



Школа **Инженерная школа новых производственных технологий**
Отделение школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера**
Направление подготовки **18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии**
Профиль Машины и аппараты химических производств

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Проект кожухотрубного теплообменника подогрева воды

УДК 66.045.122:621.184.4

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Новиков Евгений Викторович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Тихонов В.В.	к.т.н., доцент		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Креницына Зоя Васильевна	к.т.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна			

Консультант по разделу «Механический расчет оборудования»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

Планируемые результаты обучения по ООП 18.03.02 2020г

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
P1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические и специальные знания в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ОПК-1,2,3; ПК-8,10,11,12; ОК-1,2,3,4), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
P2	Применять знания в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии для решения производственных задач	Требования ФГОС (ОПК-1,2; ПК-1,3,,9; ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп.1.1,1.2)
P3	Ставить и решать задачи производственного анализа, связанные с созданием и переработкой материалов с использованием моделирования объектов и процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии.	Требования ФГОС (ОПК-2; ПК-2,4,5,16; ОК-5,7), Критерий 5 АИОР (пп.1.2)
P4	Проектировать и использовать энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ОПК – 1; ПК-2,4,5,8,17,18; ОК- 3,4), Критерий 5 АИОР (п.1.3)
P5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ОПК -2,3; ПК-13,14,15; ОК-7), Критерий 5 АИОР (п.1.4)
P6	Осваивать и эксплуатировать современное высокотехнологичное оборудование, обеспечивать его высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	Требования ФГОС (ОПК – 3; ПК-1,4,6,7,9,10,11; ОК-9), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
P7	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,6), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
P8	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-7), Критерий 5 АИОР (2.6)
P9	Владеть иностранным языком на уровне, позволяющем разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-5) , Критерий 5 АИОР (п.2.2)
P10	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ОК-4,6,8) , Критерий 5 АИОР (пп.1.6, 2.3)

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



Школа **Инженерная школа новых производственных технологий**
 Отделение школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера**
 Направление подготовки **18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в
 химической технологии, нефтехимии и биотехнологии**
Профиль Машины и аппараты химических производств

УТВЕРЖДАЮ:
 Руководитель ООП
 _____ Беляев В.М.
 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ
 на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Бакалаврской работы

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К51	Новиков Евгений Викторович

Тема работы:

Проект кожухотрубного теплообменника подогрева воды	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	02.03.2020 г., №62-13/С
Срок сдачи студентом выполненной работы:	19.05.2020

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Проект кожухотрубного теплообменника подогрева питьевой воды. Производительность по воде - 600 м³/ч Начальная температура воды – 10 °С Конечная температура – 60 ± 10 °С Горячий теплоноситель – обратная вода с температурой - 125 °С</p>
---	---

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Реферат. Введение. 1 Литературный обзор. 2 Описание технологической схемы. 3 Технологический расчет. 4 Конструктивный расчет. 5 Гидравлический расчет. 6 Механический расчет. 7 Поверочный расчет. 8 Расчет тепловой изоляции. 9 Финансовый менеджмент. 10 Социальная ответственность. Заключение. Список литературы.</p>
<p>Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Лист 1 – Технологическая схема А-1. Лист 2 – Общий вид теплообменника А-1. Лист 3 – Выносные элементы теплообменника А-1. Лист 4 – Экономические показатели А-1.</p>
<p>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i></p>	
<p style="text-align: center;">Раздел</p>	<p style="text-align: center;">Консультант</p>
<p>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</p>	<p style="text-align: center;">Креницына Зоя Васильевна</p>
<p>Социальная ответственность</p>	<p style="text-align: center;">Черемискина Марина Сергеевна</p>
<p>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</p>	
<p> </p>	

<p>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</p>	<p> </p>
--	----------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Тихонов Виктор Владимирович	К.Т.Н. доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Новиков Евгений Викторович		

Реферат

Дипломный проект состоит из пояснительной записки, содержащей 101 страниц машинописного текста, 14 рисунков, 33 таблиц, 37 источников литературы, 1 лист графического материала формата А0, 2 листа графического материала формата А1.

Выпускная квалификационная работа «Проект кожухотрубного теплообменника подогрева воды».

Ключевые слова: кожухотрубный теплообменник, трубная решетка, фланец, развальцовка, обечайка.

Объектом исследования является кожухотрубный теплообменник для подогрева воды.

Цель работы – рассчитать теплообменник для заданных технологических условий.

В процессе выполнения работы были произведены все необходимые расчеты для подбора соответствующего аппарата, его типа и размеров.

Результатом работы является полный расчет теплообменного аппарата, были подобраны соответствующие материалы для изготовления аппарата, рассчитаны опоры, фланцевые соединения.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики теплообменника: диаметр кожуха 1000 мм, длина и диаметр труб 6 м и 25x2 мм, соответственно, с неподвижной трубной решеткой, одноходовой, горизонтальный.

Область применения: химическая промышленность.

В ходе работы было подтверждено, что данный выбранный теплообменник соответствует всем предъявляемым требованиям технологического процесса.

Abstract

The graduation project consists of an explanatory note containing 101 pages of typewritten text, 14 figures, 33 tables, 37 literature sources, 1 sheet of graphic material in A0 format, 2 sheets of graphic material in A1 format.

The final qualifying work "Design of a shell-and-tube heat exchanger for heating water."

Key words: shell-and-tube heat exchanger, tube sheet, flange, flaring, shell.

The object of study is a shell-and-tube heat exchanger for heating water.

The purpose of the work is to calculate a heat exchanger for given technological conditions.

In the process of doing the work, all the necessary calculations were made to select the appropriate apparatus, its type and size.

The result of the work is a complete calculation of the heat exchanger, appropriate materials for the manufacture of the apparatus were selected, supports, flange joints were calculated.

The main structural, technological and technical and operational characteristics of the heat exchanger: casing diameter 1000 mm, pipe length and diameter 6 m and 25x2 mm, respectively, with a fixed tube sheet, one-way, horizontal.

Scope: chemical industry.

During the work, it was confirmed that this selected heat exchanger meets all the requirements of the technological process.

Определения

В данной работе применены следующие термины с соответствующими определениями:

теплообменник: Техническое устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя и более средами, имеющими различные температуры.

кожухотрубный теплообменник: Устройство, в котором поверхность теплообмена между двумя потоками сформирована из труб, заключённых в кожух, а теплообмен осуществляется через поверхность этих труб.

расчетное давление: Давление, на которое проводят расчет на прочность.

пробное давление: Давление, при котором проводят испытание сосуда или аппарата.

расчетная температура: Наибольшая температура стенки элемента с учетом температурных условий, ожидаемых в процессе эксплуатации.

Содержание

Введение.....	9
1 Литературный обзор	10
1.1 Виды теплообменников	11
1.2 Критерии выбора теплообменника.....	12
2 Технологическая схема.....	14
3 Технологический расчет	15
4 Конструктивный расчет аппарата	21
4.1 Подбор стандартного теплообменника	21
4.2 Расчет штуцеров и подбор фланцев	22
5 Гидравлический расчет аппарата	24
6 Механический расчет.....	26
6.1 Выбор конструкционных материалов и расчетные параметры.....	26
6.2 Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки	29
6.3 Расчет толщины стенки эллиптического днища.....	32
6.4 Расчет температурных деформаций	34
6.5 Расчет толщины трубных решеток.....	35
6.6 Подбор фланцев и прокладок для обечаек и днищ	37
6.7 Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений.....	38
6.8 Расчет необходимости укрепления отверстий	49
6.9 Подбор и расчет стандартной опоры аппарата	51
7 Поверочный расчет	62
8 Расчет тепловой изоляции	73
9 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	75
9.1 Планирование научно-исследовательских работ	76
9.2 Материальные затраты.....	80
9.3 Определение ресурсной эффективности исследования.....	85
10 Социальная ответственность	90
10.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	90
10.2 Производственная безопасность.....	91
10.3 Экологическая безопасность.....	94
10.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	95
Заключение.....	97
Список использованных источников	98

Введение

Кожухотрубчатые теплообменники в настоящее время являются самыми распространенными теплообменными аппаратами. Они обеспечивают высокую теплопроизводительность, большую поверхность теплопередачи, обладают простотой конструкции и высокой надежностью. Существует большое количество различных конструкций и вариантов исполнения теплообменников.

По назначению они делятся на подогреватели, охладители, испарители и конденсаторы. Наш рассчитываемый аппарат относится к четвертому из этих видов-служит для конденсации пара двухкомпонентной смеси.

По схеме движения теплоносителей они делятся на прямоточные, противоточные и с перекрестным током. Наш аппарат выполнен по противоточной схеме.

По способу компенсации температурных удлинений, теплообменники классифицируют: без компенсации, с компенсацией упругим элементом (например, линзовым компенсатором), с компенсацией в результате свободных удлинений (например, U-образными трубами). В связи с тем, что для данного аппарата мы имеем большую разницу между температурами стенки кожуха и стенок труб, можно применить схему с одной подвижной трубной решеткой.

По ориентации в пространстве, теплообменники могут быть вертикальными, горизонтальными и наклонными. Причем ориентация значительно влияет на расчеты и значение коэффициента теплопередачи. Наш аппарат будем выполнять в горизонтальном исполнении согласно заданию.

По виду движения теплоносителя- с естественной и принудительной (как в нашем случае) циркуляцией.

1 Литературный обзор

Несколько научных объяснений было сделано в области тепла. Несколько законов физики были доказаны и приняты для обычного использования в общих прикладных целях. Такие законы физики предполагают, что тепло обладает способностью перемещаться из тела с более высокими температурами в тело с более низкими температурами. Следовательно, это означает, что для передачи тепла должна быть разница температур между двумя телами. Однако передача тепла от одного тела другому происходит разными способами. Такие методы включают излучение, проводимость и конвекцию. В зависимости от природы вещества, всегда используется конкретный метод теплопередачи. Излучение обычно включает передачу энергии в форме электромагнитного излучения. Передача тепла от Солнца к Земле происходит через процесс излучения. Теплопередача в твердых телах происходит через проводимость. Это включает в себя передачу тепла путем перемещения атомов или молекул из одного места в другое. Конвекция, однако, является передачей тепла путем смешивания одной части среды с другой. Конвекция является общим

Несколько научных объяснений было сделано в области тепла. Несколько законов физики были доказаны и приняты для обычного использования в общих прикладных целях. Такие законы физики предполагают, что тепло обладает способностью перемещаться из тела с более высокими температурами в тело с более низкими температурами. Следовательно, это означает, что для передачи тепла должна быть разница температур между двумя телами. Однако передача тепла от одного тела другому происходит разными способами. Такие методы включают излучение, проводимость и конвекцию. В зависимости от природы вещества, всегда используется конкретный метод теплопередачи. Излучение обычно включает передачу энергии в форме электромагнитного излучения. Передача тепла от Солнца к Земле происходит через процесс излучения. Теплопередача в твердых телах происходит через проводимость. Это включает в себя передачу тепла путем перемещения атомов или молекул из одного места в другое. Конвекция, однако, является передачей тепла путем смешивания одной части среды с другой. Конвекция является распространенным средством передачи тепла между жидкостями. Поэтому теплообменники выполняют свою работу благодаря таким принципам нагрева. В типичном пластинчатом теплообменнике тепло проникает через поверхность, которая легко разделяет холод и горячую среду. Следовательно, с использованием теплообменника, возможно нагревать или охлаждать жидкости, которые имеют минимальные уровни энергии. Следовательно, теплообменники, в основном это устройство, способное непрерывно передавать тепло от одной среды к другой.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

10

Термический анализ, а также правильное проектирование и использование теплообменников требуют обширных знаний анализа динамики жидкости для целей определения потока жидкости, механического анализа закрытия и сопротивления жидкостей, а также знаний о материалах, чтобы определить наиболее подходящий тип материалов для использоваться. Предполагается, что теплообменники во всем мире работают в адиабатических условиях. Следовательно, это означает, что можно предполагать потери или выигрыш в тепле между теплообменниками и окружающей средой. Тепловая инерция для теплообменника пренебрежимо мала и поэтому в основном принимается, поэтому общее уравнение баланса энергии сводится к тому, где полная энергия представляет собой величину, которая может быть аппроксимирована энтальпией.

1.1 Виды теплообменников

Кожухотрубные теплообменники состоят из множества трубок, через которые протекает жидкость. Трубки разделены на два набора: первый набор содержит жидкость для нагрева или охлаждения. Второй набор содержит жидкость, отвечающую за запуск теплообмена, и либо отводит тепло из первого набора трубок, поглощая и отводя тепло, по сути, охлаждая жидкость, либо согревая набор, передавая собственное тепло жидкости внутри. При проектировании теплообменника этого типа следует соблюдать осторожность при определении правильной толщины стенки трубы, а также диаметра трубы, чтобы обеспечить оптимальный теплообмен. С точки зрения потока, кожухотрубные теплообменники могут принимать любую из трех схем протекания.

В регенеративном теплообменнике одна и та же текучая среда пропускается вдоль обеих сторон теплообменника, который может быть либо пластинчатым теплообменником, либо кожухотрубным теплообменником. Поскольку жидкость может очень сильно нагреваться, выходящая жидкость используется для нагревания поступающей жидкости, поддерживая температуру почти постоянной. Большое количество энергии сохраняется в рекуперативном теплообменнике, потому что процесс является циклическим, при этом почти вся относительная теплота передается от выходящей жидкости к поступающей жидкости. Чтобы поддерживать постоянную температуру, требуется лишь немного дополнительной энергии для повышения и понижения общей температуры жидкости.

Пластинчатые теплообменники состоят из пластин и рам, включая чередующиеся камеры с горячей и холодной текучими средами, разделенные тонкими металлическими листами. Разница заключается в том, что два металлических листа, которые образуют одну камеру, разделены волнистыми перфорированными металлическими ребрами, которые образуют каналы для прохождения жидкости. Две противоположные стороны каждой

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

камеры герметизированы, а две другие стороны обеспечивают приток и отток жидкости. Герметичные стороны поворачиваются на 90 градусов для чередующихся камер. Таким образом, потоки горячей и холодной жидкости всегда находятся под углом 90 градусов друг к другу. Эти теплообменники могут эффективно использоваться для широкого спектра применений, широкого диапазона температур и условий давления.

Спиральные теплообменники очень просты по своей структуре. Они состоят из двух отдельных спиральных камер, как показано на схеме ниже. В этих двух камерах находятся горячие и холодные жидкости, отделенные друг от друга спиральным металлическим листом. Коэффициенты теплопередачи с обеих сторон высоки. Потоки горячей и холодной жидкости встречно противодействуют друг другу на всем протяжении через теплообменники. Эти факторы приводят к гораздо меньшим требованиям к площади поверхности, чем кожухотрубные теплообменники. Эти теплообменники могут использоваться для высоковязких жидкостей при низких, средних давлениях.

1.2 Критерии выбора теплообменника

Теплообменник является одним из самых востребованных устройств в мире. Это очень универсальное устройство.

Первый критерий, который вам необходимо учитывать, — это конкретное применение, для которого вы будете использовать теплообменник. Ваш выбор продукта будет полностью зависеть от цели, для которой он вам нужен. Подумайте, как должен работать теплообменник, чтобы соответствовать вашим целям и ожиданиям в отношении применения. Вам нужно это для конденсации, или вам нужно это для варки? Вам нужен теплообменник для просто утилизации тепла, или он вам нужен для кондиционирования воздуха? Это пара примеров основных вопросов, которые вы должны задать себе, прежде чем сделать окончательный выбор.

Второй критерий, конструкция и конструкция теплообменника должны быть приняты во внимание перед покупкой. Часто теплообменники устанавливаются в условиях, где они подвергаются воздействию экстремальных температур. Это может подвергнуть устройство риску термического напряжения.

Третий критерий. Множество компаний заканчивают выбор теплообменника тем, что покупают теплообменники, которые являются негабаритными. Прежде чем вы начнете искать теплообменники, вам необходимо провести точные измерения доступного пространства, где вы хотите установить теплообменник. Не пытайтесь искать идеальную посадку. Всегда предпочтительнее приобретать теплообменники меньшего размера,

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

которые оставляют немного места на случай, если в будущем возникнет необходимость использовать это пространство.

Четвертый критерий. Количество требуемой очистки или обслуживания не одинаково для каждого типа теплообменника. Некоторые из них нуждаются в тщательной очистке и техническом обслуживании, в то время как другие могут лишиться своей функциональности из-за регулярной очистки.

Пятый критерий. Стоимость хорошего теплообменника может достигать больших значений, однако стоит ли экономить. Бесспорно, стоимость теплообменного оборудования является важным критерием при покупке. Важность данного критерия заключается в том, что многие люди просто учитывают стоимость теплообменника и закрывают глаза на все последующее.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

13

2 Технологическая схема

На рисунке 2.1 представлена технологическая схема подогрева питьевой воды.

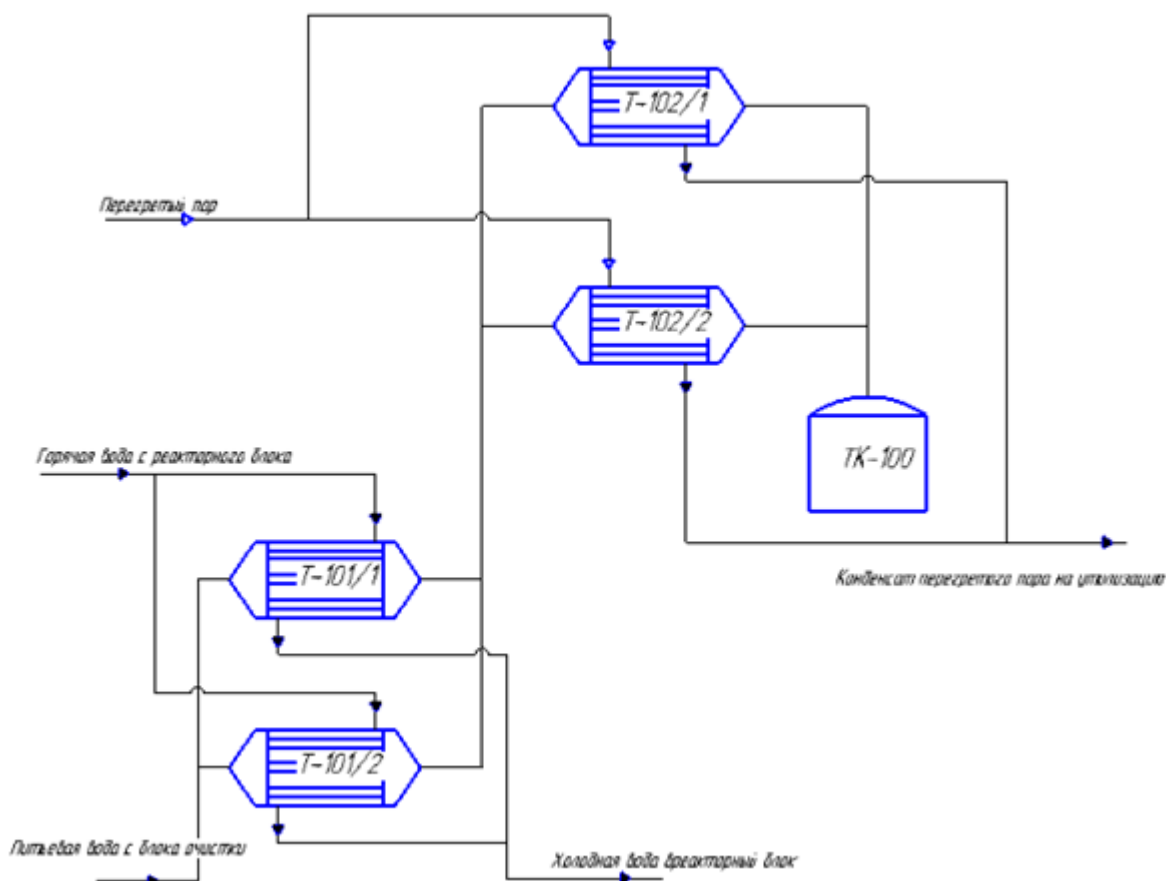


Рисунок 2.1 – Технологическая схема нагрева питьевой воды: T-101/1,2, T-102/1,2 – теплообменник; ТК-100 – бункер хранения питьевой воды

Питьевая вода с блока предварительной очистки разделяется на два одинаковых потока и попадает в теплообменники T-101/1 и T-101/2, где нагревается с 10 °C до 60 °C путем теплообмена с горячей водой реакторного блока. После прохождения теплообменников T-101/1 и T-101/2 потоки питьевой воды объединяются с последующим разделением и попадают в теплообменники T-102/1 и T-102/2. В теплообменниках T-102/1 и T-102/2 питьевая вода нагревается до температуры 130 °C путем теплообмена с перегретым паром, а после направляется в бункер хранения питьевой воды ТК-100, где и охлаждается до температуры 25 °C.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

14

3 Технологический расчет

Определение поверхности теплообмена

В соответствии с методикой, изложенной в “Глава 4. Теплопередача в химической аппаратуре” [1], производится определение поверхности теплообмена.

