

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

Институт Энергетический институт (ЭНИН)
Специальность 140404 Атомные электрические станции и установки
Кафедра Атомных и тепловых электростанций (АТЭС)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

Тема работы
ПРОЕКТ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СИСТЕМАХ БЕЗОПАСНОСТИ ЭНЕРГОБЛОКА ВВЭР

УДК 621.311.25:621.039.577:621.182-048.35

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5001	Риммер Эдуард Валерьевич		

Руководитель

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

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

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

По разделу «Социальная ответственность»

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

По разделу «Автоматизация технологических процессов»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры автоматизации технологических процессов	Иванова Е.В.	к.ф.-м.н.		

Нормоконтроль

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

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

Томск – 2016 г

РЕФЕРАТ

Пояснительная записка 101 с., 13 рисунков, 13 таблиц, 8 источников, 4 приложения.

Ключевые слова: система аварийно-планового расхолаживания (САПР); теплообменник, интенсификация; кольцевые турбулизаторы.

Объектом исследования является теплообменный аппарат в системе САПР.

Целью проекта является технико-экономическое обоснование модернизации теплообменника или замены его на другой тип.

В процессе работы проводились исследования целесообразности замены гладких труб на трубки с кольцевыми турбулизаторами в кожухотрубном теплообменнике, а также замены кожухотрубного теплообменника на пластинчатый.

Основными рассматриваемыми характеристиками являлись коэффициент теплопередачи, площадь теплообмена, габаритные размеры аппаратов, стоимость оборудования и эксплуатации.

Исследуемый аппарат применяется в системе низкого давления аварийно-планового расхолаживания реакторной установки.

С точки зрения экономической эффективности проект оправдан. В ходе оценки учитывались цены теплообменных аппаратов, затраты на транспортировку, обслуживание, замену.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

ОБОЗНАЧЕНИ И СОКРАЩЕНИЯ

АЭС – атомная электрическая станция;

ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор;

ГЦК – главный циркуляционный контур;

ЗПА – запроектная авария;

НЭ – нормальная эксплуатация;

ННЭ – нарушение нормальной эксплуатации;

ПА – проектная авария;

ПДК – предельно допустимая концентрация;

ПДУ – предельно допустимый уровень;

РО – реакторное отделение;

САОЗ – система аварийного охлаждения зоны;

САПР – система аварийного и планового расхолаживания;

САР – система автоматизированного регулирования;

СИЗ – средство индивидуальной защиты;

СТТК – система теплотехнического контроля;

ТО – теплообменный аппарат;

ЭМИ – электромагнитное излучение

ЭМП – электромагнитное поле.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	11
1. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И СИСТЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ ЭНЕРГОБЛОКА ВВЭР-1200	12
1.1 Основное оборудование	12
2. ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ ВКР	18
3. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА И РАСЧЕТЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ	24
3.1 Блок-схемы расчетов теплообменника	24
3.2 Расчет кожухотрубного ТО с гладкими трубками	29
3.2.1 Конструкторский и тепловой расчет	29
3.2.2 Проверка алгоритма проектного расчета	36
3.2.3 Гидродинамический расчет	37
3.3 Расчет кожухотрубного ТО с трубками с кольцевыми турбулизаторами	40
3.3.1 Конструкторский и тепловой расчет	40
3.3.2 Проверка алгоритма проектного расчета	47
3.3.3 Гидродинамический расчет	49
3.4 Расчет пластинчатого ТО	53
3.4.1 Конструкторский и тепловой расчет	53
3.4.2 Гидродинамический расчет	56
4. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ ЗАМЕНЫ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА НА ПЛАСТИНЧАТЫЙ	60
4.1 Экономический эффект при новом строительстве	60
4.2 Экономический эффект от реконструкции	65
4.3 Расчет срока окупаемости	69
5. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ	70
5.1 Опасные физические и производственные факторы	70
5.2 Воздействия на окружающую природную среду	74
5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	75

6. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ	76
ТЕПЛООБМЕННИКА САПР	76
6.1 Обоснование создания системы теплотехнического контроля	77
6.2 Разработка структуры системы теплотехнического контроля	
6.3 Проектирование функциональной схемы теплотехнического контроля	79
6.4 Выбор технических средств и составление заказной спецификации	83
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	85
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	86
Приложение А	87
Приложение Б	89
Приложение В	91
Приложение Г	

ВВЕДЕНИЕ

О начале строительства второй атомной электростанции в Ленинградской области, которая призвана заменить вырабатывающую свой ресурс ЛАЭС, было объявлено в 2007 году. Новая Ленинградская АЭС-2 возводится на площадке НИТИ имени Ак. Александрова в Сосновом Бору, который расположен в 80 км от Санкт-Петербурга.

Усовершенствованные генерирующие мощности новой АЭС в виде четырех энергоблоков типа ВВЭР с водо-водяными энергетическими реакторами усовершенствованного типа установленной мощностью 1 200 МВт призваны заменить исчерпывающие свой ресурс реакторы РБМК на ныне действующей ЛАЭС. ЛАЭС-2 станет основным поставщиком электрической и тепловой энергии для потребителей Санкт-Петербурга, Ленинградской области и крупным поставщиком энергии для Северо-Западного административного округа России.

Лицензия на сооружение первого энергоблока ЛАЭС-2 выдана в 2008 году. Строительство второго энергоблока начато в 2010 году. При разработке проекта учтена уникальная на сегодняшний день конфигурация системы безопасности, состоящая из 4-х активных дублирующих друг друга канала систем безопасности, устройства локализации расплава и систем пассивного отвода тепла из-под оболочки реактора и от парогенераторов.

Новая атомная электростанция будет состоять из четырех энергоблоков ВВЭР-1200/491, первый из которых в соответствии с проектом должен быть введен в эксплуатацию в 2014 году. Ввод второго энергоблока намечен на 2016 год, третьего – 2018 и четвертого – на 2019 год. Срок службы новых реакторов составляет 50 лет, а основного оборудования – порядка 60 лет.

В 2013 году строительная площадка ЛАЭС-2 была передана новому подрядчику - ОАО «Атомэнергопроект». Полномочия предыдущего генподрядчика - ФГУП «ГУССТ №3 при Спецстрое России», приступившего к работе в феврале 2012 года, переданы в декабре 2013 года. Срок запуска первого энергоблока отодвинут на август 2015 года.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		11

1. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И СИСТЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ ЭНЕРГОБЛОКА ВВЭР-1200

1.1 Основное оборудование

Энергоблок состоит из реакторной установки с водоводяным энергетическим реактором с водой под давлением и турбоустановки. Тепловая схема – двухконтурная.

Первый контур – радиоактивный и состоит из гетерогенного реактора на тепловых нейтронах, четыре главных циркуляционных петель, парового компенсатора давления, вспомогательного оборудования. В состав каждой циркуляционной петли входят: парогенератор, главный циркуляционный насосный агрегат, главный циркуляционный трубопровод.

Второй контур – не радиоактивный, состоит из паропроизводительной части парогенераторов, главных паропроводов, одного турбоагрегата, их вспомогательного оборудования и обслуживающих систем, оборудования деаэрации, подогрева и подачи питательной воды и парогенераторы.

Упрощенная общая технологическая с указанием основного оборудования представлена в ФЮРА.311359.002.ТЗ.

Водо-водяной энергетический реактор ВВЭР-1200 является основным энергетическим источником с тепловой мощностью 3200 МВт.

Реактор корпусного типа, гетерогенный, на тепловых нейтронах, теплоноситель и замедлитель – вода, содержащая раствор борной кислоты, концентрация которой зависит от периода кампании работы реактора на мощности.

Активная зона реактора состоит из 163 тепловыделяющих сборок (ТВС), часть которых содержат органы регулирования. Все ТВС активной зоны имеют шестигранное сечение. Топливо – слабообогащенная двуокись урана.

Парогенератор – горизонтальный, однокорпусной теплообменный аппарат с погруженной поверхностью теплообмена из горизонтально расположенных труб.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

Паропроизводительность ПГ в номинальном режиме составляет 1602 т/ч при давлении генерируемого пара 7 МПа.

Главный циркуляционный насос – насос вертикальный, одноступенчатый, состоящий из корпуса и выемной части. В качестве привода используется вертикальный асинхронный двигатель.

Подача насосного агрегата составляет 22000 м³/ч с напором 0,59 МПа.

Компенсатор давления – вертикальный сосуд с электронагревателями, предназначен для создания давления в первом контуре при разогреве реакторной установки и для ограничения отклонений давления при работе реактора на мощности.

Полный объем компенсатора давления составляет 79 м³, объем воды при номинальном режиме 55 м³.

Турбина К-1200-6,8/50 разработана для работы на влажном паре с параметрами: давление пара перед турбиной 6,8 МПа, температура 283,8°С, число оборотов 3000 об/с.

Турбина представляет собой одновальный пятицилиндровый агрегат, состоящий из симметричного двухпоточного ЦВД и четырех симметричных двухпоточных ЦНД, конструктивная схема 2ЦНД+ЦВД+2ЦНД.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

2. ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ ВКР

Стремление интенсифицировать процессы конвективного теплообмена и создать более экономичные, технологичные в изготовлении и простые в обслуживании теплообменные аппараты привело к совершенствованию конструкций теплообменных аппаратов. В настоящее время существует много типов теплообменных аппаратов: кожухотрубные, пластинчатые, спиральные, пластинчато-ребристые, ламельные. Каждый тип имеет свои достоинства и недостатки.

Требования к теплообменным аппаратам в промышленности весьма разнообразны. К основным можно отнести обеспечение максимально высокого коэффициента теплопередачи при минимально возможных гидравлических потерях, компактность, наименьшее количество материалов, затраченных на изготовление аппарата, надежность, разборность и доступность к поверхности теплообмена для очистки ее от загрязнений.

Теплообменник рассматриваемой системы относится к основному оборудованию системы безопасности, от характеристик этого аппарата зависит эффективность системы в целом. Для обеспечения достаточной скорости расхолаживания подбирается аппарат с характеристиками, обеспечивающими эту скорость.

В настоящее время в системе аварийно-планового расхолаживания установлен кожухотрубный теплообменник.

Теплообменник аварийно-планового расхолаживания предназначен для охлаждения воды 1 контура при аварийных ситуациях, связанных с разуплотнением трубопроводов и оборудования 1 контура в аварийных ситуациях. Так же используется при нормальной эксплуатации в режиме планового расхолаживания, на момент ее подключения остаточные тепловыделения составляют 33,2 МВт (через 5 часов после останова РУ). Расположен в обстройке РО.

Конструктивно представляет собой поверхностный, горизонтальный теплообменник кожухотрубного типа, двухходовой по охлаждающей воде, с

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		14

компенсацией температурных перемещений при помощи плавающей головки. Охлаждающей средой является техническая вода, циркулирующая в межтрубном пространстве. Применено противоточное движение охлаждающей и охлаждаемой сред.

Количество теплообменных труб 1878 штук, диаметром 25x1,4 мм. Все элементы теплообменника, омываемые водой 1 контура, изготовлены из нержавеющей стали, остальные элементы – из углеродистой.

Конструкция аппарата за весь срок службы (30 лет) допускает:

- число плановых включений – не более 90;
- число режимов нарушений нормальных условий эксплуатации, сопровождающихся внезапным прекращением и восстановлением подачи любой из сред – не более 30;
- нерегламентированную скорость изменения температур охлаждающей воды.

При плановых ремонтах теплообменников САПР на блоках был выявлен ряд дефектов.

Из-за высокого содержания солей в техводе наблюдаются коррозионные повреждения трубных досок, патрубков и крышек.

Данная проблема распространяется на теплообменники РО, охлаждаемые техводой.

При плановом вскрытии теплообменников САПР уже несколько раз обнаруживались повреждения сварных швов.

В обстройке реакторного отделения оборудование расположено довольно плотно, а рассматриваемые кожухотрубный теплообменник занимает большую площадь.

При подключении теплообменников в работу на плановое расхолаживание РУ нужно помнить, что расчетное давление работы теплообменника составляет не более 2,2 МПа, а разность температур на входе в ТО и в 1 контуре не должно быть более 60°С. Также необходимо плавно повышать давление в

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		15

теплообменниках и подводящих трубопроводах подрывом регулирующих клапанов.

Сборочный чертеж теплообменника приведен на (ФЮРА.311359.005 СБ).

Интенсификация теплообмена является эффективным путем решения проблемы уменьшения массы и габаритных размеров теплообменных аппаратов. Для этого были предложены два метода интенсификации: замена гладких трубок на трубки с кольцевыми турбулизаторами; замена кожухотрубного теплообменника на пластинчатый.

Рассмотрим метод интенсификации с применением турбулизаторов. Турбулизаторы представляют собой ряд канавок, расположенных с определенным шагом по всей длине трубки (см. рис. 2.1). Канавки создаются путем накатки, стоимость изготовления накатки составляет лишь несколько процентов от стоимости гладкой трубки.

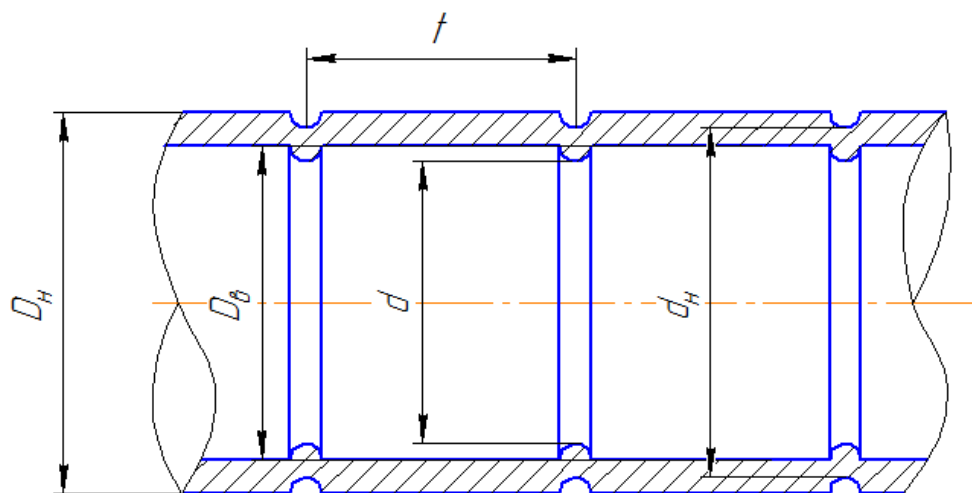


Рисунок 2.1 – Труба с кольцевыми турбулизаторами

Интенсификация теплообмена с помощью турбулизаторов происходит за счет более раннего перехода от ламинарного течения к турбулентному по сравнению с гладкой трубкой, турбулизации пристенного слоя жидкости и увеличения поверхности теплообмена, относительно гладкой. Но турбулентные возмущения потока, образованные канавками, одновременно с увеличе-

нием теплообмена увеличивают гидравлические сопротивления. Определяющее влияние на теплообмен и трение оказывает соотношение высоты шероховатости и толщины пристенного слоя.

Термическое сопротивление потока теплоносителя в основном сосредоточено в области ламинарного подслоя, поэтому главное значение с точки зрения физического механизма теплообмена имеет величина отношения высоты канавки к толщине пристенного подслоя.

Технология изготовления ТО с накатанными трубками ничем не отличается от технологии сборки ТО с гладкими трубками, но суммарная длина трубок в теплообменнике с применением накаток на трубках значительно меньше, чем в гладкотрубчатом. Поэтому интенсификация теплопередачи рассмотренным методом может позволить не только уменьшить габариты ТО в 1,5-2 раза, но и значительно снизить стоимость аппарата.

Теперь рассмотрим возможность интенсификации заменой кожухотрубного теплообменника на пластинчатый.

Определяющей особенностью устройств пластинчатых теплообменных аппаратов является конструкция и форма поверхности теплообмена и каналов для рабочей среды. Поверхность теплообмена образуется из отдельных пластин, а каналы для рабочей среды имеют щелевидную форму (см. рис. 2.2). Рабочая среда движется у поверхности теплообмена тонким слоем, что способствует интенсификации процесса теплоотдачи. Формы пластин и профили их поверхности очень разнообразны, а конструкции довольно сложны.

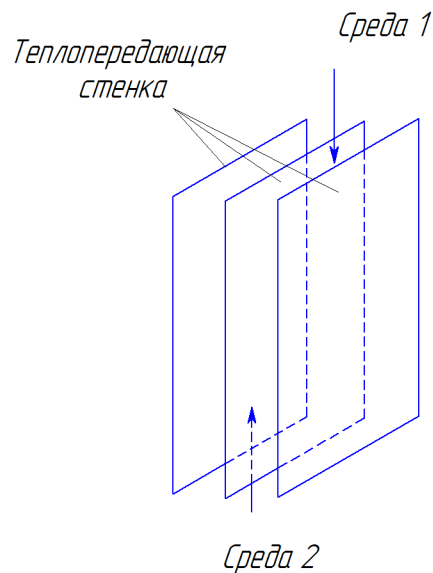


Рисунок 2.2 – Схема теплопередающего элемента пластинчатого теплообменника

Пластины располагаются параллельно друг другу, причем между рабочими поверхностями двух смежных пластин создается небольшой зазор, образующий канал для рабочей среды, подвергаемой нагреванию или охлаждению.

Высокая турбулентность течения среды создает хорошие условия для более эффективного теплообмена между средами. Из этого следует более высокий коэффициент теплопередачи на единицу площади поверхности теплообмена.

Высокая турбулентность потока среды создает также эффект самоочистки. Более того, теплопередающие поверхности пластинчатого теплообменника гораздо меньше подвержены загрязнению (образованию отложений) по сравнению с кожухотрубными теплообменниками. Это означает, что пластинчатый теплообменник может значительно дольше находиться в работе между циклами его мойки.

Пластинчатый теплообменник состоит из рамы и определенного числа пластин, имеющих теплопередающие поверхности. Посредством добавления некоторого количества пластин теплообменник этого типа легко нарастить для увеличения его производительности.

Уже на основании общего принципа конструирования пластинчатого теплообменника можно сделать заключение о некоторых его особенностях, весьма важных для практики. Малая толщина пластин и параллельная расстановка с малыми промежутками между пластинами позволяет разместить в пространстве рабочую поверхность теплообменника наиболее компактно с такой «плотностью», которая недостижима в других типах жидкостных теплообменников. Это в конечном счете, приводит к тому, что пластинчатые теплообменные аппараты обладают при равной тепловой нагрузке значительно меньшими размерами и металлоемкостью, чем кожухотрубные аппараты, обладающие достаточно высокой эффективностью теплообмена.

Вышеприведенный анализ показывает, что применение интенсификации в теплообменниках расхолаживания может в значительной мере уменьшить размеры аппарата, что очень важно, т.к. в РО оборудование расположено очень тесно, уменьшение размеров приведет к меньшей металлоемкости аппарата, что уменьшит капитальные затраты на систему.

Для оценки рентабельности проекта необходимо провести проектные расчеты, гидродинамические расчеты, расчеты экономической эффективности теплообменников с интенсификацией теплообмена и базовых теплообменников, и затем сравнить полученные результаты.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

3. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА И РАСЧЕТЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Расчет теплообменника выбранной конструкции включает в себя тепловой расчет, определив коэффициент теплопередачи, который характеризует эффективность теплообменника. Коэффициент теплопередачи зависит от таких параметров как: температуры входа и выхода нагреваемой и нагревающей сред, расхода сред, скорости движения сред, давления.

Также нужно произвести конструкторский расчет, определив при этом основные геометрические параметры рассчитываемого теплообменника. Производится поверочный расчет с целью проверки соответствия исходным требованиям.

