

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

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
УСТАНОВКА ОЧИСТКИ ПРОПИЛЕНА С РАЗРАБОТКОЙ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

УДК 678.742.3.05:66.045.122-047.84

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Булатов Анатолий Анатольевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Семакина О.К.	к.т.н., с.н.с.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Криницына З.В.	к.т.н		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Л.А.			

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		

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

<u> </u>	<u> </u>	<u>Беляев В.М.</u>
(Подпись)	(Дата)	(Ф.И.О.)

Исходные данные к работе (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.).	Разработка теплообменного оборудования для установки очистки пропилена Холодный теплоноситель – сжиженный пропилен; Горячий теплоноситель – греющий пар; Расход холодного теплоносителя: 15 т/ч; Начальная температура холодного теплоносителя: 12,5 °С; Конечная температура холодного теплоносителя: 40 °С; Начальная температура горячего теплоносителя: 152 °С; Конечная температура горячего теплоносителя: 152 °С;
--	---

	Давление в трубном пространстве: 2 МПа; Давление в межтрубном пространстве: 0,45 МПа.
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>	Реферат; Введение; Описание технологической схемы; Технологический расчет теплообменника; Конструктивный расчет теплообменника; Механический расчет теплообменника; Поверочный расчет теплообменника; Гидравлический расчет; Расчет тепловой изоляции; Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение; Социальная ответственность; Заключение
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	Лист 1 – Технологическая схема установки А1 Лист 2 – Общий вид кожухотрубчатого теплообменника А1 Лист 3 – Выносные элементы теплообменника А1 Лист 4 – Техничко - экономические показатели А1
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Криницына Зоя Васильевна
Социальная ответственность	Скачкова Лариса Александровна
Механический расчет оборудования	Беляев Василий Михайлович
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	
---	--

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Семакина Ольга Константиновна	К.Т.Н., С.Н.С.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Булатов Анатолий Анатольевич		

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

Студенту:

Группа	ФИО
4K51	Булатову Анатолию Анатольевичу

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

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах; анкетирование; опрос
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала проекта	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Определение структуры работ. Определение трудоемкости выполнения работ. Разработка графика проведения научных исследований.
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Проведение оценки экономической эффективности исследования.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Расчет точки безубыточности графическим и математическим методами.
2. Расчет технико-экономических показателей

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Булатов Анатолий Анатольевич		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4K51	Булатову Анатолию Анатольевичу

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:

Установка очистки пропилена с разработкой кожухотрубчатого теплообменника	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования – Кожухотрубчатый 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" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019) - организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны: технический перерыв, проветривание, полная изоляция от производственных источников шума и вибрации.
2.Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия вредных и опасных факторов	1.Повышенный уровень вибрации; 2.Повышенный уровень шума; 3.Электрический ток; 4.Повышенная температура поверхности оборудования;
3. Экологическая безопасность: -анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); - анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);	- Вредные вещества, которые выделяются и ли используются во время работы аппарата; - Вредные воздействия, которые возникают во время эксплуатации аппарата.

- анализ воздействия объекта на литосферу (отходы)	
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	- Перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения-пожар, взрыв; - разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий: 1. использование огнетушителя, песка, асбестового одеяла 2. в случае стихийных бедствий отключение воды и электричества 3. организационная эвакуация работающих;

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Лариса Александровна			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Булатов Анатолий Анатольевич		

Запланированные результаты обучения по ООП 18.03.02 выпуска 2019 г.

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
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)
<i>Общекультурные компетенции</i>		
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)

Реферат

Дипломный проект состоит из пояснительной записки, содержащей 114 страниц машинописного текста, 15 рисунков, 36 таблиц, 36 источников литературы, 4 листа графического материала формата А1.

Выпускная квалификационная работа «Установка очистки пропилена с разработкой кожухотрубчатого теплообменника».

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

Объектом исследования является кожухотрубчатый теплообменник для подогрева пропилена.

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 325 мм, длина и диаметр труб 3 м и 25х2 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 diploma project consists of an explanatory note containing 115 pages of typewritten text, 15 figures, 33 tables, 36 sources of literature, 4 sheets of graphic material.

Graduation qualification work "Propylene cleaning unit with the development of a shell-and-tube heat exchanger".

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

The object of the work is a shell-and-tube heat exchanger for propylene heating.

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

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

The result of the work is a complete calculation of the heat exchanger, the appropriate materials for the manufacture of the device were selected, supports and flanged connections were calculated.

The main design, technological and technical and operational characteristics of the heat exchanger: casing diameter 325 mm, length and diameter of pipes 3 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 process.