Исходные данные: (индекс 1 – греющая вода; 2 – питьевая вода)

$G_2 = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$	Расход питьевой воды
$t_{2н} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$	Начальная температура питьевой воды
$t_{2к} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	Конечная температура питьевой воды
$t_{1н} = 125 \text{ }^\circ\text{C}$	Начальная температура греющей воды
$t_{1к} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$	Конечная температура греющей воды
$P_1 = 0.25 \text{ МПа}$	Рабочее давление греющей воды
$P_2 = 0.22 \text{ МПа}$	Рабочее давление питьевой воды

Выбор взаимного направления движения теплоносителей

Правильный выбор взаимного направления движения теплоносителей имеет существенное значение для наиболее экономичного проведения процесса теплообмена. Поэтому, в соответствии с рекомендациями, изложенными в [2, с.10] принимаем противоточное направление движения теплоносителей. Также, по рекомендациям [2], питьевую воду направим в трубное пространство, а греющую воду в межтрубное пространство. График изменения температур теплоносителей противоточной схемы движения изобразим на рисунке 3.1

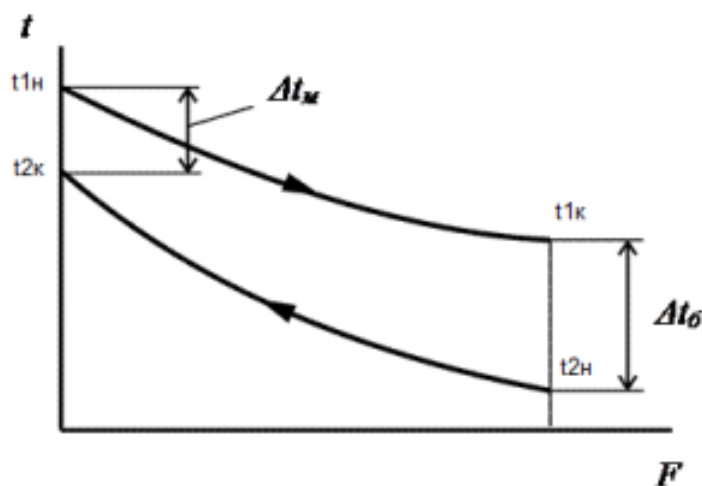


Рисунок 3.1 - График изменения температур теплоносителей противоточной схемы движения.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Расчет средней разницы температур между теплоносителями

Согласно методике, изложенной в [1, с.169], определим среднюю разность температур при противотоке теплоносителей, изобразив температурную схему процесса (рис. 3.2):

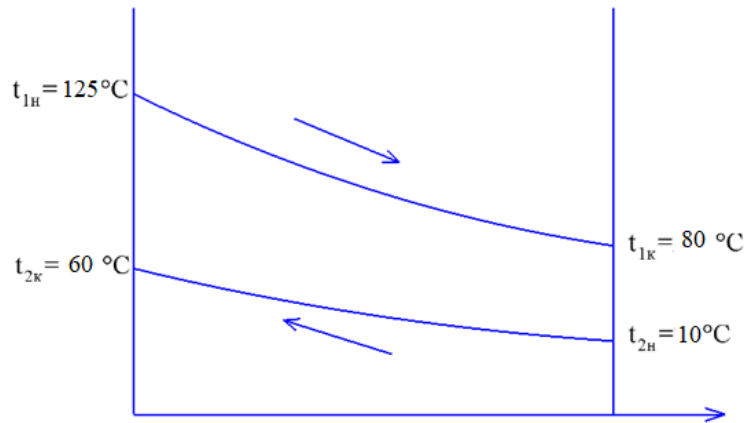


Рисунок 3.2 – Температурная схема процесса

Рассчитаем большую и малую разность температур на концах теплоносителей:

$$\Delta t_{\text{б}} := t_{1\text{К}} - t_{2\text{Н}} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} := t_{1\text{Н}} - t_{2\text{К}} = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(3.1а, б)

Т.к. $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} = 1.077 < 2$ то среднюю разность температур рассчитаем по формуле 4.79[1]:

$$\Delta t_{\text{ср}} := \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = 67.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(3.2)

Определим средние температуры теплоносителей:

$$t_{1\text{ср}} := \frac{t_{1\text{Н}} + t_{1\text{К}}}{2} = 102.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя температура греющей воды

(3.3)

$$t_{2\text{ср}} := \frac{t_{2\text{Н}} + t_{2\text{К}}}{2} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя температура питьевой воды

(3.4)

Выбор значений теплофизических свойств теплоносителей

Из таблиц П-LVII[1] подбираем значения теплофизических свойств теплоносителей при их средних температурах:

$$\rho_1 := 956 \text{ кг/м}^3$$

плотность греющей воды

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

16

$\rho_2 := 967 \text{ кг/м}^3$	плотность питьевой воды
$C_{p1} := 4222 \text{ Дж/(кг*К)}$	удельная теплоемкость греющей воды
$C_{p2} := 4178.2 \text{ Дж/(кг*К)}$	удельная теплоемкость питьевой воды
$\mu_1 := 268 \cdot 10^{-6} \text{ Па*с}$	вязкость греющей воды
$\mu_2 := 720 \cdot 10^{-6} \text{ Па*с}$	вязкость питьевой воды
$\lambda_1 := 0.68 \text{ Вт/(м*К)}$	коэффициент теплопроводности греющей воды
$\lambda_2 := 0.62 \text{ Вт/(м*К)}$	коэффициент теплопроводности питьевой воды
$Pr_1 := 1.708$	число Прандтля для греющей воды
$Pr_2 := 4.846$	число Прандтля для питьевой воды

Расчет расходов теплоносителей

Согласно технологической схемы, в цех с теплообменным оборудованием поступает питьевая вода по трубопроводу в количестве 600 м³/ч, далее поток воды поступает в два параллельно работающих теплообменника, в связи с чем примем:

$$G_2 := \frac{G_2}{2} = 300 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.5)$$

Переведем расход раствора из т/ч в кг/с:

$$G_2 := \frac{G_2 \cdot \rho_2}{3600} = 80.583 \text{ кг/с} \quad (3.6)$$

Рассчитаем тепловую нагрузку (количество теплоты, необходимое для нагрева питьевой воды) по формуле 3.8[2]:

$$Q := G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{2к} - t_{2н}) = 1.683 \times 10^7 \text{ Вт} \quad (3.7)$$

Рассчитаем расход греющего пара с учетом потерь 5%:

$$G_1 := \frac{1.05Q}{C_{p1} \cdot (t_{1н} - t_{1к})} = 93.039 \text{ кг/с} \quad (3.8)$$

Предварительный расчет ориентировочной поверхности теплообмена

Поверхность теплообмена рассчитывается по формуле 1.5[2]:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} \quad (3.9)$$

где Q – тепловая нагрузка, кВт;

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²*К);

Δt_{cp} – средняя разность температур, К.

По таблице 4.8 [1] определяем ориентировочные значения коэффициента теплопередачи:

$$K_{\min} := 800 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$$

$$K_{\max} := 1700 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$$

Рассчитаем ориентировочные значения требуемой поверхности теплообмена:

$$F_{\min} := \frac{Q}{K_{\max} \cdot \Delta t_{cp}} = 146.7 \text{ м}^2$$

$$F_{\max} := \frac{Q}{K_{\min} \cdot \Delta t_{cp}} = 311.8 \text{ м}^2$$

Для обеспечения турбулентного режима зададимся числом Рейнольдса равным 12000. Также примем теплообменные трубы диаметром 25x2 мм, и ориентировочно зададимся диаметром теплообменника $D = 1000$ мм.

Согласно таблицы 4.12 [1] для теплообменника диаметром 1000 мм площадь проходного сечения между перегородками равна: $S_M = 0.143 \text{ м}^2$.

Рассчитаем скорость питьевой воды в трубках:

$$\omega_2 := \frac{Re_2 \cdot \mu_2}{d \cdot \rho_2} = 0.425 \text{ м/с} \quad (3.10)$$

Определяем общее число труб для теплообмена по формуле 3.23[2]:

$$n := \text{ceil} \left(\frac{G_2}{0.785 \cdot Re_2 \cdot d \cdot \mu_2} \right) = 566 \quad (3.11)$$

т.к $Re > 10000$ (турбулентный режим), то критерий Нуссельта вычисляется по формуле 3.28[2]:

$$Nu_2 := 0.023 \cdot (Re_2)^{0.8} \cdot (Pr_2)^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0.25} \quad (3.12)$$

Температуры стенок неизвестны, потому задаемся их значением, исходя из условия

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$t_{1cp} > t_{ct1} > t_{ct2} > t_{2cp}$$

$$t_{ct1} := 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{ct2} := 65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Число Прандтля при t_{ct2} равно:

Тогда число Нуссельта равно:

$$Nu_2 := 0.023 \cdot (Re_2)^{0.8} \cdot (Pr_2)^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct2}} \right)^{0.25} = 96.741$$

Коэффициент теплоотдачи к питьевой воде от стенки вычисляется по формуле 1.47[3]:

$$\alpha_2 := \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d} = 2856 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} \quad (3.13)$$

Определим скорость греющей воды в межтрубном пространстве:

$$\omega_1 := \frac{G_1}{\rho_1 \cdot S_M} = 0.681 \text{ м/с} \quad (3.14)$$

Для определения значения критерия Рейнольдса, необходимо определить эквивалентный диаметр теплообменника с гладкими трубами:

Согласно [1], эквивалентный диаметр будет равен:

$$d_э := \frac{4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 10^6} - n \cdot \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \right)}{n \cdot (\pi \cdot d_H)} = 0.046 \text{ м} \quad (3.15)$$

Тогда число Рейнольдса:

$$Re_1 := \frac{\omega_1 \cdot d_э \cdot \rho_1}{\mu_1} = 110875.68 \quad (3.16)$$

Число Прандтля при t_{ct1} равно:

Так как холодный поток поперечно обтекает пучок гладких труб при их шахматном расположении [1], при турбулентном режиме движения жидкости, то критериальное уравнение для нахождения критерия Нуссельта имеет вид:

$$Nu_1 := 0.4 \cdot (Re_1)^{0.4} \cdot (Pr_1)^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ct1}} \right)^{0.25} = 48.818 \quad (3.17)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке определяется по формуле 1.47[3]:

$$\alpha_1 := \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_H} = 1328 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.18)$$

Сумма термических сопротивлений рассчитывается по формуле 3.22[2]:

$$\Sigma R := \frac{1}{R_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{R_2} \quad (3.19)$$

Значения термических сопротивлений выбираются по таблице 3.3 [2]:

$R_1 := 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ термическое сопротивление со стороны греющей воды

$R_2 := 1860 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ термическое сопротивление со стороны питьевой воды

$\delta_{ст} := 0.002 \text{ м}$ толщина стенки трубок

$\lambda_{ст} := 45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ коэффициент теплопроводности стали

$$\Sigma R := \frac{1}{R_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{R_2} = 7.545 \times 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$$

Рассчитаем действительный коэффициент теплопередачи по формуле 3.21 [2]:

$$K_{\text{действ}} := \text{ceil} \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma R + \frac{1}{\alpha_2}} \right) = 899 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.20)$$

Тогда требуемая поверхность теплопередачи равна:

$$F_{\text{действ}} := \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = 277 \text{ м}^2 \quad (3.21)$$

4 Конструктивный расчет аппарата

4.1 Подбор стандартного теплообменника

Рассчитываем площадь проходного сечения трубок одного хода по формуле 1.4[5]:

$$f_1 := \frac{G_2}{\rho_2 \cdot \omega_2} = 0.196 \text{ м}^2 \quad (4.1)$$

По формуле 1.5[5] вычисляем количество трубок одного хода:

$$n_1 := \frac{f_1}{0.785 \cdot d^2} = 566 \quad (4.2)$$

Расчетный диаметр трубки:

$$d_p := 0.5(d + d_H) = 0.023 \text{ м} \quad (4.3)$$

т.к. $\alpha_1 \approx \alpha_2$ то:

Вычисляем по формуле 1.6 [5] расчетную длину одной трубки для одного хода:

$$L_p := \frac{F_{\text{действ}}}{\pi \cdot d_p \cdot n_1} = 6.786 \text{ м} \quad (4.4)$$

Число ходов трубного пространства:

Принимаем рабочую длину трубки $L = 6$ м, тогда число ходов:

$$z_1 := \frac{L_p}{L} = 1.131 \quad (4.5)$$

Принимаем число ходов $z = 1$

Тогда общее число трубок равно:

$$n := z \cdot n_1 = 566 \quad (4.6)$$

Задаемся расположением труб в трубной решетке по вершинам равностороннего треугольника. Для дальнейшего расчета необходимо знать количество труб, расположенных на стороне наибольшего шестиугольника, которое можно рассчитать по формуле 1.8[5]:

$$a := \sqrt{\frac{2 \cdot n}{3 \cdot \sqrt{3}}} = 14.757 \quad (4.7)$$

Для удобного расположения трубок в трубной решетке принимаем $a = 15$.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пользуясь полученным значением, по формуле 1.9[5] находим число труб, расположенных на диагонали наибольшего шестиугольника:

$$b := 2 \cdot a - 1 = 29 \quad (4.8)$$

Шаг между трубами находится по формуле 1.2[5]:

$$t := 1.2 \cdot d_H \cdot 10^3 + 2 = 32 \text{ мм} \quad (4.9)$$

Используя рассчитанные выше параметры, по формуле 1.10 [5] рассчитываем диаметр теплообменника:

$$D := t \cdot (b - 1) + d_H \cdot 10^3 = 921 \text{ мм} \quad (4.10)$$

Согласно ГОСТ 9617-76 принимаем диаметр теплообменника $D=1000$ мм.

По полученным данным выбираем наиболее подходящий стандартный теплообменник типа ТН или ТК по ТУ 3612-024-00220302-02 с параметрами:

- внутренний диаметр $D = 1000$ мм;
- число труб $N_{\text{труб}} = 747$;
- поверхность теплообмена $F = 352 \text{ м}^2$;
- длина труб $L = 6000$ мм;
- число ходов $z = 1$;
- проходное сечение труб $S_T = 0.259 \text{ м}^2$;
- число рядов труб по вертикали $n_p = 29$;
- расстояние между перегородками $h = 520$ мм.

Тогда запас поверхности составляет:

$$\Delta := \frac{|F - F_{\text{действ}}|}{F} \cdot 100 = 21.19 \% \quad (4.11)$$

Полученный запас поверхности теплообмена достаточен.

4.2 Расчет штуцеров и подбор фланцев

Штуцеры для подвода и отвода питьевой воды:

Согласно рекомендациям [2, с.35] примем скорость питьевой воды в штуцерах $\omega_{2ш} = 2$ м/с, тогда внутренний диаметр штуцера рассчитывается по формуле 7.2 [2]:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$d_1 := \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \omega_{2ш} \cdot \rho_2}} = 0.23 \text{ м} \quad (4.12)$$

Принимаем условный диаметр штуцера равным 250 мм и подбираем фланец по [20]:

Таблица 4.1 – Размеры фланца для подвода и отвода раствора

P _y	D _y	d _в	D _ф	D _б	b	Болты		
						d _б	z	
МПа	мм							
0,25	250	273	370	335	21	M16	12	

Штуцеры для подвода и отвода греющей воды:

Согласно рекомендациям [2, с.35] примем скорость греющей воды в штуцере $\omega_{1ш} = 2$ м/с, тогда внутренний диаметр штуцера рассчитывается по формуле:

$$d_2 := \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \omega_{1ш} \cdot \rho_1}} = 0.20 \text{ м} \quad (4.13)$$

Принимаем условный диаметр штуцера равным 200 мм и подбираем фланец по ГОСТ 33259-2015:

Таблица 4.2 – Размеры фланца для входа пара

P _y	D _y	d _в	D _ф	D _б	b	Болты		
						d _б	z	
МПа	мм							
0,6	200	222	315	280	18	M16	8	

5 Гидравлический расчет аппарата

Гидравлический расчет требуется для определения мощности требуемого насоса.

Мощность, потребляемая двигателем насоса для перемещения теплоносителя через аппарат, определяется по формуле 1.50 [5]:

$$N := \frac{V \cdot \Delta P}{\eta} \quad (5.1)$$

где N - мощность насоса, Вт;

V_c - объемный расход жидкости, м³/с;

ΔP - повышение давления, сообщаемое насосом перекачиваемому потоку и равное полному гидравлическому сопротивлению сети, Па;

η - КПД насоса.

Гидравлическое сопротивление аппарата складывается из потерь давления на преодоление сопротивления $\Delta P_{тр}$ и на преодоление местных сопротивлений $\Delta P_{м.с.}$, и рассчитывается по формуле 1.51 [5]:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с.} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2} \quad (5.2)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения;

L - длина трубы, м;

d - диаметр трубы, м;

ω - скорость движения жидкости, м/с;

ξ - коэффициент местного сопротивления;

ρ - плотность жидкости, кг/м³.

При $Re > 10000$ коэффициент сопротивления трения определяется по формуле:

$$\lambda := \frac{0.316}{Re_2^{0.25}} = 0.03 \quad (5.3)$$

Определим все коэффициенты местных сопротивлений по таблице XIII [1] и сведем их в таблицу 5.1:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таблица 5.1 – Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	ζ	$\sum \zeta$
Входная и выходная камеры	1,5	1,5*2=3
Вход и выход из труб	1	1*2=2

Тогда суммарный коэффициент сопротивления будет равен: $\sum \zeta = 5$.

Рассчитаем гидравлическое сопротивление:

$$\Delta P := \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega_2^2 \cdot \rho_2}{2} = 7.555 \times 10^5 \text{ Па} \quad (5.4)$$

Рассчитаем объемный расход раствора:

$$V := \frac{G_2}{\rho_2} = 0.083 \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.5)$$

Согласно рекомендациям [2, с.27] КПД насоса принимаем: $\eta = 0,75$.

Тогда мощность, потребляемая двигателем насоса, будет равна:

$$N := \frac{V \cdot \Delta P}{1000 \eta} = 83.939 \text{ кВт} \quad (5.6)$$

По таблице 9 [2] выбираем насос с характеристиками (табл. 5.2):

Таблица 5.2 – Основные характеристики насоса

Марка насоса	Расход, м ³ /с	n, с ⁻¹	η_n	Электродвигатель		
				тип	N _n	$\eta_{дв}$
X280/42	0,08	24,15	0,7	АО2-82-4	100	0,88

6 Механический расчет

Целью механического расчета является обеспечение механической надежности работы кожухотрубчатого теплообменника. Критериями механической надежности для деталей технологического оборудования являются прочность, жесткость, устойчивость, герметичность и др.

Расчетная схема теплообменника представлена на рисунке 6.1.

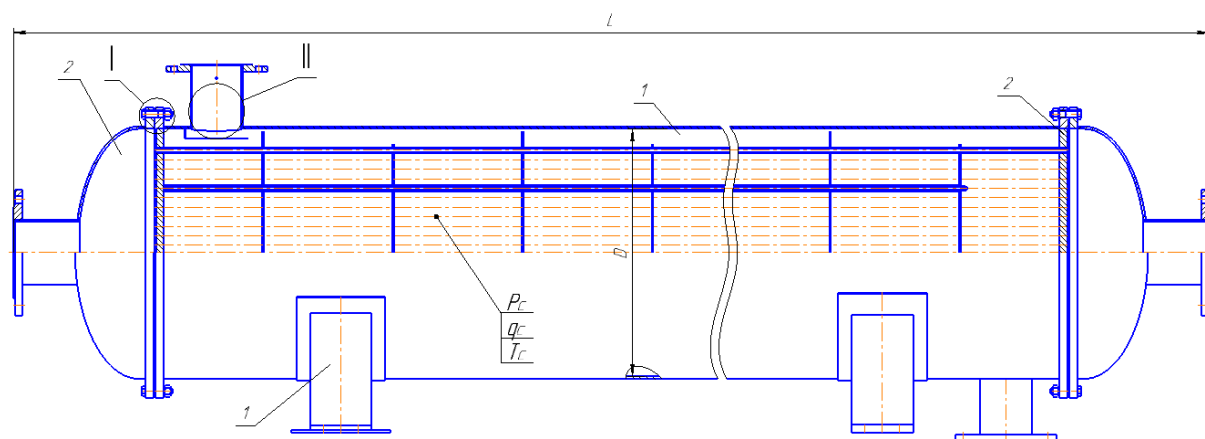


Рисунок 6.1 – Расчетная схема кожухотрубчатого теплообменника

В таблице 6.1 приведены номера позиций и названия основных элементов кожухотрубчатого теплообменника.