3.1 Блок-схемы расчетов теплообменников

Целью проектировочного расчета является определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного теплообменника. В проектировочный расчет входят тепловой, гидравлический и конструкторский расчеты.

Для выполнения таких расчетов требуются следующие исходные данные: тип теплообменника, тип теплоносителя, расход одного из теплоносителей и его начальная и конечная температуры.

По ходу выполнения расчетов определяют теплофизические свойства сред, скорости их движения, из уравнения теплового баланса определяется расход второй среды, среднюю разность температур, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, поверхность теплообмена, длину трубок, толщины трубных досок и днищ, диаметры патрубков входа и выхода сред.

Для упрощения производимых расчетов применяется ЭВМ. С помощью этих машин можно быстро и точно реализовать практически любые алгоритмы.

Расчет теплообменного аппарата на ЭВМ состоит в следующем: разработка алгоритма и его проверка, программирование и отладка программы, занесение программы в ЭВМ, подготовка исходных данных, ввод этих данных в программу, расчет, вывод результатов, анализ результатов расчетов.

Для облегчения работы и структуризации алгоритмов целесообразно применение графического изображения последовательности вычислений. Такие схемы получили название блок-схемы расчета или органиграммы.

На рисунках 3.1, 3.2, 3.3 в качестве примера приведены блок-схемы проектировочного, конструкторского и поверочного расчетов теплообменника.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

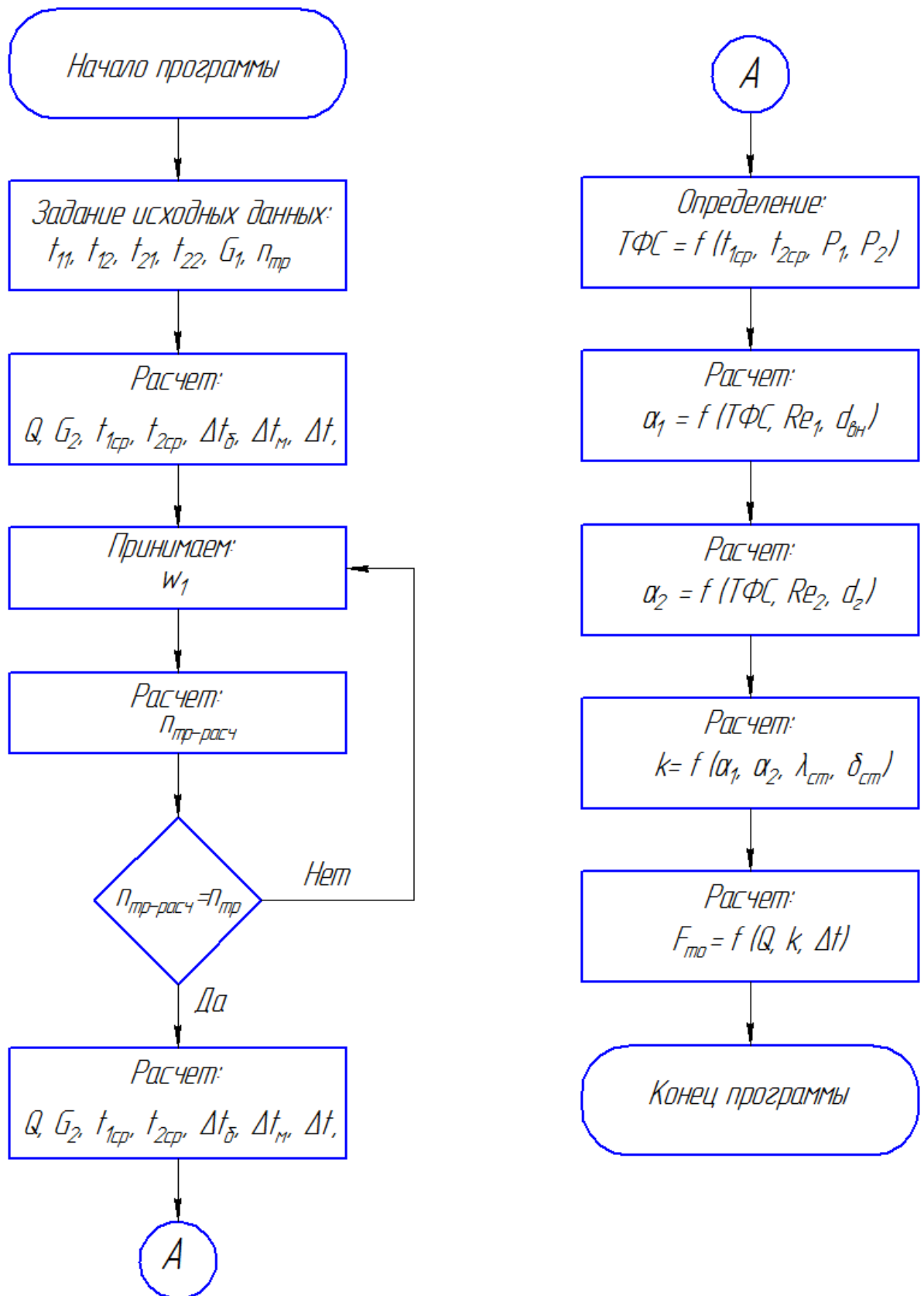


Рисунок 3.1 – Блок-схема проектировочного расчета

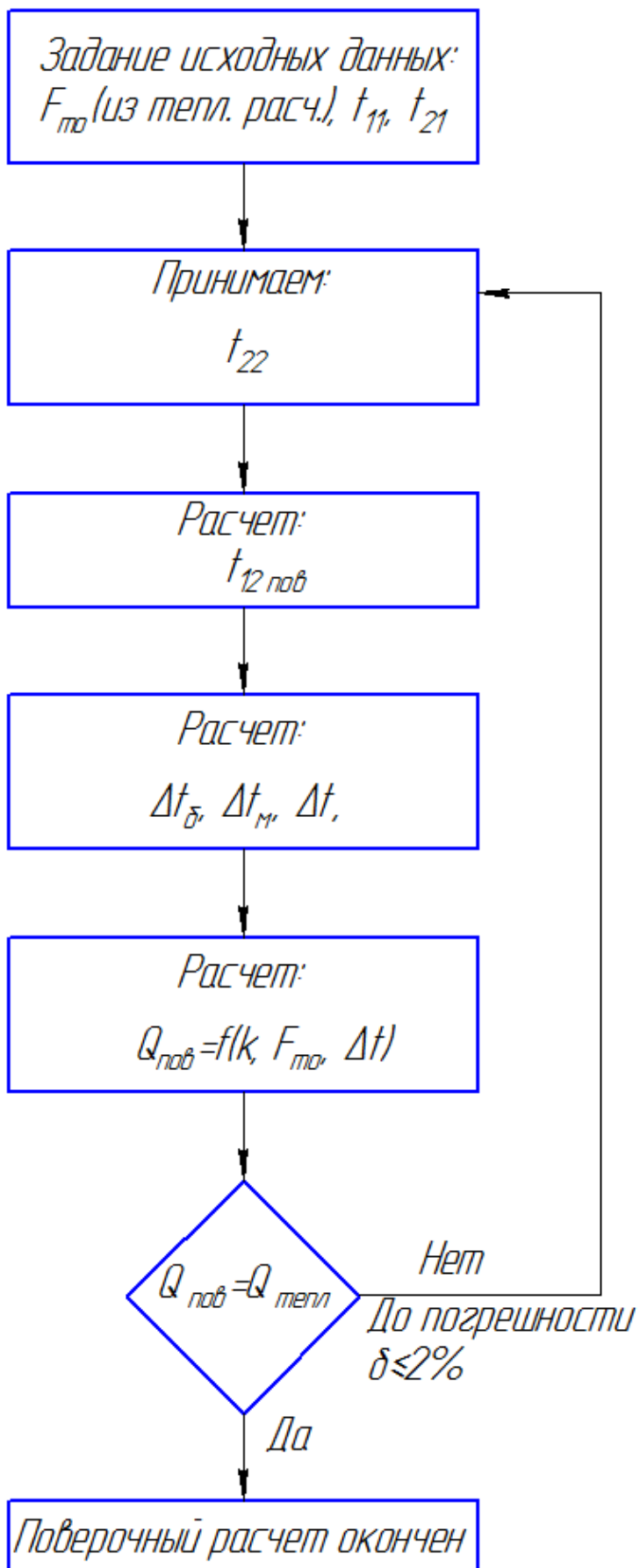


Рисунок 3.2 – Блок-схема поверочного расчета

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

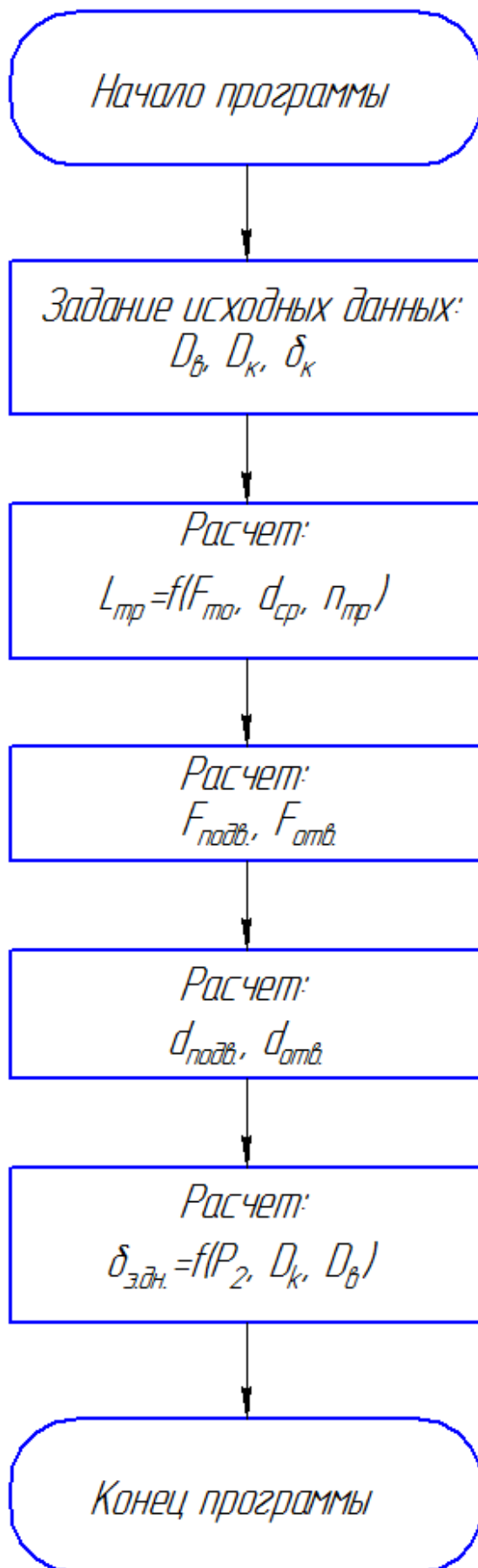


Рисунок 3.3 – Блок-схема конструкторского расчета

3.2 Расчет кожухотрубного теплообменника с гладкими трубками

3.2.1 Проектировочный расчет

Расчет позволяет найти коэффициенты теплоотдачи, плотность теплового потока, коэффициента теплопередачи и площадь теплопередающей поверхности рассматриваемого теплообменника. Также длину труб теплообменника, диаметры входных и выходных патрубков сред, толщину трубных досок и эллиптических днищ.

Исходные данные для расчета:

- температура воды 1 контура на входе в ТО: $t_1=130$ °С;
- температура воды 1 контура на выходе из ТО: $t_1''=60$ °С;
- температура воды промконтура на входе в ТО: $t_2=33$ °С;
- температура воды промконтура на выходе из ТО: $t_2''=100$ °С;
- давление воды 1 контура: $p_1=2,15$ МПа;
- давление воды промконтура: $p_2=0,8$ МПа;
- расход воды 1 контура: $G_1=416,7$ кг/с;
- наружный диаметр трубок: $d_{нар}=25$ мм;
- число ходов воды: $z=2$.

На основе уравнения теплового баланса определяем тепловой поток, передаваемый в теплообменнике:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_1'') = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2); \quad (3.1)$$

G_1 – массовый расход греющей воды, кг/с; c_1 – его изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); t – температура греющей воды, °С.

Средняя температура греющей воды

$$\bar{t}_1 = 0,5 \cdot (t_1 + t_1'') = 0,5 \cdot (130 + 60) = 95^\circ\text{C}. \quad (3.2)$$

Средняя теплоемкость греющей воды определяется при его средней температуре и давлении с помощью таблиц теплофизических свойств воды $c_1 = 4,21 \cdot 10^3$ кДж/(кг·К). Из этой же таблицы средняя плотность греющей воды $\rho_1 = 962,8$ кг/м³.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Тогда из уравнения (1) определим тепловой поток, передаваемый в теплообменнике:

$$Q = 416,7 \cdot 4,21 \cdot 10^3 \cdot (130 - 60) = 122,7 \text{ МВт.}$$

Исходя из построенной схемы, с учетом температур сред на входе и выходе из теплообменника, получаем:

Большой температурный напор

$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2'' = 130 - 100 = 30^{\circ}\text{C}; \quad (3.3)$$

Меньший температурный напор

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2' = 60 - 33 = 27^{\circ}\text{C}; \quad (3.4)$$

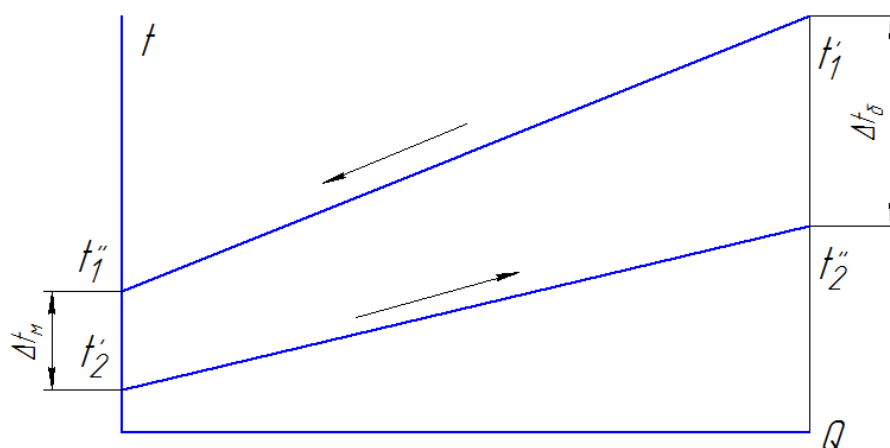


Рисунок 3.4 – Схема температурных напоров

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{30 - 27}{\ln\left(\frac{30}{27}\right)} = 28,5^{\circ}\text{C}; \quad (3.5)$$

При расчете теплообменника возникает необходимость выбора скорости движения теплоносителя, в нашем случае воды 1 контура. При увеличении скорости движения среды увеличивается интенсивность теплообмена, но увеличиваются гидравлические потери. Рекомендуемые значения скорости движения воды 0,5÷3 м/с [1].

Зададимся скоростью воды 1 контура в трубках $w_1=1,2$ м/с и определим число трубок в трубном пучке теплообменника.

Требуемое число трубок определим из уравнения неразрывности:

$$G_1 = f_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1, \quad (3.6)$$

где f_1 – площадь проходного сечения для греющей воды, м².

Площадь проходного сечения складывается из проходных сечений трубок трубного пучка:

$$f_1 = n_{mp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}, \quad (3.7)$$

где n_{mp} – число трубок в пучке; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубки трубного пучка, м.

$$d_{вн} = d_{нар} - 2 \cdot \delta_{ст} = 25 - 2 \cdot 1,4 = 22,2 \text{ мм}, \quad (3.8)$$

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки трубки, равна 1,4 мм из [2].

Решая совместно уравнения (3.6), (3.7), определяем требуемое число трубок:

$$n_{mp} = \frac{G_1 \cdot z \cdot 4}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2} = \frac{416,7 \cdot 4 \cdot 2}{962,8 \cdot 1,2 \cdot 3,14 \cdot (22,2 \cdot 10^{-3})^2} = 1864.$$

По средней температуре греющей воды и ее давлению определим необходимые для дальнейших расчетов теплофизические свойства:

коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_1 = 3,09 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \cdot \text{с};$$

коэффициент теплопроводности

$$\lambda_1 = 0,6767 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

число Прандтля

$$Pr_1 = 1,85.$$

Найдем число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{вн}}{\nu_1} = \frac{1,2 \cdot 22,2 \cdot 10^{-3}}{3,09 \cdot 10^{-7}} = 8,62 \cdot 10^4. \quad (3.9)$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубки определяется формулой [1]:

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda_1}{d_{вн}} \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} = 0,021 \cdot \frac{0,6767}{22,2 \cdot 10^{-3}} \cdot (8,62 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 1,85^{0,43} = 7406 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (3.10)$$

Средняя температура нагреваемой воды:

$$\bar{t}_2 = 0,5 \cdot (t_2 + t_2') = 0,5 \cdot (33 + 100) = 66,5^\circ\text{C} \quad (3.11)$$

По средней температуре нагреваемой воды и ее давлению определим теплофизические свойства технической воды:

средняя изобарная теплоемкость

$$c_2 = 4,19 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К};$$

плотность воды в межтрубном пространстве

$$\rho_2 = 980,1 \text{ кг/м}^3;$$

коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_2 = 4,33 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \cdot \text{с};$$

коэффициент теплопроводности

$$\lambda_1 = 0,6571 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

число Прандтля

$$\text{Pr}_1 = 2,7.$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_2}{\nu_2}, \quad (3.12)$$

где w_2 – скорость охлаждающей воды в межтрубном пространстве, м/с;

d_2 – гидравлический диаметр.

Гидравлический диаметр для треугольной решетки из [3]:

$$d_2 = d_{нар} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot x^2}{\pi} - 1 \right) = 25 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 1,4^2}{3,14} - 1 \right) = 0,029 \text{ м}, \quad (3.13)$$

где x – относительный шаг расположения трубок, из [1] $x = 1,2 \div 1,5$, принимаем $x = 1,4$.

Скорость охлаждающей воды:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$w_2 = \frac{G_2}{f_{\text{мтн}} \cdot \rho_2}, \quad (3.14)$$

где G_2 – массовый расход охлаждающей воды, кг/с; $f_{\text{мтн}}$ – площадь межтрубного пространства, м².

Площадь межтрубного пространства найдем из выражения:

$$f_{\text{мтн}} = \left(\frac{D_6^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d_{\text{нар}}^2 \cdot \pi}{4} \cdot n_{\text{тр}} \right) \cdot 0,5 = \left(\frac{1,2 \cdot 3,14}{4} - \frac{(25 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 1864 \right) \times 0,5 = 0,108 \text{ м}^2. \quad (3.15)$$

Массовый расход охлаждающей воды найдем из уравнения (1):

$$G_2 = \frac{G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'')}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{416,7 \cdot 4,21 \cdot 10^3 \cdot (130 - 60)}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (100 - 33)} = 437,2 \text{ кг/с}. \quad (3.16)$$

Тогда скорость охлаждающей воды:

$$w_2 = \frac{437,2}{0,108 \cdot 980,1} = 4,1 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{4,1 \cdot 0,029}{4,33 \cdot 10^{-7}} = 2,77 \cdot 10^5.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде промконтур определяется формулой [1]:

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda_2}{d_2} \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} = 0,021 \cdot \frac{0,6571}{29 \cdot 10^{-3}} \cdot (2,77 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 2,7^{0,43} = 16460 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (3.17)$$

Коэффициент теплопередачи в теплообменнике с гладкими трубками определяем по формуле [1]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{отл}}} = \frac{1}{\frac{1}{7406} + \frac{1,4 \cdot 10^{-3}}{19} + \frac{1}{16460}} = 3711 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (3.18)$$

где термическое сопротивление отложений $R_{\text{отл}}$ в первом расчет примем равным нулю (влияние отложений на коэффициент теплопередачи представлено

в виде зависимостей в Приложении А); коэффициент теплопроводности материала трубок (08X18H10T) по [1]: $\lambda_{cm} = 19$ Вт/(м·К).