Содержание

Введение.....	14
1 Описание технологической схемы.....	16
2 Технологический расчет	17
3 Конструктивный расчет	23
3.1 Подбор стандартного теплообменника	23
3.2 Расчет штуцеров и подбор фланцев.....	25
4 Механический расчет	27
4.1 Расчетные параметры.....	28
4.2 Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки	30
4.3 Расчет толщины стенки эллиптического днища	32
4.4 Расчет температурных деформаций	34
4.5 Расчет толщины трубных решеток	36
4.6 Подбор фланцев и прокладок для обечаек и днищ	37
4.7 Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений	38
4.8 Расчет необходимости укрепления отверстий.....	51
4.9 Подбор и расчет стандартной опоры аппарата.....	53
5 Поверочный расчет.....	62
6 Гидравлический расчет	73
7 Расчет тепловой изоляции	75
8 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.	76
8.1 Потенциальные потребители результатов исследования	76
8.2 SWOT-анализ	77
8.3 Планирование научно-исследовательских работ	78
8.4. Расчёт производственной мощности	89
9 Социальная ответственность.....	98
9.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	98
9.2 Производственная безопасность	100
9.3 Экологическая безопасность	103
9.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	106
Заключение.....	109
Список литературы.....	110
Приложение А.....	114

Введение

Полипропилен – синтетический термореактивный полимер, представляющий собой бесцветное кристаллическое вещество, чаще всего выпускаемое в виде гранул. Полипропилен широко распространен во всем мире, из него производят различные упаковочные пленки, трубы, тары, детали технической аппаратуры и т.д.

В городе Томске полипропилен выпускает нефтехимическое предприятие ООО «Томскнефтехим», входящее в состав ОАО «Сибур Холдинг». Узел полимеризации пропилена включает в себя установку очистки пропилена с использованием теплообменной аппаратуры.

В любой отрасли промышленности, будь то пищевая, металлургическая или нефтехимическая, процессы теплообмена имеют большое значение.

Сложный процесс передачи тепла через разделяющую перегородку от одной среды к другой принято представлять в виде суммы трех простейших видов теплообмена: теплового излучения, конвекции и теплопроводности. Все эти процессы на практике не разделяются и протекают одновременно.

Аппараты для передачи тепла от одних веществ к другим, называют теплообменниками. Вещества, которые непосредственно участвующие в процессе теплообмена, называются теплоносителями. Нагревающими агентами называют теплоносители с более высокой температурой отдающие тепло, охлаждающими агентами – теплоносители, воспринимающие тепло.

На заводах химической промышленности применяются теплообменные аппараты разных конструкций и видов. Наиболее часто используются кожухотрубчатые теплообменные аппараты.

В аппарате подобной конструкции один из теплоносителей движется в трубном пространстве, а другой – в межтрубном. Скорость вещества в трубках зависит непосредственно от количества трубок в середине кожуха. От скорости движения этого теплоносителя, в свою очередь, будет зависеть коэффициент теплопередачи.

В зависимости от направления движения теплоносителей теплообменные аппараты бывают:

- Прямоточными
- Противоточными
- Перекрестного тока

Теплообменники делятся на типы:

- С неподвижными трубными решетками;
- С компенсатором;
- С плавающей головкой;
- С U-образными трубками;

Наиболее значительным преимуществом кожухотрубчатых теплообменников является их стойкость к гидроударам, в то время как большая часть современных видов теплообменников не обладают данным качеством.

Еще одним преимуществом кожухотрубчатых теплообменников является их независимость к чистоте сред, в отличие, например, от пластинчатых теплообменников.

Исходя из вышеперечисленного, можно с уверенностью говорить о кожухотрубчатых теплообменных аппаратах, как об одних из самых высокоэффективных, долговечных и надежных аппаратах.

Целью данного дипломного проекта является расчет кожухотрубчатого теплообменного аппарата для подогрева пропилена.

1 Описание технологической схемы

Технологическая схема установки очистки пропилена представлена на рис. 1.1.

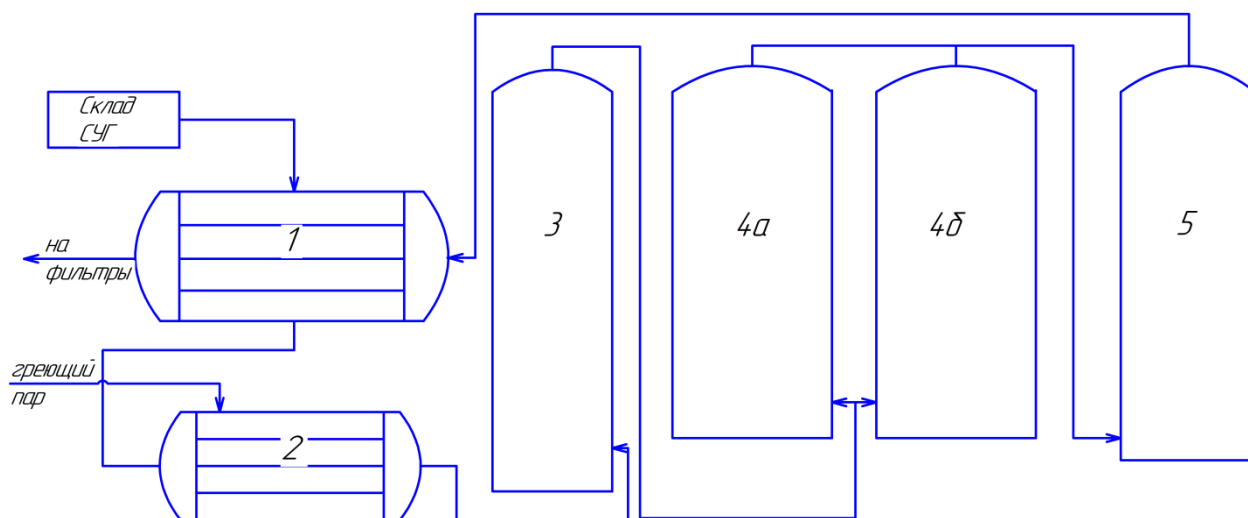


Рисунок 1.1 – Установка очистки пропилена: 1 – рекуператор; 2 – подогреватель пропилена; 3 – колонна очистки пропилена 1 ступени; 4а, 4б – колонны очистки пропилена 2 ступени; 5 – колонна очистки пропилена 3 ступени