Таблица 6.1 – Обозначения основных элементов и узлов теплообменника

Номер позиции	Название элемента	Количество
1	Цилиндрическая обечайка	1
2	Эллиптическое днище	2
3	Трубная решетка	2
4	Седловая опора	2
I	Фланцевое соединение	-
II	Укрепление отверстия	-

6.1 Выбор конструкционных материалов и расчетные параметры

Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.2:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таблица 6.2 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Внутренний диаметр обечайки	$D = 1000$ мм
Длина обечайки	$L = 6000$ мм
Срок эксплуатации	$\tau = 10$ лет
Рабочая температура теплоносителя в межтрубном пространстве	$t_{раб1} = 125$ °С
Рабочая температура теплоносителя в трубном пространстве	$t_{раб2} = 60$ °С
Рабочее давление в межтрубном пространстве:	$P_1 = 0.25$ МПа
Рабочее давление в трубном пространстве:	$P_2 = 0.22$ МПа

Выбор конструкционных материалов осуществляем с учетом рабочих температур, агрессивности сред и их концентраций. Поскольку в теплообменнике нет агрессивных и коррозионно активных сред, и, согласно технологической схеме, теплообменник расположен на закрытой площадке, примем исполнение теплообменника по материалу М1 [6], материалы основных узлов и деталей указаны в таблице 5.3:

Таблица 6.3 – Исполнение теплообменника по материалу

Исполнение по материалу	Кожух	Крышка	Теплообменная труба	Трубная решетка
М1	16ГС	16ГС	Сталь 20	16ГС

Допускаемое напряжение материала 16ГС при температуре 20 градусов определяем по таблице А.1[7]:

$$\sigma_{Г20} := 196 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала 16ГС при рабочей температуре горячего теплоносителя определяем методом интерполяции по данным из таблицы А.1 [7]:

$$t_w := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 177 \\ 171 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{125} := \text{Floor}(\text{interp}(t, \sigma, t_1), 0.5)$$

$$\sigma_{125} = 174 \text{ МПа}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Допускаемое напряжение материала сталь 20 при температуре 20 градусов определяем по таблице А.3[7]:

$$\sigma_{X20} := 147 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала сталь 20 при рабочей температуре холодного теплоносителя определяем методом интерполяции по данным из таблицы А.3[7]:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 147 \\ 142 \end{pmatrix}$$
$$\sigma_{60} := \text{Floor}(\text{interp}(t, \sigma, t_2), 0.5)$$
$$\sigma_{60} = 144.5 \text{ МПа}$$

Расчетное значение предела текучести для стали 16ГС при $t=20^\circ\text{C}$ определяем из таблицы Б.1 [7]:

$$R_{e\Gamma} := 300 \text{ МПа}$$

Расчетное значение предела текучести для стали 20 при $t=20^\circ\text{C}$ определяем из таблицы Б.7 [7]:

$$R_{eX} := 220 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности при гидравлическом испытании определяем по таблице 1 [7]:

$$n_T := 1.1$$

Коэффициент прочности сварных швов принимаем согласно [7] для сварных швов, выполняемых вручную, с одной стороны. Длина контролируемых швов от общей длины составляет 100%: $\varphi = 1$

Давление в межтрубном пространстве:

- Расчетное давление в межтрубном пространстве при рабочих условиях:
т.к. аппарат расположен горизонтально, то расчетное давление принимаем равным рабочему:

$$P_{\text{pac1}} := P_1 = 0.25 \text{ МПа}$$

- Давление при гидравлических испытаниях определяем по формуле 3.1[8]:

$$P_{\text{и1}} := 1.25 \cdot P_{\text{pac1}} \cdot \frac{\sigma_{\Gamma 20}}{\sigma_{125}} = 0.352 \text{ МПа} \quad (6.1)$$

Давление в трубном пространстве:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

- Расчетное давление в трубном пространстве при рабочих условиях:
т.к. аппарат расположен горизонтально, то расчетное давление принимаем равным рабочему:

$$P_{\text{рас2}} := P_2 = 0.22 \text{ МПа}$$

- Давление при гидравлических испытаниях определяем по формуле 3.1 [8]:

$$P_{\text{и2}} := 1.25 \cdot P_{\text{рас2}} \cdot \frac{\sigma_{X20}}{\sigma_{125}} = 0.232 \text{ МПа} \quad (6.2)$$

Допускаемое напряжение для стали 16ГС при гидравлических испытаниях рассчитываем по формуле 3[7]:

$$\sigma_{\text{и1}} := \text{Floor} \left(\frac{R_{e\Gamma}}{1.1}, 0.5 \right) = 272.5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 12X18Н10Т при гидравлических испытаниях рассчитываем по формуле 3[7]:

$$\sigma_{\text{и2}} := \text{Floor} \left(\frac{R_{eX}}{1.1}, 0.5 \right) = 199.5 \text{ МПа}$$

6.2 Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки ведется согласно [9, 5-5.3.1].

На рис. 6.2 представлена расчетная схема цилиндрической обечайки, позиция 1 на рис. 6.1.

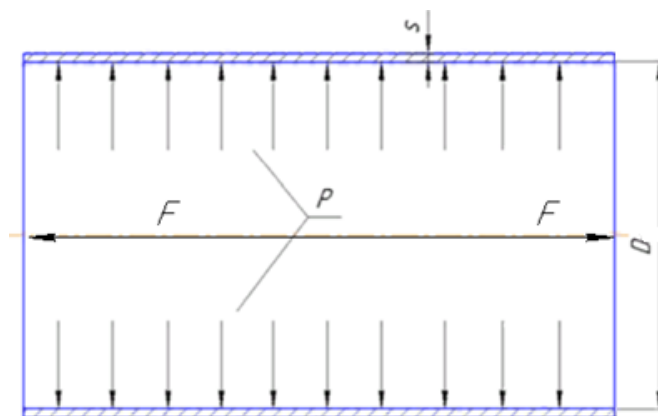


Рисунок 6.2 - Расчетная схема цилиндрической обечайки

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки при внутреннем избыточном давлении определяется по формуле 2 [9]:

$$s_p := \max \left(\frac{P_{\text{рас1}} \cdot D}{2 \cdot \sigma_{125} \cdot \varphi - P_{\text{рас1}}}, \frac{P_{\text{и1}} \cdot D}{2 \cdot \sigma_{\text{и1}} \cdot \varphi - P_{\text{и1}}} \right) = 0.799 \text{ мм} \quad (6.3)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Прибавку к расчетным толщинам вычисляют по формуле 13 [7]:

$$c := c_1 + c_2 + c_3 \quad (6.4)$$

где c_1 - поправка на коррозию;

c_2 - поправка на минусовое отклонение;

c_3 - поправка на утонение стенки элемента сосуда при технических операциях;

Скорость коррозии стали 16ГС принимаем [7]: $\Pi = 0,15$ мм/год

Для компенсации коррозии обечайки:

$$c_1 := \Pi \cdot \tau = 1.5 \text{ мм} \quad (6.5)$$

В соответствии с таблицей 4 [10] примем:

$$c_2 := 0.8 \text{ мм}$$

Технологическую прибавку в соответствии с рекомендацией [7, с.8] примем:

$$c_3 := 0.5$$

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 3 \text{ мм}$$

Тогда, с учетом прибавки, исполнительная толщина стенки равна:

$$s_{\text{И}} := \text{ceil}(s_p + c) = 4 \text{ мм} \quad (6.6)$$

Согласно рекомендациям таблицы 1 [11] минимальная толщина стенок цилиндрической обечайки при внутреннем диаметре обечайки, равном 1000 мм, равна 6 мм.

В связи с этим принимаем исполнительную толщину стенки цилиндрической обечайки:

$$s_{\text{И}} := 6 \text{ мм}$$

По методике [9, с.5] проверим применимость формул безмоментной теории:

Усл1 := "условия применения формул безмоментной теории выполняется"

Усл2 := "условия применения формул НЕ выполняется"

$$\text{Пров}_1 := \begin{cases} \text{Усл1} & \text{if } \frac{s_{\text{И}} - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{Усл2} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Пров₁ = "условия применения формул безмоментной теории выполняется"

Проверка на условие прочности

Рассчитаем по формуле 3[9] допускаемое внутреннее избыточное давление при рабочих условиях и при условиях гидроиспытания:

$$P_{\text{д1}} := \frac{2 \cdot \sigma_{125} \cdot \varphi \cdot (s_{\text{И}} - c)}{D + (s_{\text{И}} - c)} = 0.937 \text{ МПа} \quad (6.7)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$P_{\text{ди1}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{и1}} \cdot \varphi \cdot (s_{\text{и}} - c)}{D + (s_{\text{и}} - c)} = 1.467 \text{ МПа} \quad (6.8)$$

Расчетное осевое растягивающее давление при рабочих условиях:

$$F_1 := \frac{P_{\text{рас1}} \cdot \pi \cdot D^2}{4 \cdot 10^6} = 0.196 \text{ МН} \quad (6.9)$$

Расчетное осевое растягивающее давление при условиях гидроиспытания:

$$F_{\text{и1}} := \frac{P_{\text{и1}} \cdot \pi \cdot D^2}{4 \cdot 10^6} = 0.276 \text{ МН} \quad (6.10)$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие при рабочих условиях:

$$F_{\text{д1}} := \pi \cdot (D + s_{\text{и}} - c) \cdot (s_{\text{и}} - c) \cdot \sigma_{125} \cdot \varphi \cdot 10^{-6} = 1.48 \text{ МН} \quad (6.11)$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие при условиях гидроиспытания:

$$F_{\text{ди1}} := \pi \cdot (D + s_{\text{и}} - c) \cdot (s_{\text{и}} - c) \cdot \sigma_{\text{и1}} \cdot \varphi \cdot 10^{-6} = 2.318 \text{ МН} \quad (6.12)$$

По методике [9, с.5] проверим выполнение условия прочности:

Усл3 := "условие прочности при рабочих условиях выполняется"

Усл4 := "условие прочности при рабочих условиях НЕ выполняется"

Пров2 := $\begin{cases} \text{Усл3} & \text{if } P_{\text{рас1}} \leq P_{\text{д1}} \\ \text{Усл4} & \text{otherwise} \end{cases}$

Пров2 = "условие прочности при рабочих условиях выполняется"

Усл3 := "условие прочности при рабочих условиях выполняется"

Усл4 := "условие прочности при рабочих условиях НЕ выполняется"

Пров2 := $\begin{cases} \text{Усл3} & \text{if } F_1 \leq F_{\text{д1}} \\ \text{Усл4} & \text{otherwise} \end{cases}$

Пров2 = "условие прочности при рабочих условиях выполняется"

Усл3 := "условие прочности при рабочих условиях выполняется"

Усл4 := "условие прочности при рабочих условиях НЕ выполняется"

Пров2 := $\begin{cases} \text{Усл3} & \text{if } F_1 \leq F_{\text{д1}} \\ \text{Усл4} & \text{otherwise} \end{cases}$

Пров2 = "условие прочности при рабочих условиях выполняется"

$\underline{\text{Усл3}} :=$ "условие прочности при условиях гидроиспытания выполняется"

$\underline{\text{Усл4}} :=$ "условие прочности при условиях гидроиспытания НЕ выполняется"

$\underline{\text{Пров2}} := \begin{cases} \text{Усл3} & \text{if } P_{и1} \leq P_{ди1} \\ \text{Усл4} & \text{otherwise} \end{cases}$

$\underline{\text{Пров2}} =$ "условие прочности при условиях гидроиспытания выполняется"

Условия выполняются, следовательно, окончательно принимаем толщину стенки цилиндрической обечайки 6 мм. Обечайка будет изготавливаться из листового проката.

Тогда наружный диаметр обечайки равен:

$$D_H := D + 2s_{и} = 1012 \text{ мм} \quad (6.13)$$

6.3 Расчет толщины стенки эллиптического днища

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки ведется согласно [9, 6-6.3].

На рисунке 6.3 представлена расчетная схема эллиптического днища, позиция 2 на рисунке 6.1.

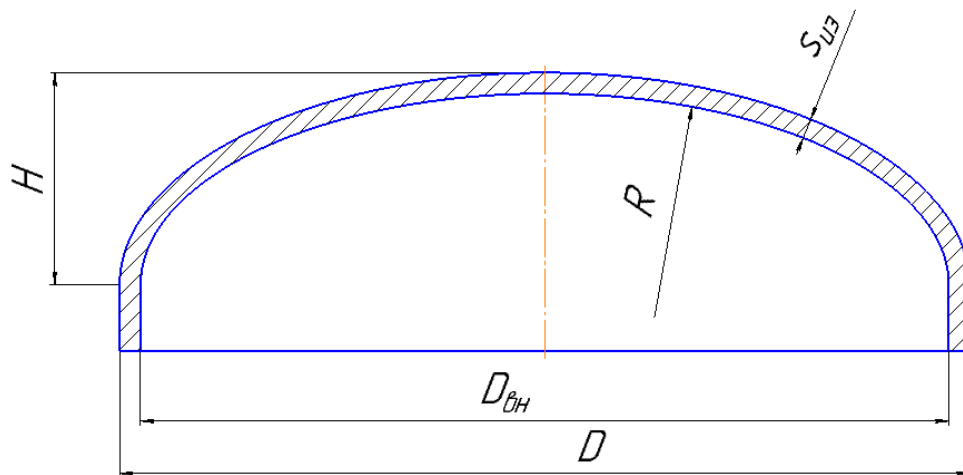


Рисунок 6.3 – Расчетная схема эллиптического днища

Т.к. днище эллиптическое, то высота выпуклой части без учета цилиндрической части будет равна:

$$\underline{H} := 0.25 \cdot D = 250 \text{ мм} \quad (6.14)$$

Радиус кривизны в вершине днища по внутренней поверхности:

$$\underline{R} := D = 1000 \text{ мм}$$

Расчёт толщины стенки эллиптического днища производится при давлении гидравлического испытания и при расчетном давлении в трубном пространстве.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Коэффициент прочности сварных швов для крышек, изготовленных из одной заготовки (штамповкой):

$$\varphi = 1$$

Скорость коррозии (16ГС), мм/год [7]: $\Pi := 0.15$

Срок эксплуатации, лет $\tau := 10$

$$c_1 := \Pi \cdot \tau = 1.5 \text{ мм}$$

$$c_2 = 1 \text{ мм}$$

$$c_3 = 0.5 \text{ мм}$$

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 3 \text{ мм}$$

$$s_p := \max \left(\frac{P_{рас2} \cdot R}{2 \cdot \sigma_{60} \cdot \varphi - 0.5 P_{рас2}}, \frac{P_{и2} \cdot R}{2 \cdot \sigma_{и2} \cdot \varphi - 0.5 P_{и2}} \right) = 0.846 \text{ мм} \quad (6.15)$$

Исполнительная толщина стенки эллиптического днища:

$$s_{иэ} := \text{ceil}(s_p + c) = 4 \text{ мм} \quad (6.16)$$

Согласно рекомендациям [11] толщину стенки днища принимаем равной толщине стенки обечайки:

$$s_{иэ} := s_{и} = 6 \text{ мм}$$

Согласно [21] принимаем днище стальное эллиптическое отбортованное с размерами (табл. 6.4):

Таблица 6.4 – Размеры эллиптического днища

D, мм	h ₁ , мм	H, мм	s, мм	F, м ²	V, дм ³
1000	25	250	6	1,16	149,9

Допускаемое внутреннее избыточное давление для рабочих условий и условий гидроиспытания рассчитаем по формуле 3[9]:

$$P_{д2} := \frac{2 \cdot \sigma_{60} \cdot \varphi \cdot (s_{иэ} - c)}{R + 0.5(s_{иэ} - c)} = 0.779 \text{ МПа} \quad (6.17)$$

$$P_{ди2} := \frac{2 \cdot \sigma_{и2} \cdot \varphi \cdot (s_{иэ} - c)}{R + 0.5(s_{иэ} - c)} = 1.076 \text{ МПа} \quad (6.18)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Проверка на условие применимости формул

$$U_{sl} := \begin{cases} \text{"Условие применения формул выполняется"} & \text{if } 0.2 \leq \frac{H}{D} \leq 0.5 \\ \text{"Условие применения формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl = "Условие применения формул выполняется"

$$U_{sl} := \begin{cases} \text{"Условие применения формул выполняется"} & \text{if } 0.002 \leq \frac{s_{из} - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{"Условие применения формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl = "Условие применения формул выполняется"

Проверка на условие прочности при рабочих условиях:

$$U_{sl} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{рас2} \leq P_{д2} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl = "Условие прочности выполняется"

Проверка на условие прочности при условиях гидроиспытания:

$$U_{sl} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{и2} \leq P_{ди2} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl = "Условие прочности выполняется"

Условия выполняются, следовательно, окончательно принимаем толщину стенки эллиптического днища 6 мм. Днище будет изготавливаться штамповкой.

6.4 Расчет температурных деформаций

Расчет проводится по методике, изложенной в [5,1.5.2.1]. Расчетные параметры приведены в таблице 6.5:

Таблица 6.5 – Расчетные параметры

Часть аппарата	Трубы	Корпус
Материал	сталь 20	16ГС
Средняя температура, °С	35	102,5
Температурный коэффициент линейного расширения, 1/°С	$11,6 \cdot 10^{-6}$	$12,6 \cdot 10^{-6}$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

34

Продолжение таблицы 6.5

Допускаемое напряжение материала, МПа	146	182,5
Модуль упругости материала, МПа	$1,98 \cdot 10^5$	$1,90 \cdot 10^5$
Наружный диаметр, м	0,025	1,012
Внутренний диаметр, м	0,021	1,000

Поперечное сечение труб и корпуса:

$$F_T := \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2) \cdot n = 0.10795 \text{ м}^2$$

$$F_K := \frac{\pi}{4} \cdot (D_H^2 - D_{BH}^2) = 0.01896 \text{ м}^2 \quad (6.19 \text{ а,б})$$

Температурные усилия:

$$Q_t := \frac{(|\alpha_T \cdot t_T - \alpha_K \cdot t_K|) \cdot E_T \cdot F_T \cdot E_K \cdot F_K}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K} = 2.73 \text{ МН} \quad (6.20)$$

Температурные напряжения:

$$\sigma_T := \frac{Q_t}{F_T} = 25.291 \text{ МПа}$$

$$\sigma_K := \frac{Q_t}{F_K} = 143.976 \text{ МПа} \quad (6.21 \text{ а,б})$$

Проверка условия прочности:

$$Usl := \begin{cases} \text{"Усл. прочности выполняется, ТН подходит"} & \text{if } (\sigma_T \leq \sigma_{dT}) \wedge (\sigma_K \leq \sigma_{dK}) \\ \text{"Усл. прочности не выполняется, ТН не подходит"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl = "Усл. прочности выполняется, ТН подходит"

Из условия прочности следует, что напряжения в корпусе не превышают допустимые. Это говорит о том, что можно использовать теплообменник с неподвижными трубными решетками.

6.5 Расчет толщины трубных решеток

Расчет толщины трубной решетки ведется по методике, указанной в пособии [5, 1.5.2.4].