Требуемую поверхность теплообмена определим по формуле [4]:

$$F_{mo} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{122,7 \cdot 10^6}{3711 \cdot 28,5} = 1161 \text{ м}^2. \quad (3.19)$$

Длину труб теплопередающей поверхности найдем по известной площади поверхности и среднему диаметру трубок:

$$L = \frac{F_{mo}}{\pi \cdot d_{cp}} = \frac{1161}{3,14 \cdot 23,6 \cdot 10^{-3}} = 1,57 \cdot 10^4 \text{ м}, \quad (3.20)$$

где $d_{cp} = (d_{нар} + d_{вн}) \cdot 0,5 = (25 + 22,2) \cdot 0,5 = 23,6$ мм – средний диаметр теплопередающей трубки.

Длина одной трубки

$$l = \frac{L}{n_{mp}} = \frac{1,57 \cdot 10^4}{1864} = 8,4 \text{ м}. \quad (3.21)$$

Диаметры подводящих и отводящих патрубков найдем из выражений:

Из уравнения неразрывности найдем площадь поперечного сечения i -го патрубка

$$F_{nam_i} = \frac{G_i}{w_i \cdot \rho_i}. \quad (3.22)$$

Тогда диаметр патрубка

$$d_{nam_i} = \sqrt{\frac{F_{nam_i} \cdot 4}{\pi}}. \quad (3.23)$$

Результаты расчетов, проведенных по формулам (3.22), (3.23) представлены в таблице 3.1.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 3.1 – Диаметры патрубков входа и выхода сред

	Вода 1 контура	Вода промконтура
Вход	$d_{\text{нам}_{\text{вх}}}^{\text{нар}} = 0,720 \text{ м}$	$d_{\text{нам}_{\text{вх}}}^{\text{нар}} = 0,426 \text{ м}$
Выход	$d_{\text{нам}_{\text{вых}}}^{\text{нар}} = 0,720 \text{ м}$	$d_{\text{нам}_{\text{вых}}}^{\text{нар}} = 0,426 \text{ м}$

Толщину стенки эллиптического днища найдем из выражения [1]:

$$\delta_{\text{эд}} = \frac{P_2 \cdot D_{\text{к}}}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{н}}} \cdot \frac{D_{\text{в}}}{2 \cdot H_{\text{д}}}, \quad (3.24)$$

где P_2 - давление охлаждающей воды, МПа; $D_{\text{к}}$ - наружный диаметр корпуса теплообменника, м; $D_{\text{в}}$ - внутренний диаметр корпуса теплообменника, м; $H_{\text{д}}$ - высота днища, м; φ - коэффициент прочности днища; $\sigma_{\text{н}}$ - номинальное допускаемое напряжение, МПа.

Наружный диаметр корпуса $D_{\text{к}} = 1,74 \text{ м}$, внутренний диаметр кожуха $D_{\text{в}} = 1,2 \text{ м}$ по [2], коэффициент прочности днища $\varphi = 1$, т.к. днище глухое без отверстий [1], номинальное допустимое напряжение $\sigma_{\text{н}} = 22 \text{ МПа}$ [1].

Высоту днища найдем из выражения [1]:

$$H_{\text{д}} = 0,25 \cdot D_{\text{к}} = 0,25 \cdot 1,74 = 0,43 \text{ м}. \quad (3.25)$$

Тогда толщина днища:

$$\delta_{\text{эд}} = \frac{0,8 \cdot 1,74}{4 \cdot 1 \cdot 22} \cdot \frac{1,2}{2 \cdot 0,43} = 0,022 \text{ м}.$$

Расчет трубной доски:

$$\delta_{\text{тд}} = 0,393 \cdot D_{\text{в}} \cdot \sqrt{\frac{P_2}{\varphi \cdot \sigma_{\text{н}}}},$$

где φ - коэффициент прочности трубной доски; $\sigma_{\text{н}} = 22 \text{ МПа}$ [1].

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d_{\text{нар}}}{s} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{25}{35} = 0,47,$$

где $s = d_{\text{нар}}/x$ – шаг между центрами отверстий в трубной доске.

Тогда толщина трубной доски:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

$$\delta_{\text{мд}} = 0,393 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{\frac{0,8}{0,47 \cdot 22}} = 0,131 \text{ м.}$$

3.2.2 Проверка алгоритма проектного расчета

Поверочный расчет производится для установления возможности применения спроектированного теплообменника для системы САПР. В этом расчете заданы размеры аппарата и условия его работы; требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. Следовательно, целью расчета является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата.

Исходные данные для расчета:

- площадь теплообмена: $F_{\text{ТО}}=1161 \text{ м}^2$;
- температура воды 1 контура на входе в ТО: $t_1=130 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура воды промконтура на входе в ТО: $t_2=33 \text{ }^\circ\text{C}$;
- расход воды 1 контура: $G_1=416,7 \text{ кг/с}$;
- расход воды промконтура: $G_2=437,2 \text{ кг/с}$;
- коэффициент теплопередачи: $k = 3711 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$;

Произведем расчет температуры воды 1 контура на выходе из ТО, задавшись температурой воды промконтура на выходе из ТО.

Примем $t_2'' = 100^\circ\text{C}$.

Из формулы (3.1) выражаем температуру воды 1 контура на выходе из ТО t_1'' :

$$t_1'' = t_1 - \frac{G_2 \cdot c_2}{G_1 \cdot c_1} \cdot (t_2'' - t_2) = 130 - \frac{437,2 \cdot 4,19}{416,7 \cdot 4,21} \cdot (100 - 33) = 100^\circ\text{C}.$$

Изобарные теплоемкости c_1 и c_2 берем из расчетов в пункте 3.2.1.

Большой и меньший температурные напоры, а также средний логарифмический температурный напор рассчитаем по формулам (3.3) - (3.5):

Большой температурный напор

$$\Delta t_o = t_1' - t_2'' = 130 - 100 = 30^\circ\text{C};$$

Меньший температурный напор

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		32

$$\Delta t_m = t_1' - t_2 = 60 - 33 = 27^\circ\text{C};$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}\right)} = \frac{30 - 27}{\ln\left(\frac{30}{27}\right)} = 28,5^\circ\text{C};$$

Тепловой поток выразим из формулы (3.19):

$$Q = k \cdot F_{mo} \cdot \Delta t = 3711 \cdot 1161 \cdot 25,8 = 122,7 \text{ МВт}.$$

Проверим, сходится ли значение теплового потока, рассчитанного в поперочном расчете, со значением, полученным в тепловом расчете. Погрешность не должна превышать 0,5%.

$$\Delta(Q) = \frac{122,7 - 122,7}{122,7} \cdot 100\% = 0\%$$

Полученная погрешность не превышает 0,5%, значит, расчет произведен верно, итерации не требуются.

Тогда тепловой поток принимаем:

$$Q = 122,7 \text{ МВт}.$$

3.2.3 Гидродинамический расчет

Гидродинамический расчет определяет затрату энергии на движение сред через теплообменник. Потери давления являются важнейшим фактором при выборе насосного агрегата.

Гидродинамический расчет включает в себя определение гидравлических потерь в трубном пучке и в межтрубном пространстве аппарата. Гидродинамическими потерями является разность давлений на входе и на выходе из теплообменного аппарата.

Полное сопротивление движения потока в канале складывается из потерь давления на трение, потерь от местных сопротивлений и нивелирных потерь. [1рассох]. Т.к. проектируемый теплообменник является горизонтальным, нивелирные потери малы, и ими можно пренебречь.

Полное сопротивление движения потока:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_m \quad (3.26)$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

Расчет потерь на трение производится по следующей формуле [1]:

$$\Delta P_{mp} = \xi_{mp} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2}. \quad (3.27)$$

Потери на трение при движении воды 1 контура (в трубках):

$$\Delta P_{mp} = \xi_{mp} \cdot \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2},$$

где l – длина теплопередающей трубки, м; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубки, м; ρ_1 – плотность воды 1 контура, кг/м³; w_1 – скорость движения воды 1 контура в трубках, м/с; ξ_{mp} – коэффициент трения.

Коэффициент трения определяется формулой [1]:

$$\xi_{mp} = (1,74 + 2 \cdot \log(\frac{r_{вн}}{\delta_{ш}}))^{-2}, \quad (3.28)$$

где $r_{вн} = \frac{d_{вн}}{2} = \frac{22,2 \cdot 10^{-3}}{2} = 11,1 \cdot 10^{-3}$ м – внутренний радиус трубки; $\delta_{ш}$ – шероховатость трубы, для нержавеющей стали $\delta_{ш} \leq 0,05$ мм, принимаем $\delta_{ш} = 0,05$ мм.

Формула (3.28) справедлива при $Re \succ Re_{пер}$.

$Re_1 = 8,62 \cdot 10^4$ – берем из расчетов в пункте 3.2.1,

$$Re_{пер} = 120 \cdot \frac{d_{вн}}{\delta_{ш}} = 120 \cdot \frac{22,2}{0,05} = 5,33 \cdot 10^4 \text{ – по [1].}$$

Тогда коэффициент трения будет равен:

$$\xi_{mp} = (1,74 + 2 \cdot \log(\frac{11,1}{0,05}))^{-2} = 0,024.$$

Потери на трение при движении воды 1 контура:

$$\Delta P_{mp} = 0,024 \cdot \frac{8,4}{22,2 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{962,8 \cdot 1,2^2}{2} = 6,34 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Потери на трение при движении воды промконтура (в межтрубном пространстве):

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$\Delta P_{mp} = \xi_{mp} \cdot \frac{l}{d_2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2},$$

где l – длина теплопередающей трубки, м; d_2 – гидравлический диаметр межтрубного пространства, м; ρ_2 – плотность воды промконтура, кг/м³; w_2 – скорость движения воды 1 контура в трубках, м/с; ξ_{mp} – коэффициент трения.

$$Re_2 = 2,77 \cdot 10^5, Re_{nep} = 120 \cdot \frac{d_2}{\delta_{uu}} = 120 \cdot \frac{29}{0,05} = 6,97 \cdot 10^4.$$

Гидравлический диаметр берем из расчетов в пункте 3.2.1.

Коэффициент трения равен:

$$\xi_{mp} = (1,74 + 2 \cdot \log(\frac{14,5}{0,05}))^{-2} = 0,023.$$

Потери на трение при движении воды промконтура:

$$\Delta P_{mp} = 0,023 \cdot \frac{8,4}{29 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{980,1 \cdot 4,1^2}{2} = 5,45 \cdot 10^4.$$

Потери от местных сопротивлений делятся на потери при входе, выходе.

В общем виде потери от местного сопротивления рассчитываются по формуле [1]:

$$\Delta P_m = \xi_m \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2} \quad (3.29)$$

Вода 1 контура течет внутри трубок, поэтому рассматриваем местные сопротивления при внезапном сужении и расширении и при повороте.

Потери при входе в трубный пучок:

$\xi_m = 0,5$ определяется по [1, рис. 7.1].

$$\Delta P_m = 0,5 \cdot \frac{962,8 \cdot 1,2^2}{2} = 347 \text{ Па.}$$

Потери при выходе из трубного пучка:

$\xi_m = 0,8$ определяется по [1, рис. 7.1].

$$\Delta P_m = 0,8 \cdot \frac{962,8 \cdot 1,2^2}{2} = 555 \text{ Па.}$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

Потери при повороте в камере:

$\xi_m = 1,5$ определяется по [1].

$$\Delta P_m = 1,5 \cdot \frac{962,8 \cdot 1,2^2}{2} = 1,04 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Вода промконтур течет в межтрубном пространстве, в этом случае местные сопротивления будут от входа и выхода в межтрубное пространство, и повороте в межтрубном пространстве.

Потери при входе в межтрубное пространство равны потерям при выходе из него:

$\xi_m = 1,5$ определяется по [1, рис. 7.1].

$$\Delta P_m = 1,5 \cdot \frac{980,1 \cdot 4,1^2}{2} = 12,5 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Потери при повороте в межтрубном пространстве:

$\xi_m = 1,5$ определяется по [1].

$$\Delta P_m = 1,5 \cdot \frac{980,1 \cdot 4,1^2}{2} = 12,5 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления при движении воды 1 контура:

$$\Delta P = 6,34 \cdot 10^3 + 347 + 555 + 1,04 \cdot 10^3 = 8,28 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления при движении воды промконтур:

$$\Delta P = 5,45 \cdot 10^4 + 3 \cdot 12,5 \cdot 10^3 = 92 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

3.3 Расчет кожухотрубного теплообменника с трубками с кольцевыми турбулизаторами

3.3.1 Конструкторский и тепловой расчет

Расчеты производятся по тем же формулам, что и в пункте 3.2.1

Средняя температура греющей воды

$$\bar{t}_1 = 0,5 \cdot (t_1 + t_1^*) = 0,5 \cdot (130 + 60) = 95^\circ\text{C}.$$

Средняя теплоемкость греющей воды определяется при его средней температуре и давлении с помощью таблиц теплофизических свойств воды

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$c_1 = 4,21 \cdot 10^3$ кДж/(кг·К). Из этой же таблицы средняя плотность греющей воды $\rho_1 = 962,8$ кг/м³.

Тогда из уравнения (3.1) определим тепловой поток, передаваемый в теплообменнике:

$$Q = 416,7 \cdot 4,21 \cdot 10^3 \cdot (130 - 60) = 122,7 \text{ МВт.}$$

Исходя из построенной схемы, с учетом температур сред на входе и выходе из теплообменника, получаем:

Большой температурный напор

$$\Delta t_{\sigma} = t_1' - t_2'' = 130 - 100 = 30^{\circ}\text{C};$$

Меньший температурный напор

$$\Delta t_{\mu} = t_1'' - t_2' = 60 - 33 = 27^{\circ}\text{C};$$

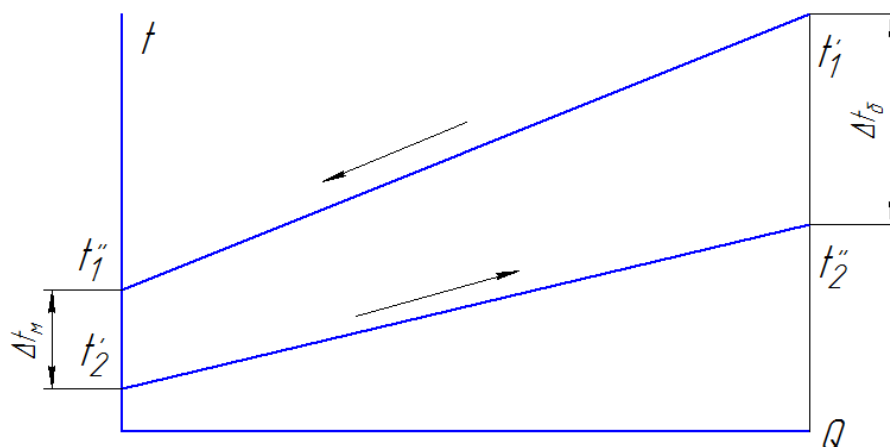


Рисунок 3.5 – Схема температурных напоров

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_{\mu}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_{\mu}}\right)} = \frac{30 - 27}{\ln\left(\frac{30}{27}\right)} = 28,5^{\circ}\text{C};$$

При расчете теплообменника возникает необходимость выбора скорости движения теплоносителя, в нашем случае воды 1 контура. При увеличении скорости движения среды увеличивается интенсивность теплообмена, но увеличиваются гидравлические потери. Рекомендуемые значения скорости движения воды 0,5÷3 м/с [1].

Зададимся скоростью воды 1 контура в трубках $w_1=1,2$ м/с и определим число трубок в трубном пучке теплообменника.

Требуемое число трубок определим из уравнения неразрывности:

$$G_1 = f_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1,$$

где f_1 – площадь проходного сечения для греющей воды, м².

Площадь проходного сечения складывается из проходных сечений трубок трубного пучка:

$$f_1 = n_{mp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4},$$

где n_{mp} – число трубок в пучке; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубки трубного пучка, м.

$$d_{вн} = d_{нар} - 2 \cdot \delta_{ст} = 25 - 2 \cdot 1,4 = 22,2 \text{ мм},$$

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки трубки, равна 1,4 мм из [2].

Решая совместно уравнения (3.6), (3.7), определяем требуемое число трубок:

$$n_{mp} = \frac{G_1 \cdot z \cdot 4}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2} = \frac{416,7 \cdot 4 \cdot 2}{962,8 \cdot 1,2 \cdot 3,14 \cdot (22,2 \cdot 10^{-3})^2} = 1864.$$

По средней температуре греющей воды и ее давлению определим необходимые для дальнейших расчетов теплофизические свойства:

коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_1 = 3,09 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \cdot \text{с};$$

коэффициент теплопроводности

$$\lambda_1 = 0,6767 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

число Прандтля

$$Pr_1 = 1,85.$$

Найдем число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{вн}}{\nu_1} = \frac{1,2 \cdot 22,2 \cdot 10^{-3}}{3,09 \cdot 10^{-7}} = 8,62 \cdot 10^4.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубки определяется формулой [3]:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_{\text{вн}}} \cdot Nu. \quad (3.30)$$

Nu – число Нуссельта для трубок с кольцевыми турбулизаторами, можно определить по формуле [5]:

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{эл}}} = (100 \cdot (1 - \frac{d}{D}))^{0,445}, \quad (3.31)$$

где $Nu_{\text{эл}} = 0,021 \cdot (Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43}) = 243$; d/D – отношение внутреннего диаметра канавки к внутреннему диаметру трубки, отношение принимаем 0,94 [5].

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{эл}}} = (100 \cdot (1 - 0,94))^{0,445} = 2,22.$$

Из уравнения (3.31) находим Nu :

$$Nu = 2,22 \cdot Nu_{\text{эл}} = 2,22 \cdot 243 = 539,3.$$

Коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha_1 = \frac{0,6767}{22,2 \cdot 10^{-3}} \cdot 539,3 = 16439 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя температура нагреваемой воды:

$$\bar{t}_2 = 0,5 \cdot (t_2 + t_2'') = 0,5 \cdot (33 + 100) = 66,5^\circ\text{C}$$

По средней температуре нагреваемой воды и ее давлению определим теплофизические свойства технической воды:

средняя изобарная теплоемкость

$$c_2 = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

плотность воды в межтрубном пространстве

$$\rho_2 = 980,1 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_2 = 4,33 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \cdot \text{с};$$

коэффициент теплопроводности

$$\lambda_1 = 0,6571 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

число Прандтля

$$Pr_1 = 2,7.$$

Число Рейнольдса:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_2}{\nu_2},$$

где w_2 – скорость охлаждающей воды в межтрубном пространстве, м/с;
 d_2 – гидравлический диаметр.

Гидравлический диаметр для треугольной решетки из [3]:

$$d_2 = d_{нар} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot x^2}{\pi} - 1 \right) = 25 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 1,4^2}{3,14} - 1 \right) = 0,029 \text{ м},$$

где x – относительный шаг расположения трубок, из [1] $x=1,2 \div 1,5$, принимаем $x=1,4$.

