в зоне затопления во избежании коротких замыканий и поражения людей электрическим током отключить электрооборудование;
- оповестить руководство о произошедшем происшествии;
- в случае необходимости вызвать оперативные службы;
- в случае необходимости эвакуировать раненых в безопасное место и оказать доврачебную помощь;
- в случае необходимости (при невозможности отключить поврежденный участок трубопровода) – отключить турбо агрегат и снизить мощность реактора.

					<i>ФЮРА.693450.001 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		92