На рисунке 6.4 представлена расчетная схема трубной решетки, позиция 3 на рисунке 6.1.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

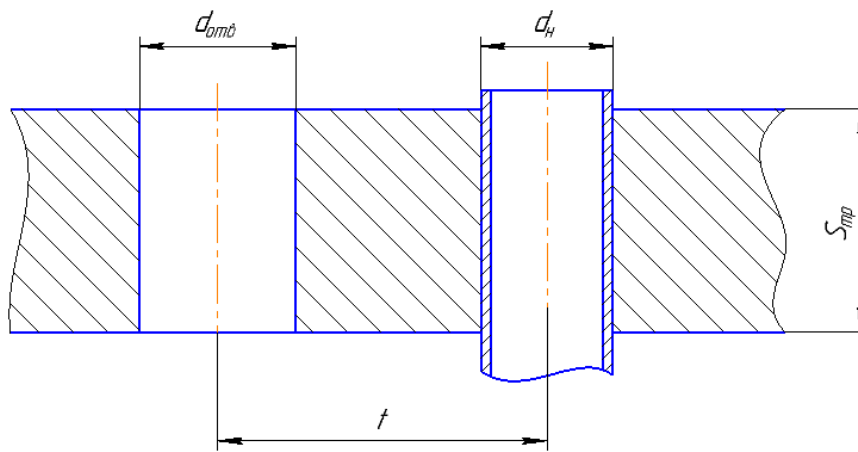


Рисунок 6.4 – Расчетная схема трубной решетки

Коэффициент прочности решетки:

Коэффициент прочности решетки учитывает ослабление сечения решетки трубными отверстиями и зависит от шага t и диаметра отверстий $d_{отв}$ по формуле:

$$\varphi_p = \frac{t - d_{отв}}{t} \quad (6.22)$$

Диаметр отверстия принимаем согласно таблицы 1[13]: $d_{отв} = 25,7$ мм. Тогда:

$$\varphi_p := \frac{(t - d_{отв})}{t} = 0.197$$

Толщина стенки из условия надежности развальцовки труб:

Наружный диаметр трубы: $d_n = 25$ мм.

$$f_M := 4.35 \cdot d_n + 15 = 123.75 \text{ мм}^2$$

$$S_{гр1} := \text{ceil} \left(\frac{f_M}{t - d_{отв}} + c \right) = 22 \text{ мм} \quad (6.23, 6.24)$$

Суммарная нагрузка на площадь трубной решетки:

$$Q_p := P_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{вн}^2 - P_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{вн}^2 + Q_t = 2.356 \times 10^4 \text{ МН} \quad (6.25)$$

Толщина трубной решетки как плоской защемленной плиты:

Допускаемое напряжение для стали 16ГС, из которой изготовлена трубная решетка:

$\sigma_{дт} = 182.5$ МПа.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$S_{\text{тр}2} := \frac{D_{\text{вн}}}{4.7} \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_{\text{дт}} \cdot \varphi_p}} = 6.874 \text{ мм} \quad (6.26)$$

Принимаем толщину трубной решетки:

$$S_{\text{тр}} := \text{ceil}(\max(S_{\text{тр}1}, S_{\text{тр}2})) = 22 \text{ мм} \quad (6.27)$$

Согласно таблицы 5 [13] минимальная толщина трубной решетки для труб с наружным диаметром 25 мм составляет 31 мм, поэтому принимаем: $S_{\text{тр}} = 31 \text{ мм}$.

6.6 Подбор фланцев и прокладок для обечаек и днищ

Фланцевые соединения применяются для соединения отдельных частей и узлов теплообменника. При выборе фланцевых соединений необходимо руководствоваться такими параметрами, как:

- наружный диаметр обечайки;
- давление в межтрубном пространстве;
- расчетная температура;
- токсичность и опасность теплоносителей.

Исходя из данных параметров, по [20] были подобраны фланцы стальные плоские фланцы с гладкой уплотнительной поверхностью со следующими основными геометрическими размерами, приведенными в таблице 6.6:

Таблица 6.6 – Размеры фланцев

P _y	D	D ₁	D ₂	D ₃	b	d	Болты		
							d ₆	z	
МПа	мм								
0,6	1000	1175	1120	1080	36	30	M27	28	

Согласно требованиям [6, табл. 20.1] для обтюрации фланцевого соединения выбираем плоские паронитовые прокладки (рис. 6.5). Основные размеры прокладок были приняты согласно таблице 4 [22]: $D = 1088 \text{ мм}$, $D_1 = 1020 \text{ мм}$, $s = 2 \text{ мм}$.

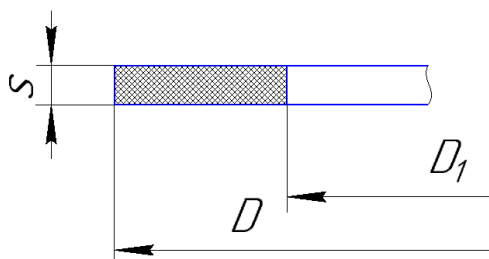


Рисунок 6.5 – Паронитовая прокладка

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

6.7 Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений

Расчетная схема фланцевого соединения представлена на рисунке 6.6.

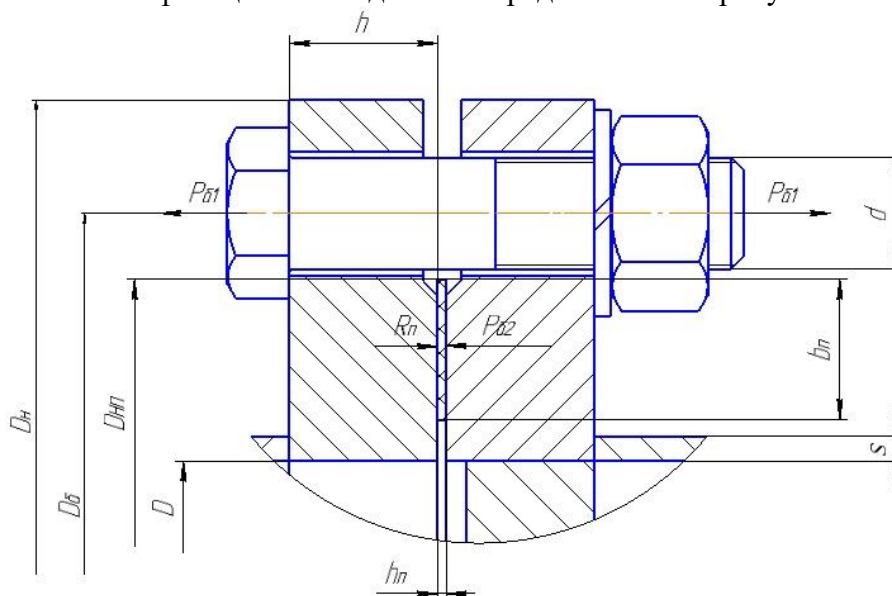


Рисунок 6.6 – Расчетная схема фланцевого соединения

Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.7:

Таблица 6.7 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Внутренний диаметр распределительной камеры, мм	$D = 1000$
Пробное давление гидроиспытания в аппарате, МПа	$P = 0.352$
Число болтов	$n = 28$
Прибавка на коррозию, мм	$c_0 = 1.5$
Максимальная температура среды, °C	$t = 125$
Диаметр болтовой окружности, мм	$D_б = 1120$
Наружный диаметр прокладки, мм	$D_{нп} = 1088$
Наружный диаметр фланца, мм	$D_н = 1175$
Ширина прокладки, мм	$b_н = 34$
Высота прокладки, мм	$h_н = 2$
Толщина тарелки фланца, мм	$h = 36$
Толщина обечайки, мм	$s = 6$

Целью расчета в данном подразделе является проверка надежности конструкции выбранного фланцевого соединения. К критериям надежности относятся:

- прочность болтов в рабочих условиях и при затяжке;
- статическая прочность соединения при затяжке и в рабочих условиях;
- прочность прокладки;
- соответствия угла поворота фланца допусжаемому значению.

Согласно рекомендациям по табл.21.14 [2] примем:

Материал обечаек и фланцев - сталь 16ГС

Материал болтов - сталь 25Х1МФ

Материал прокладки - паронит ПОН.

Определение основных расчетных значений

Определение расчетных температур:

- расчетная температура неизолированных плоских фланцев по табл. В1 [14]:

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t = 120 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.28)$$

- расчетная температура болтов по табл. В1 [14]:

$$t_{\phi} := 0.85 \cdot t = 106.25 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.29)$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали 25Х1МФ определяем по табл. Г1 [14]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 200 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 227 \\ 217 \end{pmatrix}$$
$$\sigma_{\text{д.б}} := \text{linterp}(t, \sigma, t_{\phi}) = 224.08 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для болтов из стали 25Х1МФ при расчетной температуре определяем по табл. Ж1[14]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 200 \end{pmatrix} \quad E_{\phi} := \begin{pmatrix} 2.12 \cdot 10^5 \\ 2.08 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$
$$E_{\phi} := \text{linterp}(t, E_{\phi}, t_{\phi}) = 2.108 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для болтов при $t = 20^{\circ}\text{C}$ определяем по таблице Г.1 [14]:

$$\sigma_{20\phi} := 238 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для болтов при температуре равной 20°C определяем по таблице Ж.1 [14]:

$$E_{20\phi} := 2.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Коэффициент линейного расширения стали 25Х1МФ при $t = 20-200^{\circ}\text{C}$ определяем по таблице Ж.2 [14]: $\alpha_6 = 12.7 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^{\circ}\text{C}$.

Допускаемые напряжения для фланцев и обечайки из стали 16ГС определяем по таблице А3[2]: $\sigma = 174 \text{ МПа}$.

Поскольку фланцы изготавливаются из листового проката $\eta = 1$.

$$\sigma_{\text{д.ф}} := \eta \cdot \sigma = 174 \text{ МПа} \quad (6.30)$$

Модуль упругости для фланцев из стали 16ГС при расчетной температуре определяем по таблице В.1 [10]: $E = 1.86 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Допускаемое напряжение для стали 16ГС при $t = 20^{\circ}\text{C}$ определяем по [2]:

$$\sigma_{\text{д}20} = 196 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для стали 16ГС при температуре испытания 20°C определяем по [2]:

$$E_{20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент линейного расширения стали 16ГС при $t = 20 - 200^{\circ}\text{C}$ определяем по таблице Ж.2 [14]: $\alpha_{\text{ф}} = 12.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^{\circ}\text{C}$.

Примем коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке по рекомендациям [14] равным $\zeta = 1.2$.

Коэффициент условий работы примем по рекомендациям [14]:

- для рабочих условий $K_{\text{у.р.р}} = 1$;
- для условий испытания $K_{\text{у.р.и}} = 1.35$.

По рекомендациям [14] коэффициент условий затяжки при обычной неконтролируемой затяжке принимаем равным $K_{\text{у.з}} = 1$.

По рекомендациям [14] коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций при расчете фланцев с учетом нагрузки от температурных деформаций принимается равным $K_{\text{у.т}} = 1.3$.

Допускаемые напряжения для болтов из стали 25Х1МФ при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания рассчитывают по формулам Г3 и Г4 [14] и равны соответственно:

$$\sigma_{\text{дбм}} := \xi \cdot K_{\text{у.р.р}} \cdot K_{\text{у.з}} \cdot K_{\text{у.т}} \cdot \sigma_{206} = 371.28 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{дбр}} := \xi \cdot K_{\text{у.р.и}} \cdot K_{\text{у.з}} \cdot K_{\text{у.т}} \cdot \sigma_{206} = 501.228 \text{ МПа} \quad (6.31 \text{ а,б})$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения

По формуле 5 [14] определяется эффективная ширина плоской прокладки:

$$b_0 := 3.8 \cdot \sqrt{b_{\Pi}} = 22.158 \text{ мм} \quad (6.32)$$

Расчетный диаметр плоской прокладки определяем по формуле 7 [14]:

$$D_{\text{СП}} := D_{\text{НП}} - b_0 = 1.066 \times 10^3 \text{ мм} \quad (6.33)$$

Характеристики прокладки определяем по таблице И.1 [14] (табл. 6.8):

Таблица 6.8 – Характеристики прокладки

Прокладочный коэффициент (m)	Удельное давление обжатия прокладки, МПа (q _{обж})	Допускаемое удельное давление, МПа (q _d)	Коэффициент обжатия (K _{обж})	Условный модуль сжатия прокладки, МПа (E _п)
2.5	20	130	0.9	0.02 · 10 ⁵

По формуле 8 [14] определяем усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке:

$$P_{\text{обж}} := 0.5 \pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_0 \cdot q_{\text{обж}} = 7.419 \times 10^5 \text{ Н} \quad (6.34)$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения вычисляется по формуле 9 [14]:

$$R_{\Pi} := \pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P_{\text{И}} = 6.529 \times 10^4 \text{ Н} \quad (6.35)$$

Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

Площадь поперечного сечений болтов для М27 определим по таблице Д.1 [14]:

$$f_{\text{б}} := 430 \text{ мм}^2$$

Наружный диаметр болта равен d = 27 мм.

Суммарная площадь сечения болтов по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра определяется по формуле 10 [14]:

$$A_{\text{б}} := n \cdot f_{\text{б}} = 1.204 \times 10^4 \text{ мм}^2 \quad (6.36)$$

Равнодействующая нагрузка от давления рассчитывается по формуле 11 [14]:

$$Q_{\text{д}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{СП}}^2 \cdot P_{\text{И}} = 3.141 \times 10^5 \text{ Н} \quad (6.37)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Податливость прокладки и болтов

Податливость прокладки определяется по формуле К.1 [14]:

$$y_{\text{П}} := \frac{h_{\text{П}} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\text{П}} \cdot \pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_{\text{П}}} = 7.905 \times 10^{-9} \text{ мм/Н} \quad (6.38)$$

Расстояние между опорными поверхностями гайки и болта принимаем равным $L_{60} = 74$ мм.

При определении податливости эффективная длина болта определяется по стр.32 [14]:

$$L_{\text{Б}} := L_{60} + 0.56 \cdot d = 89.12 \text{ мм} \quad (6.39)$$

Податливость болтов определяем по формуле К.2 [14]:

$$y_{\text{Б}} := \frac{L_{\text{Б}}}{E_{206} \cdot A_{\text{Б}}} = 3.443 \times 10^{-8} \text{ мм/Н} \quad (6.40)$$

Расчетные параметры и угловая податливость фланцев

По формуле К.3 [14] рассчитывается параметр длины обечайки:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot s_{\text{И}}} = 77.46 \text{ мм} \quad (6.41)$$

По формуле К.4 [14] определяется отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру:

$$K := \frac{D_{\text{Н}}}{D} = 1.175 \quad (6.42)$$

По формулам К.5 - К.8 [14] определяются коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца:

$$\beta_{\text{T}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.847$$

$$\beta_{\text{U}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 13.328$$

$$\beta_{\text{Y}} := \frac{1}{(K - 1)} \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 12.247$$

$$\beta_{\text{Z}} := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 6.255$$

(6.43 а-г)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

42

Коэффициенты для фланцевых соединений с плоскими фланцами определяются по графикам К2-К4 [14]:

$$\beta_F := 0.91 \quad \beta_V := 0.55 \quad f := 1$$

Коэффициент λ определяется по формуле К.11 [14]:

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (s_{II})^2} = 1.461 \quad (6.44)$$

Угловая податливость фланца при затяжке рассчитывается по формуле К.12 [14]:

$$y_\Phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (s_{II})^2} = 6.174 \times 10^{-10} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{мм}} \quad (6.45)$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами определяется по формуле К.18 [14]:

$$C_F := \max \left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_6}{n}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5}}} \right) = 1 \quad (6.46)$$

Приведенный диаметр плоского встык фланца определяется по рекомендациям [14] и равен $D_{пр} = D$.

Плечи действия сил и коэффициенты жесткости

Для плоских фланцев плечо действия усилий в шпильках рассчитывается по формуле Е.1 [14]:

$$b_{ш} := 0.5(D_6 - D_{сп}) = 27.448 \text{ мм} \quad (6.47)$$

По формуле Е.5 [14] определяется эквивалентная толщина плоских фланцев:

$$S_э := s_{II} = 6 \text{ мм}$$

Для всех типов фланцев по формуле Е.4 [14] определяется плечо усилия от действия давления на фланец:

$$e_{ш} := 0.5 \cdot (D_{сп} - D - S_э) = 29.921 \text{ мм} \quad (6.48)$$

Для приварных встык и плоских фланцев коэффициент жесткости фланцевого соединения определяется по формуле Е.8 [14]:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$\gamma := \frac{1}{y_{\Pi} + y_{\text{б}} \cdot \frac{E_{206}}{E_{\text{б}}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi} \cdot \frac{E_{20}}{E}} = 9.885 \times 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \quad (6.49)$$

По формуле E.11 [14] для плоских фланцев с плоскими прокладками рассчитывается коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\Pi} - 2 \cdot e \cdot y_{\Phi} \cdot b}{y_{\Pi} + y_{\text{б}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi}} = 2.047 \quad (6.50)$$

По формуле 13 [14] рассчитывается нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций:

$$Q_{\text{т}} := \gamma \cdot [2\alpha_{\Phi} \cdot h \cdot (t_{\Phi} - 20) - 2\alpha_{\text{б}} \cdot h \cdot (t_{\text{б}} - 20)] = 1.172 \times 10^4 \text{ Н} \quad (6.51)$$

Расчетная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения определяется по [14]:

$$P_{\text{б1}} := \max \left(\left(\begin{array}{c} \alpha \cdot Q_{\text{д}} + R_{\Pi} \\ \alpha \cdot Q_{\text{д}} + R_{\Pi} - Q_{\text{т}} \end{array} \right) \right) = 7.083 \times 10^5 \text{ Н} \quad (6.52)$$

По [14] определяется расчетная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов:

$$P_{\text{б2}} := \max [(P_{\text{обж}}), 0.4 \cdot A_{\text{б}} \cdot \sigma_{206}] = 1.146 \times 10^6 \text{ Н} \quad (6.53)$$

По формуле 17 [14] определяется расчетная нагрузка на болты фланцевых соединений при затяжке фланцевого соединения

$$P_{\text{бм}} := \max (P_{\text{б1}}, P_{\text{б2}}) = 1.146 \times 10^6 \text{ Н} \quad (6.54)$$

По формуле 18 [14] рассчитывается расчетная нагрузка на болты фланцевых соединений в рабочих условиях:

$$P_{\text{бр}} := P_{\text{бм}} + (1 - \alpha) \cdot Q_{\text{д}} + Q_{\text{т}} = 8.29 \times 10^5 \text{ Н} \quad (6.55)$$

Проверка прочности болтов и прокладки

Расчетные напряжения в болтах определяются:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

44

- при затяжке по формуле 19 [14]:

$$\sigma_{61} := \frac{P_{6M}}{A_6} = 95.2 \text{ МПа} \quad (6.56)$$

- в рабочих условиях по формуле 20 [14]:

$$\sigma_{62} := \frac{P_{6P}}{A_6} = 68.855 \text{ МПа} \quad (6.57)$$

Проверка условий прочности болтов при затяжке рабочих условиях по формулам 21,22 [14]:

$$\text{Usl_1} := \begin{cases} \text{"Условия при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{61} > \sigma_{д6M} \\ \text{"Условия в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{62} > \sigma_{д6P} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Удельное давление на прокладку определяется по [14]:

$$q := \frac{\max(P_{6M}, P_{6P})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 10.068 \text{ МПа} \quad (6.58)$$

Так как прокладка выполняется из паронита, то её необходимо проверить на прочность по рекомендации [14].

Проверка условия прочности прокладки:

$$\text{Usl_2} := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_2 = "Условие прочности прокладки выполняется"

Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на плоский фланец при затяжке, рассчитывается по формуле 24 [14]:

$$M_M := C_F \cdot P_{6M} \cdot b = 3.104 \times 10^7 \text{ Н*мм} \quad (6.59)$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях, определяется по формуле 26 [14]:

$$M_P := C_F \cdot \max[P_{6P} \cdot b + (Q_d) \cdot e, |Q_d| \cdot e] = 3.185 \times 10^7 \text{ Н*мм} \quad (6.60)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Расчетные напряжения во фланце при затяжке

Меридиональное изгибное напряжение в обечайке плоского фланца определяется по формуле 30 [14]:

$$\sigma_{0M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (s_H - c)^2 \cdot D_{\text{пр}}}$$
$$\sigma_{1M} := \sigma_{0M} = 229.911 \text{ МПа} \quad (6.61)$$

Напряжения в тарелке плоского фланца в условиях затяжки рассчитываются по формулам 31,32 [14]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 2.495 \text{ МПа} \quad (6.62)$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} = 105.604 \text{ МПа} \quad (6.63)$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

Меридиональные изгибные напряжения для плоских фланцев рассчитываются по формуле 34 [14]:

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (s_H - c)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 235.896 \text{ МПа} \quad (6.64)$$

Меридиональные изгибные напряжения в обечайке плоского фланца рассчитываются по формуле 35 [14]:

$$\sigma_{0p} := \sigma_{1p} = 235.896 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения во обечайке плоского фланца рассчитываются по формуле 38 [14]:

$$\sigma_{p0mm} := \frac{Q_d}{\pi \cdot (D + s_H) \cdot s_H - c} = 16.565 \text{ МПа} \quad (6.65)$$

Окружные мембранные напряжения от действия давления в обечайке плоского фланца вычисляются по формуле 39 [14]:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$\sigma_{P_{0MO}} := \frac{P_{II} \cdot D}{2 \cdot (s_{II} - c)} = 58.667 \text{ МПа} \quad (6.66)$$

Определим напряжения в тарелке плоского фланца в рабочих условиях:

- радиальное напряжение по формуле 40 [14]:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 1.269 \text{ МПа} \quad (6.67)$$

- окружное напряжение по формуле 41 [14]:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = 116.423 \text{ МПа} \quad (6.68)$$

Проверка условий статической прочности фланцев

При расчете с учетом стесненности температурных деформаций согласно рекомендациям [14] примем: $K_T = 1.3$.