Скорость охлаждающей воды:

$$w_2 = \frac{G_2}{f_{мтн} \cdot \rho_2},$$

где G_2 – массовый расход охлаждающей воды, кг/с; $f_{мтн}$ – площадь межтрубного пространства, м².

Площадь межтрубного пространства найдем из выражения:

$$f_{мтн} = \left(\frac{D_в^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d_{нар}^2 \cdot \pi}{4} \cdot n_{тр} \right) \cdot 0,5 = \left(\frac{1,2 \cdot 3,14}{4} - \frac{(25 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 1864 \right) \times 0,5 = 0,108 \text{ м}^2.$$

Массовый расход охлаждающей воды найдем из уравнения (1):

$$G_2 = \frac{G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_1'')}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2)} = \frac{416,7 \cdot 4,21 \cdot 10^3 \cdot (130 - 60)}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (100 - 33)} = 437,2 \text{ кг/с}.$$

Тогда скорость охлаждающей воды:

$$w_2 = \frac{437,2}{0,108 \cdot 980,1} = 4,1 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{4,1 \cdot 0,029}{4,33 \cdot 10^{-7}} = 2,77 \cdot 10^5.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде промконтур определяется формулой [3]:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_{\text{вн}}} \cdot Nu.$$

Nu – число Нуссельта для трубок с кольцевыми турбулизаторами, можно определить по формуле [5]:

$$\frac{Nu}{Nu_{2л}} = 1 + 0,6 \cdot (1 - \exp(-35,8 \cdot \frac{h}{d_{\infty}})) \cdot (1 - 0,35 \cdot \frac{t}{d_{\infty}}), \quad (3.32)$$

где $Nu_{2л} = 0,021 \cdot (\text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43}) = 727,2$; h / d_{∞} – отношение глубины канавки к эквивалентному диаметру пучка, определенного в предположении, что число труб в пучке бесконечно, отношение принимаем 0,1; t / d_{∞} – отношение расстояния между диафрагмами и канавками к эквивалентному диаметру пучка, определенного в предположении, что число труб в пучке бесконечно, отношение принимаем 0,5 [5].

$$\frac{Nu}{Nu_{2л}} = 1 + 0,6 \cdot (1 - \exp(-35,8 \cdot 0,1)) \cdot (1 - 0,35 \cdot 0,5) = 1,48.$$

Из уравнения (3.31) находим Nu :

$$Nu = 1,48 \cdot Nu_{2л} = 2,22 \cdot 243 = 1077.$$

Коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha_2 = \frac{0,6571}{29 \cdot 10^{-3}} \cdot 1077 = 24380 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи в теплообменнике с гладкими трубками определяем по формуле [1]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{omл}} = \frac{1}{\frac{1}{16439} + \frac{1,4 \cdot 10^{-3}}{19} + \frac{1}{24380}} = 5697 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где термическое сопротивление отложений $R_{omл}$ в первом расчет примем равным нулю; коэффициент теплопроводности материала трубок (08X18H10T) по [1]: $\lambda_{cm} = 19 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Требуемую поверхность теплообмена определим по формуле [4]:

$$F_{mo} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{122,7 \cdot 10^6}{5697 \cdot 28,5} = 756,3 \text{ м}^2.$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

Длину труб теплопередающей поверхности найдем по известной площади поверхности и среднему диаметру трубок:

$$L = \frac{F_{mo}}{\pi \cdot d_{cp}} = \frac{756,3}{3,14 \cdot 23,6 \cdot 10^{-3}} = 1,02 \cdot 10^4 \text{ м,}$$

где $d_{cp} = (d_{нар} + d_{вн}) \cdot 0,5 = (25 + 22,2) \cdot 0,5 = 23,6$ мм – средний диаметр теплопередающей трубки.

Длина одной трубки

$$l = \frac{L}{n_{тр}} = \frac{1,02 \cdot 10^4}{1864} = 5,5 \text{ м.}$$

Диаметры подводящих и отводящих патрубков найдем из выражений:

Из уравнения неразрывности найдем площадь поперечного сечения i -го патрубка

$$F_{nam_i} = \frac{G_i}{w_i \cdot \rho_i} .$$

Тогда диаметр патрубка

$$d_{nam_i} = \sqrt{\frac{F_{nam_i} \cdot 4}{\pi}} .$$

Результаты расчетов, проведенных по формулам (3.22), (3.23) представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.2 – Диаметры патрубков входа и выхода сред

	Вода 1 контура	Вода промконтура
Вход	$d_{nam_{вх}}^{нар} = 0,720$ м	$d_{nam_{вх}}^{нар} = 0,426$ м
Выход	$d_{nam_{вых}}^{нар} = 0,720$ м	$d_{nam_{вых}}^{нар} = 0,426$ м

Толщину стенки эллиптического днища найдем из выражения [1]:

$$\delta_{эд} = \frac{P_2 \cdot D_k}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_n} \cdot \frac{D_v}{2 \cdot H_d} ,$$

где P_2 - давление охлаждающей воды, МПа; D_k - наружный диаметр корпуса теплообменника, м; D_v - внутренний диаметр корпуса теплообменника, м;

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

H_0 - высота днища, м; φ - коэффициент прочности днища; σ_n - номинальное допускаемое напряжение, МПа.

Наружный диаметр корпуса $D_k = 1,74$ м, внутренний диаметр кожуха $D_g = 1,2$ м по [2], коэффициент прочности днища $\varphi = 1$, т.к. днище глухое без отверстий [1], номинальное допустимое напряжение $\sigma_n = 22$ МПа [1].

Высоту днища найдем из выражения [1]:

$$H_0 = 0,25 \cdot D_k = 0,25 \cdot 1,74 = 0,43 \text{ м.}$$

Тогда толщина днища:

$$\delta_{\text{дд}} = \frac{0,8 \cdot 1,74}{4 \cdot 1 \cdot 22} \cdot \frac{1,2}{2 \cdot 0,43} = 0,022 \text{ м.}$$

Расчет трубной доски:

$$\delta_{\text{тд}} = 0,393 \cdot D_g \cdot \sqrt{\frac{P_2}{\varphi \cdot \sigma_n}},$$

где φ - коэффициент прочности трубной доски; $\sigma_n = 22$ МПа [1].

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d_{\text{нар}}}{s} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{25}{35} = 0,47,$$

где $s = d_{\text{нар}}/x$ - шаг между центрами отверстий в трубной доске.

Тогда толщина трубной доски:

$$\delta_{\text{тд}} = 0,393 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{\frac{0,8}{0,47 \cdot 22}} = 0,131 \text{ м.}$$

3.3.2 Проверка алгоритма проектного расчета

Поверочный расчет производится для установления возможности применения спроектированного теплообменника для системы САПР. В этом расчете заданы размеры аппарата и условия его работы; требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. Следовательно, целью расчета является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата. Поверочный расчет производится по той же методике, что и в пункте 3.2.2.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

Исходные данные для расчета:

- площадь теплообмена: $F_{\text{ТО}}=756,3 \text{ м}^2$;
- температура воды 1 контура на входе в ТО: $t'_1=130 \text{ °C}$;
- температура воды промконтура на входе в ТО: $t'_2=33 \text{ °C}$;
- расход воды 1 контура: $G_1=416,7 \text{ кг/с}$;
- расход воды промконтура: $G_2=437,2 \text{ кг/с}$;
- коэффициент теплопередачи: $k = 5697 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$;

Произведем расчет температуры воды 1 контура на выходе из ТО, задавшись температурой воды промконтура на выходе из ТО.

Примем $t''_2 = 100 \text{ °C}$.

Из формулы (3.1) выражаем температуру воды 1 контура на выходе из ТО t''_1 :

$$t''_1 = t'_1 - \frac{G_2 \cdot c_2}{G_1 \cdot c_1} \cdot (t''_2 - t'_2) = 130 - \frac{437,2 \cdot 4,19}{416,7 \cdot 4,21} \cdot (100 - 33) = 60 \text{ °C}.$$

Изобарные теплоемкости c_1 и c_2 берем из расчетов в пункте 3.2.1.

Больший и меньший температурные напоры, а также средний логарифмический температурный напор рассчитаем по формулам (3.3) - (3.5):

Большой температурный напор

$$\Delta t_{\text{б}} = t'_1 - t''_2 = 130 - 100 = 30 \text{ °C};$$

Меньший температурный напор

$$\Delta t_{\text{м}} = t''_1 - t'_2 = 60 - 33 = 27 \text{ °C};$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{30 - 27}{\ln\left(\frac{30}{27}\right)} = 28,5 \text{ °C};$$

Тепловой поток выразим из формулы (3.19)

$$Q = k \cdot F_{\text{мо}} \cdot \Delta t = 5697 \cdot 756,3 \cdot 28,5 = 122,7 \text{ МВт}.$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

Проверим, сходится ли значение теплового потока, рассчитанного в поверочном расчете, со значением, полученным в тепловом расчете. Погрешность не должна превышать 0,5%.

$$\Delta(Q) = \frac{122,7 - 122,7}{122,7} \cdot 100\% = 0\%$$

Полученная погрешность не превышает 0,5%, значит, расчет произведен верно, итерации не требуются.

Тогда тепловой поток принимаем:

$$Q = 122,7 \text{ МВт.}$$

3.3.3 Гидродинамический расчет

Данный расчет производится по формулам, представленным в пункте 3.2.3.

Полное сопротивление движения потока в канале складывается из потерь давления на трение, потерь от местных сопротивлений и нивелирных потерь. [1 рассох]. Т.к. проектируемый теплообменник является горизонтальным, нивелирные потери малы, и ими можно пренебречь.

Полное сопротивление движения потока:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м}.$$

Т.к. в данном расчете рассматриваются трубки с кольцевыми турбулизаторами, то все коэффициенты местного сопротивления пересчитываются по зависимостям из [5]:

Для коэффициентов сопротивления при протекании воды 1 контура:

$$\frac{\xi_{мп}}{\xi_{мп_{2л}}} = \left(1 + \frac{100 \cdot (\lg(Re_1) - 4,6) \cdot (1 - d/D)^{1,65}}{\exp(t/D)^{0,3}}\right) \cdot \left(\exp\left(\frac{25 \cdot (1 - d/D)^{1,32}}{t/D^{0,75}}\right)\right). \quad (3.33)$$

Для коэффициентов сопротивления при протекании воды промконтура:

$$\begin{aligned} \frac{\xi_{мп}}{\xi_{мп_{2л}}} = & 1 + \left(3,21 \cdot \frac{h}{d_{3\infty}}\right) \cdot (\lg(Re_2) - 2,27) + 0,09 \cdot (\lg(Re_2) - 4,3) \times \\ & \times \sin\left(\left(1 - 22,44 \cdot \frac{h}{d_{3\infty}}\right) \cdot \pi\right) \cdot \left(1,4 - 0,488 \cdot \frac{t}{d_{3\infty}}\right). \end{aligned} \quad (3.34)$$

Произведем расчет формул (3.33) и (3.34):

Для воды 1 контура

$$\frac{\xi}{\xi_{2l}} = \left(1 + \frac{100 \cdot (\lg(8,62 \cdot 10^4) - 4,6) \cdot (1 - 0,94)^{1,65}}{\exp(0,5)^{0,3}}\right) \cdot \left(\exp\left(\frac{25 \cdot (1 - 0,94)^{1,32}}{0,5^{0,75}}\right)\right) = 3,12.$$

$$\xi = \xi_{2l} \cdot 3,12.$$

Для воды промконтура:

$$\frac{\xi}{\xi_{2l}} = 1 + ((3,21 \cdot 0,1) \cdot (\lg(2,77 \cdot 10^5) - 2,27) + 0,09 \cdot (\lg(2,77 \cdot 10^5) - 4,3) \times \sin((1 - 22,44 \cdot 0,1) \cdot \pi) \cdot (1,4 - 0,488 \cdot 0,5) = 2,02.$$

$$\xi = \xi_{2l} \cdot 2,02.$$

ξ_{2l} - коэффициенты сопротивления, рассчитанные в пункте 3.2.3.

Расчет потерь на трение производится по следующей формуле [1]:

$$\Delta P_{mp} = \xi_{mp} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2}.$$

Потери на трение при движении воды 1 контура (в трубках):

$$\Delta P_{mp} = \xi_{mp} \cdot \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2},$$

где l – длина теплопередающей трубки, м; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубки, м; ρ_1 – плотность воды 1 контура, кг/м³; w_1 – скорость движения воды 1 контура в трубках, м/с; ξ_{mp} – коэффициент трения.

Коэффициент трения определяется формулой [1]:

$$\xi_{mp} = (1,74 + 2 \cdot \log\left(\frac{r_{вн}}{\delta_{ш}}\right))^{-2},$$

где $r_{вн} = \frac{d_{вн}}{2} = \frac{22,2 \cdot 10^{-3}}{2} = 11,1 \cdot 10^{-3}$ м – внутренний радиус трубки; $\delta_{ш}$ – шероховатость трубы, для нержавеющей стали $\delta_{ш} \leq 0,05$ мм, принимаем $\delta_{ш} = 0,05$ мм.

Формула (3.28) справедлива при $Re > Re_{пер}$.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$Re_1 = 8,62 \cdot 10^4$ – берем из расчетов в пункте 3.2.1,

$$Re_{неp} = 120 \cdot \frac{d_{вн}}{\delta_{иу}} = 120 \cdot \frac{22,2}{0,05} = 5,33 \cdot 10^4 \text{ – по [1].}$$

Тогда коэффициент трения будет равен:

$$\xi_{mp} = (1,74 + 2 \cdot \log(\frac{11,1}{0,05}))^{-2} = 0,024.$$

Коэффициент трения для труб с кольцевыми турбулизаторами равен:

$$\xi_{mp} = 0,024 \cdot 3,12 = 0,075.$$

Потери на трение при движении воды 1 контура:

$$\Delta P_{mp} = 0,075 \cdot \frac{8,4}{22,2 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{962,8 \cdot 1,2^2}{2} = 1,29 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Потери на трение при движении воды промконтура (в межтрубном пространстве):

$$\Delta P_{mp} = \xi_{mp} \cdot \frac{l}{d_2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2},$$

где l – длина теплопередающей трубки, м; d_2 – гидравлический диаметр межтрубного пространства, м; ρ_2 – плотность воды промконтура, кг/м³; w_2 – скорость движения воды 1 контура в трубках, м/с; ξ_{mp} – коэффициент трения.

$$Re_2 = 2,77 \cdot 10^5, Re_{неp} = 120 \cdot \frac{d_2}{\delta_{иу}} = 120 \cdot \frac{29}{0,05} = 6,97 \cdot 10^4.$$

Гидравлический диаметр берем из расчетов в пункте 3.2.1.

Коэффициент трения равен:

$$\xi_{mp} = (1,74 + 2 \cdot \log(\frac{14,5}{0,05}))^{-2} = 0,023.$$

Коэффициент трения для труб с кольцевыми турбулизаторами:

$$\xi_{mp} = 0,23 \cdot 2,02 = 0,045.$$

Потери на трение при движении воды промконтура:

$$\Delta P_{mp} = 0,045 \cdot \frac{8,4}{29 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{980,1 \cdot 4,1^2}{2} = 7,17 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

Потери от местных сопротивлений делятся на потери при входе, выходе.

В общем виде потери от местного сопротивления рассчитываются по формуле [1]:

$$\Delta P_m = \xi_m \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2}$$

Вода 1 контура течет внутри трубок, поэтому рассматриваем местные сопротивления при внезапном сужении и расширении и при повороте.

Потери при входе в трубный пучок:

$\xi_m = 0,5$ определяется по [1, рис. 7.1], с учетом формулы (3.33), коэффициент местного сопротивления $\xi_m = 0,5 \cdot 3,12 = 1,56$:

$$\Delta P_m = 1,56 \cdot \frac{962,8 \cdot 1,2^2}{2} = 1,31 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Потери при выходе из трубного пучка:

$\xi_m = 0,8$ определяется по [1, рис. 7.1], с учетом формулы (3.33), коэффициент местного сопротивления $\xi_m = 0,8 \cdot 3,12 = 2,5$:

$$\Delta P_m = 2,5 \cdot \frac{962,8 \cdot 1,2^2}{2} = 2,09 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Потери при повороте в камере:

$\xi_m = 1,5$ определяется по [1], с учетом формулы (3.33), коэффициент местного сопротивления $\xi_m = 1,5 \cdot 3,12 = 4,68$:

$$\Delta P_m = 4,68 \cdot \frac{962,8 \cdot 1,2^2}{2} = 3,91 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Вода промконтура течет в межтрубном пространстве, в этом случае местные сопротивления будут от входа и выхода в межтрубное пространство, и повороте в межтрубном пространстве.

Потери при входе в межтрубное пространство равны потерям при выходе из него:

$\xi_m = 1,5$ определяется по [1, рис. 7.1], с учетом формулы (3.34), коэффициент местного сопротивления $\xi_m = 1,5 \cdot 2,02 = 3,03$:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

$$\Delta P_m = 3,03 \cdot \frac{980,1 \cdot 4,1^2}{2} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Потери при повороте в межтрубном пространстве:

$\xi_m = 1,5$ определяется по [1], с учетом формулы (3.33), коэффициент местного сопротивления $\xi_m = 1,5 \cdot 2,02 = 3,03$:

$$\Delta P_m = 3,03 \cdot \frac{980,1 \cdot 4,1^2}{2} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления при движении воды 1 контура:

$$\Delta P = (1,29 + 1,31 + 2,09 + 3,91) \cdot 10^4 = 8,6 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления при движении воды промконтура:

$$\Delta P = 5,45 \cdot 10^4 + 3 \cdot 2,1 \cdot 10^3 = 78 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

3.4 Расчет пластинчатого теплообменника

3.4.1 Конструкторский и тепловой расчет

Некоторые величины данного расчета примем из теплового расчета, проведенного для кожухотрубного теплообменника.

Исходные данные:

- температура воды 1 контура на входе в ТО: $t'_1 = 130 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура воды 1 контура на выходе из ТО: $t''_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура воды промконтура на входе в ТО: $t'_2 = 33 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура воды промконтура на выходе из ТО: $t''_2 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$;
- давление воды 1 контура: $p_1 = 2,15 \text{ МПа}$;
- давление воды промконтура: $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$;
- расход воды 1 контура: $G_1 = 416,7 \text{ кг/с}$;
- тепловой поток: $Q = 123,3 \text{ МПа}$;
- средний логарифмический температурный напор: $\Delta t = 34,6 \text{ }^\circ\text{C}$;
- располагаемый напор по стороне воды 1 контура: $\Delta p_1 = 40 \text{ кПа}$;
- располагаемый напор по стороне воды промконтура:
 $\Delta p_2 = 100 \text{ кПа}$;

Расчет соотношения числа ходов для греющей X_1 и нагреваемой X_2 произведем по формуле [4]:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_1}{G_2}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2}\right)^{0,364} \cdot \left(\frac{1000 - \bar{t}_2}{1000 - \bar{t}_1}\right) = \left(\frac{416,7}{437,2}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100}\right)^{0,364} \times$$

$$\times \left(\frac{1000 - 66,5}{1000 - 95}\right) = 0,713 \quad (3.35)$$

Полученное соотношение числа ходов не превышает 2, значит для повышения скорости воды и, следовательно, для эффективности теплообмена выбираем схему движения потоков симметричную, представленную на рисунке 3.6.