Сжиженный пропилен поступает в межтрубное пространство рекуператора 1, где предварительно подогревается до температуры 12,5 °С за счет пропилена, поступающего в трубное пространство из колонны 5. После рекуператора пропилен поступает в трубное пространство подогревателя 2, где нагревается до температуры 40 °С за счет греющего пара температурой 152 °С. После, нагретый пропилен поступает снизу вверх в насадочную колонну 3, где происходит его очистка от таких каталитических ядов, как COS, H₂S, AsH₃, PH₃. Из колонны 3 частично очищенный пропилен поступает в колонны 4а, 4б, где очищается от СО и О₂. Последнюю стадию очистки пропилена проходит в колонне 5, где происходит удаление СО₂, воды, метанола и кетонов.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Выполнил	Булатов А.А.				Описание технологической схемы	Лит.	Лист
Провер.	Семакина О.К.						16
							1
Н. Контр.						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51	
Утверд.							

2 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 – греющий пар; 2 – пропилен)

$G_2 = 15 \text{ т/ч}$	Расход пропилена
$t_{2н} = 12.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Начальная температура пропилена
$t_{2к} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Конечная температура пропилена
$t_{1н} = 152 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Начальная температура пара
$t_{1к} = 152 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Конечная температура конденсата пара
$P_1 = 0.45 \text{ МПа}$	Рабочее давление греющего пара
$P_1 = 2.0 \text{ МПа}$	Рабочее давление пропилена

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], пропилен направим в трубное пространство, а водяной пар в межтрубное пространство. График изменения температур теплоносителей противоточной схемы движения изобразим на рисунке 2.1

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Выполнил	Булатов А.А.				Технологический расчет теплообменника	Лит.	Лист	Листов	
Провер.	Семакина О.К.						17	6	
						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51			
Н. Контр.									
Утверд.									

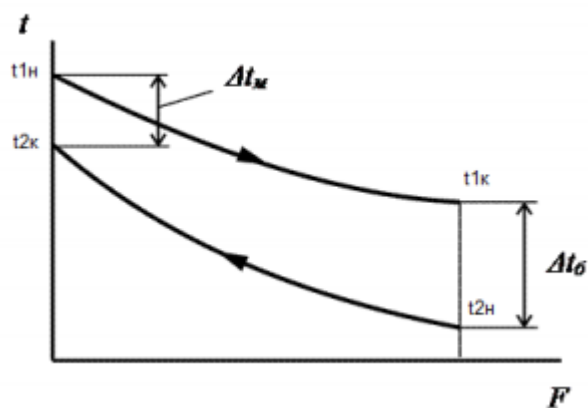


Рисунок 2.1 - График изменения температур теплоносителей противоточной схемы движения.

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.2.1):

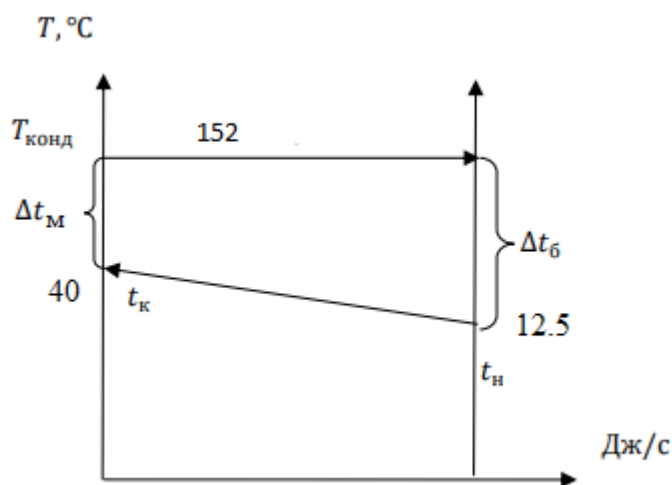


Рисунок 2.1 – Температурная схема процесса

Рассчитаем большую и малую разность температур на концах теплоносителей:

$$\Delta t_{\text{б}} := t_{1\text{к}} - t_{2\text{н}} = 139.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} := t_{1\text{н}} - t_{2\text{к}} = 112 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Т.к. $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} = 1.246 < 2$ то среднюю разность температур рассчитаем по формуле

4.79[1]:

$$\Delta t_{cp} := \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = 125.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Определим средние температуры теплоносителей:

$$t_{1cp} := 152 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Средняя температура пара

$$t_{2cp} := t_{1cp} - \Delta t_{cp} = 26.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Средняя температура пропилена