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений и допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений рассчитываем в соответствии с п.8.10 [6].

$$\begin{aligned} \sigma_{д.м} &:= 1.5 \cdot \sigma = 261 \text{ МПа} \\ \sigma_{д.Р} &:= 3 \cdot \sigma = 522 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (6.69 \text{ а,б})$$

Для плоских фланцев условия статической прочности вычисляются по формулам 47, 48 [14]:

- в рабочих условиях:

$$\sigma_{P_{max}} := \max \left(\left(\begin{array}{c} |\sigma_{0p} - \sigma_{P_{0MM}} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{0p} - \sigma_{P_{0MM}} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{0p} + \sigma_{P_{0MM}}| \end{array} \right) \right) \quad (6.70)$$

- при затяжке:

$$\sigma_{Z_{max}} := \max \left(|\sigma_{1M} + \sigma_{RM}|, |\sigma_{1M} + \sigma_{TM}| \right) \quad (6.71)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Проверка условий прочности в рабочих условиях:

$$\underline{\text{Usl_1}} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{P\max} \leq 1.3 \cdot \sigma_{\text{д.м}} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Usl_1} = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Проверка условий прочности при затяжке:

$$\underline{\text{Usl_1}} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{3\max} \leq K_T \cdot \sigma_{\text{д.м}} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Usl_1} = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Для фланцев всех типов в сечении S_0 должно выполняться условие по формуле 53 [14]:

Проверка условий для фланцев в сечении S_0 :

$$\underline{\text{Usl_1}} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{P0\text{МО}}|, |\sigma_{P0\text{ММ}}|) \leq \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Usl_1} = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Для тарелок плоских фланцев должны выполняться следующие условия:

- при затяжке по формуле 54 [14]:

Проверка условий для тарелок плоских фланцев при затяжке:

$$\underline{\text{Usl_1}} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{R\text{М}}|, |\sigma_{T\text{М}}|) \leq K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Usl_1} = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

- в рабочих условиях по формуле 55 [14]:

Проверка условий для тарелок плоских фланцев в рабочих условиях:

$$\underline{\text{Usl_1}} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{R\text{р}}|, |\sigma_{T\text{р}}|) \leq K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Usl_1} = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца рассчитывается по формуле 58 [14]:

$$\Theta := M_p \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{20}}{E} = 0.0096 \text{ рад}$$

(6.72)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Допустимый угол поворота приварного встык фланца определяем по [14] и равен $\Theta_d = 0.01$ рад.

Проверка условия поворота фланца:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > 1.3 \cdot \Theta_d \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > \Theta_d \\ \text{"Условие поворота фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_P = "Условие поворота фланца выполняется"

Проверка малоциклового прочностии элементов фланцевого соединения

Поскольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичных элементов фланцевого соединения, приведенного в [4], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчет на малоцикловую прочность по [17] не проводится.

Вывод по расчету:

В данном подразделе были произведены расчеты прочности фланцев, болтов и прокладок, а также расчет герметичности фланцевого соединения. По произведенным расчетом можно сделать вывод, что конструкция фланцевого соединения отвечает всем критериям надежности.

Прочность болтов:

- при затяжке $\sigma_{b1} \leq \sigma_{дбм}$ ($95.2 \leq 371.3$) МПа;
- в рабочих условиях $\sigma_{b2} \leq \sigma_{дбр}$ ($68.8 \leq 501.2$) МПа;

Статическая прочность соединения:

- при затяжке $\sigma_{зmax} \leq K_T \cdot \sigma_{дм}$ ($335.5 \leq 339.3$) МПа;
- в рабочих условиях $\sigma_{Pmax} \leq K_T \cdot \sigma_{дм}$ ($252.4 \leq 339.3$) МПа;

Прочность прокладки $q \leq q_d$ ($10 \leq 130$) МПа;

Соответствия угла поворота фланца допускаемому значению:

- условия гидроиспытаний $\Theta \leq 1.3 \cdot \Theta_d$ ($0.0096 \leq 0.013$) рад;
- рабочие условия $\Theta \leq \Theta_d$ ($0.0096 \leq 0.01$) рад.

6.8 Расчет необходимости укрепления отверстий

Так как теплообменник имеет четыре отверстия под технологические штуцера, то проверку на укрепление отверстия следует производить по самому большому отверстию. В связи с этим проведем проверку на укрепление отверстия под штуцер для входа раствора с

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

условным диаметром 250 мм. Расчет укрепления производится по принципу компенсации изъятого отверстием металла.

На рисунке 6.7 представлена расчетная схема укрепления отверстия, позиция II на рисунке 6.1.

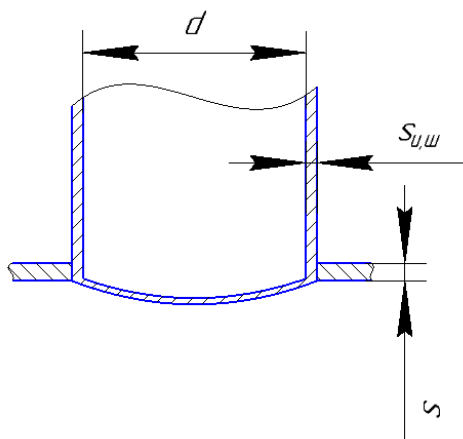


Рисунок 6.7 – Расчетная схема укрепления отверстия

Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.9:

Таблица 6.9 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Внутренний диаметр аппарата, мм	$D = 1000$
Марка стали 16ГС	
Внутреннее расчетное давление, МПа	$P = 0.25$
Исполнительна толщина стенки обечайки, мм	$s = 6$
Прибавка к расчетной толщине стенки, мм	$c = 1.5$
Допускаемое напряжение при МПа	$\sigma_d = 174$
Коэффициент прочности сварных швов	$\varphi = 1$
Внутренний диаметр штуцера, мм	$d = 250$

Основной целью данного расчета является определение максимального диаметра неукрепленного отверстия и сравнение его с расчетным диаметром отверстия, если расчетное значение диаметра превышает предельный диаметр, то данное отверстия подлежит укреплению в целях компенсации возникающих напряжений в зоне отверстия.

Расчетный диаметр отверстия вычисляется по формуле 12 [23]:

$$d_p := d + 2 \cdot c = 253 \text{ мм} \quad (6.73)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Проверка условий применения формул для расчета укрепления отверстий:

$$\begin{aligned}
 \text{Usl_1} := & \begin{cases} \text{"Отношение диаметров НЕ выполняется"} & \text{if } \frac{d_p - 2 \cdot c}{D} > 1 \\ \text{"Отношение толщины к диаметру НЕ выполняется"} & \text{if } \frac{s - c}{D} > 0.1 \\ \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases} \\
 \text{Usl_1} = & \text{"Условия применения формул выполняются"}
 \end{aligned}$$

Расчетная толщина стенки штуцера определяется по формуле 16 [23]:

$$s_{p.ш} := \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_d - P} = 0.202 \text{ мм} \quad (6.74)$$

Исполнительная толщина стенки штуцера равна:

$$s_{и.ш} := s_{p.ш} + c = 1.702 \text{ мм} \quad (6.75)$$

Исполнительную толщину стенки штуцера принимаем равной $s_{и.ш} = 3.5$ мм по [12].

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего укрепления при наличии избыточной толщины стенки, определяется по формуле 26 [23]:

$$d_0 := 2 \cdot \left(\frac{s - c}{s_p} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)} = 606.15 \text{ мм} \quad (6.76)$$

Проверка условий расчета укреплений отверстий:

$$\begin{aligned}
 \text{Usl_2} := & \begin{cases} \text{"НЕ требуется укрепление отверстий"} & \text{if } d_0 \geq d_p \\ \text{"Требуется укрепление отверстий"} & \text{otherwise} \end{cases} \\
 \text{Usl_2} = & \text{"НЕ требуется укрепление отверстий"}
 \end{aligned}$$

Вывод по расчету:

Укрепление отверстия избыточной толщиной обечайки достаточно, дальнейшее укрепление отверстия не требуется.

6.9 Подбор и расчет стандартной опоры аппарата

Целью расчета является подбор седловых опор на основе рассчитанной максимальной массы теплообменника, а также проверка несущей способности корпуса аппарата от воздействия опорной нагрузки от веса аппарата.

Для подбора опор необходимо определить максимальную массу аппарата, достигаемую при полном заполнении аппарата, которое происходит при гидроиспытаниях водой с плотностью 1000 кг/м³.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.10.

Таблица 6.10 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Плотность материала обечайки (16ГС), кг/м ³	$\rho_{об} = 7850$
Плотность материала трубок и трубных решеток (сталь 20), кг/м ³	$\rho_{тр} = 7856$
Наружный диаметр обечайки, м	$D_{нар} = 1.012$
Внутренний диаметр обечайки, м	$D_{вн} = 1.000$
Длина обечайки, м	$L = 6.0$
Внутренний диаметр трубки, м	$d = 0.021$
Наружный диаметр трубки, м	$d_H = 0.025$
Длина трубки, м	$l = 6.0$
Количество трубок	$N_{труб} = 747$
Толщина трубной решетки	$S_{тр} = 0.031$
Плотность воды, кг/м ³	$\rho_v = 1000$
Ускорение свободного падения, м/с ²	$g = 9.81$

- Масса обечайки:

$$m_{об} := \rho_{об} \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_{нар}^2 - D_{вн}^2) \cdot L \right] = 893.141 \text{ кг} \quad (6.77)$$

- Масса трубок:

$$m_{тр} := N_{труб} \cdot \rho_{тр} \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d^2) \cdot l \right] = 5088.4 \text{ кг} \quad (6.78)$$

- Масса трубных решеток:

$$m_{реш} := 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{нар}^2 - d_H^2 \cdot N_{труб}) \cdot S_{тр} \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{реш} = 213.018 \text{ кг} \quad (6.79)$$

- Масса крышки и днища:

Согласно таблице 16.3 [6] масса днища 400x6-25-12X18H10T равна 55,5 кг.

Тогда суммарная масса крышки и днища равна:

$$m_{дн} := 2 \cdot 55.5 = 111 \text{ кг} \quad (6.80)$$

- Общая масса аппарата:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$m_{\text{апп}} := m_{\text{об}} + m_{\text{тр}} + m_{\text{дн}} + m_{\text{реш}} = 6.306 \times 10^3 \text{ кг} \quad (6.81)$$

- Масса воды в аппарате:

$$m_{\text{вод}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{вн}}^2 \cdot L \cdot \rho_{\text{в}} = 4.712 \times 10^3 \text{ кг} \quad (6.82)$$

- Массу вспомогательных устройств примем за 20% от массы аппарата:

$$m_{\text{вс}} := 0.2 \cdot m_{\text{апп}} = 1.261 \times 10^3 \text{ кг} \quad (6.83)$$

- Общая нагрузка на опоры:

$$G := (m_{\text{апп}} + m_{\text{вс}} + m_{\text{вод}}) \cdot g = 1.228 \times 10^5 \text{ Н} \quad (6.84)$$

Установим аппарат на две опоры, тогда нагрузка от собственного веса на одну опору будет равна:

$$F := \frac{G}{2} = 61395 \text{ Н} \quad (6.85)$$

По полученным значениям по [19] принимаем опору 125-522-I ОСТ 26-2091-93.

Расчет опор

На рисунке 6.8 представлена расчетная схема седловой опоры, позиция 4 на рисунке 6.1.

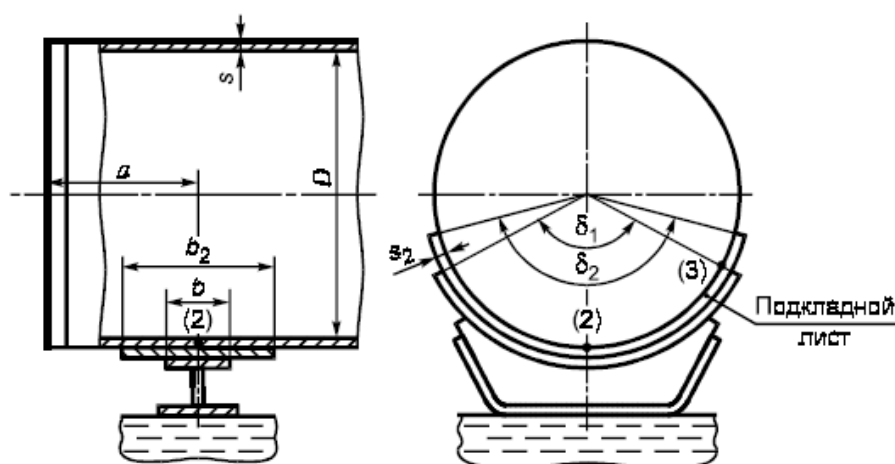


Рисунок 6.8 - Расчетная схема седловой опоры

В качестве основной расчётной схемы принимаем цилиндрический сосуд постоянного сечения, симметрично опёртый на две опоры [24]. Расчетная схема приведена на рисунке 6.9.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

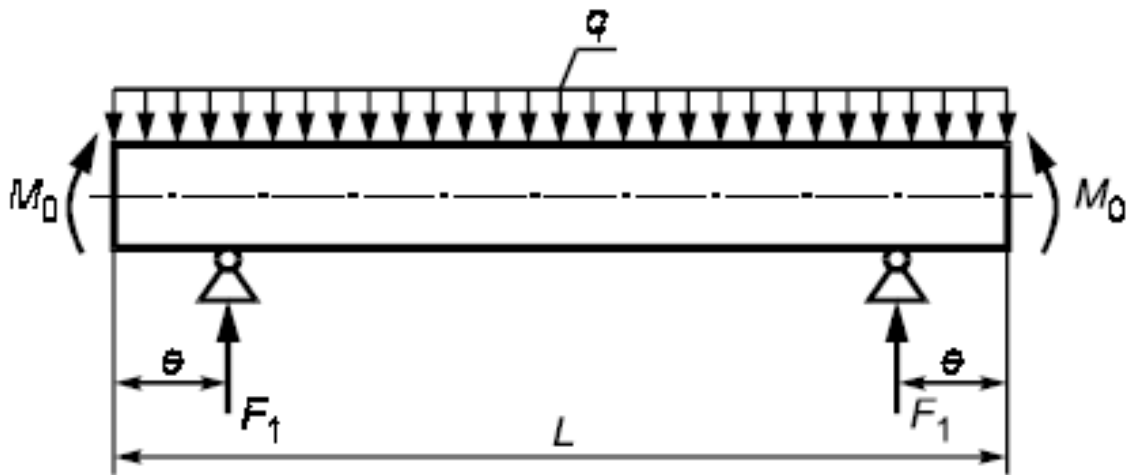


Рисунок 6.9 - Расчетная схема определения усилий

Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.11.

Таблица 6.11 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Безразмерный коэффициент, учитывающий условия гидроиспытаний	$K_2 = 1.05$
Длина цилиндрической части сосуда, мм	$L = 6078$
Внутренний диаметр аппарата, мм	$D = 1000$
Внутреннее избыточное давление, МПа	$P_{и} = 0.352$
Коэффициент прочности сварных швов обечайки, расположенных в области опорного узла;	$\varphi = 1$
Ширина седловой опоры, мм	$b = 250$
Исполнительная толщина подкладного листа, мм	$s_2 = 8$
Ширина подкладного листа, мм	$b_2 = 4000$
Допускаемое напряжение при 20°C, МПа	$\sigma_{20} = 196$
Длина выступающей цилиндрической части сосуда, мм	$a = 300$

Продолжение таблицы 6.11

Длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда, мм	$e = a$
Угол охвата седловой опоры, °	$\delta_1 = 120$
Угол охвата сосуда подкладным листом, °	$\delta_2 = 140$
Вес аппарата при гидроиспытаниях, Н	$G_{ап} = 61566$
Модуль продольной упругости при 20°C, МПа	$E_{20} = 1.99 \cdot 10^5$
Сумма прибавок к расчетной толщине стенки, мм	$c = 1,5$
Толщина стенки аппарат, мм	$s = 6$

Проведем проверку применимости формул для дальнейшего расчета:

$$U_{sl_2} := \begin{cases} \text{"Формулы применимы"} & \text{if } \begin{cases} 60\text{-deg} \leq \delta_1 \leq 180\text{-deg} \\ \frac{s-c}{D} \leq 0.05 \\ s_2 \geq s \end{cases} \\ \text{"Формулы НЕ применимы"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$U_{sl_2} = \text{"Формулы применимы"}$

Распределенную нагрузку и изгибающий момент, действующие на обечайку (рисунок 9) вычисляют по формулам 28,29 [24]:

- распределенная нагрузка:

$$q := \frac{G_{ап}}{L} = 10.129 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \quad (6.86)$$

- изгибающий момент:

$$M_0 := q \cdot \frac{D^2}{16} = 6.331 \times 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (6.87)$$

Опорное усилие вычисляют по формуле 30 [24]:

$$F_1 := \frac{F}{2} = 3.07 \times 10^4 \text{ Н} \quad (6.88)$$

Момент над опорой вычисляют по формуле 31 [24]:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$M_1 := \left| \frac{q \cdot e^2}{2} - M_0 \right| = 1.773 \times 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_2 := M_1 = 1.773 \times 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (6.89)$$

Максимальный момент между опорами вычисляют по формуле 32 [24]:

$$M_{12} := M_0 + F_1 \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} \right)^2 = 3.794 \times 10^7 \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (6.90)$$

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой вычисляют по формуле 33 [24]:

$$Q_1 := \frac{L - 2 \cdot a}{L} \cdot F_1 = 2.767 \times 10^4 \text{ Н} \quad (6.91)$$

Условие проверки несущей способности обечайки в сечении между опорами:

$$\text{Пров}_{\text{нес.сп.}} := \begin{cases} \text{"Проверка требуется"} & \text{if } M_{12} \geq M_1 \\ \text{"Проверка НЕ требуется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{нес.сп.}} = \text{"Проверка требуется"}$$

Проверка несущей способности обечайки в сечении между опорами

Согласно [24] примем:

$$y := \frac{D}{s} = 166.667$$

$$x := \frac{L}{D} = 6.078 \quad (6.92 \text{ а,б})$$

Определим коэффициент, учитывающий частичное заполнение жидкостью по формуле 36 [24]:

$$K_9 = \max(a_{11} - a_{12} - a_{13}, 1) \quad (6.93)$$

где:

$$a_{11} := 1.6 - 0.20924 \cdot (x - 1) + 0.028702 \cdot x \cdot (x - 1) + 0.4795 \cdot 10^{-3} \cdot y \cdot (x - 1) - 0.2391 \cdot 10^{-6} \cdot y \cdot x \cdot (x - 1)$$

$$a_{12} := 0.29936 \cdot 10^{-2} \cdot (x - 1) \cdot x^2 - 0.85692 \cdot 10^{-6} \cdot (x - 1) \cdot y^2 + 0.88174 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 \cdot (x - 1) \cdot y$$

$$a_{13} := 0.75955 \cdot 10^{-8} \cdot y^2 \cdot (x - 1) \cdot x + 0.82748 \cdot 10^{-4} \cdot (x - 1) \cdot x^3 + 0.48168 \cdot 10^{-9} \cdot (x - 1) \cdot y^3$$

$$K_9 := \max(a_{11} - a_{12} - a_{13}, 1) = 1.247$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Проверка условия прочности:

$$\text{Пров}_{\Pi} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \left(\frac{P \cdot D}{4 \cdot s} + \frac{4 \cdot M_{12} \cdot K_9}{\pi \cdot D^2 \cdot s} \right) \leq \sigma_D \cdot \varphi \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Пров_Π = "Условие прочности выполняется"

Допускаемый изгибающий момент определяем по формуле 21 [24]:

$$M_D = \frac{M_{\Pi}}{\sqrt{1 + \left(\frac{M_{\Pi}}{M_E} \right)^2}}, \quad (6.94)$$

где M_{Π} - допускаемый изгибающий момент из условия прочности, Н*мм;

M_E - допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости, Н*мм

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности определяется по формуле 22 [24]:

$$M_{\Pi} := \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma_{20} = 6.958 \times 10^8 \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (6.95)$$

Допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости определяется по формуле 23 [24]:

$$M_E := \frac{8.9 \cdot 10^{-5} \cdot E_{20}}{1.8} \cdot D^3 \cdot \left(\frac{100 \cdot s}{D} \right)^{2.5} = 2.744 \times 10^9 \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (6.96)$$

Тогда:

$$M_D := \frac{M_{\Pi}}{\sqrt{1 + \left(\frac{M_{\Pi}}{M_E} \right)^2}} = 6.745 \times 10^8 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Проверка условия устойчивости:

$$\text{Проверка}_3 := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется."} & \text{if } \frac{M_{12}}{M_D} \leq 1 \\ \text{"Условие устойчивости НЕ выполняется."} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Проверка₃ = "Условие устойчивости выполняется."