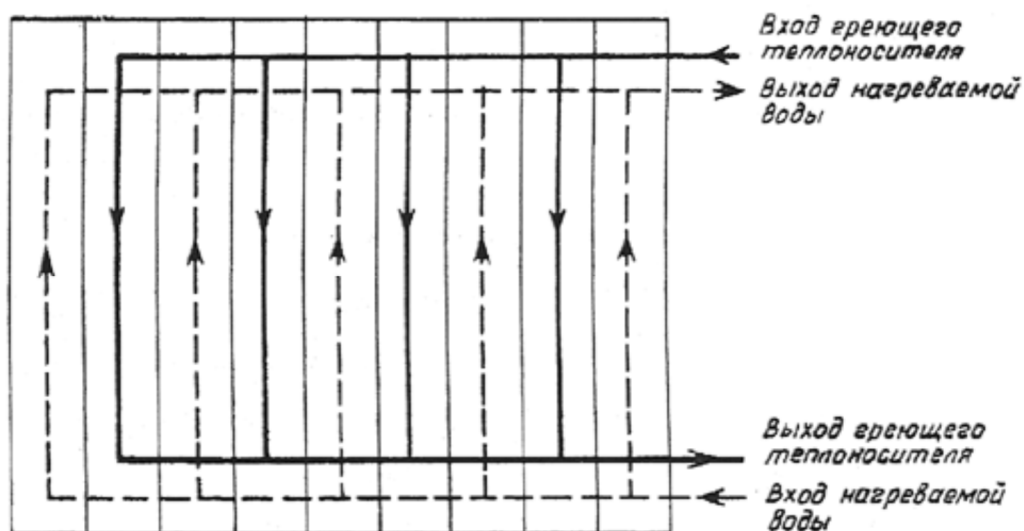


Рисунок 3.6 – Симметричная компоновка пластинчатого ТО

Согласно ГОСТ 15515 принимаем оптимальную скорость движения в каналах теплообменного аппарата $w_{opt} = 0,4$ м/с. Для проектируемого теплообменника выбираем пластину 0,5Пр. Основные технические характеристики пластины представлены в приложении Б.

Определим требуемое количество каналов по воде промконтура [4]:

$$m_2 = \frac{G_2}{w_{opt} \cdot f_k \cdot \rho_2} = \frac{437,2}{0,4 \cdot 2,85 \cdot 10^{-3} \cdot 980,1} = 392. \quad (3.36)$$

где G_2 – массовый расход воды промконтур, кг/с; f_k – живое сечение для одного межпластинчатого канала для выбранной пластины $f_k=0,00285 \text{ м}^2$; $\rho_2 = 980,1 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды промконтур,.

Плотности воды, расходы в этом и последующих расчетах принимаются из пункта 3.2.

Т.к. компоновка проектируемого подогревателя симметричная, то количество каналов по воде промконтур и воде первого контура будут равны $m_2 = m_1$.

Общее живое сечение каналов в пакете по ходу воды промконтур и 1 контура:

$$f_1 = f_2 = m_1 \cdot f_k = 392 \cdot 2,85 \cdot 10^{-3} = 1,12 \text{ м}^2. \quad (3.37)$$

Фактические скорости воды 1 контура и промконтур найдем по формуле [4]:

$$w_i = \frac{G_i}{f_i \cdot \rho_i}. \quad (3.38)$$

Фактическая скорость воды 1 контура:

$$w_1 = \frac{G_1}{f_1 \cdot \rho_1} = \frac{416,7}{1,12 \cdot 962,8} = 0,387 \text{ м/с.}$$

Фактическая скорость воды промконтур:

$$w_2 = \frac{G_2}{f_2 \cdot \rho_2} = \frac{437,2}{1,12 \cdot 980,1} = 0,399 \text{ м/с.}$$

Согласно формуле, представленной в [4], коэффициент теплоотдачи воды 1 контура к стенке пластины:

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot A \cdot (23000 + 283 \cdot \bar{t}_1 - 0,63 \cdot \bar{t}_1^2) \cdot w_1^{0,73}, \quad (3.39)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин, для выбранного типа пластин $A=0,492$ (см. Приложение Б).

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 95 - 0,63 \cdot 95^2) \cdot 0,387^{0,73} = 12624 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

Коэффициент теплоотдачи от стенки пластины к воде промконтур рассчитывается по формуле:

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot A \cdot (23000 + 283 \cdot \bar{t}_2 - 0,63 \cdot \bar{t}_2^2) \cdot w_2^{0,73}.$$

Подставив значения, получим:

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 66,5 - 0,63 \cdot 66,5^2) \cdot 0,399^{0,73} = 11683 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле (3.18):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{nl}}{\lambda_{nl}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{oml}} = \frac{1}{\frac{1}{12624} + \frac{10^{-3}}{16} + \frac{1}{11683}} = 4399 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где толщина пластины $\delta_{nl} = 1$ мм (см. Приложение Б); коэффициент теплопроводности материала пластин $\lambda_{nl} = 16$ Вт/(м·К) [ГОСТ 15518]; термическое сопротивление отложений R_{oml} в первом расчет примем равным нулю (влияние отложений на коэффициент теплопередачи представлено в виде зависимостей в Приложении А).

Необходимую поверхность теплообмена определим по формуле (3.19).

$$F_{mo} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{122,7 \cdot 10^6}{4399 \cdot 34,6} = 806,1 \text{ м}^2.$$

Количество ходов в теплообменнике:

$$X = \frac{F_{mo} + f_{nl}}{2 \cdot m_1 \cdot f_{nl}} = \frac{806,1 + 0,5}{2 \cdot 392 \cdot 0,5} = 2,1, \quad (3.40)$$

где f_{nl} – поверхность нагрева одной пластины (см. Приложение Б), для выбранной пластины $f_{nl} = 0,5$ м².

Число ходов округляется до целой величины, значит число ходов в проектируемом теплообменнике $X = 2$.

Действительная поверхность нагрева проектируемого аппарата определяется по формуле [4]:

$$F = (2 \cdot m \cdot X - 1) \cdot f_{nl} = (2 \cdot 92 \cdot 2 - 1) \cdot 0,5 = 1175 \text{ м}^2. \quad (3.41)$$

3.4.2 Гидродинамический расчет

Коэффициент общего гидравлического сопротивления:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

$$\xi_i = \frac{2,24}{\text{Re}_i^{0,25}}. \quad (3.42)$$

Коэффициент сопротивления для воды 1 контура:

$$\xi_1 = \frac{2,24}{\text{Re}_1^{0,25}}.$$

Число Рейнольдса рассчитаем по формуле (3.12):

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_э}{\nu_1},$$

где $d_э$ - эквивалентный диаметр канала, м; ν_1 - коэффициент кинематической вязкости, определен в пункте 3.2.

Эквивалентный диаметр определяется формулой:

$$d_э = \frac{4 \cdot F_k}{\Pi} = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,57}{2 \cdot (5 \cdot 10^{-3} + 0,57)} = 9,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad (3.43)$$

где F_k – площадь канала, м; Π – смоченный периметр канала, м; a и b – расстояние между пластинами и ширина пластины соответственно (см. Приложение Б).

Тогда число Рейнольдса будет равно:

$$\text{Re}_1 = \frac{0,387 \cdot 9,9 \cdot 10^{-3}}{3,09 \cdot 10^{-7}} = 1,24 \cdot 10^4.$$

Коэффициент сопротивления для воды 1 контура:

$$\xi_1 = \frac{2,24}{(1,24 \cdot 10^4)^{0,25}} = 2,12.$$

Используя формулы (3.42) и рассчитаем коэффициент сопротивления воды промконтура:

$$\xi_2 = \frac{2,24}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{2,24}{(9,14 \cdot 10^3)^{0,25}} = 2,29.$$

Число Рейнольдса рассчитаем по формуле (3.12):

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_э}{\nu_2} = \frac{0,399 \cdot 9,9 \cdot 10^{-3}}{4,33 \cdot 10^{-7}} = 9,14 \cdot 10^3,$$

где d_3 - эквивалентный диаметр канала, м; ν_1 - коэффициент кинематической вязкости, определен в пункте 3.2.

Гидравлическое сопротивление пакетов пластин найдем по формуле [4]:

$$\Delta P_i = \xi_i \cdot \frac{H_{nl}}{d_3} \cdot \rho_i \cdot \frac{w_i^2}{2} \cdot X, \quad (3.44)$$

где H_{nl} - высота пластины, для выбранной пластины $H_{nl} = 1,38$ м, (см. Приложение А).

Гидравлическое сопротивление пакетов по стороне воды 1 контура:

$$\Delta P_1 = \xi_1 \cdot \frac{H_{nl}}{d_3} \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot X = 2,12 \cdot \frac{1,38}{9,9 \cdot 10^{-3}} \cdot 962,8 \cdot \frac{0,387^2}{2} \cdot 2 = 6,4 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление пакетов по стороне воды промконтура:

$$\Delta P_2 = \xi_2 \cdot \frac{H_{nl}}{d_3} \cdot \rho_2 \cdot \frac{w_2^2}{2} \cdot X = 2,29 \cdot \frac{1,38}{9,9 \cdot 10^{-3}} \cdot 980,1 \cdot \frac{0,399^2}{2} \cdot 2 = 7,5 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

3.5. Выводы по расчетной части

Проанализируем полученные результаты, представленные в табл 3.3.

Таблица 3.3 – Основные результаты

	k , Вт/(м ² · К)	$F_{то}$, м ²	Габариты (длина×ши- рина×вы- сота), мм	ΔP , кПа		Эффективность		Масса, кг
				1 кон- тур	пром- контур	Энер- гетиче- ская	Термо- динами- ческая	
Кожухотр. с гладкими трубками	3711	1161	8400×2285 ×1740	8,28	9,2	1,4	0,992	53690
Кожухотр. с турбули- заторами	5697	756,3	5500×2285 ×1740	86	78	0,32	0,992	33392
Пластинча- тый	4399	806,1	3070×1192 ×1142	64	75	0,51	0,992	12030

Как видно из таблицы 3.3 кожухотрубный теплообменник с применением гладких трубок имеет самый низкий коэффициент теплопередачи k , сле-

довательно самую большую площадь теплообмена $F_{то}$ при самых больших габаритах аппарата, но при этом гидравлические потери при движении сред у данного типа теплообменника самые низкие, что снизит затраты на энергию насосных аппаратов.

Кожухотрубный теплообменник с трубками, имеющими кольцевые турбулизаторы, как и предполагалось, имеет коэффициент теплопередачи выше в 1,5 раза, по сравнению с применением гладких труб и в 1,3 раза выше по сравнению с пластинчатым теплообменником. Также у данного типа аппарата самая маленькая площадь теплообмена при габаритах меньших в сравнении с предыдущим типом теплообменника, но больших, в сравнении с пластинчатым теплообменником. Но применение кольцевых турбулизаторов создает дополнительные гидравлические сопротивления, которые самые большие из всех рассмотренных вариантов.

Пластинчатый же теплообменник самый компактный из приведенных и самый легкий, коэффициент теплопередачи, площадь теплообмена и гидравлические потери промежуточные между кожухотрубными с применением интенсификации и без нее.

На данном этапе исследования можно сделать вывод, что самым целесообразным является применение пластинчатого теплообменника.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

4. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ОТ ЗАМЕНЫ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА НА ПЛАСТИНЧАТЫЙ

К внедрению пластинчатых теплообменников во всем мире пришли в результате сравнения различных типов теплообменных аппаратов.

Среди теплообменников всех типов пластинчатые теплообменники обладают самой высокой теплообменной способностью. Это далеко не единственное их достоинство над другими типами теплообменных аппаратов. К достоинствам пластинчатых теплообменников также можно отнести:

- благодаря турбулентному потоку теплообмен проходит наиболее интенсивно, загрязнение теплообменных поверхностей минимально;
- пластинчатые теплообменники очень компактны и не требуют специального фундамента для установки;
- прост в обслуживании;
- объем воды небольшой, поэтому регулирование осуществляется быстро;
- теплообменники могут быть подобраны по мощности, а в последствии их мощность можно легко изменить;
- исключено смешение сред;
- стоимость пластинчатого теплообменника ниже, чем кожухотрубного.

На экономический же эффект влияют такие показатели как: большой коэффициент теплоотдачи, увеличение срока службы, отсутствие в необходимости теплоизоляции.

4.1 Экономический эффект при новом строительстве

4.1.1 Кожухотрубный теплообменник

Расчет общепроизводственных расходов

Расчет общепроизводственных расходов состоит из расходов на содержание и эксплуатацию оборудования, в которые входят затраты:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		56

- износ оборудования на полное восстановление;
- ремонт оборудования;

Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования составят:

$$C_{\text{эо}} = C_{\text{и}} + C_{\text{р}} + C_{\text{сом}}. \quad (4.1)$$

Износ оборудования на полное восстановление начисляется по нормам с учетом нагрузки и числа часов работы оборудования.

Начисления амортизации производится по группам основных фондов по каждой станции ежемесячно. За время ремонтов и простоев оборудования начисление амортизации не прекращается.

$$C_{\text{и}} = C_{\text{ф}}^{\text{осн}} \cdot N_{\text{год}}, \quad (4.2)$$

где $C_{\text{ф}}^{\text{осн}}$ - среднегодовая стоимость теплообменника.

$N_{\text{год}}$ - годовая норма амортизационных отчислений (3,3%).

$$C_{\text{и}} = 300000 \text{руб} \cdot 3,3\% = 9900 \text{руб}.$$

Затраты на ремонт оборудования:

$$C_{\text{р}} = C_{\text{ф}}^{\text{осн}} \cdot N_{\text{р}}, \quad (4.3)$$

где $N_{\text{р}}$ - коэффициент, учитывающий затраты на ремонты и осмотры (30% годовых).

$$C_{\text{р}} = 300000 \text{руб} \cdot 0,3 = 90000 \text{руб}.$$

Затраты на смазочно-обтирочные материалы укрупнено могут быть приняты в размере 8÷10% от затрат на ремонт оборудования:

$$C_{\text{сом}} = C_{\text{р}} \cdot 8\% = 90000 \cdot 0,08 = 7200 \text{руб}.$$

$$C_{\text{эо}} = 9900 + 90000 + 7200 = 107100 \text{руб}.$$

Издержки на эксплуатацию базового оборудования (кожухотрубный теплообменник):

Издержки складываются из общепроизводственных расходов, затрат на промывку аппарата:

$$I_{\text{б}} = C_{\text{эо}} + C_{\text{пром}}. \quad (4.4)$$

Затраты на промывку [6]:

$$C_{\text{пром}} = 67000 \text{руб}.$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Тогда:

$$И_6=107100+ 67000=174100 \text{ руб.}$$

Капиталовложения в кожухотрубный теплообменник

К капиталовложениям рассматриваемого оборудования относятся: стоимость теплообменника, затраты на его монтаж, транспортировка, затраты на изоляцию, таким образом, капиталовложения можно определить как:

$$K_6=C_{\phi}+C_T+C_{из}+C_M. \quad (4.5)$$

Стоимость аппарата была представлена в предыдущих расчетах, $C_{\phi}=300000$ руб.

Транспортировка груза осуществляется железнодорожным транспортом, стоимость перевозки габаритного груза (20м×2,2м×4м) составляет 40руб/км. Расстояние от завода-изготовителя до АЭС составляет 500 км, таким образом:

$$C_T=40 \cdot 500=20000 \text{ руб.}$$

Стоимость изоляции составляет:

$$C_{из}=40000 \text{ руб.}$$

Стоимость монтажа (по весу) [1]:

$$C_M=14900 \text{ руб.}$$

Отсюда капиталовложения составят:

$$K_6=300000+20000+40000+14900=374900 \text{ руб.}$$

4.1.2 Пластинчатый теплообменник

Расчет общепроизводственных расходов

Расчет общепроизводственных расходов так же как и при расчете кожухотрубного теплообменника состоит из расходов на содержание и эксплуатацию оборудования, в которые входят затраты:

- износ оборудования на полное восстановление;
- ремонт оборудования;

Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования составят:

$$C_{эо}=C_{и}+ C_p+ C_{сом}. \quad (4.6)$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		58

Износ оборудования на полное восстановление начисляется по нормам с учетом нагрузки и числа часов работы оборудования.

Начисления амортизации производится по группам основных фондов по каждой станции ежемесячно. За время ремонтов и простоев оборудования начисление амортизации не прекращается.

$$C_{и} = C_{\phi}^{осн} \cdot N_{год},$$

где $C_{\phi}^{осн}$ - среднегодовая стоимость теплообменника.

$N_{год}$ - годовая норма амортизационных отчислений (3,3%).

$$C_{и} = 280000 \text{ руб} \cdot 3,3\% = 9240 \text{ руб.}$$

Затраты на ремонт оборудования:

$$C_{р} = C_{\phi}^{осн} \cdot N_{р},$$

где $N_{р}$ - коэффициент, учитывающий затраты на ремонты и осмотры (30% годовых).

$$C_{р} = 280000 \text{ руб} \cdot 0,3 = 84000 \text{ руб.}$$

Затраты на смазочно-обтирочные материалы укрупнено могут быть приняты в размере 8÷10% от затрат на ремонт оборудования:

$$C_{сом} = C_{р} \cdot 8\% = 84000 \cdot 0,08 = 6720 \text{ руб.}$$

$$C_{зо} = 9240 + 84000 + 6720 = 99960 \text{ руб}$$

Издержки на эксплуатацию нового оборудования (пластинчатый теплообменник):

Издержки складываются из общепроизводственных расходов, затрат на промывку аппарата:

$$I_{б} = C_{зо} + C_{пром}. \quad (4.7)$$

Затраты на промывку :

$$C_{пром} = 15000 \text{ руб.}$$

Тогда:

$$I_{и} = 99960 + 15000 = 114960 \text{ руб}$$

Капиталовложения в пластинчатый теплообменник

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		59

К капиталовложениям рассматриваемого оборудования относятся: стоимость теплообменника, затраты на его монтаж, транспортировка, затраты на изоляцию, таким образом, капиталовложения можно определить как:

$$K_H = C_{\phi} + C_T + C_{из} + C_M. \quad (4.8)$$

Стоимость аппарата была представлена в предыдущих расчетах,

$$C_{\phi} = 280000 \text{ руб.}$$

Транспортировка груза осуществляется железнодорожным транспортом, стоимость перевозки габаритного груза (20м×2,2м×4м) составляет 40руб/км. Расстояние от завода-изготовителя до АЭС составляет 500 км, таким образом:

$$C_T = 40 \cdot 500 = 20000 \text{ руб.}$$

Т.к. в данный тип теплообменника не нуждается в изоляции, то затраты на нее нет.

Стоимость монтажа (по весу):

$$C_M = 2300 \text{ руб.}$$

Отсюда капиталовложения составят:

$$K_H = 280000 + 20000 + 2300 = 302300 \text{ руб.}$$

4.1.3. Экономический эффект

Экономический эффект может быть рассчитан, как разность приведенных затрат по вариантам базового и нового оборудования:

$$\mathcal{E} = Z_6 - Z_H = K \cdot r + \Delta I, \quad (4.9)$$

где: $K = K_6 - K_H = 374900 - 302300 = 72600 \text{ руб}$ - разница капиталовложений в базовое и новое оборудование;

$\Delta I = I_6 - I_H = 174100 - 114960 = 59140 \text{ руб}$ - разница в ежегодных издержках на эксплуатацию базового и нового оборудования;

r – ставка дисконтирования, для проекта с новым строительством $r = 0,1 \div 0,12$, принимаем $r = 0,11$.

$$\mathcal{E} = 72600 \cdot 0,11 + 59140 = 67130 \text{ руб.}$$

В системе аварийного и планового расхолаживания устанавливаются 4 теплообменника, т.е. экономический эффект для системы в целом составит:

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

$$\mathcal{E}_{\text{сис}} = \mathcal{E} \cdot 4 = 67130 \cdot 4 = 268500 \text{ руб.}$$

4.2 Экономический эффект от реконструкции

При расчете экономического эффекта, издержки остаются прежними, как и для расчета экономического эффекта от нового строительства:

Для кожухотрубного теплообменника:

$$I_6 = 174100 \text{ руб.}$$

Для пластинчатого теплообменника:

$$I_n = 114960 \text{ руб.}$$

И разница в ежегодных издержках на эксплуатацию базового и нового оборудования:

$$\Delta I = 59140 \text{ руб.}$$

4.2.1 Капиталовложения

Так как демонтируемое старое оборудование нигде не используется, то в составе единовременных затрат на новое оборудование следует учитывать, помимо капиталовложений, также затраты на демонтаж действующего оборудования и его остаточную стоимость, а также ликвидную стоимость демонтированного оборудования.