Выбор значений теплофизических свойств теплоносителей

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

$$\rho_{гр.п} := 2.685 \text{ кг/м}^3$$

плотность греющего пара

$$\rho_{проп.} := 609 \text{ кг/м}^3$$

плотность пропилена

$$r := 2113.8 \text{ кДж/кг}$$

удельная теплота парообразования

$$C_{p2} := 2.635 \text{ кДж/(кг*К)}$$

удельная теплоемкость пропилена

$$\mu_2 := 860 \cdot 10^{-6} \text{ Па*с}$$

вязкость пропилена

$$\lambda_2 := 0.0927 \text{ Вт/(м*К)}$$

коэф. теплопроводности пропилена

$$\rho_{конд} := 920.6 \text{ кг/м}^3$$

плотность конденсата пара

Расчет расходов теплоносителей

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

$$G_2 := \frac{G_2 \cdot 1000}{3600} = 4.167 \text{ кг/с}$$

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

$$Q := G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{2к} - t_{2н}) = 301.927 \text{ кВт}$$

Рассчитаем расход греющего пара с учетом потерь 5%:

$$G_1 := \frac{1.05Q}{r} = 0.15 \text{ кг/с}$$

Предварительный расчет ориентировочной поверхности теплообмена

Поверхность теплообмена рассчитывается по формуле 1.5[2]:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}$$

где Q – тепловая нагрузка, кВт;

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

Δt_{cp} – средняя разность температур, К.

По таблице 3.2[2] определяем ориентировочные значения коэффициента теплопередачи:

$$K_{min} := 120 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$$

$$K_{max} := 340 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$$

Рассчитаем ориентировочные значения требуемой поверхности теплообмена:

$$F_{min} := \frac{Q \cdot 1000}{K_{max} \cdot \Delta t_{cp}} = 7.1 \text{ м}^2$$

$$F_{max} := \frac{Q \cdot 1000}{K_{min} \cdot \Delta t_{cp}} = 20 \text{ м}^2$$

Для обеспечения турбулентного режима зададимся числом Рейнольдса равным 12000.

Определяем общее число труб для теплообмена по формуле 3.23[2], приняв трубы диаметром d=25x2 мм:

$$n_z := \text{ceil} \left(\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot 0.021 \cdot \mu_2 \cdot Re_2} \right) = 25$$

По таблице 4.12[1] подбираем теплообменник с параметрами:

D = 325 мм наружный диаметр теплообменника

z = 1 число ходов

n = 62 число труб

F = 10 м² поверхность теплообмена

L = 2 м длина труб

d = 0.021 м внутренний диаметр труб

d_н = 0.025 м наружный диаметр труб

Определяем действительное число Рейнольдса по формуле 4.13[1]:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$\text{Re} := \frac{4 \cdot G_2 \cdot z}{n \cdot \pi \cdot 0.021 \cdot \mu_2} = 4738$$

т.к. $2300 < \text{Re} = 4738 < 10000$ (переходный режим), то критерий Нуссельта рассчитывается по формуле 3.28[2]:

$$\text{Nu} := 0.008 \cdot \text{Re}^{0.9} \cdot \text{Pr}^{0.43}$$

Критерий Прандтля рассчитывается по формуле 4.12[1]:

$$\text{Pr} := \frac{C_{p2} \cdot 1000 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = 24.446$$

Тогда критерий Нуссельта равен:

$$\text{Nu} := 0.008 \cdot \text{Re}^{0.9} \cdot \text{Pr}^{0.43} = 64.28$$

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

$$\alpha_2 := \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_2}{d} = 284 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке при конденсации пара на пучке горизонтальных труб определяется по формуле 2.25[4]:

$$\alpha_1 := 2.02 \cdot \epsilon \cdot \lambda_1 \cdot \left(\frac{\rho^2 \cdot n \cdot L}{\mu_1 \cdot G_1} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Значения теплофизических величин выбираются по таблице XXXIX [1] при температуре пленки конденсата, которая вычисляется по формуле 1.38[3]:

$$t_{\text{сг}} := t_{1\text{н}} - 0.1 \Delta t_{\text{ср}} = 139.425 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{пл}} := \text{ceil} \left(\frac{t_{1\text{н}} + t_{\text{сг}}}{2} \right) = 146 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_1 := 189.4 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

вязкость воды при $\Delta t_{\text{пл}}$

$$\rho := 920.6 \text{ кг/м}^3$$

плотность воды при $\Delta t_{\text{пл}}$

$$\lambda_1 := 0.685 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

теплопроводность воды при $\Delta t_{\text{пл}}$

$$\epsilon := 0.7 \text{ при } n < 100$$

коэффициент местного сопротивления

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$\alpha_1 := 2.02 \cdot \varepsilon \cdot \lambda_1 \cdot \left(\frac{\rho^2 \cdot n \cdot L}{\mu_1 \cdot G_1} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.498 \times 10^4 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$$

Сумма термических сопротивлений рассчитывается по формуле 3.22[2]:

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

Значения термических сопротивлений выбираются по таблице 3.3 [2]:

$R_1 := 1860 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$ термическое сопротивление со стороны греющего пара

$R_2 := 2900 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$ термическое сопротивление со стороны пропилена

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

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

$$\Sigma R := \frac{1}{R_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{R_2} = 9.269 \times 10^{-4} \text{ (м}^2\text{*К)/Вт}$$

Рассчитаем действительный коэффициент теплопередачи по формуле 3.21 [2]:

$$K := \text{ceil} \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma R + \frac{1}{\alpha_2}} \right) = 222 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$$