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла

Несущая способность по рекомендации [24] проверяется в точках 2 и 3 рисунок 6.9.

Параметр, определяемый расстоянием до днища, вычисляются по формуле 39 [24]:

$$\gamma := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{s-c}{D}} = 0.057 \quad (6.97)$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляются по формуле 40 [24]:

$$\beta_1 := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s-c)}} = 3.391 \quad (6.98)$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба, действующее в области опорного узла, вычисляются по формуле 41 [24]:

$$\sigma_{\max} := \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D^2 \cdot (s-c)} = 0.05 \text{ МПа} \quad (6.99)$$

Определим коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры по [24]:

$$K_{10} := \max \left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0.25 \right) = 0.25 \quad (6.100)$$

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.295 \quad (6.101)$$

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{s-c}} \cdot \frac{b_2}{D} \cdot \delta_2} = 0.22 \quad (6.102)$$

Определим коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата по [24]:

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \delta_2}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 0.851 \quad (6.103)$$

$$K_{13} := \frac{\max \left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta_2}{\pi}, 0 \right)}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 0.071 \quad (6.104)$$

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta_2}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 0.425 \quad (6.105)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Определим коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до дна по [24]:

$$K_{15} := \min \left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta_2} \right) = 0.218 \quad (6.106)$$

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta_2}} = 0.619 \quad (6.107)$$

По таблице 1 [24] определим безразмерные коэффициенты:

$$v_{12} := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.017 \quad (6.108)$$

$$v_{13} := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_2)} = -2.878 \quad (6.109)$$

$$v_{212} := -\sigma_{\text{mx}} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = -2.437 \times 10^{-4} \quad (6.110)$$

$$v_{213} := 0$$

$$v_{222} := \left[\frac{P_{\text{н}} \cdot D}{4 \cdot (s - c)} - \sigma_{\text{mx}} \right] \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = 0.095 \quad (6.111)$$

$$v_{223} := \frac{P_{\text{н}} \cdot D}{2 \cdot (s - c)} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = 0.19 \quad (6.112)$$

$$K_{112} := \frac{1 - v_{212}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212} \right)^2 + (1 - v_{212}^2) \cdot v_{12}^2}} = 1.499 \quad (6.113)$$

$$K_{122} := \frac{1 - v_{213}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213} \right)^2 + (1 - v_{213}^2) \cdot v_{13}^2}} = 0.31 \quad (6.114)$$

$$K_{113} := \frac{1 - v_{222}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{222} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{222} \right)^2 + (1 - v_{222}^2) \cdot v_{12}^2}} = 1.493 \quad (6.115)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$K_{123} := \frac{1 - \nu_{223}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{223}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{223}\right)^2 + (1 - \nu_{223}^2) \cdot \nu_{13}^2}} = 0.368 \quad (6.116)$$

Определим безразмерные коэффициенты для определения предельного напряжения изгиба:

$$\begin{aligned} K_{1.2} &:= \min(K_{112}, K_{122}) = 0.31 \\ K_{1.3} &:= \min(K_{113}, K_{123}) = 0.368 \end{aligned} \quad (6.117 \text{ а,б})$$

Предельное напряжение изгиба для 2 и 3 точки соответственно определяется по формуле 1 [24]:

$$\begin{aligned} \sigma_2 &:= K_{1.2} \cdot K_2 \cdot \sigma_{20} = 63.699 \text{ МПа} \\ \sigma_3 &:= K_{1.3} \cdot K_2 \cdot \sigma_{20} = 75.707 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (6.118 \text{ а,б})$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении определяется по формуле 43 [24]:

$$F_{d2} := \frac{0.7 \cdot \sigma_2 \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)} \cdot (s - c)}{K_{10} \cdot K_{12}} = 6.323 \times 10^4 \text{ Н} \quad (6.119)$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении определяется по формуле 44 [24]:

$$F_{d3} := \frac{0.9 \cdot \sigma_3 \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)} \cdot (s - c)}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17}} = 3.56 \times 10^5 \text{ Н} \quad (6.120)$$

Проверка условия прочности:

$$\text{Проверка} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется."} & \text{if } F_1 \leq \min(F_{d2}, F_{d3}) \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется."} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Проверка = "Условие прочности выполняется."

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры, определяется по формуле 46 [24]:

$$F_e := F_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{s - c}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 5.558 \times 10^3 \text{ Н} \quad (6.121)$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие определяем по формуле 13 [24]:

						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>ФЮРА.ТК.000000 ПЗ</i>	60

$$F_d := \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma_{20} \cdot \varphi = 2.505 \times 10^6 \text{ Н} \quad (6.122)$$

По рисунку 7 [24] определим безразмерный коэффициент, который равен $\varphi_3 = 1$.

Проверка условия устойчивости:

$$\text{Проверка} := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется."} & \text{if } \frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d} \leq 1 \\ \text{"Условие устойчивости НЕ выполняется."} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Проверка = "Условие устойчивости выполняется."

Вывод по расчету:

По расчетам, произведенным в данном подпункте, можно сделать вывод о том, что седловые опоры, подобранные выше, не оказывают на обечайку аппарата воздействий, которые могли бы привести к потере прочности и устойчивости.

Условие прочности в области опорного узла $F_1 \leq \min(F_{d2}, F_{d3})$ ($30.7 \leq 63.3$) кН;

Условие устойчивости в области опорного узла $\frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d} \leq 1$ ($0.0025 \leq 1$)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

7 Поверочный расчет

Целью поверочного расчета является обеспечение механической надежности работы теплообменного аппарата по критериям:

- корпус – прочность, устойчивость;
- трубки – прочность, устойчивость и жесткость;
- трубные решетки – прочность и жесткость.

Расчет ведем в соответствии с [15].

Исходные данные для расчета представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Исходные данные для поверочного расчета

Внутренний диаметр аппарата, мм;	$D = 1000$
Давление в трубном пространстве, МПа;	$P_T = 0.22$
Давление в межтрубном пространстве, МПа;	$P_M = 0.25$
Температура трубок, °С	$t_T = 60$
Температура кожуха, °С	$t_K = 125$
Толщина стенки аппарата, мм;	$s_1 = 6$
Толщина стенки эллиптического днища, мм;	$s_2 = 6$
Наружный диаметр трубки, мм;	$d_T = 25$
Толщина стенки трубки, мм;	$s_T = 2$
Толщина трубной решетки, мм;	$s_p = 31$
Количество трубок, штук;	$N_{\text{труб}} = 747$
Длина трубок, мм;	$L = 6000$
Шаг между трубками в трубной решетке, мм;	$t_p = 32$
Диаметр аппаратного фланца, мм;	$D_H = 1175$
Наружный диаметр прокладки, мм;	$D_{\Pi} = 1088$
Внутренний диаметр прокладки, мм;	$d_{\Pi} = 1020$
Высота прокладки, мм;	$h_{\Pi} = 2$
Толщина тарелки фланца, мм;	$h_1 = 36$

Расчет вспомогательных величин

Внутренний радиус кожуха равен:

$$a := \frac{D}{2} = 500 \text{ мм}$$

(7.1)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

62

Согласно [18] расстояние от оси аппарата до оси наиболее удаленной теплообменной трубки для аппарата с внутренним диаметром 1000 мм равно:

$$a_1 := \frac{981}{2} - \frac{25}{2} = 478 \text{ мм} \quad (7.2)$$

Относительная характеристика бесшовного края трубной решетки вычисляется по формуле 1 [15]:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.046 \quad (7.3)$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку рассчитываются по формулам 2 и 3 [15]:

- со стороны межтрубного пространства

$$\eta_M := 1 - \frac{N_{\text{труб}} \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.489 \quad (7.4)$$

- со стороны трубного пространства:

$$\eta_T := 1 - \frac{N_{\text{труб}} \cdot (d_T - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.64 \quad (7.5)$$

Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата

Определим половину длины теплообменной трубки:

$$l_{\text{т}} := \frac{L}{2} = 3 \times 10^3 \text{ мм} \quad (7.6)$$

Модуль упругости для материала сталь 20 при температуре 60 °С определяется по таблице В1 [7]: $E_T = 1.95 \cdot 10^5$ МПа.

Модуль упругости основания (системы труб) вычисляется по формуле 4[15]:

$$K_y := \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{1} = 9.475 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3} \quad (7.7)$$

Модуль упругости для материала сталь 16ГС при температуре 125 °С определяется по таблице В1 [7]: $E_k = 1.89 \cdot 10^5$ МПа.

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле 5 [15]:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_k \cdot s_k} = 12.362 \quad (7.8)$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы-кожух вычисляют по формулам 6 и 7 [15]:

$$K_q = 1 + K_{qq}$$

$$K_p = 1 + K_{pp}$$

Для аппаратов с неподвижными трубными решетками:

$$K_{qq} = K_{pp} = 0$$

$$K_q := 1$$

$$K_p := 1$$

Коэффициент жесткости трубной решетки определяем по приложению Б [15]:

$$\eta_{\Gamma} := \begin{pmatrix} 0.6 \\ 0.65 \end{pmatrix} \quad \psi_0 := \begin{pmatrix} 0.3 \\ 0.37 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \text{linterp}(\eta_{\Gamma}, \psi_0, 0.64) = 0.356 \text{ МПа}$$

Диаметр отверстия под трубки в трубной решетке примем $d_0 = 25.7$ мм.

Коэффициент ослабления трубной решетки определяем по приложению Б [15]:

$$\omega_{\Gamma} := 1 - \frac{d_0}{t_p} = 0.197 \quad (7.9)$$

Коэффициент системы кожух – решетка определяем по приложению В [15]:

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s_1}} = 0.024 \frac{1}{\text{мм}} \quad (7.10)$$

Рассчитаем радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха:

$$R_1 := \frac{D_H + D}{4} = 543.75 \text{ мм} \quad (7.11)$$

Коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе определяется по приложению В [15]:

$$K_1 := \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_k \cdot s_1^3}{5.5 \cdot R_1} = 1.62 \times 10^5 \text{ Н*мм} \quad (7.12)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Согласно [15] примем $B_1 = d_n$, $E_1 = E_k$, тогда коэффициент жесткости фланца при изгибе рассчитывается по приложению В [15]:

$$K_{\phi 1} := \frac{E_1 \cdot h_1^3 \cdot B_1}{12 \cdot R_1^2} + K_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2} \right) = 3.716 \times 10^6 \text{ Н*мм} \quad (7.13)$$

Коэффициент системы решетка - трубы вычисляются по формуле 8 [15]:

$$\beta := \frac{1.82}{S_{\text{тр}}} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot S_{\text{тр}}}{\psi_0 \cdot E_T}} = 0.015 \frac{1}{\text{мм}} \quad (7.14)$$

Безразмерный параметр системы решетка – трубы рассчитывается по формуле 10 [15]:

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 7.213 \quad (7.15)$$

Определение усилий в элементах теплообменного аппарата

Определим коэффициенты линейного расширения по таблице Г.1 [7]:

$$\alpha_k = 12.6 \times 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_T = 12.6 \times 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

Температуру сборки аппарата примем $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб рассчитывается по формуле 12 [15]:

$$m_{\text{ср}} := 0.15 \cdot \frac{N_{\text{труб}} \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2} = 0.259 \quad (7.16)$$

Приведенное давление вычисляются по формуле 11 [15]:

$$P_0 = P_{11} + P_{22} - P_{33} \quad (7.17)$$

где $P_{11} := [\alpha_k \cdot (t_k - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0)] \cdot K_y \cdot 1 = 24.018 \text{ МПа}$

$$P_{22} := [\eta_T - 1 + m_{\text{ср}} + m_n \cdot (m_n + 0.5 \cdot \rho \cdot K_q)] \cdot P_T = 1.634 \text{ МПа}$$

$$P_{33} := [\eta_M - 1 + m_{\text{ср}} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \cdot \rho \cdot K_p)] \cdot P_M = 1.18 \text{ МПа}$$

Тогда:

$$P_0 := P_{11} + P_{22} - P_{33} = 24.472 \text{ МПа}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения рассчитывается по формуле 13 [15]:

$$\rho_{\text{дв}} := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{\Phi} \cdot R_1} = 5.077 \quad (7.18)$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 , определяют по табл.1 [15]:

$$\omega = 7.213$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 7 \\ 8 \end{pmatrix} \quad \Phi_1 := \begin{pmatrix} 10.5 \\ 11.9 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \text{linterp}(\omega, \Phi_1, 7.452) = 11.133$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 7 \\ 8 \end{pmatrix} \quad \Phi_2 := \begin{pmatrix} 7.17 \\ 8.19 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_2 := \text{linterp}(\omega, \Phi_2, 7.452) = 7.631$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 7 \\ 8 \end{pmatrix} \quad \Phi_3 := \begin{pmatrix} 10.2 \\ 12.7 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_3 := \text{linterp}(\omega, \Phi_3, 7.452) = 11.33$$

Безразмерный параметр t рассчитывается по формуле 17 [15]:

$$t := 1 + 1.4 \cdot \omega \cdot (m_n - 1) = 1.48 \quad (7.19)$$

Значения T_1 , T_2 , T_3 вычисляются по формулам 14,15,16 [15]:

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5 \cdot (1 + m_n \cdot t) \cdot (t - 1)] = 18.456 \quad (7.20)$$

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t = 11.295 \quad (7.21)$$

$$T_3 := \Phi_3 \cdot m_n = 11.851 \quad (7.22)$$

Коэффициент влияния давления на изгиб 1-го фланца рассчитывается по формуле 21 [15]:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2} = 1.73 \times 10^3 \text{ мм}^2 \quad (7.23)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Так как фланцы на кожухе одинаковые, примем $m_1 = m_2$.

Приведенное давление на фланцы рассчитывается по формуле 20 [15]:

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\phi} \cdot (m_1 \cdot p_M - m_2 \cdot p_T) = 9.048 \times 10^{-3} \text{ МПа} \quad (7.24)$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки, рассчитывают по формулам 18 и 19 [15]:

- изгибающий момент:

$$M_n := \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -2.219 \times 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \quad (7.25)$$

- перерезывающая сила:

$$Q_n := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 502.323 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \quad (7.26)$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки, рассчитывают по формулам 23 и 24 [15]:

- изгибающий момент:

$$M_a := M_n + (a - a_1) \cdot Q_n = -1.114 \times 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \quad (7.27)$$

- перерезывающая сила:

$$Q_a := m_n \cdot Q_n = 525.442 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \quad (7.28)$$

Осевую силу, действующую на трубы, определяют по формуле 25 [15]:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{N_{\text{труб}}} \cdot \left[(\eta_M \cdot p_M - \eta_T \cdot p_T) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right] = 9.169 \times 10^3 \quad (7.29)$$

Зная максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой $l_{1R} = 400$ мм, рассчитаем приведенную длину трубы для расчета прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу:

$$l_{\text{пр}} := \frac{l_{1R}}{3} = 133.333 \quad (7.30)$$

Момент инерции поперечного сечения трубы рассчитывается по формуле:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$J_T := \frac{\pi \cdot (d_{\text{внеш}}^4 - d_{\text{внутр}}^4)}{64} = 9.628 \times 10^3 \text{ мм}^4 \quad (7.31)$$

Изгибающий момент, действующий на трубы, определяется по формуле 26 [15]:

$$M_T := \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{тр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = 9.571 \times 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (7.32)$$

Расчет усилий в кожухе

- усилие, распределенное по периметру кожуха, рассчитывается по формуле 27 [15]:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot p_T - Q_n = -447.323 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \quad (7.33)$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха, рассчитывается по формуле 28 [15]:

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_\phi \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_n + T_3 \cdot \beta \cdot M_n) - \frac{P_M}{2 \cdot \beta_1^2} = 176.427 \frac{\text{Н}\cdot\text{мм}}{\text{мм}} \quad (7.34)$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух, определяется по формуле 29 [15]:

$$F_{\text{ww}} := \pi \cdot D \cdot Q_K = -1.405 \times 10^6 \text{ Н} \quad (7.35)$$

Расчетные напряжения в элементах конструкции

Принимаем трубную решетку, сваренную во фланец. Расчетная схема приведена на рисунке 7.1.

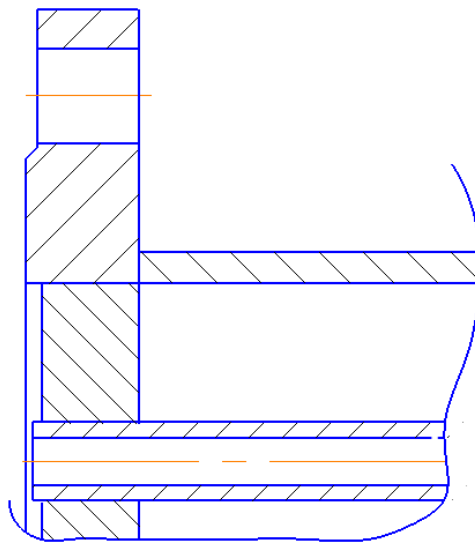


Рисунок 7.1 – Расчетная схема трубной решетки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Ширина тарелки фланца кожуха равна:

$$b_1 := \frac{D_H - D}{2} = 87.5 \text{ мм} \quad (7.36)$$

Принимаем толщину решетки в зоне кольцевой канавки равной толщине трубной решетки: $s_{1p} = s_p = 31 \text{ мм}$.

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом рассчитываются по формулам 30 и 31 [15]:

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_n|}{(s_{1p} - c)^2} = 153.013 \text{ МПа} \quad (7.37)$$

- касательные напряжения:

$$\tau_{p1} := \frac{|Q_n|}{(s_{1p} - c)} = 17.028 \text{ МПа} \quad (7.38)$$

Коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки рассчитывается по формуле 35 [15]:

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = -0.32 \quad (7.39)$$

Коэффициент А определяется по приложению Г [15] в зависимости от ω и m_A :

$$A = 0.385$$

Так как $-1 \leq m_A \leq 1$, то максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки рассчитывается по формуле 34 [15]:

$$M_{\max} := A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} = 1.341 \times 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \quad (7.40)$$

Проверка условия прочности на изгибающий момент:

$$\text{prov}_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \frac{|M_a|}{M_{\max}} \leq 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

prov_2 = "Условие прочности выполняется" $\frac{|M_a|}{M_{\max}} = 0.673$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Напряжения в перфорированной части трубной решетки рассчитываются по формулам 32 и 33 [15]:

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)^2} = 469.45 \text{ МПа} \quad (7.41)$$

- касательные напряжения:

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)} = 90.472 \text{ МПа} \quad (7.42)$$

Напряжения в кожухе в меридиональном направлении в месте присоединения к решетке рассчитываются по формулам 38 и 39 [15]:

- мембранные напряжения:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_k|}{(s_1 - c)} = 99.405 \text{ МПа} \quad (7.43)$$

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_k|}{(s_1 - c)^2} = 52.275 \text{ МПа} \quad (7.44)$$

Напряжения в кожухе в окружном направлении в месте присоединения к решетке рассчитываются по формулам 40 и 41 [15]:

- мембранные напряжения:

$$\sigma_{M\varphi} := \frac{|p_M| \cdot a}{(s_1 - c)} = 27.778 \text{ МПа} \quad (7.45)$$

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{u\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} = 15.682 \text{ МПа} \quad (7.46)$$

Напряжения в трубах в осевом направлении рассчитываются по формулам 42 и 43 [15]:

- мембранные напряжения:

$$\sigma_{1T} := \frac{|N_T|}{\pi \cdot (d_T - s_T) \cdot s_T} = 63.446 \text{ МПа} \quad (7.47)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

- суммарные напряжения:

$$\sigma_1 := \sigma_{1T} + \frac{d_T \cdot |M_T|}{2 \cdot J_T} = 187.703 \text{ МПа} \quad (7.48)$$

Напряжения в трубах в окружном направлении рассчитываются по формуле 44[15]:

$$\sigma_{2T} := \frac{(d_T - s_T) \max(|p_T|, |p_M|, |p_T - p_M|)}{2 \cdot s_T} = 1.438 \text{ МПа} \quad (7.49)$$

Проверка прочности трубных решеток

Допускаемое напряжение для материала решетки 16ГС при температуре 125 °С определяем по таблице А.2 [7]:

$$\sigma_{др} := 174 \text{ МПа}$$

Проверка условия статической прочности трубных решеток:

$$\text{prov}_1 := \begin{cases} \text{"Условие стат. прочности выполняется"} & \text{if } \frac{\max(\tau_{p1}, \tau_{p2})}{(0.8 \cdot \sigma_{др})} \leq 1 \\ \text{"Условие стат. прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{prov}_1 = \text{"Условие стат. прочности выполняется"} \quad \frac{\max(\tau_{p1}, \tau_{p2})}{(0.8 \cdot \sigma_{др})} = 0.65$$

По таблице 2 [15] принимаем допустимую величину прогиба трубной решетки равной [W] = 0.9 мм.