Исходя из этого единовременные затраты на новое оборудование можно найти, используя следующее выражение:

$$K = K_n + K_{\text{дем}} + K_{\text{ост}} - K_{\text{л}} \quad (4.10)$$

$$K_n = C_{\text{ф}} + C_{\text{т}} + C_{\text{из}} + C_{\text{м}} \quad (4.11)$$

Стоимость аппарата была представлена в предыдущих расчетах, $C_{\text{ф}} = 280000$ руб.

Транспортировка груза осуществляется железнодорожным транспортом, стоимость перевозки габаритного груза (20м×2,2м×4м) составляет 40руб/км. Расстояние от завода-изготовителя до АЭС составляет 500 км, таким образом:

$$C_{\text{т}} = 40 \cdot 500 = 20000 \text{ руб.}$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Т.к. в данный тип теплообменника не нуждается в изоляции, то затраты на нее нет.

Стоимость монтажа (по весу) :

$$C_M=2300 \text{ руб.}$$

Отсюда капиталовложения составят:

$$K_H=280000+20000+2300=302300 \text{ руб.}$$

Затраты на демонтаж действующего оборудования:

$$K_{\text{дем}}=15000 \text{ руб.}$$

Остаточная стоимость действующего оборудования:

$$K_{\text{ост}}=70000 \text{ руб.}$$

Ликвидная стоимость демонтированного оборудования:

$$K_L=90000 \text{ руб.}$$

Тогда единовременные затраты на новое оборудование равны:

$$K=302300+15000+70000 - 90000=297300 \text{ руб.}$$

4.2.2 Экономический эффект

Экономический эффект может быть рассчитан, как разность приведенных затрат по вариантам базового и нового оборудования:

$$\mathcal{E}=Z_6 - Z_H, \quad (4.12)$$

где Z_6 – приведенные затраты по варианту базового оборудования.

$$Z_6 = C_H + C_P + C_{\text{сом}}. \quad (4.13)$$

Износ оборудования на полное восстановление начисляется по нормам с учетом нагрузки и числа часов работы оборудования.

Начисления амортизации производится по группам основных фондов по каждой станции ежемесячно. За время ремонтов и простоев оборудования начисление амортизации не прекращается.

$$C_H = C_{\text{ф}}^{\text{осн}} \cdot N_{\text{год}}.$$

где $C_{\text{ф}}^{\text{осн}}$ - среднегодовая стоимость теплообменника;

$N_{\text{год}}$ - годовая норма амортизационных отчислений (3,3%).

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

$$C_{и}=300000\text{руб}\cdot 3,3\%=9900\text{руб.}$$

Затраты на ремонт оборудования:

$$C_p=C_{\phi}^{\text{осн}}\cdot N_p\cdot$$

где N_p - коэффициент, учитывающий затраты на ремонты и осмотры (30% годовых).

$$C_p=300000\text{руб}\cdot 0,3=90000\text{руб.}$$

Затраты на смазочно-обтирочные материалы укрупнено могут быть приняты в размере 8÷10% от затрат на ремонт оборудования:

$$C_{\text{сом}}=C_p\cdot 8\%=90000\cdot 0,08=7200\text{руб.}$$

$$C_{\text{эо}}=9900+90000+7200=107100\text{руб.}$$

Издержки на эксплуатацию базового оборудования (кожухотрубный теплообменник):

Издержки складываются из общепроизводственных расходов, затрат на промывку аппарата:

$$I_{\text{б}}=C_{\text{эо}}+C_{\text{пром.}}$$

Затраты на промывку :

$$C_{\text{пром}}=67000\text{руб.}$$

Тогда:

$$Z_{\text{б}}=107100+67000=174100\text{руб.}$$

$Z_{\text{н}}$ – приведенные затраты по варианту нового оборудования.

$$Z_{\text{н}}=K\cdot r+I_{\text{н}}, \quad (4.14)$$

где r – ставка дисконтирования, для проекта с реконструкцией $r=0,15$;

$I_{\text{н}}$ – эксплуатационные издержки для нового оборудования (пластинчатый теплообменник), принимаем равными $I_{\text{н}}=115000\text{руб.}$

$$Z_{\text{н}}=297300\cdot 0,15+114960=159600\text{руб.}$$

$$\Delta=174100-159600=14540\text{руб.}$$

Т.к. в системе используются 4 теплообменника, то экономический эффект для всей системы составит:

$$\Delta_{\text{сис}}=\Delta\cdot 4=14540\cdot 4=58180\text{руб.}$$

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

4.3 Срок окупаемости проекта

Срок окупаемости без учета ставки дисконтирования:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{\Delta И} = \frac{297300}{59140} \approx 5 \text{ лет.}$$

Срок окупаемости с учетом ставки дисконтирования r :

$$\text{ЧПД} = \frac{-K}{(1+r)^t} + \sum_{t=1}^{T_{\text{рем}}} \frac{\Delta И}{(1+r)^t}$$

Таблица 4.1 – Значения чистого приведенного дохода за первые 9 лет

Показатель	1-ый год	2-ой год	3-ий год	4-ый год	5-ый год	6-ой год	7-ой год	8-ой год	9-ый год
ЧПД, руб.	-207096	-128657	-60449	-1139	50436	95283	134281	168192	197680

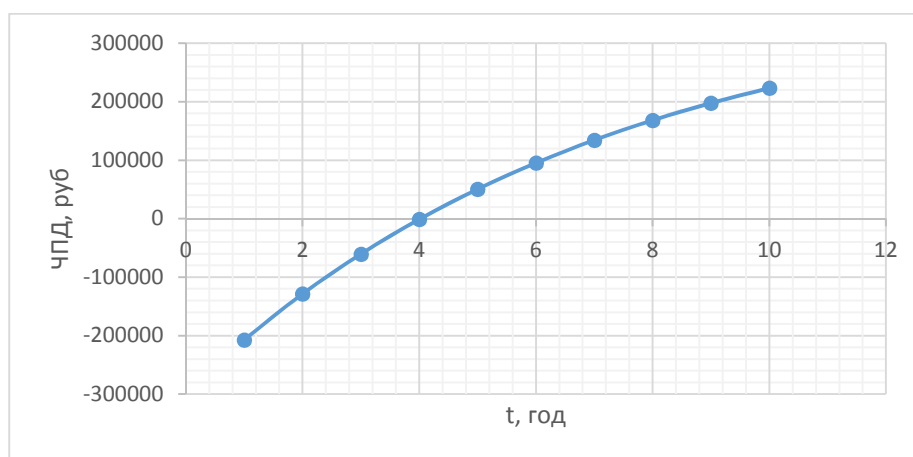


Рисунок 4.1 – Зависимость чистого приведенного дохода от времени эксплуатации.

Как мы можем видеть из рисунка 1, срок окупаемости проекта с учетом ставки дисконтирования составляет 4 года, что на 1 год меньше, чем в расчетах без учета ставки дисконтирования.

Полученные результаты занесены в таблицу 4.2.

Проанализировав результаты, можно сделать вывод, что применение пластинчатых теплообменников целесообразнее по технико-экономическим соображениям, т.к. их стоимость ниже кожухотрубных на 7%, также меньше капиталовложения и издержки.

При новом строительстве экономический эффект больше экономического эффекта при реконструкции на 78%, это связано с отсутствием единовременных затрат на демонтаж оборудования, на потере стоимости старого оборудования после демонтажа.

Срок окупаемости проекта реконструкции составляет 4 года.

Таблица 4.2. Калькуляция на замену теплообменника

	Показатели	Новое строительство		Реконструкция	
		Кожухотрубный	Пластинчатый	Кожухотрубный	Пластинчатый
1	Стоимость ТО, руб	300000	280000	300000	280000
2	Транспортировка, руб	20000	20000	-	-
3	Затраты на изоляцию, руб	40000	-	-	-
4	Затраты на демонтаж, руб	-	-	15000	-
5	Остаточная стоимость, руб	-	-	70000	-
6	Ликвидная стоимость, руб	-	-	90000	-
7	Капиталовложения, руб	374900	302300	297300	
8	Затраты на амортизацию, руб	9900	9240	9900	9240
9	Затраты на ремонт, руб	90000	84000	90000	84000
10	Затраты на смазочно-обтирочные материалы, руб	7200	6720	7200	6720
11	Затраты на промывку, руб	67000	15000	67000	15000
12	Затраты на монтаж	14900	2300	14900	2300
13	Общие издержки, руб	174100	114960	174100	114960
14	Ставка дисконтирования	0,11		0,15	
15	Экономический эффект, руб	67130		14540	
16	Экономический эффект по всей системе, руб	268500		58180	
17	Срок окупаемости, лет	-		4	

5. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Одним из важнейших направлений деятельности инженера является обеспечение безопасности производства, поскольку создаваемая и эксплуатируемая техника и технологии являются основными источниками опасных и вредных производственных факторов. Разрабатывая новую технику или технологический процесс, инженер обязан обеспечить не только их функциональное совершенство и приемлемые экономические показатели, но и достичь требуемого уровня безопасности производства.

В данном разделе излагаются решения по обеспечению безопасности производства, в том числе выявляются и идентифицируются опасные и вредные производственные факторы, разрабатываются методы и средства защиты работников, снижающие воздействие этих факторов до нормативно установленных допустимых значений, а также разрабатываются меры по предупреждению и ликвидации последствий аварийных и чрезвычайных ситуаций.

Опасные вредные производственные факторы представлены в Приложении Г.

5.1 Опасные физические производственные факторы

5.1.1 Электробезопасность

Опасное и вредное воздействия на людей электрического тока, электрической дуги и электромагнитных полей проявляются в виде электротравм и профессиональных заболеваний.

Степень опасного и вредного воздействия на человека электрического тока, электрической дуги и электромагнитных полей зависит от:

- рода и величины напряжения и тока;
- частоты электрического тока;
- пути тока через тело человека;
- продолжительности воздействия электрического тока или электромагнитного поля на организм человека;
- условий внешней среды.

Нормы на допустимые токи и напряжения прикосновения установлены

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		66

ГОСТ 12.1.038 – 82 ССБТ, и представлены в таблице 5.

Таблица 5.1 – Напряжения прикосновения и токи, протекающие через тело человека при нормальном (неаварийном) режиме электроустановки.

Род тока	U , В	I , мА
	не более	
Переменный, 50 Гц	2,0	0,3
Переменный, 400 Гц	3,0	0,4
Постоянный	8,0	1,0

Примечания:
1 Напряжения прикосновения и токи приведены при продолжительности воздействий не более 10 мин в сутки и установлены, исходя из реакции ощущения.
2 Напряжения прикосновения и токи для лиц, выполняющих работу в условиях высоких температур (выше 25°C) и влажности (относительная влажность более 75%), должны быть уменьшены в три раза.

Электробезопасность обеспечивается конструкцией электроустановок (в нашем случае электропривод насоса), техническими способами и средствами защиты (безопасное расположение токоведущих частей, изоляция токоведущих частей, изоляция рабочего места, защитное отключение, заземление).

5.1.2 Пожаробезопасность

Производственные процессы в теплоэнергетическом хозяйстве относятся к категории пожароопасных. Помещение, в котором располагается рассматриваемое оборудование относится к категории Г (умеренная пожароопасная), которая характеризуется наличием негорючих веществ и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени. Огнестойкость стен и перегородок, выполненных из силикатного кирпича или железобетонных панелей, должна соответствовать пределу огнестойкости не менее 3 часов, а перекрытия и покрытия из железобетонных плит не менее 1,5 часа. При планировке промышленных предприятий необходимо предусматривать разрыв между производственными зданиями, сооружениями, закрытыми складами и вспомогательными зданиями.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

В зданиях должны быть предусмотрены конструктивные, объемно-планировочные и инженерно-технические решения, направленные на обеспечение в случае пожара: общей устойчивости и геометрической неизменяемости здания в течение определенного времени, определяемого его требуемой степенью огнестойкости; возможности эвакуации людей наружу на прилегающую к зданию территорию до наступления угрозы их жизни и здоровью вследствие воздействия опасных факторов пожара; возможности спасения людей; возможности доступа личного состава пожарных подразделений и подачи средств пожаротушения к очагу пожара, а также проведения мероприятий по спасению людей и, материальных ценностей; нераспространения пожара на рядом расположенные здания; ограничение прямого и косвенного материального ущерба, включая содержимое здания и само здание.

Предотвращение распространения пожара достигается мероприятиями, ограничивающими площадь, интенсивность и продолжительность горения. К ним относятся: конструктивные и объемно-планировочные решения, препятствующие распространению опасных факторов пожара по помещению, между помещениями, между группами помещений различной функциональной пожарной опасности, между этажами, между пожарными отсеками и секциями, а также между зданиями; ограничение пожарной опасности строительных материалов, используемых в поверхностных слоях конструкций здания, в том числе кровель, отделок и облицовок фасадов, помещений и путей эвакуации; снижение технологической взрывопожарной и пожарной опасности помещений и зданий; наличие первичных, в том числе автоматических и привозных средств пожаротушения; сигнализация и оповещение о пожаре [СНиП 21 – 01 – 97].

Тушение возможного пожара и проведение спасательных работ обеспечиваются конструктивными, объемно-планировочными, инженерно-техническими и организационными мероприятиями. К ним относятся: устройство пожарных проездов и подъездных путей для пожарной техники, совмещенных с функциональными проездами и подъездами или специальных; устройство

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		68

наружных пожарных лестниц и обеспечение других способов подъема персонала пожарных подразделений и пожарной техники на этажи и на кровлю зданий, в том числе устройство лифтов, имеющих режим «перевозки пожарных подразделений»; устройство противопожарного водопровода, в том числе совмещенного с хозяйственным или специального, а при необходимости, устройство сухотрубов и пожарных емкостей (резервуаров); противодымная защита, предусмотренная в здании; оборудование здания в необходимых случаях индивидуальными и коллективными средствами спасения людей; Выбор этих мероприятий зависит от степени огнестойкости, класса конструктивной и функциональной пожарной опасности здания.

К первичным средствам пожаротушения относятся все виды переносных и передвижных огнетушителей, оборудование пожарных кранов, ящики с порошковыми составами (песок, перлит и т.д.), а также огнестойкие ткани (асбестовое полотно, кошма, войлок и т.д.), пожарный щит. Для размещения первичных средств пожаротушения образуют инвентарный пожарный щит.

Огнетушители бывают углекислотные, хладоновые, порошковые.

Углекислотные огнетушители (ОУ-2, ОУ-5 и ОУ-10) предназначены для тушения возгораний различных веществ и материалов, электроустановок, кабелей и проводов, находящихся под напряжением 1000 В. Для приведения их в действие нужно сорвать пломбу, выдернуть чеку, повернуть рычаг на себя, направить струю заряда на огонь. Углекислотный огнетушитель нужно держать в рукавицах, чтобы исключить обморожение рук.

Хладоновые огнетушители предназначены для тушения возгораний горючих жидкостей и тушения электроустановок, находящихся под напряжением до 400 В. Запрещается применять хладоновые огнетушители для тушения щелочных металлов.

Порошковые огнетушители предназначены для тушения возгорания твердых, жидких и газообразных веществ, а также электроустановок, находящихся под напряжением до 1000 В. Для приведения их в действие нужно выдернуть клин или чеку, нажать на рычаг, направить струю порошка на огонь.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		69

Весь персонал должен быть ознакомлен с правилами пожарной безопасности, и в случае пожара действовать, согласно инструкции.

5.2 Воздействия на окружающую природную среду

5.2.1 Защита окружающей среды

Эксплуатация АЭС с реактором ВВЭР-1200 сопровождается выделением вредных веществ, которые попадают во внешнюю среду и загрязняют ее. В целях защиты населения и охраны окружающей среды с учетом требований устанавливается квота (воздушных выбросов, водных сбросов и др.). Целью установления квот является недопущение превышения предела дозы техногенного облучения населения (1 мЗв/год), установленного НРБ-2009 для населения, подвергающегося облучению от нескольких радиационных объектов, и снижение облучения населения от техногенных источников.

Квоты устанавливаются для всех радиационных факторов (воздушных выбросов, водных сбросов и др.), от которых облучение критической группы населения за пределами санитарно-защитной зоны радиационного объекта при его нормальной эксплуатации может превысить минимально-значимую величину 10 мкЗв/год.

Значение квот используется для расчета допустимых уровней отдельных радиационных факторов (мощности дозы излучения на границе санитарно-защитной зоны, мощности выбросов и сбросов, содержание радионуклидов в объектах окружающей среды и др.).

5.2.2 Мероприятия по защите от радиоактивных выбросов

Чтобы избежать загрязнения окружающей среды, в случае проектных и запроектных аварий, предусматриваются несколько защитных барьеров:

- уплотнения теплообменного агрегата (во избежание утечек радиоактивного теплоносителя);
- расположение оборудования в гермообъеме, который препятствует распространению вредных веществ в окружающую среду;
- отвод воздушных масс, содержащих вредные вещества с последующей фильтрацией и выдержкой до концентрации меньшей ПДК;

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		70

- непрерывный контроль оборудования на предмет утечек, разрывов и т.п.

5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Рассматриваемая система является системой безопасности, которая срабатывает при аварийных ситуациях (например, разрыв главного циркуляционного трубопровода с утечкой теплоносителя). Эта система (Система аварийного и планового расхолаживания) является локализирующей, и должна быть постоянно в работоспособном состоянии, для обеспечения чего предусмотрено 400% резервирование.

В номинальном режиме система находится в пассивном состоянии.

В случае планового расхолаживания в работу включаются два теплообменника и насоса, этого достаточно для необходимого отвода тепла.

В режиме проектной аварии в работе находятся три теплообменных агрегата и насоса из четырех, таким образом, отвод тепла осуществляется более интенсивно.

При запроектной аварии в работе все 4 теплообменника, которые отводят тепло от активной зоны реактора, предотвращая ее расплавление.

Действия персонала при различных ситуациях строго регламентированы, до работы допускается персонал, ознакомившийся со всеми регламентами.

Существует карта режимов, в которой прописаны параметры теплообменного агрегата в том или ином режиме, придерживаться которых необходимо.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		71

6. СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ 1 КОНТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ТЕПЛООБМЕННИКА САПР

6.1 Обоснование создания системы теплотехнического контроля

Теплообменник является элементом системы аварийного впрыска низкого давления и предназначен для расхолаживания реакторной установки и отвода остаточных тепловыделений при останове и перегрузке топлива, для охлаждения воды в баках-приямках защитной оболочки при авариях и для отвода тепла от топливного бассейна при полной выгрузки в него активной зоны реактора в режимах НЭ, ННЭ, ПА, а также ЗПА (если сохраняется работоспособность обеспечивающих работу систем).

Для корректной работы системы аварийного и планового расхолаживания необходимо контролировать следующие параметры:

- температуру воды первого контура на выходе из подогревателя;
- температуру воды промконтура на входе в подогреватель.