Тогда требуемая поверхность теплопередачи равна:

$$F_{\text{действ}} := \frac{Q \cdot 1000}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = 10.82 \text{ м}^2$$

3 Конструктивный расчет

3.1 Подбор стандартного теплообменника

Рассчитаем скорость пропилена в трубах по формуле 1.51 [3]:

$$\omega_{\text{тр}} := \frac{4 \cdot G_2 \cdot z}{\pi \cdot d^2 \cdot n \cdot \rho_{\text{проп.}}} = 0.319 \text{ м/с}$$

Зная скорость пропилена, рассчитываем площадь проходного сечения трубок одного хода по формуле 1.4[5]:

$$f_1 := \frac{G_2}{\rho_{\text{проп.}} \cdot \omega_{\text{тр}}} = 0.021 \text{ м}^2$$

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

$$n_1 := \frac{4 \cdot f_1}{\pi \cdot d^2} = 62$$

Расчетный диаметр трубки:

т.к. $\alpha_1 \gg \alpha_2$ то: $d_p = d = 0.021 \text{ м}$

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

$$L_p := \frac{F_{\text{действ}}}{\pi \cdot d_p \cdot n_1} = 2.644 \text{ м}$$

Число ходов трубного пространства:

Принимаем рабочую длину трубки $L = 3 \text{ м}$, тогда число ходов:

$$z_1 := \frac{L_p}{L} = 0.881$$

Принимаем число ходов $z = 1$

Тогда общее число трубок равно:

$$n := z \cdot n_1 = 62$$

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].

		формуле 1.8[5].			ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							
Выполнил		Булатов А.А.			Конструктивный расчет теплообменника	Лит.		Лист	Листов		
Провер.		Семакина О.К.						23	3		
						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51					
Н. Контр.											
Утверд.											

$$a := \sqrt{\frac{2 \cdot n}{3 \cdot \sqrt{3}}} = 4.885$$

Для удобного расположения трубок в трубной решетке принимаем $a = 5$.

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

$$b := 2 \cdot a - 1 = 9$$

Шаг между трубами находится по формуле 1.2[5]:

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

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

$$D := t \cdot (b - 1) + d_H \cdot 10^3 = 281 \text{ мм}$$

Согласно ГОСТ 9617-76 принимаем наружный диаметр теплообменника $D=325$ мм.

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

наружный диаметр	$D_{\text{нар}} = 325 \text{ мм}$
число труб	$N_{\text{труб}} = 62$
число труб на 1 ход	$n = 62$
поверхность теплообмена	$F = 14.5 \text{ м}^2$
длина труб	$L = 3000 \text{ мм}$
число ходов	$z = 1$
проходное сечение труб	$S_T = 0.021 \text{ м}^2$
число рядов труб по вертикали	$n_p = 9$
расстояние между перегородками	$h = 180 \text{ мм}$
исполнение (материал) М25	Кожух – 16ГС крышки – 12Х18Н10Т

Теплообменные трубы – 12Х18Н10Т

Трубные решетки - 12Х18Н10Т

Тогда запас поверхности составляет:

$$\Delta := \frac{F - F_{\text{действ}}}{F} \cdot 100 = 25.41 \%$$

Полученный запас поверхности теплообмена достаточен.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

3.2 Расчет штуцеров и подбор фланцев

Внутренний диаметр штуцеров для подвода и отвода пропилена:

Согласно рекомендациям [2, с.35] примем скорость пропилен в штуцерах $\omega_2 = 0.9$ м/с, тогда внутренний диаметр штуцера рассчитывается по формуле 7.2 [2]:

$$d_1 := \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \omega_2 \cdot \rho_{\text{проп.}}}} = 0.098 \text{ м}$$

Принимаем $d_1 = 100$ мм и по таблице 21.9 [6] выбираем фланец (табл. 3.1):

Таблица 3.1 – Размеры фланца для подвода и отвода пропилен

D _y	d _н	D _ф	D _б	D ₁	Болты		Тип фланцев - 1	
					d _б	z	ГОСТ 1255-67	
мм							8	h, мм
100	108	230	190	162	M20	25		5,92

Диаметр штуцера для входа пара:

Согласно рекомендациям [2, с.35] примем скорость пара в штуцере $\omega_1 = 7$ м/с, тогда внутренний диаметр штуцера рассчитывается по формуле:

$$d_2 := \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \omega_1 \cdot \rho_{\text{гр.п}}}} = 0.101 \text{ м}$$

Принимаем $d_2 = 100$ мм и по таблице 21.9 [6] выбираем фланец (табл. 3.2):

Таблица 3.2 – Размеры фланца для входа пара

D _y	d _н	D _ф	D _б	D ₁	Болты		Тип фланцев - 1	
					d _б	z	ГОСТ 1255-67	
мм							4	h, мм
100	108	205	170	148	M16	15		2,14

Диаметр штуцера для выхода конденсата водяного пара:

Согласно рекомендациям [2, с.35] примем скорость конденсата в штуцере $\omega_3 = 0.2$ м/с, тогда внутренний диаметр штуцера рассчитывается по формуле:

$$d_3 := \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \omega_3 \cdot \rho_{\text{конд}}}} = 0.032 \text{ м}$$

Принимаем $d_2 = 50$ мм и по таблице 21.9 [6] выбираем фланец (табл. 3.3):

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ				Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					25

Таблица 3.3 – Размеры фланца для выхода конденсата пара

D _y	d _н	D _ф	D _б	D ₁	Болты		Тип фланцев - 1	
					d _б	z	ГОСТ 1255-67	
мм							4	h, мм
50	57	140	110	90	M12	13 1,33		

4 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 4.1.