Максимальный прогиб трубной решетки определяется по формуле 52 [15]:

$$W := \frac{1.2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q_n + T_2 \cdot \beta \cdot M_n| = 0.777 \text{ мм} \quad (7.50)$$

Проверка условия жесткости:

$$\text{prov}_1 := \begin{cases} \text{"Условие жесткости выполняется"} & \text{if } \frac{W}{[W]} \leq 1 \\ \text{"Условие жесткости НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{prov}_1 = \text{"Условие жесткости выполняется"} \quad \frac{W}{[W]} = 0.864$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Расчет труб на прочность, устойчивость и жесткость, и расчет крепления труб в решетке

Допускаемое напряжение для материала труб сталь 20 при температуре 125 °С определяем по таблице А.2 [7]:

$$\sigma_{\text{дт}} := 123 \text{ МПа}$$

Проверка условия статической прочности труб:

$$\text{prov}_1 := \begin{cases} \text{"Условие стат. прочности труб выполняется"} & \text{if } \frac{\max(\sigma_{1T}, \sigma_{2T})}{\sigma_{\text{дт}}} \leq 1 \\ \text{"Условие стат. прочности труб НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{prov}_1 = \text{"Условие стат. прочности труб выполняется"} \quad \frac{\max(\sigma_{1T}, \sigma_{2T})}{\sigma_{\text{дт}}} = 0.516$$

Проверка труб на устойчивость:

Проверку труб на устойчивость проводят в случае, если $N_T < 0$. Так как в нашем случае $N_T = 9169 \text{ Н}$, то, следовательно, проверять трубы на устойчивость не нужно.

Проверка прочности крепления трубы в решетке:

Примем, что гладкие теплообменные трубы крепятся развальцовкой на глубину $l_B = 26 \text{ мм}$.

По приложению Е [15] для гладкозавальцованных труб допускаемая нагрузка на соединение трубы с решеткой равна:

$$[N]_{\text{тр}} := 0.5 \cdot \pi \cdot s_T \cdot (d_T - s_T) \cdot \min\left(\frac{l_B}{d_T}, 1.6\right) \cdot \min(\sigma_{\text{дт}}, \sigma_{\text{др}}) = 9.243 \times 10^3 \text{ Н} \quad (7.51)$$

Проверка условия прочности крепления труб в трубной решетке:

$$\text{prov}_1 := \begin{cases} \text{"Условие прочности крепления труб выполняется"} & \text{if } \frac{N_T}{[N]_{\text{тр}}} \leq 1 \\ \text{"Условие прочности крепления труб НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{prov}_1 = \text{"Условие прочности крепления труб выполняется"} \quad \frac{N_T}{[N]_{\text{тр}}} = 0.992$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

8 Расчет тепловой изоляции

Толщину тепловой изоляции рассчитаем по формуле 5.3[2]:

$$\delta_{\text{из}} := \frac{\lambda_{\text{из}}}{\alpha_{\text{н}}} \cdot \frac{(t_{\text{ст}} - t_{\text{из}})}{(t_{\text{из}} - t_{\text{окр}})}, \quad (8.1)$$

где $\delta_{\text{из}}$ - толщина тепловой изоляции, м;

$\lambda_{\text{из}}$ - коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м*К);

$\alpha_{\text{н}}$ - коэффициент теплоотдачи в окружающую среду(воздух), Вт/(м²*К);

$t_{\text{ст}}$, $t_{\text{окр}}$, $t_{\text{из}}$ - соответственно температуры наружной стенки аппарата, окружающей среды и наружной поверхности теплоизоляционного слоя, °С.

Принимаем:

$$t_{\text{ст}} = 125 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{окр}} = 18 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{из}} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t := t_{\text{из}} - t_{\text{окр}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по приближенному уравнению 5.4[2]:

$$\alpha_{\text{н}} := 9.74 + 0.07 \cdot \Delta t = 11.63 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (8.2)$$

В качестве изоляционного материала примем совелит по таблице XXVIII [1]:

$$\lambda_{\text{из}} = 0.098 \text{ Вт/(м*К)}.$$

Тогда толщина изоляции равна:

$$\delta_{\text{из}} := \frac{\lambda_{\text{из}}}{\alpha_{\text{н}}} \cdot \frac{(t_{\text{ст}} - t_{\text{из}})}{(t_{\text{из}} - |t_{\text{окр}}|)} = 0.025 \text{ м}$$

Примем толщину изоляции 25 мм.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа 3-2К51	ФИО Новиков Евгений Викторович
------------------	-----------------------------------

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	НОЦ Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Исследования проводятся на базе НОЦ Н.М. Кижнера НИ ТПУ, в исследовании задействованы 2 человека: студент-исполнитель и научный руководитель.
Нормы и нормативы расходования ресурсов	В соответствии с ГОСТ 14.322-83 «Нормирование расхода материалов» и ГОСТ Р 51541-99 «Энергосбережение. Энергетическая эффективность».
Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Отчисления по страховым взносам – 30%.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	SWOT-анализ.
Планирование и формирование бюджета научных исследований	Разработка графика проведения НИ, расчет материальных затрат НИ.
Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Оценка сравнительной эффективности исследования.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

<ol style="list-style-type: none"> 1. Затраты на научно-исследовательский проект. 2. Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта. 3. Сравнительная эффективность разработки.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Креницына Зоя Васильевна	к.т.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Новиков Евгений Викторович		

9 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Данный проект направлен на разработку кожухотрубчатого теплообменника для нагревания питьевой воды. Таким образом, основными потребителями результатов проекта станут предприятия химической промышленности, в технологических циклах которых присутствует, подогрев питьевой воды.

В таблице 9.1 приведены сильные и слабые стороны проекта, а также его возможности и основные угрозы.

Таблица 9.1 – SWOT анализ

	Сильные стороны проекта	Слабые стороны проекта
	<p>C1 Использование материалов российского производства</p> <p>C2 Опыт коллектива проекта в разработке и создании теплообменного оборудования</p> <p>C3 Актуальность результатов проекта</p> <p>C4 Высокая надежность и эффективность</p>	<p>Сл1 Высокая стоимость</p> <p>Сл2 Большое количество конкурирующих производителей и технологий</p> <p>Сл3 Отсутствие компенсации температурных деформаций</p>
<p>Возможности</p> <p>V1 Возможность выхода на международный рынок</p> <p>V2 Возможность использования для нагревания растворов иных составов</p> <p>V3 Спрос на расчеты, проведенные в рамках проекта</p>	<p>Использование материалов отечественного производства сводит к минимуму угрозу сбоя поставок материалов из-за рубежа. В то же время, при выходе на международный рынок данный фактор приведет к необходимости развития широкой логистической сети. Распространенность технологии и компетенции коллектива делают возможным использование разрабатываемого оборудования для нагрева иных сред, что расширяет перспективы его применения и количество потенциальных потребителей.</p>	<p>Высокая стоимость разрабатываемого оборудования нивелируется высокими ценами на рынке в целом. Кроме того, отсутствие компенсации температурных деформаций, являющееся существенным недостатком, позволяет сократить затраты на материал.</p>

Продолжение таблицы 9.1

<p>Угрозы У1 Высокая конкуренция на рынке У2 Развитие альтернативных технологий</p>	<p>Опыт коллектива в сфере разработки теплообменного оборудования становится решающим преимуществом перед конкурентами. Надежность конкурентных технологий, способных возникнуть в обозримом будущем, остается под вопросом, в то время как теплообменники уже давно зарекомендовали себя в этой сфере.</p>	<p>Как было сказано выше, ранок теплообменного оборудования характеризуется относительно высокой стоимостью товаров в связи с их высокой материалоемкостью. Таким образом, использование отечественных материалов, часто – менее дорогостоящих, но не уступающих зарубежным по ключевым показателям (таким, как надежность) становится основным преимуществом проекта.</p>
--	---	--

По результатам SWOT-анализа, основными преимуществами настоящего проекта являются компетенции коллектива проекта в сфере разработки теплообменного оборудования, а также использование отечественных материалов. Перечисленные сильные стороны позволяют расширить потенциальные возможности применения разрабатываемого оборудования, а также сократить его стоимость.

9.1 Планирование научно-исследовательских работ

В таблице 9.2 представлен порядок выполнения работ в рамках проекта, а также распределение исполнителей по этапам.

Таблица 9.2 – Порядок выполнения работ

Номер работ	Содержание работ	Исполнитель
1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель
2	Выбор направления исследования	Научный руководитель
3	Изучение материалов по теме исследования	Инженер
4	Календарное планирование работ	Научный руководитель
5	Проведение технологического расчета	Инженер
6	Проведение конструктивного расчета аппарата	Инженер
7	Проведение гидравлического расчета аппарата	Инженер
8	Проведение механического расчета аппарата	Инженер
9	Проведение поверочного расчета аппарата	Инженер
10	Разработка чертежей	Инженер
11	Утверждение результатов работ	Научный руководитель
12	Составление пояснительной записки	Инженер

9.1.1 Определение трудоемкости выполнения работ

Для определения ожидаемого значения трудоемкости $t_{ожі}$ используется следующая формула:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5} \quad (9.1)$$

где $t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы чел.-дн.;

$t_{\min i}$ – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

$t_{\max i}$ – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.

На выполнение работ выделено 4 месяца, что в календарных днях равно 97 дням. Кратчайший срок выполнения проекта – 38 дней, максимальный – 70 дней. Ожидаемая трудоемкость – 51 день.

Таблица 9.3 - Минимальная, максимальная и ожидаемая трудоемкость работ

Номер работ	Содержание работ	Минимальная трудоемкость	Максимальная трудоемкость	Ожидаемая трудоемкость
1	Составление и утверждение технического задания	1	3	2
2	Выбор направления исследования	1	3	2
3	Изучение материалов по теме исследования	5	7	6
4	Календарное планирование работ	2	4	3
5	Проведение технологического расчета	3	7	5
6	Проведение конструктивного расчета аппарата	2	5	3
7	Проведение гидравлического расчета аппарата	2	5	3

Продолжение таблицы 9.3

8	Проведение механического расчета аппарата	5	9	7
9	Проведение поверочного расчета аппарата	1	2	1
10	Разработка чертежей	4	7	5
11	Утверждение результатов работ	2	4	3
12	Составление пояснительной записки	10	14	12
Всего		38	70	51

Поскольку на каждом этапе работ запланировано участие одного участника проекта (таблицы 9.2), количество рабочих дней, затраченных на работу, равно ожидаемой трудоемкости (таблица 9.4).

Таблица 9.4 - Продолжительность работ в рабочих днях

Номер работ	Содержание работ	Продолжительность работ, раб. дн.
1	Составление и утверждение технического задания	2
2	Выбор направления исследования	2
3	Изучение материалов по теме исследования	6
4	Календарное планирование работ	3
5	Проведение технологического расчета	5
6	Проведение конструктивного расчета аппарата	3
7	Проведение гидравлического расчета аппарата	3
8	Проведение механического расчета аппарата	7
9	Проведение поверочного расчета аппарата	1
10	Разработка чертежей	5
11	Утверждение результатов работ	3
12	Составление пояснительной записки	12
Всего		51

9.1.2 Разработка плана-графика работ

Для составления плана-графика работ, проводимых в рамках проекта, по следующей формуле переведем рабочие дни в календарные:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}} \quad (9.2)$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности, который рассчитывается по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} \quad (9.3)$$

где $T_{\text{кал}}$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}}$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}}$ – количество праздничных дней в году.

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} = \frac{366}{366 - 52 - 14} = 1.22$$

Полученные значения представлены в таблице 5 и использованы для построения графика Гантта (рисунок А.1 Приложения А).

Таблица 9.5 - Продолжительность работ в календарных днях

Номер работ	Содержание работ	Продолжительность работ, кал.дн.
1	Составление и утверждение технического задания	2
2	Выбор направления исследования	2
3	Изучение материалов по теме исследования	7
4	Календарное планирование работ	3
5	Проведение технологического расчета	6
6	Проведение конструктивного расчета аппарата	4
7	Проведение гидравлического расчета аппарата	4
8	Проведение механического расчета аппарата	8

Продолжение таблицы 9.5

9	Проведение поверочного расчета аппарата	2
10	Разработка чертежей	6
11	Утверждение результатов работ	3
12	Составление пояснительной записки	14
Всего		62

9.2 Материальные затраты

Расчет материальных затрат ведется по следующей формуле:

$$Z_m = (1 + k_T) \times \sum_{i=1}^m C_i \times N_{\text{расх } i} \quad (9.4)$$

где m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых в процессе выполнения работ;

$N_{\text{расх } i}$ – количество материальных ресурсов i -го вида, планируемых к использованию (шт., кг, л, и т.д.)

C_i – цена единицы i -го вида материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./л и т.д.);

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы (принят в размере 20% от стоимости материалов).

Таблица 9.6 - Материальные затраты исполнений проекта (исполнение 1)

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за единицу, руб	Затраты на материалы, руб.
Вода	т	1	75000	90000.00
Сталь 12X18Н10Т	т	1	300000	360000.00
Датчики	шт.	10	6000	72000.00
Пар	гКал	0.156	7.6	1.42
Натрий углекислый	т	0.100	298000	35760.00
Итого				557761.42

Таблица 9.7 - Материальные затраты исполнений проекта (исполнение 2)

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за единицу, руб	Затраты на материалы, руб.
Вода	т	1	75000	90000.00
Сталь AISI 321	т	1	350000	420000.00
Датчики	шт.	10	6000	72000.00

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Продолжение таблицы 9.7

Пар	гКал	0.156	7.6	1.42
Натрий углекислый	т	0.100	298000	35760.00
Итого				617761.42

Таблица 9.8 - Материальные затраты исполнений проекта (исполнение 3)

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за единицу, руб	Затраты на материалы, руб.
Вода	т	1	75000	90000.00
Сталь SS 321	т	1	400000	480000.00
Датчики	шт.	10	6000	72000.00
Пар	гКал	0.156	7.6	1.42
Натрий углекислый	т	0.100	298000	35760.00
Итого				677761.42

9.2.1 Амортизационные отчисления

Амортизационные отчисления в рамках проекта рассчитываются по следующей формуле:

$$A_0 = \frac{C_n \times H_0}{100 \times T_{\text{раб.год}}} T_{\text{раб}} \quad (9.5)$$

где A_0 – амортизационные отчисления, руб.;

C_n – стоимость оборудования, руб.;

$T_{\text{раб.год}}$ – количество рабочих дней;

$T_{\text{раб}}$ – дни эксплуатации в рамках работы.

H_0 – норма амортизации, %, равная:

$$H_0 = \frac{1}{n} \times 100\% \quad (9.6)$$

где n – срок эксплуатации оборудования, лет.

В рамках экспериментальной части работ, время эксплуатации оборудования составило 15 дней.

В таблице 9.8 приведены амортизационные отчисления в рамках проекта.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Таблица 9.8 – Амортизационные отчисления

Наименование основных средств	Количество основных средств, шт.	Срок эксплуатации, лет	Норма амортизации, %	Стоимость, тыс. руб.	Амортизационные отчисления, тыс. руб.
Компьютер	1	3	33.33	40	7.287
Емкость	5	21	4.76	4660	121.284
Конденсатор	1	16	6.25	8000	273.279
Кипятильник	1	16	6.25	8000	273.279
Подогреватель	1	16	6.25	8000	273.279
Итого					948.409

9.2.2 Затраты на электроэнергию

Затраты на электроэнергию в рамках предлагаемого проекта вычисляются по следующей формуле:

$$Z_э = T_э \times (M_{ПК} + M_{кип} + M_{под} + M_{конд}) \times T_{раб} \quad (9.7)$$

где $Z_э$ – затраты на электроэнергию;

$T_э$ – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии;

$M_{ПК}, M_{кип}, M_{под}, M_{конд}$ – мощность, потребляемая ПК, кипятильником, подогревателем и конденсатором, соответственно, кВт;

$T_{раб}$ – число рабочих часов оборудования, ч.

Отсюда:

$$Z_э = 2.45 \cdot (0.5 + 112.5 + 100 + 200) \cdot 15 \cdot 24 = 364266 \text{ руб.}$$

9.2.3 Основная заработная плата исполнителей темы

Основная заработная плата инженера и руководителя рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{осн} = Z_{дн} \cdot T_p \quad (9.8)$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн.;

$Z_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} \quad (9.9)$$

где Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

при отпуске в 48 рабочих дней $M=10.4$ месяца, 6-дневная неделя;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, рабочих дней.

Месячный оклад научного руководителя и инженера рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_m = Z_{тс} \times (1 + k_p + k_d) \times k_r \quad (9.10)$$

где $Z_{тс}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равный 0.3 (т.е. 30% от $Z_{тс}$);

k_d – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0.2;

k_r – районный коэффициент, равный 1.3 (для Томска).

В таблице 9.9 представлен баланс рабочего времени научного руководителя и инженера.

Таблица 9.9 - Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
Календарное число дней	366	366
Количество нерабочих дней:		
- выходные дни	44	48
- праздничные дни	14	14
Потери рабочего времени:		
- отпуск	56	28
- невыходы по болезни	0	0
Действительный годовой фонд рабочего времени	252	276

Расчет фонда заработной платы приведен в таблице 9.10.

Таблица 9.10 - Фонд заработной платы

Исполнители	Z_b , руб.	$k_{пр}$	k_d	k_r	Z_m , руб.	$Z_{дн}$, руб.	T_r , раб.дн.	$Z_{осн}$, руб.
Руководитель	35120	0.3	0.2	1.3	68484	2826	10	28263
Инженер	26300	0.3	0.2	1.3	51285	1932	52	100489
Итого								128752

9.2.4 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Расчет дополнительной заработной платы исполнителей с учетом коэффициента дополнительной заработной платы, принятого 0.12 приведен в таблице 9.11.

Таблица 9.11 - Дополнительная заработная плата исполнителей

Заработная плата	Руководитель	Инженер
Основная зарплата	28263	100489
Дополнительная зарплата	3392	12059

9.2.5 Отчисления во внебюджетные фонды

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) \quad (9.11)$$

где $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

На 2020 г. Размер ставки страховых взносов равен 30% (22% - ПФР, 5,1% - ФОМС, 2.9% - ФСС). Таким образом:

$$Z_{\text{внеб}} = 0.3 \cdot (28263 + 3392 + 100489 + 12059) = 43261 \text{ руб.}$$

9.2.6 Накладные расходы

Накладные расходы вычисляются, как сумма предыдущих статей, умноженная на коэффициент накладных расходов, равный 16%. Таким образом:

$$Z_{\text{накл}} = 0,16 * (Z_{\text{м}} + A_0 + Z_{\text{э}} + Z_{\text{осн}} + Z_{\text{д}} + Z_{\text{внеб}}) \quad (9.12)$$

$$Z_{\text{накл}}^{\text{исп1}} = 329264 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{накл}}^{\text{исп2}} = 338864 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{накл}}^{\text{исп3}} = 348464 \text{ руб.}$$

9.2.7 Формирование бюджета затрат

В таблице 9.12 представлен бюджет исполнений выполненного проекта.

Таблица 9.12 - Бюджет исполнений проекта

Наименование статьи	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 3
Материальные затраты НТИ	557761.42	617761.42	677761.42
Амортизационные отчисления	948409.49	948409.49	948409.49
Затраты на электроэнергию	364266.00	364266.00	364266.00

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Продолжение таблицы 9.12

Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	128752.11	128752.11	128752.11
Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	15450.25	15450.25	15450.25
Отчисления во внебюджетные фонды	43260.71	43260.71	43260.71
Накладные расходы	329264.00	338864.00	348464.00
Бюджет НТИ	2387163.97	2456763.97	2526363.97

9.3 Определение ресурсной эффективности исследования

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности

Интегральный финансовый показатель разработки определяется по следующей формуле:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{mix}}} \quad (9.13)$$

где $I_{\text{финр}}^{\text{исп}i}$ – интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_{pi} – стоимость i -го варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта.