При прохождении воды 1 контура через теплообменник она остывает, отдавая свое тепло воде промконтура.

При этом два потока движутся в каналах между гофрированными пластинами. Потoki движутся в перекрестном направлении в пределах каждого хода, в то время как движение общего потока многоходовой конструкции организовано по противоточной схеме.

Каждый ход отделен от соседнего разделителем, который направляет поток среды между пакетом пластин и панелью.

Теплообменник допускает внезапное прекращение расхода как по обеим средам, так и любой из них с последующим внезапным восстановлением любой из сред с сохранением плотности и работоспособности после восстановления расходов.

Во время работы подогревателя нужно контролировать температуру воды 1 контура на выходе из него. Максимальная температура на выходе из

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		72

теплообменника 60°C. При увеличении температуры произойдет недостаточный отвод тепла от реакторной установки. Это приведет к увеличению температуры в центре топливного сердечника и как следствие увеличению температуры оболочек ТВЭЛ. Что в конечном итоге приведет к появлению дефектов в оболочках ТВЭЛ, а затем может произойти повреждение оболочек и топлива. Также необходимо осуществлять контроль температуры воды промконтура на входе в теплообменник для обеспечения необходимой скорости расхолаживания.

По вышеизложенным причинам требуется создать систему контроля температуры воды 1 контура на выходе из подогревателя, а также температуру воды промконтура на входе.

6.2 Разработка структуры системы теплотехнического контроля

Движение теплоносителей – противоточное. В соответствии с параметрической схемой (Рисунок 1) температура воды на выходе их ТО $T_{2Г}$ зависит от расхода горячей воды $G_Г$ и ее начальной температуры, и расхода охлаждающей воды $G_Х$ с ее начальной температурой $T_{1Х}$. Таким образом, рассматриваемый теплообменник является объектом с распределенными параметрами.



Рисунок 6.1 Параметрическая схема ТО

Структура системы контроля состоит из следующих элементов:

- объекта контроля;
- датчиков температуры – измерительных преобразователей ;
- датчиков расхода – уравнительных сосудов;
- датчиков давления – преобразователей давления;

- АЦП – аналого–цифрового преобразователя;
- ИВК – информационно-вычислительного комплекса.

Температура воды 1 контура на выходе их теплообменника.

Для того, чтобы измерить температуру воды 1 контура в контрольных точках устанавливаются датчики температуры. Для удобства обработки информации преобразователь должен иметь унифицированный токовый сигнал на выходе, который поступит непосредственно в аналого-цифровой преобразователь. Т.е. отпадет необходимость в его преобразовании.

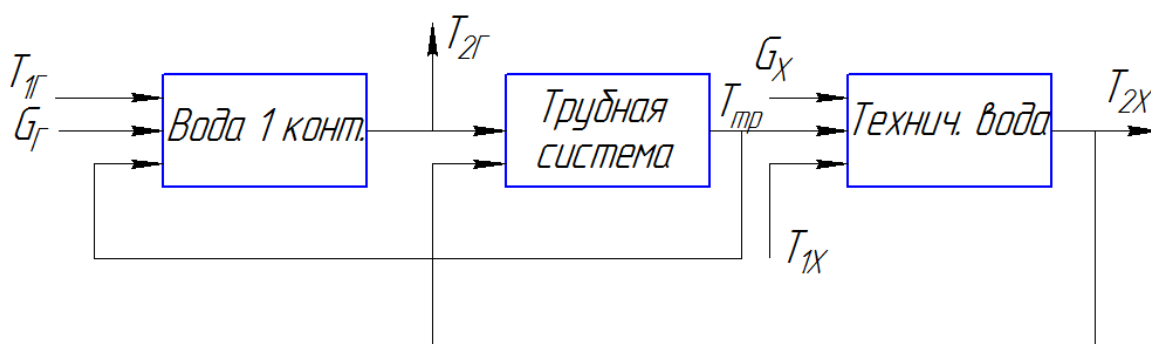


Рисунок 6.2 - Структурная схема модели ТО

Для измерения расхода в контрольных точках установлены уравнительные сосуды, которые защищают преобразователи разности давлений и обеспечивают равенство плотностей жидкости в соединительных линиях при измерении расхода жидкости.

Аналоговый токовый сигнал в АЦП преобразуется в цифровой сигнал, который поступает в ИВК. После обработки цифрового сигнала информация о значениях контролируемых параметров (температура, расход) записывается на жёсткий диск ИВК и параллельно выводится на монитор оператора. Находясь на рабочем месте, оператор на мониторе видит значение температуры и расхода в точках измерения и в любой момент времени может запрашивать информацию о ранее измеренных значениях.

6.3 Проектирование функциональной схемы СТТК

В процессе разработки функциональной схемы теплообменника планового расхолаживания решены следующие задачи:

- изучена технологическая схема теплообменника и трубопроводов;
- в качестве контролируемых параметров выбраны:
 - а) температура воды 1 контура на входе/выходе в теплообменник;
 - б) температура технической воды на входе в ТО;
 - в) расход воды 1 контура на входе в ТО;
 - г) расход технической воды на входе в ТО.
- на технологической схеме теплообменника Comrablok определено местоположение точек отбора измерительной информации;
- определены предельные рабочие значения параметров контроля;
- разработана структура измерительных каналов.

При разработке функциональной схемы автоматизации и выборе технических средств учтены особенности технологического процесса, условия пожаро- и взрывоопасности, 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.

Система контроля проектировалась на основе технических средств, выпускаемых отечественными предприятиями серийно.

Технологическое оборудование изображаем на функциональной схеме в соответствии с ГОСТ 21.403-80. Показываем взаимное расположение технологического оборудования и технических средств автоматизации.

Внутри контуров изображений технологического оборудования или рядом с ними ставим поясняющие надписи.

Датчики, преобразователи и вспомогательную аппаратуру изображаем на схемах автоматизации в соответствии с ГОСТ 21.408-93.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		75

Отборные устройства для постоянно подключенных приборов изображаем сплошными линиями толщиной 0,2-0,3 мм, соединяющими изображения технологического оборудования или трубопроводов в местах присоединения отборных устройств с условными обозначениями первичных измерительных преобразователей. При необходимости указываем место расположения отборного устройства или точки измерения (внутри технологического оборудования или на его поверхности) окружностью диаметром 2 мм.

Функциональная схема теплообменника приведена на листе ФЮРА.421000.011 С2.

Импульс, характеризующий температуру воды 1 контура на входе в теплообменник, формируется датчиками 1а. На выходе каждого датчика генерируется унифицированный токовый сигнал, который поступает на один из входов контроллера.

Импульс, характеризующий температуру воды 1 контура на выходе из теплообменника, формируется датчиками 2а. На выходе каждого датчика генерируется унифицированный токовый сигнал, который поступает на один из входов контроллера.

Импульс, характеризующий температуру технической воды на входе в теплообменник, формируется датчиками 3а. На выходе каждого датчика генерируется унифицированный токовый сигнал, который поступает на один из входов контроллера.

Импульс, характеризующий расход воды 1 контура на входе в теплообменник, формируется уравнительными сосудами 4а, преобразователями гидростатического давления 4б на выходе которых унифицированные токовые сигналы.

Импульс, характеризующий расход технической воды на входе в теплообменник, формируется уравнительными сосудами 5а, преобразователями гидростатического давления 5б на выходе которых унифицированные токовые сигналы.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

Регулирование заданных параметров производится исполнительными механизмами 6а, 8а.

Все сигналы, поступающие в коммутатор, поочередно через АЦП поступают в ИВК. С ИВК необходимая информация о значениях контролируемых параметрах выводится на экран оператора.

6.4 Выбор технических средств САР

Для реализации функциональной схемы САР теплообменника САПР Comrablok выбираем средства автоматизации. Выбор производится по каталогам заводов-изготовителей, исходя из требуемых параметров.

Температуру воды 1 контура на входе/выходе и температуру технической воды на входе в теплообменник можно измерить термоэлектрическими преобразователями. Например, Метран-200, ТХА-0193-500, ТСМУ 205 или ТСМУ 205-Н. Из предложенных вариантов выбираем ТСМУ 205-Н, так как данный измерительный преобразователь имеет подходящий диапазон измерений $-50...+180^{\circ}\text{C}$, унифицированный выходной сигнал и относительно невысокую стоимость.

Расход воды 1 контура и технической воды на входе в подогреватель измеряется с помощью уравнильных сосудов СУ-6,3-2-А, исходя из того, что максимальное давление системы 2,15 МПа, а давление данного уравнильного сосуда 6,3 МПа.

Преобразователем гидростатического давления принимаем Метран-43Ф-Ех-3595-01, т.к. он имеет подходящий диапазон измерений.

В качестве блока питания выбираем блок питания с линейной характеристикой, напряжение питания 220 В, в климатическом исполнении УХЛ3.1, выходной сигнал 4...20 мА БПС-24П, 1-УХЛ 3, 4...20 мА.

Исполнительный механизм на регулирующий клапан входа воды 1 контура в теплообменник принимаем однооборотный с номинальным значением крутящего момента на выходном валу 4000 Н·м, т.к. крутящий момент:

$$M_{max}^{кр} = 6,89 \cdot D_y - 338, \quad (6.1)$$

где $D_y=450$ – условный диаметр трубопровода, мм.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		77

$$M_{max}^{кр} = 6,89 \cdot 450 - 338 = 2763 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Поэтому по крутящему моменту выбираем исполнительный механизм МЭО – 4000/63-0,25Р-97.

Исполнительный механизм на регулирующий клапан входа технической воды в теплообменник принимаем прямоходный с номинальным значением усилием на выходном штоке 18000, т.к. усилие на штоке:

$$F_{max} = 17 \cdot D_y - 485, \quad (6.2)$$

где $D_y=450$ – условный диаметр трубопровода, мм.

$$F_{max} = 17 \cdot 450 - 485 = 7165 \text{ Н}$$

Поэтому по усилию на штоке выбираем исполнительный механизм МЭП – 18000-02К/170-170Р-99.

Для выбранных типов исполнительных механизмов выбираем реверсивные бесконтактные пускатели ПБР-3А и блоки ручного управления БРУ-22.

Унифицированные токовые сигналы с измерительных преобразователей поступают на быстродействующий контроллера.

Выбираем коммутатор КР-500М, т.к. данный вид применяется для построения распределенных и локальных автоматизированных систем управления технологическими процессами в различных отраслях промышленности, включая АЭС.

Коммутатор поочередно производит сбор информации с преобразователей и передает сигнал в аналого-цифровой преобразователь (АЦП). С помощью коммутатора АЦП за короткий промежуток времени успевает преобразовать сигналы со всех каналов.

Все приборы представлены в виде заказной спецификации в ФЮРА.42100.007.С01

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе были проведены исследования целесообразности и возможности модернизации теплообменного аппарата в системе аварийно-планового расхолаживания.

Модернизация предполагает два варианта:

1. Замены гладких теплопередающих трубок на трубки с кольцевыми турбулизаторами в существующем теплообменнике.
2. Полная замена существующего кожухотрубного теплообменника рассматривалась на пластинчатый.

Были выполнены проектный и поверочный расчеты кожухотрубного теплообменника с гладкими трубками. В результате были рассчитаны: тепловой поток $Q = 122,7$ МВт; коэффициент теплопередачи $k = 3711$ Вт/(м² · К); площадь теплообмена $F_{mo} = 1161$ м²; гидравлические сопротивления при движении воды 1 контура $\Delta P_1 = 8,28$ кПа и при движении воды промконтура $\Delta P_1 = 9,2$ кПа .

Были выполнены проектный и поверочный расчеты кожухотрубного теплообменника с трубками, имеющими кольцевые турбулизаторы. В результате были рассчитаны: тепловой поток $Q = 122,7$ МВт; коэффициент теплопередачи $k = 5697$ Вт/(м² · К); площадь теплообмена $F_{mo} = 756,3$ м²; гидравлические сопротивления при движении воды 1 контура $\Delta P_1 = 86$ кПа и при движении воды промконтура $\Delta P_1 = 78$ кПа .

Был выполнен проектный расчет пластинчатого теплообменника. В результате были рассчитаны: тепловой поток $Q = 122,7$ МВт; коэффициент теплопередачи $k = 4399$ Вт/(м² · К); площадь теплообмена $F_{mo} = 806,1$ м²; гидравлические сопротивления при движении воды 1 контура $\Delta P_1 = 64$ кПа и при движении воды промконтура $\Delta P_1 = 75$ кПа .

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

Проведен сравнительный анализ энергетической и термодинамической эффективностей и массо-габаритных характеристик сконструированных теплообменников. Термодинамическая эффективность у всех теплообменников одинакова $\varepsilon_{mo} = 0,992$, а энергетическая эффективность самая высокая у кожухотрубного теплообменника с гладкими трубками $\varepsilon_s = 1,4$, менее эффективный пластинчатый теплообменник $\varepsilon_s = 0,51$ и менее энергетически эффективный кожухотрубный теплообменник с трубками, имеющими кольцевые турбулизаторы $\varepsilon_s = 0,32$. Расчеты эффективностей приведены в Приложении В.

Так же проанализировав сравнительные конструктивные характеристики теплообменников (таблица В.2, Приложение В), можно видеть, что по компактности и металлоемкости пластинчатый ТО превосходит кожухотрубные: масса пластинчатого – 12030 кг, кожухотрубного – 53690 кг.

В экономической части был произведен расчет экономического эффекта модернизации теплообменника. Расчет был произведен на новое строительство объекта с уже заложенной модернизацией и на модернизацию с демонтажем старого оборудования. Также был произведен расчет срока окупаемости модернизации. Расчеты показали, что применение пластинчатого теплообменника оправдано с точки зрения технико-экономических соображений.

В разделе «Социальная ответственность» были рассмотрены опасные и вредные физические факторы, были приняты мероприятия по уменьшению их влияния на человека и окружающую среду.

Также была разработана система теплотехнического контроля теплообменника аварийно-планового расхолаживания. Объектом контроля была выбрана температура воды первого контура на выходе из теплообменника. Были выбраны все необходимые приборы, перечень которых представлен в заказной спецификации.

Все приведенные расчеты свидетельствуют о том, что замена кожухотрубного теплообменника на пластинчатый или на кожухотрубный с трубками, имеющими кольцевые турбулизаторы экономически оправдана.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		80

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Рассохин Н. Г. Парогенераторные установки атомных электростанций: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – «Энергоатомиздат», 1987. – 384 с.: ил.
2. Балаковская атомная станция. Технологические системы реакторного отделения: Центр подготовки персонала, 2000. – 348 с.
3. Кирилов П. Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам. «Энергоатомиздат», 1990. – 360 с.
4. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: «Машиностроение», 1973, 288 с.
5. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – 3-е изд., перераб и доп. – М.: «Машиностроение», 1990. – 208 с.
6. Сергейчик С. И. Планирование и анализ технико-экономических показателей АТЭЦ: Метод. указ. по вып. курс. работы. – Томск: ТПУ, 1997. – 16 с.
7. Волошенко А.В. Горбунов Д.Б. Проектирование систем автоматического контроля и регулирования. Томск: Изд. ТПУ, 2007 – 109 с.
8. Лаптев А. Г., Н. А. Николаев, М. М. Башаров. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Учебно-справочное пособие. – М.: «Теплотехник», 2011. – 335 с.

Приложение А

Зависимость коэффициента теплопередачи от термического сопротивления отложений

Таблица А.1 – Расчетные значения

$R_{отл}, \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$		0	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5
$k, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$	Кожухотрубный	3711	3644	3515	3396	3285	3180
	Пластинчатый	4399	4305	4127	3963	3812	3672

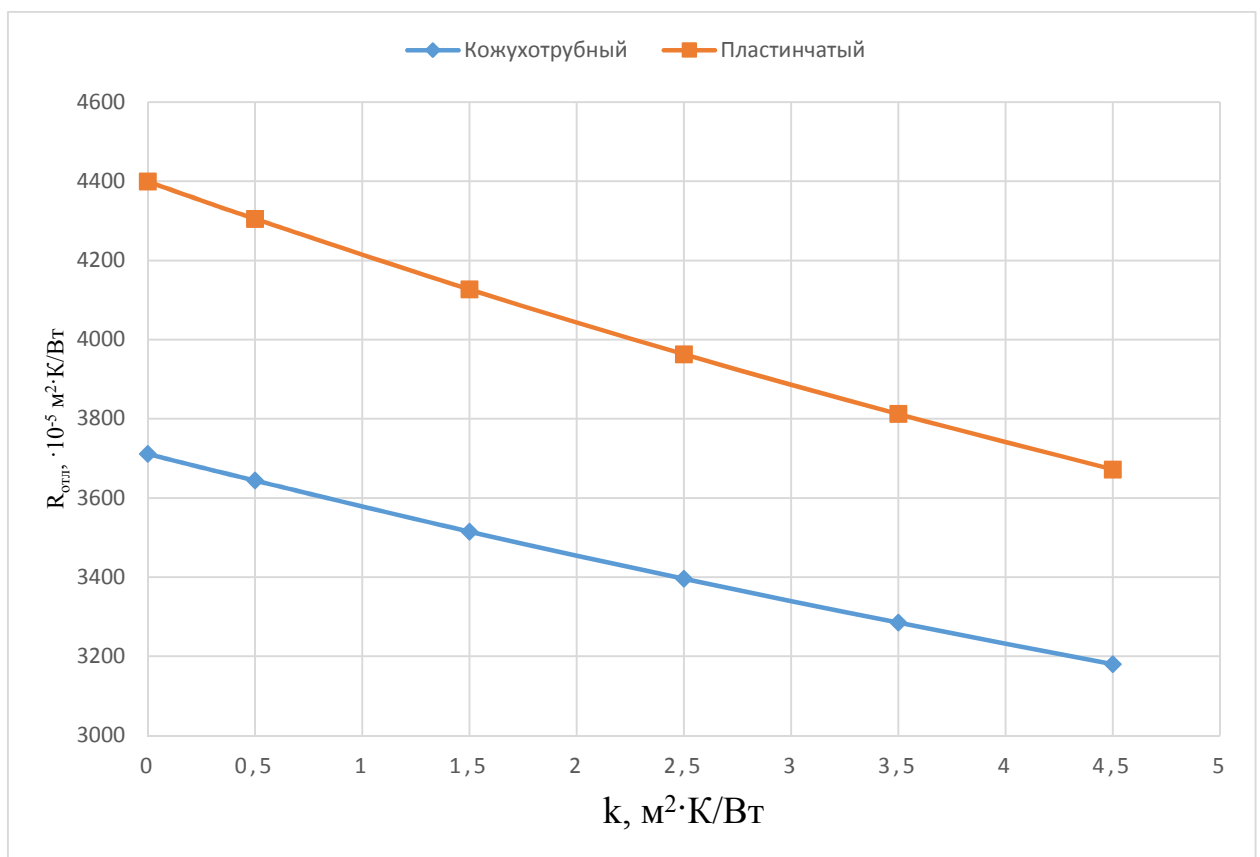


Рисунок А.1 – Зависимость коэффициента теплопередачи от термического сопротивления отложений

Приложение Б

Таблица Б.1 - Технические характеристики пластин

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
Габариты (длина x ширина x толщина), мм	1370x300x1	1375x600x1	1380x650x1
Поверхность теплообмена, м ²	0,3	0,6	0,5
Вес (масса), кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,009
Площадь поперечного сечения канала, м ²	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,66	1,188	1,27
Ширина канала, мм	150	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведенная длина канала, м	1,12	1,01	0,8
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м ²	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65 (80)	200	200

Продолжение таблицы Б.1

Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера ξ	1,5	1,5	1,5
Коэффициенты:			
А	0,368	0,492	0,492
Б	4,5	3,0	3,0

Приложение В

Эффективность теплообменных аппаратов и их сравнительные характеристики

Расчет энергетической эффективности и термодинамической эффективности

Энергетическая эффективность.