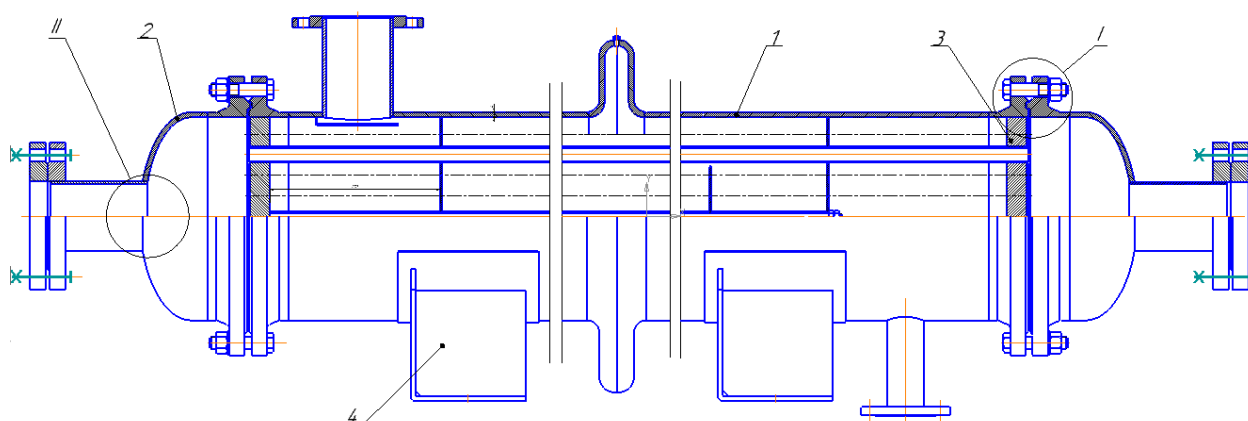


Рисунок 4.1 – Расчетная схема кожухотрубчатого теплообменника для подогрева пропилена

В таблице 4.1 приведены номера позиций и названия основных элементов кожухотрубчатого теплообменника.

Таблица 4.1 – 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	-

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Выполнил	Булатов А.А.				Механический расчет	Лит.	Лист
Провер.	Семакина О.К.						Листов
							27
							37
Н. Контр.					ТПУ ИШНПТ		
Утверд.					НОЦ Н.М. Кижнера		
					группа 4K51		

4.1 Расчетные параметры

Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.2:

Таблица 4.2 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Наружный диаметр обечайки	$D = 325 \text{ мм}$
Длина обечайки	$L = 3000 \text{ мм}$
Скорость коррозии	$P = 0.15 \text{ мм/год}$
Срок эксплуатации	$\tau = 10 \text{ лет}$
Рабочая температура теплоносителя в межтрубном пространстве	$t_{\text{раб1}} = 152 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Рабочая температура теплоносителя в трубном пространстве	$t_{\text{раб2}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Рабочее давление в межтрубном пространстве:	$P_1 = 0.45 \text{ МПа}$
Рабочее давление в трубном пространстве:	$P_2 = 2 \text{ МПа}$

Теплообменник выполнен в исполнении М25, материалы основных узлов и деталей указаны в таблице 4.3:

Таблица 4.3 – Исполнение теплообменника по материалу

Исполнение по материалу	Кожух	Крышка	Теплообменная труба	Трубная решетка
М25	16ГС	12X18H10T	12X18H10T	12X18H10T

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

$$\sigma_{T20} := 196 \text{ МПа}$$

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

$$t := \begin{pmatrix} 150 \\ 200 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 171 \\ 165 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{152} := \text{Floor}(\text{interp}(t, \sigma, t_{\text{раб1}}), 0.5)$$

$$\sigma_{152} := 171 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала 12X18H10T при температуре 20 градусов определяем по таблице А.3[7]:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$\sigma_{X20} := 184 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала 12Х18Н10Т при рабочей температуре холодного теплоносителя определяем методом интерполяции по данным из таблицы А.3[7]:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 184 \\ 174 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{40} := \text{Floor}(\text{interp}(t, \sigma, t_{pa62}), 0.5)$$

$$\sigma_{40} = 181.5 \text{ МПа}$$

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 12Х18Н10Т при $t=20^\circ\text{C}$ определяем из таблицы Б.7 [7]:

$$R_{eX} := 276 \text{ МПа}$$

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

$$n_T := 1.1$$

Коэффициент прочности сварных швов для бесшовных элементов согласно [7, с. 7] принимаем:

$$\varphi := 1$$

Давление в межтрубном пространстве:

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

$$P_{pac1} := P_1 = 0.45 \text{ МПа}$$

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

$$P_{и1} := 1.25 \cdot P_{pac1} \cdot \frac{\sigma_{\Gamma 20}}{\sigma_{152}} = 0.645 \text{ МПа}$$

Давление в трубном пространстве:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

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

$$P_{\text{рас2}} := P_2 = 2 \text{ МПа}$$

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

$$P_{\text{и2}} := 1.25 \cdot P_{\text{рас2}} \cdot \frac{\sigma_{X20}}{\sigma_{40}} = 2.534 \text{ МПа}$$

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]:

$$\sigma_{\text{и2}} := \text{Floor} \left(\frac{R_{eX}}{1.1}, 0.5 \right) = 250.5 \text{ МПа}$$

4.2 Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки

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

На рис. 4.2 представлена расчетная схема цилиндрической обечайки, позиция 1 на рис. 4.1.