Результаты расчета интегральных финансовых показателей исполнений проекта приведены в таблице 9.13:

Таблица 9.13 – Интегральные финансовые показатели исполнений проекта

	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 3
Интегральный финансовый показатель	0.94	0.97	1.00

Интегральный показатель ресурсоэффективности рассчитывается по следующей формуле:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i \quad (9.14)$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности для i -го варианта исполнения разработки;

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

a_i – весовой коэффициент i -го варианта исполнения разработки;

b_i^a, b_i^p – бальная оценка i -го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

Результаты расчета интегрального показателя ресурсоэффективности приведены в таблице 9.14:

Таблица 9.14 – Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности исполнений проекта

Объект исследования Критерии	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1. Производительность	0.1	5	5	5
2. Удобство в эксплуатации	0.15	5	4	4
3. Энергосбережение	0.1	5	5	5
4. Надежность	0.2	4	5	5
5. Доступность запчастей	0.25	5	4	4
6. Стоимость	0.2	5	4	3
ИТОГО	1	4.8	4.4	4.2

Интегральный показатель эффективности и сравнительная эффективность разработок вычисляются по следующим формулам:

$$I_{\text{исп.}i} = \frac{I_{\text{р-исп}i}}{I_{\text{финр}}^{\text{исп}i}} \quad (9.15)$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср}} = \frac{I_{\text{исп}1}}{I_{\text{исп}2}} \quad (9.16)$$

Сравнение вариантов исполнения проекта приведено в таблице 9.15:

Таблица 9.15 – Сравнительная эффективность разработок

№	Показатель	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0.94	0.97	1.00
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4.80	4.40	4.20
3	Интегральный показатель эффективности	5.08	4.52	4.20
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1.00	0.89	0.83

Наиболее эффективным по всем показателям оказалось исполнение 1, предусматривающее использование стали 12X18H10T.

Выводы по главе

Определен коммерческий потенциал проекта. По результатам SWOT-анализа, наиболее сильной стороной проекта является опыт коллектива и использование отечественных материалов. Высокая стоимость проекта, являющаяся одним из наиболее значимых его недостатков, нивелируется высокими ценами на рынке в целом.

Разработан план-график проекта, состоящий из 12 пунктов.

Бюджет самого эффективного исполнения проекта составил 2387163,97 руб.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»**

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К51	Новиков Евгений Викторович

Школа	ИШНПТ	Отделение (НОЦ)	Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	18.03.02. Энерго - и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Тема ВКР:

Проект кожухотрубного теплообменника подогрева воды	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования – Кожухотрубный теплообменник Рабочая зона – Открытая площадка Область применения – Химическая промышленность
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: -специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; -организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	- Трудовой кодекс Российской Федерации; - Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности; - Правила безопасности нефтегазоперерабатывающих производств.
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия вредных и опасных факторов	Вредные факторы: 1. Пониженная температура воздушной среды; 2. Недостаток необходимого искусственного освещения. Опасные факторы: 3. Наличие электромагнитных полей промышленных частот; 4. Высокая температура поверхности оборудования .
3. Экологическая безопасность: -анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); - анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); - анализ воздействия объекта на литосферу (отходы)	Анализ воздействия объекта на атмосферу (пероксид водорода); - Анализ воздействия объекта на гидросферу (пероксид водорода); - Анализ воздействия объекта на литосферу (пероксид водорода).

4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	Возможные ЧС: землетрясения, лесные пожары, пожарная и взрывная опасность, ураганы. Наиболее типичная ЧС: пожарная и взрывная опасность.
--	---

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Новиков Евгений Викторович		

10 Социальная ответственность

Задачей данной работы является проект и расчет кожухотрубчатого теплообменника для нагрева питьевой воды. Сущность данной работы заключается в модернизации теплообменного оборудования с целью оптимизации теплообмена на предприятии ФКП «Анозит». Данное предприятие относится к химической промышленности. В разделе социальной ответственности будут затронуты производственная, экологическая безопасность, безопасность в чрезвычайных ситуациях, а также правовые и организационные вопросы по обеспечению безопасности на производстве в целом.

10.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Законодательство РФ об охране труда основывается на Конституции РФ и состоит из федерального закона, других федеральных законов и иных нормативных правовых актов субъектов РФ. Среди них можно выделить федеральный закон “Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний”. Для реализации этих законов приняты Постановления Правительства РФ “О государственном надзоре и контроле за соблюдением законодательства РФ о труде и охране труда”, “О службе охраны труда”, “О Федеральной инспекции труда” и др. [25].

К работе с теплообменником допускаются лица не моложе 18 лет, имеющие соответствующую квалификацию, прошедшие медицинское освидетельствование и годные по состоянию здоровья, прошедшие вводный инструктаж и инструктаж на рабочем месте, обучение и проверку знаний по охране труда и промышленной безопасности, практически освоившие безопасные методы и приемы правильного обращения с механизмами, приспособлениями, инструментом.

Работник обязан соблюдать действующие в организации правила внутреннего трудового распорядка, график работы, режим труда и отдыха. Каждый работник имеет право на компенсации, установленные в соответствии с Трудовым кодексом РФ, коллективным договором, локальным нормативным актом, трудовым договором, если он занят на тяжелых работах, работах с вредными и (или) опасными условиями труда; обеспечение средствами индивидуальной и коллективной защиты в соответствии с требованиями охраны труда за счет средств работодателя.

Для обеспечения безопасны и комфортных условий пребывания рабочих на рабочем месте необходимо выполнить ряд следующих условий:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

90

- рабочее место должно содержать исправное оборудование и необходимый инструментарий, для выполнения прямых функций персонала;
- рабочее место должно быть оборудовано средствами ликвидации ЧС (огнетушители, песок, кошма, растворы для нейтрализации H_2O_2 и т.д.);
- трубопроводы должны быть оборудованы мостиками, для возможности их быстро и безопасно преодоления, на аппаратах должны быть установлены смотровые площадки, огражденные со всех стороны стальными перилами высотой не ниже 1500 мм;
- перемещение персонала по территории предприятия должно осуществляться либо на личном транспорте (велосипед), либо на внутреннем транспорте предприятия (автобусы).

10.2 Производственная безопасность

В целях обеспечения производственной безопасности необходимо выявить, устранить или предусмотреть специальные методы защиты опасные и вредные производственные факторы.

При некоторых условиях вредные производственные факторы могут стать опасными. Выбор факторов производится с использованием [26]. Выявленные факторы перечислены в таблице 10.1.

Таблица 10.1 - Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1. Пониженная температура воздушной среды		+	+	ГОСТ 16350-80 Климат СССР. Районирование и статистические параметры климатических факторов для технических целей [27]; СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах» [28].
2. Недостаток необходимого искусственного освещения	+	+	+	СП 52.13330.2011 Естественное и искусственное освещение [29]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Продолжение таблицы 10.1

3. Наличие электромагнитных полей промышленных частот		+	+	ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация [30]
4. Высокая температура поверхности оборудования		+	+	ГОСТ 12.0.004-90 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Организация обучения безопасности труда. Общие положения [29]; ГОСТ 14202-69. Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки [28].

1. Пониженная температура воздушной среды

Пониженная температура окружающей среды, так как температура воздуха наиболее холодной пятидневки, обеспеченностью 0,98 равна минус 44 °С [34]. Длительное пребывание работников в условиях экстремально низких температур способно вызвать серьезные обморожения, а также заболевания, вызванные переохлаждением организма. В целях предотвращения тяжелых последствий для здоровья работников предприятия пребывание на открытом воздухе и в неотапливаемых производственных помещениях в условиях низких температур рекомендуем ограничить 1 часом с последующим обогревом в течении не менее 30 минут. При этом при обогреве работнику необходимо в обязательном порядке снять верхнюю одежду, для прогрева тела. В помещениях для обогрева должна поддерживаться температура воздух 22-24 °С в зимнее время и 23-25 в летнее [25]. Для работы в условиях низких температур работники обеспечиваются утепленными средствами индивидуальной защиты, соответствующие IV зоне климатических условий [24].

2. Недостаток необходимого искусственного освещения

Недостаточная освещенность рабочей зоны может возникнуть при проведении работ в темное время суток, при нарушении работы искусственного освещения. Вследствие воздействия на работающего данного вредного фактора может произойти ухудшение зрения работника, а также случится опасный производственный фактор.

В целях недопущения возникновения данного вредного производственного фактора проводятся следующие мероприятия:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

- в помещениях и на территории производственного объекта устанавливаются светильники, мачты освещения с прожекторами;
- персонал объекта обеспечивается переносными светильниками во взрывобезопасном исполнении напряжением не более 12 В;
- работы в темное время суток не проводятся, за исключением аварийных случаев, при проведении которых зона проведения работ освещается прожекторами согласно плана производства работ.

3. Наличие электромагнитных полей промышленных частот

Источником поражения током является: электрические провода, вспомогательное оборудование работающие от электричества. Электрический удар – это возбуждение живых тканей током, сопровождающееся сокращением мышц.

Электрический ток, проходя через организм человека, оказывает на него сложное действие, включая термическое, электролитическое и биологическое. Безопасность при работе обеспечивается применением различных технических и организационных мер:

- установка оградительных устройств;
- изоляция токопроводящих частей и её непрерывный контроль (согласно ПУЭ сопротивление изоляции должно быть не менее $0,5 - 10 \text{ Ом} \cdot \text{м}$);
- защитное заземление, использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов.

К работе с электрооборудованием допускаются лица, прошедшие специальное обучение и имеющие соответствующую группу допуска по электробезопасности. Весь состав проходит инструктаж по электробезопасности.

Для защиты от поражения электрическим током персонала необходимо использовать следующие средства индивидуальной защиты:

- диэлектрические перчатки и галоши (дежурные);
- резиновые коврики;
- изолирующие подставки.

Для защиты от электрической дуги и металлических искр при сварке необходимо использовать:

- защитные костюмы;
- защитные каски;
- очки и т.п.

4. Высокая температура поверхности оборудования

Повышенная температура поверхности оборудования является следствием нагрева

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

поверхности теплообменника за счет передачи тепла от горячего теплоносителя. В рассматриваемом теплообменнике в качестве горячего теплоносителя используется вода с температурой 125 °С. При внезапной разгерметизации оборудования или нарушении целостности теплоизоляции возникает вероятность ожога персонала объекта. Так же повышенная температура поверхностей может возникнуть в результате возгорания пероксида водорода или использованных обтирочных материалов, которые способны самовозгораться.

В целях недопущения разгерметизации и нарушения целостности теплоизоляции проводятся следующие мероприятия:

- персонал, обслуживающий данное оборудование, обеспечивается специальной одеждой;
- СИЗ, проходит обучение безопасным приемам и методам работ и проверку знаний согласно [26];
- осуществляется периодический осмотр оборудования оперативным персоналом и руководством объекта, а также ведется непрерывный дистанционный контроль технологических параметров оборудования с помощью датчиков и АРМ оператора.

10.3 Экологическая безопасность

Несмотря на то, что разрабатываемый теплообменник не контактирует с пероксидом водорода, однако он находится рядом с оборудованием, в котором производится, хранится, транспортируется пероксид водорода, поэтому наиболее рациональным является рассмотрение экологической безопасности относительно производства пероксида водорода. Повышение безопасности при работе с высокоопасными веществами, к которым относится пероксид водорода, является одной из основных задач эксплуатации опасных и химически опасных объектов.

При разгерметизации оборудования, работающего с пероксидом водорода, возможно нанесение существенного вреда экологической безопасности (ПДК = 0.3 мг/м³), а именно гидросфере и литосфере. Это связано с тем, что пероксид водорода является сильным окислителем и при попадании в воду делает ее непригодной для жизни или употребления, т.к. оставляет сильные ожоги при попадании на органическую материю. При попадании пероксида водорода в почву он адсорбируется в ней и если сразу не устранить очаг разлива перекиси, то в дальнейшем она попадет в подземные воды, что приведет к их отравлению. Однако при попадании паров пероксида водорода в воздух первый разлагается

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

94

под действием солнечных лучей до водорода и кислорода, и не несет негативного влияния на атмосферу.

Способом решения данной проблемы может быть модернизация технологической линии, путем введения дополнительного оборудования для устранения возможных аварийных ситуаций, например, использование форсунок для распыления воды и таким образом нейтрализации перекиси, использования защитной одежды рабочим персоналом, использование непрерывной технологии получения пероксида и хранение его без доступа прямых солнечных лучей, а также возможна укладка гидроизоляционного слоя под аппаратами и трубопроводами, работающими с пероксидом водорода. Аппарата следует располагать на солнце, для быстрого разложения пероксида в случае утечки.

10.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

К наиболее возможным чрезвычайным ситуациям при эксплуатации разрабатываемого теплообменника на ФКП «Азонит» следует отнести следующие ЧС:

- землетрясения;
- ураганы;
- лесные пожары;
- пожаро- взрывоопасные ситуации.

Наиболее вероятные сценарии аварийных ситуаций при работе на ФКП «Анозит» – это взрыв, пожар.

Для оповещения о возникновении пожара устанавливают ручные пожарные извещатели, а также систему оповещения об аварии. Для раннего обнаружения очагов пожара по периметру установки расположены датчики пламени (инфракрасного теплового излучения).

Для отработки действий при возникновении аварийной ситуации разрабатывается план мероприятий по локализации и ликвидации аварийных ситуаций (ПМЛЛА). С обслуживающим персоналом регулярно должны проводиться тренировки.

Главной задачей при возникновении пожара является его локализация и недопущения его к складам хранения твердого горячего топлива. Небольшие возгорания и пожары в начальной стадии могут быть ликвидированы обслуживающим персоналом доступными средствами пожаротушения. Все помещения установки обеспечиваются первичными средствами пожаротушения. По периметру проходит стационарная циркуляционная линия пожаротушения (пожкольцо), оборудованная лафетными стволами и гребенками для подключения пожарных рукавов, хранение которых организуется в отопляемых блок-боксах.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

К возникновению аварийных ситуаций на производстве зачастую приводят неисправности в работе оборудования. Рассмотрим возможные неисправности в работе оборудования и определим комплекс необходимых мер по их устранению. В таблице 10.2 приведены возможные неисправности в работе оборудования, способные привести к возникновению аварийной ситуации и предложены способы их устранения.

Таблица 10.2 – Неисправности, способные привести к возникновению ЧС

Наименование неисправности, внешнее проявление и дополнительные признаки	Причина возникновения ЧС	Способ устранения
Пропуск газа, жидкости во фланцевых соединениях	Ослабло крепление фланцевого соединения или повреждена прокладка	Остановить все оборудование. Сбросить давление. Подтянуть крепеж фланцевых соединений, при необходимости заменить прокладку. Нейтрализовать щелочным раствором вылившуюся перекись.
Попадание перекиси в горячую утилиту	Прохудились теплообменные трубки	Остановить все оборудование. Сбросить давление. Слить образовавшуюся кислую воду. Заглушить прохудившиеся трубки.

Вывод:

На опасном производственном объекте, где применяются, транспортируются, производятся легковоспламеняющиеся, горючие жидкости и газы во избежание аварий, инцидентов и несчастных случаев, необходимо соблюдать установленные законодательством и производственными инструкциями требования безопасности, эксплуатацию технических устройств производить согласно инструкций заводовизготовителей. Работодатель должен обеспечить персонал объекта необходимыми средствами защиты от опасных и вредных производственных факторов, а также организовать отдых работников после рабочей смены.

Заклучение

Результатом выполнения выпускной квалификационной работы стало решение всех поставленных задач.

Был произведен технологический расчёт, итогом которого стало определение поверхности теплообмена.

Подбор стандартного теплообменника и штуцеров для теплоносителей был произведен в конструктивном расчете.

Также был произведен механический расчет, который включает в себя расчет толщин стенок как цилиндрической обечайки, так и эллиптических днищ. Кроме того, для выбора подходящей конструкции теплообменника был произведен расчет температурных деформаций. Произведен расчет необходимой толщины трубных решеток. Подобраны аппаратные фланцы и прокладки для них. Выполнен расчет фланцевых соединений на прочность и герметичность, уточнена необходимость укрепления отверстий. Итоговым пунктом механического расчета стал поверочный расчет, позволяющий убедиться в соответствии выбранного стандартного теплообменника для данного технологического процесса.

Произведен гидравлический расчет данного теплообменника.

Выбран изоляционный материал и рассчитана его необходимая толщина.

Кроме того, в представленной работе содержатся, такие раздела как раздел «Социальная ответственность» и раздел Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение».

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Список использованных источников

1. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков - М.: ООО ИД «Альянс», 2007. - 576с.
2. Процессы и аппараты химической технологии. Основы теории, технологический, конструктивный и гидравлический расчеты кожухотрубчатого теплообменника. Учебное пособие для студентов Химико-Технологического факультета ТПУ. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – 84с.
3. Кувшинский М.Н. Курсовое проектирование по предмету "Процессы и аппараты химической промышленности": Учеб.пособие для учащихся техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. / М.Н. Кувшинский, А.П. Соболева – М.: Высш. школа, 1980. – 223с.
4. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х кн.: Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М.: Химия, 1995. – 400с.
5. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. Ч. 1. Учеб. пособие. - Томск: Изд-во Томского Политехнического университета, 2003. - 118с.
6. Лацинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. – Л.: Машиностроение, 1970. – 752 с.
7. ГОСТ 34233.1-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2018.
8. Беляев В.М. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли. Ч.1: Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств / В.М. Беляев, В.М. Миронов. - Томск: Изд-во Томского Политехнического университета, 2016. - 313с.
9. ГОСТ 34233.2-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. – М.: Стандартинформ, 2018.
10. ГОСТ 19903-74 Прокат листовой горячекатаный. Сортамент. – М.: Изд-во стандартов, 1974.
11. ГОСТ 31842-2012 Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 2012.
12. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент. – М.: Изд-во стандартов, 1978.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

98

13. ГОСТ Р 55601-2013 Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках. Общие технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 2013.

14. ГОСТ 34233.4-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. – М.: Стандартиформ, 2018.

15. ГОСТ 34233.7-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. – М.: Стандартиформ, 2018.

16. ГОСТ 27036-86* Компенсаторы и уплотнения сильфонные металлические. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1986.

17. ГОСТ 34233.6 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках. – М.: Стандартиформ, 2018.

18. ГОСТ 15118-79. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979.

19. ОСТ 26-2091-93. Опоры горизонтальных сосудов и аппаратов. Конструкция.

20. ГОСТ 33259-2015 Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до PN 250. Конструкция, размеры и общие технические требования. – М.: Стандартиформ, 2016.

21. ГОСТ 6533-78*. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1985.

22. ГОСТ 15180-86. Прокладки плоские эластичные. Основные параметры и размеры. М.: Изд-во стандартов, 1988. –

23. ГОСТ 34233.3-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. – М.: Стандартиформ, 2018.

24. ГОСТ 34233.5-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. – М.: Стандартиформ, 2018.

25. "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019). Статья 354.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

99

26. Кожухотрубные теплообменники. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. Режим доступа: <https://clck.ru/Mp6ar> дата обращения - 17.05.18.
27. ГОСТ 16350-80 Климат СССР. Районирование и статистические параметры климатических факторов для технических целей.
28. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах».
29. ГОСТ 12.0.004-90 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Организация обучения безопасности труда. Общие положения.
30. ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация //Электронный фонд правовой и нормативно-технической документации. 2018. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200000277> (дата обращения: 25.04.19.).
31. ГОСТ 14202-69. Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2004.
32. СП 52.13330.2011 Естественное и искусственное освещение.
33. СНиП 21-01-97*. Пожарная безопасность зданий и сооружений (с Изменениями N 1, 2). - М.: ГУП ЦПП, 2002. – 38с.
34. Рекомендации по устройству и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов. Приказ от 27 декабря 2012 года N 784 [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/542627299> (дата обращения 04.04.2020).
35. ПБ 03-585-03 Правила устройства и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов.
36. Ибрагимов Г.З., Артемьев В.Н. Техника и технология добычи и подготовки нефти и газа. – М.: МГОУ, 2005. – 243с.
37. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* (с Изменениями N 1, 2). - М.: Минстрой России, 2015.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ТК.000000 ПЗ

Лист

100

Приложение А
(справочное)

Номер работ	Содержание работ	Февраль			Март			Апрель			Май		
		10	20	30	10	20	30	10	20	30	10	20	30
1	Составление и утверждение технического задания	█											
2	Выбор направления исследования	█											
3	Изучение материалов по теме исследования		█										
4	Календарное планирование работ		█										
5	Проведение технологического расчета			█									
6	Проведение конструктивного расчета аппарата			█									
7	Проведение гидравлического расчета аппарата			█									
8	Проведение механического расчета аппарата				█								
9	Проведение поверочного расчета аппарата					█							
10	Разработка чертежей						█						
11	Утверждение результатов работ						█						
12	Составление пояснительной записки							█					
	Научный руководитель												
	Инженер												

Рисунок А.1 - График Гантта