Для оценки эффективности различных форм конвективной поверхности энергетический коэффициент удобно определять как отношение

$$\varepsilon_э = \frac{\alpha_i}{N_0}, \quad (\text{В.1})$$

где α_i - коэффициент теплоотдачи при данных условиях омывания поверхности в Вт/(м² · °С); N_0 - энергия, затраченная за 1 с на перемещение омывающей среды, отнесенная к 1 м² поверхности в Вт/м².

В свою очередь энергия на перемещение среды определяется как

$$N_0 = \frac{G_i \cdot \Delta P_i}{\rho_i \cdot F_\kappa}, \quad (\text{В.2})$$

где G_i - массовый расход среды через канал в кг/с; ΔP_i - гидравлическое сопротивление канала в Н/м²; ρ - плотность рабочей среды в кг/м³; F_κ - рабочая поверхность одного канала в м².

Термодинамическая эффективность.

Для расчета термодинамической эффективности теплообменников получена зависимость

$$\varepsilon_{\text{тд}} = \frac{1 - \exp(-m \cdot k \cdot F_{\text{мо}})}{C_{\text{min}}^m}, \quad (\text{В.3})$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $F_{\text{мо}}$ – поверхность теплообмена; $m = \left(\frac{1}{G_1 \cdot c_{p1}} + \frac{1}{G_2 \cdot c_{p2}} \right)$; C_{min} – меньшая расходная теплоемкость, равная

$$C_i = c_{pi} \cdot G_i.$$

Исходные значения для расчетов берутся из пунктов 3.2-3.4.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85

Данные, полученные из расчетов, проведенных по выражениям В.1-В.3 занесены в таблицу В.1

Таблица В.1 – Энергетическая и термодинамическая эффективности для проектируемых теплообменников

Эффективность		Кожухотруб. с гладкими трубками	Кожухотруб. с трубками, имеющ. турб.	Пластинчатый
Энергетическая	По воде 1 контура	1,41	0,32	0,51
	По воде пром-контура	0,87	0,15	0,39
Термодинамическая	-	0,992	0,992	0,992

Таблица В.2 – Сравнительные конструктивные характеристики рекуперативных теплообменников

Тип теплообменного аппарата	Компактность и металлоемкость	
	Поверхность на единицу объема	Масса на 1 м ³ поверхности, кг/м ³
Кожухотрубный	18-40	35-80
Пластинчатый	300-600	5-10

Приложение Г

Вредные физические производственные факторы

Метеорологические условия работы в помещениях

Метеорологические условия производственной среды складываются из температуры воздуха, его влажности и скорости движения, а также излучений от нагретых предметов. Метеорологические условия оказывают большое влияние на здоровье, самочувствие и работоспособность человека.

При очень высоких температурах внешней среды (около 35-39°C), особенно при тяжелой физической работе, организм человека перегревается с повышением температуры тела до 40-42°C может наступить тепловой удар с потерей сознания. Большая влажность наружного воздуха при этом усиливает перегревание организма.

У работающих на холоде возникают явления переохлаждения, также понижающие работоспособность и ослабляющие защитное действие организма, от чего он становится более восприимчивым к инфекционным заболеваниям, в том числе к гриппу. И здесь повышенная влажность воздуха усиливает переохлаждение организма.

Большие скорости движения воздушных потоков создают сквозняки, неблагоприятно действующие на организм человека при высоких, и особенно, при низких температурах.

Оптимальные микроклиматические условия установлены по критериям оптимального теплового и функционального состояния человека. Они обеспечивают общее и локальное ощущение теплового комфорта в течение 8-часовой рабочей смены при минимальном напряжении механизмов терморегуляции, не вызывают отклонений в состоянии здоровья, создают предпосылки для высокого уровня работоспособности и являются предпочтительными на рабочих местах.

Оптимальные показатели микроклимата не должны выходить более чем на 2°C за пределы оптимальных величин, установленных в таблице 1 для категории работ средней тяжести IIа и IIб.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

Таблица Г.1 – Допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений СанПиН 2.2.4.548-96

Период года	Категория работ	Температура, °С				Относительная влажность воздуха, ф%		Скорость движения воздуха, м/с		
		оптимальная	допустимая		оптимальная	допустимая на рабочих местах	оптимальная	допустимая на рабочих местах		
			верхняя граница	нижняя граница						
			постоянных	постоянных						
Холодный	Па	18-20	23	26	21	18	40-60	75	0,2	не более 0,3
	Пб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	не более 0,4
Теплый	Па	21-23	27	29	18	17	40-60	65	0,3	0,2-0,4
	Пб	20-22	27	29	16	15	40-60	70	0,3	0,2-0,5

К категории Па относятся работы с энергозатратами от 151 до 200 ккал/ч, это работы, связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких (до 1 кг) изделий или предметов в положении стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения.

К категории Пб относятся работы с энергозатратами от 201 до 250 ккал/ч, это работы, связанные с ходьбой, перемещением и переноской тяжестей до 10 кг и сопровождающиеся умеренным физическим напряжением.

В рассматриваемом помещении установлено оборудование, излучающее тепло, излучение его не должно превышать 35 Вт/м² при облучении 50% поверхности тела и более, 70 Вт/м² – при величине облучаемой поверхности от 25 до 50% и 100 Вт/м² – при облучении не более 25% поверхности тела.

Температура, относительная влажность и скорость воздуха не должны превышать указанные в таблице 1 верхние границы оптимальных значений для теплого периода года.

Для уменьшения теплового излучения применяются тепловая изоляция теплообменных аппаратов и трубопроводов. Изоляция выполняется из базальтовых матов, стальных листов.

Для обеспечения необходимой влажности и скорости воздуха применяется вентиляция, т.к. рассматриваемое помещение является изолированным в целях безопасности от окружающей среды, то используется механическая вентиляция.

В холодный период года параметры воздуха, в частности температура, поддерживаются в регламентируемых пределах за счет воздушного отопления – тепло излучает оборудование помещения.

Освещение

Через зрительный анализатор человек получает около 80% из общего объема информации. Качество поступающей информации во многом зависит от освещения: неудовлетворительное количественно или качественно, оно не только утомляет зрение, но и вызывает утомление организма в целом. Кроме того, нерациональное освещение может явиться причиной травматизма: плохо освещенные опасные зоны, слепящие источники света и блики от них, резкие тени ухудшают видимость настолько, что вызывают полную потерю ориентировки работающих, снижают производительность труда и увеличивают брак продукции.

Правильно спроектированное и рационально выполненное освещение производственных помещений оказывает положительное психофизиологическое воздействие на работающих, способствует повышению эффективности и безопасности труда, снижает утомление и травматизм, сохраняет высокую работоспособность, поэтому освещенность необходимо соблюдать в соответствии с нормами и правилами (СНиП). Требования к освещению представлены в таблице 2.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

Таблица Г.2 – Нормируемые параметры естественного и искусственного освещения [СНиП23-05-95]

Характеристика зрительной работы	Наименьший или эквивалентный размер объекта различения, мм	Разряд зрительной работы	Подразряд зрительной работы	Контраст объекта с фоном	Характеристика фона	Искусственное освещение					Естественное освещение		Совмещенное освещение	
						Освещенность, лк			Сочетание нормируемых величин показателя ослепленности и коэффициента пульсации		КЕО, e_n , %			
						при системе комбинированного освещения		при системе общего освещения			P	K _п , %	при верхнем или комбинированном освещении	при боковом освещении
						всего	в том числе от общего		при верхнем или комбинированном освещении	при боковом освещении				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Средней точности	Св.0,5 до 1,0	IV	а	Малый	Темный	750	200	300	40	20	4	1,5	2,4	0,9
			б	Малый Средний	Средний Темный	500	200	200	40	20				
			в	Малый Средний Большой	Светлый Средний Темный	400	200	200	40	20				
			г	Средний Большой	Светлый Средний	—	—	200	40	20				

В данной таблице представлены нормы искусственного и естественного освещения, но рассматриваемое помещение находится в гермооболочке, где в целях безопасности отсутствуют оконные проемы, поэтому естественное освещение отсутствует, рассматривается только искусственное освещение.

Искусственное освещение подразделяется на рабочее, аварийное, охранное и дежурное.

Аварийное освещение является очень важным, т.к. в рассматриваемом помещении расположено оборудование системы защиты, доступ к которому должен быть в любых нестандартных ситуациях, например обесточивание блока.

Для аварийного освещения (освещение безопасности и эвакуационное) применяются: а) лампы накаливания; б) люминесцентные лампы – в помещениях с минимальной температурой воздуха не менее +5°C и при условии питания ламп во всех режимах напряжением не ниже 90% номинального; в) разрядные лампы высокого давления при условии их мгновенного или быстрого повторного зажигания как в горячем (после кратковременного отключения), так и в холодном состоянии.

Для освещения помещения следует использовать более экономичные разрядные лампы, лампы накаливания допускается использовать только в случае невозможности или технико-экономической нецелесообразности использования разрядных ламп.

Снижение уровня шумов и вибрации

Некоторые производственные процессы сопровождаются значительным шумом и вибрацией. Источники интенсивного шума и вибрации – машины и механизмы с неуравновешенными вращающимися массами, а также технологические установки и аппараты, в которых движение газов и жидкостей происходит с большими скоростями и имеет пульсирующий характер. Современное развитие техники, оснащение предприятий мощными и быстро движущимися машинами и механизмами приводит к тому, что человек постоянно подвергается воздействию шума все возрастающей интенсивности. Повышение уровня шума и вибрации на рабочих местах оказывает вредное воздействие на организм человека. В результате длительного воздействия шума нарушается нормальная деятельность сердечно-сосудистой и нервной системы, пищеварительных и кроветворных органов, развивается профессиональная тугоухость, прогрессирование которой может привести к полной потере слуха.

Источниками шума в рассматриваемом помещении являются теплообменные аппараты, насосные агрегаты, но они находятся в работе не постоянно, а только в режимах планового и аварийного расхолаживания. Допустимые значения уровней шума строго регламентированы, и их значения приведены в таблице 3 для производственных помещений.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		91

Таблица Г.3 – Допустимые значения уровней звукового давления в октавных полосах частот, эквивалентных и максимальных уровней звука на рабочих местах

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука, дБА
	31,	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Выполнение всех видов работ (за исключением перечисленных в пп. 1-4 и аналогичных им) на постоянных рабочих местах в производственных помещениях и на территории предприятия	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

При разработке технологических процессов, проектировании и эксплуатации машин, производственных зданий и сооружений следует принимать все необходимые меры по снижению шума, воздействующего на человека на рабочих местах:

- разработкой шумобезопасной техники;
- применением средств и методов коллективной защиты по ГОСТ 12.1.029, куда входят средства, снижающие шум в источнике его возникновения (например, глушилки), средства, снижающие шум на пути его распространения от источника до защищаемого объекта (звукоизоляционные ограждения, кожухи, кабины, экраны);
- применение средств индивидуальной защиты по ГОСТ 12.4.051, таких как противозумные наушники, противозумные вкладыши, противозумные шлемы.

При работе в условиях вибраций производительность труда снижается, растет число травм. На некоторых рабочих местах в сельскохозяйственном производстве вибрации превышают нормируемые значения, а в некоторых

случаях они близки к предельным. Не всегда соответствуют нормам уровни вибраций на органах управления. Обычно в спектре вибрации преобладают низкочастотные вибрации отрицательно действующие на организм. Некоторые виды вибрации неблагоприятно воздействуют на нервную и сердечно-сосудистую системы, вестибулярный аппарат. Наиболее вредное влияние на организм человека оказывает вибрация, частота которой совпадает с частотой собственных колебаний отдельных органов, примерные значения которых следующие (Гц): желудок - 2...3; почки - 6...8; сердце - 4...6; кишечник - 2...4; глаза - 40...100 и т.д.

По способу передачи на человека вибрации различают:

- общую вибрацию, передающуюся через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека;

- локальную вибрацию, передающуюся через руки человека.

Для снижения вибрационной нагрузки, предусмотрен ряд мер по ГОСТ 12.1.012-2004:

- проектирование рабочих мест с учетом максимального снижения вибрации;

- использование материалов и конструкций, препятствующих распространению вибрации и воздействию ее на человека;

- использование машин с меньшей виброактивностью.

Техническое решение, представленное в данной работе (замена кожухотрубного теплообменника на пластинчатый), позволяет в значительной мере снизить количество шумов и вибраций. Т.к. в кожухотрубном теплообменнике теплоноситель движется с большей скоростью через трубки, толщина которых мала по сравнению с длиной, что приводит к значительным вибрациям, так же в таком теплообменнике больший объем воды, что тоже сказывается на количестве шумов и вибраций. В пластинчатом же теплообменнике вода с меньшей скоростью обтекает пластины, надежно закрепленных на направляющих, поэтому уровень шумов и вибраций значительно ниже.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

Электромагнитное излучение

Степень влияния ЭМП на организм человека зависит от интенсивности поля, характера диапазона частот, продолжительности нахождения человека в опасной зоне облучения. Пренебрежительное отношение людей к опасности облучения обусловлено недооценкой или незнанием опасности облучения, отсутствием быстрого появления отрицательных последствий для организма и неспособностью органов чувств обнаруживать облучение.

Длительное воздействие электромагнитных излучений низкой частоты вызывает функциональное нарушение центральной нервной системы, изменения в составе крови, сердечно-сосудистой системы (особенно при высокой напряженности ЭМИ).

Высокочастотное излучение вызывает в организме изменение условно-рефлекторной деятельности (торможение условных и безусловных рефлексов), падение кровяного давления, снижение пульса. Постоянное воздействие облучения может привести к стойким функциональным изменениям в нервной и сердечно-сосудистой системах.

При попадании человека в зону облучения, энергия магнитного поля частично поглощается его телом. Под действием высокочастотных полей в тканях возникают высокочастотные токи, сопровождающиеся тепловым эффектом. Электромагнитные поля при длительном воздействии могут вызывать повышенную утомляемость, раздражительность, головную боль, нарушение сна, понижение кровяного давления, изменение температуры тела и другие явления, связанные с расстройством центральной нервной и сердечно-сосудистой систем. Поля СВЧ, особенно сантиметрового и миллиметрового диапазонов, кроме того, вызывают изменения в крови, помутнение хрусталика (катаракта), ухудшение обоняния, а в отдельных случаях наблюдаются выпадение волос, ломкость ногтей и т.п.

Функциональные сдвиги, вызванные воздействием электромагнитных полей после прекращения облучения обратимы. При этом следует учитывать, что обратимость функциональных сдвигов не беспредельна. Она определяется

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

интенсивностью облучения, продолжительностью воздействия, а также индивидуальными особенностями организма. Поэтому профилактика профессиональных заболеваний должна включать, наряду с разработкой технических средств защиты, организационные мероприятия. Одной из основных проблем является защита работников на их рабочих местах.

Гигиеническим критерием безопасного пребывания человека в электромагнитном поле промышленной частоты (50 Гц) с напряжением 400 кВ и более принята напряженность электрического поля (Е). Нормируется, при этом, время пребывания человека в зависимости от напряженности электрического поля. В соответствии с ГОСТ 12.002-84 «Электрические поля промышленной частоты»: предельно допустимый уровень (ПДУ) напряженности Е устанавливается равным 25 кВ/м; пребывание в зоне с напряженностью более 25 кВ/м без средств защиты запрещено. В таблице 4 приведено время безопасного пребывания людей в электрическом поле.

Таблица Г.4 – Время безопасного пребывания людей в зоне электромагнитных полей

Напряженность электрического поля, кВ/м	Время безопасного пребывания людей на протяженности 1 суток, мин.
менее 5	не нормировано
от 5 до 10	не более 180
от 10 до 15	не более 90
от 15 до 20	не более 20
от 20 до 25	не более 5

Допустимое время пребывания в ЭП может быть реализовано одновременно и по частям в течении рабочего дня. В остальное время Е не должно превышать 5 кВ/м.

Напряженность постоянных магнитных полей на рабочем месте не должна превышать 8 кА/м. А ПДУ напряженности электростатических полей составляет 60 кВ/м в течении одного часа.

При напряженности менее 20 кВ/м время пребывания в электростатических полях не регламентируется.

В диапазоне частот 60 кГц ... 300 МГц нормируются напряженности

электрической и магнитной составляющих, электромагнитных излучений.

Согласно ГОСТ 12.1.006-84 «ССБТ электромагнитного поля радиочастот. Общие требования безопасности» напряженность ЭМП на рабочих местах и в местах возможного нахождения персонала не должна превышать значений приведенных в табл. 5

Таблица Г.5 – Предельно-допустимые уровни напряженности электромагнитного поля (радиочастотный диапазон) при продолжительности воздействия 8 ч.

Допустимые уровни напряженности ЭМП		Частоты ЭМИ
по электрической составляющей (E) Вт/м	по магнитной составляющей (H), А/м	
50	5	60 кГц...3 МГц
20	-	3МГц...30МГц
10	0,3	30МГц...50МГц
5	-	50МГц...300МГц

В диапазоне частот 300МГц - 300 ГГц нормируется плотность потока энергии (ППЭ) электрического поля. Предельную плотность потока энергии ЭМП радиочастот 300МГц-300ГГц на рабочих местах и в местах возможного нахождения персонала, связанного с воздействием ЭМП, устанавливают исходя из допустимого значения энергетической нагрузки на организм и времени пребывания в зоне облучения. Во всех случаях она не должна превышать 10 Вт/м. кв., а при наличии рентгеновского излучения или высокой температуры воздуха в рабочих помещениях (выше 28 С) – 1 Вт/м. кв. (Гост 12.1.006 - 84).

Основными способами защиты от воздействия ЭМП – радиочастот являются: уменьшение интенсивности облучения, экранирование рабочего места или удаление его от источника облучения, применение средств индивидуальной защиты. На практике может применяться один или одновременно несколько методов защиты.

Источники излучения или рабочие места экранируют металлическими

камерами или щитами, покрытыми поглощающими материалами или сделанными из ферритового поглощающего материала, а также мягкими экранами из специальных тканей, обладающих экранирующими свойствами. Применение различных экранирующих устройств является надежной защитой от электромагнитного излучения. Действие всех применяемых в настоящее время защитных материалов основано на их способности отражения или поглощения излучения. К отражающим материалам относятся любые обладающие высокой токопроводимостью материалы, например металлы. Однако, эти материалы обладают и отрицательным свойством: в некоторых случаях возможно образование отраженных электромагнитных полей, которые могут усилить облучение.

Для снижения вредного влияния ЭМП на работающих важное место занимает установление рационального режима труда и отдыха и применение средств индивидуальной защиты (СИЗ).

В качестве СИЗ применяется спецодежда, которая изготовлена из металлической ткани (комбинезоны, халаты, передники, куртки с капюшонами с вмонтированными в них защитными очками). При интенсивном излучении более 10 Вт/см² применение защитных очков обязательно, даже, при кратковременных работах. Применяются специальные очки: типа ОРЗ-5 (стекла которых покрыты слоем полупроводника из оксида олова – ослабление мощности в диапазоне волн 0,8150см более чем в 1000 раз), сетчатые очки в виде полумаски с числом ячеек 186-560 на см² при диаметре проволоки 0,07- 0,14 мм. Следует учесть, что применение СИЗ (металлизированная среда) повышает электроопасность.

					ФЮРА.311359.001.ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		97