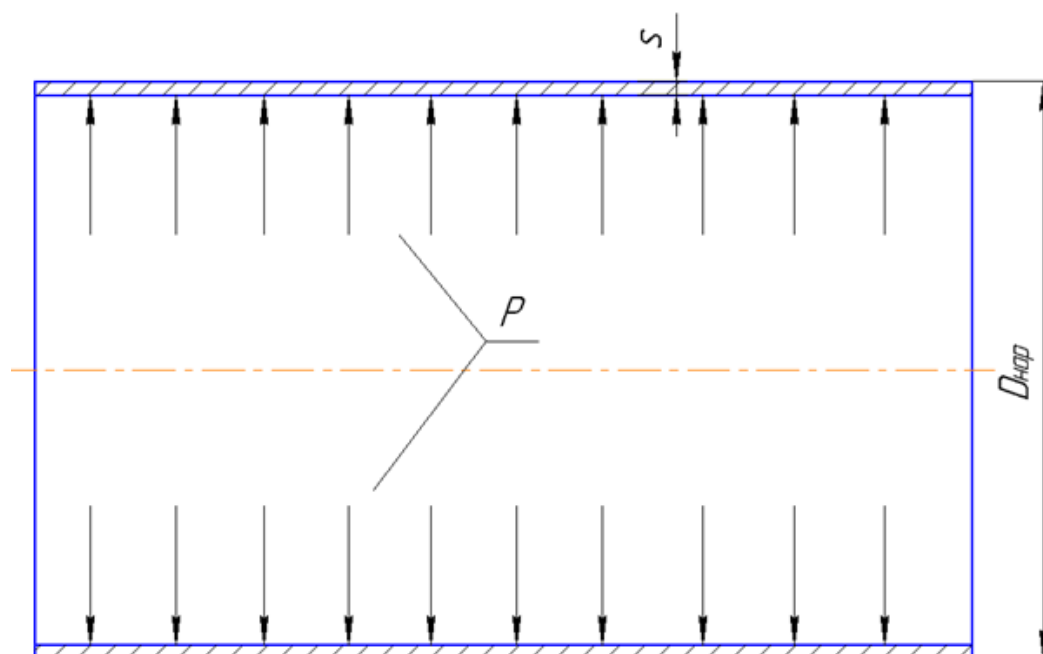


Рисунок 4.2 - Расчетная схема цилиндрической обечайки

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

$$s_p := \max \left(\frac{P_{рас1} \cdot D}{2 \cdot \sigma_{152} \cdot \varphi - P_{рас1}}, \frac{P_{и1} \cdot D}{2 \cdot \sigma_{и1} \cdot \varphi - P_{и1}} \right) = 0.428 \text{ мм}$$

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

$$c := c_1 + c_2 + c_3$$

где c_1 - поправка на коррозию;

c_2 - поправка на минусовое отклонение;

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

Для компенсации коррозии обечайки:

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

В соответствии с таблицей 4 [10] примем:

$$c_2 := 0.8 \text{ мм}$$

Поскольку в ходе технологических операций изготовления цилиндрической обечайки не происходит утонения стенки, в соответствии с рекомендацией [7, с.8] примем:

$$c_3 := 0$$

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 2.3 \text{ мм}$$

Тогда, с учетом прибавки, исполнительная толщина стенки равна:

$$s_{и} := \text{ceil}(s_p + c) = 3 \text{ мм}$$

Согласно рекомендациям таблицы 1 [11] минимальная толщина стенок цилиндрической обечайки при наружном диаметре обечайки, равном 325 мм, равна 5 мм. В связи с этим принимаем исполнительную толщину стенки цилиндрической обечайки:

$$s_{нн} := 5 \text{ мм}$$

Но согласно таблице 1 [12], при наружном диаметре трубы, равном 325 мм, минимальная толщина стенки составляет 8 мм, поэтому принимаем:

$$s_{нн} := 8 \text{ мм}$$

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

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

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:

$$P_{\text{д1}} := \frac{2 \cdot \sigma_{152} \cdot \varphi \cdot (s_{\text{и}} - c)}{D + (s_{\text{и}} - c)} = 5.895 \text{ МПа}$$

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

Усл3 := "условие прочности выполняется"

Усл4 := "условие прочности НЕ выполняется"

$$\text{Пров}_2 := \begin{cases} \text{Усл3} & \text{if } P_{\text{и1}} \leq P_{\text{д1}} \\ \text{Усл4} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Пров₂ = "условие прочности выполняется"

Условия выполняются, следовательно, принимаем толщину стенки цилиндрической обечайки 8 мм. Обечайка будет изготавливаться из горячекатаной бесшовной трубы.

Тогда внутренний диаметр обечайки равен:

$$D_{\text{вн}} := D - 2s_{\text{и}} = 309$$

4.3 Расчет толщины стенки эллиптического днища

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

На рисунке 4.3 представлена расчетная схема эллиптического днища, позиция 2 на рисунке 4.1.

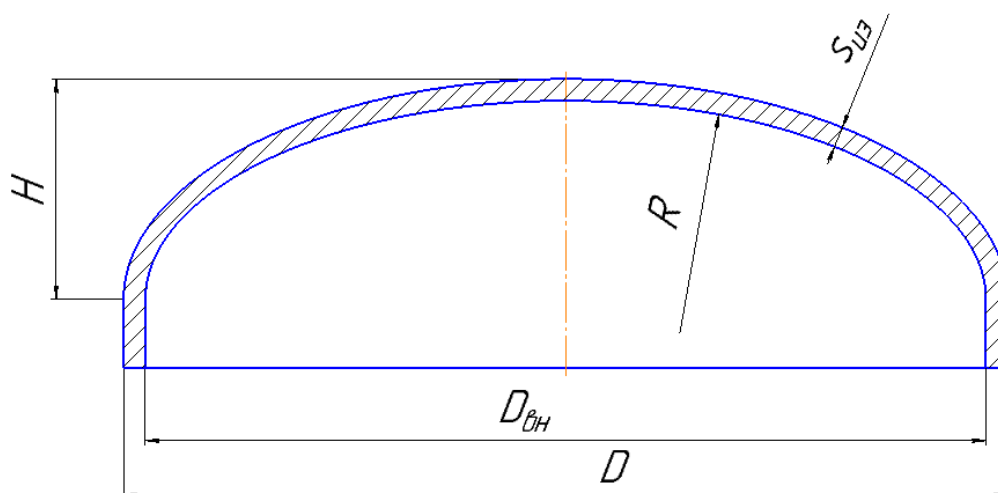


Рисунок 4.3 – Расчетная схема эллиптического днища

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

$$H := 0.25 \cdot D_{\text{вн}} = 77.25 \text{ мм}$$

Радиус кривизны в вершине днища по внутренней поверхности:

$$R := D_{\text{вн}} = 309 \text{ мм}$$

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

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

$$\varphi = 1$$

Скорость коррозии (12X18H10T), мм/год $\Pi := 0.1$

Срок эксплуатации, лет $\tau := 10$

$$c_1 := \Pi \cdot \tau = 1 \text{ мм}$$

$$c_2 = 0.8 \text{ мм}$$

$$c_3 = 0 \text{ мм}$$

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 1.8 \text{ мм}$$

$$s_p := \max \left(\frac{P_{\text{рас2}} \cdot R}{2 \cdot \sigma_{40} \cdot \varphi - 0.5 P_{\text{рас2}}}, \frac{P_{\text{и2}} \cdot R}{2 \cdot \sigma_{\text{и2}} \cdot \varphi - 0.5 P_{\text{и2}}} \right) = 1.707 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки эллиптического днища:

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

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

$$s_{\text{дн}} := s_{\text{н}} = 8 \text{ мм}$$

Согласно [21] принимаем днище стальное эллиптическое отбортованное с размерами (табл. 4.4):

Таблица 4.4 – Размеры эллиптического днища

$D_{\text{н}}$, мм	h_1 , мм	$h_{\text{н}}$, мм	s , мм	F , м ²	V , дм ³
325	25	81	8	0,13	5,52

Допускаемое внутреннее избыточное давление рассчитаем по формуле 3[9]:

$$P_{\text{д2}} := \frac{2 \cdot \sigma_{40} \cdot \varphi \cdot (s_{\text{иэ}} - c)}{R + 0.5(s_{\text{иэ}} - c)} = 7.211 \text{ МПа}$$

Проверка на условие применимости формул

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

$U_{\text{sl}} = \text{"Условие применения формул выполняется"}$

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

$U_{\text{sl}} = \text{"Условие применения формул выполняется"}$

Проверка на условие прочности:

$$U_{\text{sl}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{\text{и2}} \leq P_{\text{д2}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$U_{\text{sl}} = \text{"Условие прочности выполняется"}$

Условия выполняются, следовательно, окончательно принимаем толщину стенки эллиптического днища 8 мм. Днище будет изготавливаться штамповкой.

4.4 Расчет температурных деформаций

Расчет проводится по методике, изложенной в [5,1.5.2.1]. Расчетные параметры приведены в таблице 4.5:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Таблица 4.5 – Расчетные параметры

Часть аппарата	Трубы	Корпус
Материал	12X18H10T	16ГС
Средняя температура, °C	26,25	152
Температурный коэффициент линейного расширения, 1/°C	$17 \cdot 10^{-6}$	$12,6 \cdot 10^{-6}$
Допускаемое напряжение материала при средней температуре, МПа	176	154
Модуль упругости материала, МПа	$2,15 \cdot 10^5$	$1,86 \cdot 10^5$
Наружный диаметр, м	0,025	0,325
Внутренний диаметр, м	0,021	0,309

Поперечное сечение труб и корпуса:

$$F_T := \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2) \cdot n = 0.00896 \text{ м}^2$$

$$F_K := \frac{\pi}{4} \cdot (D_H^2 - D_{BH}^2) = 0.00797 \text{ м}^2$$

Температурные усилия:

$$Q_t := \frac{(|\alpha_T \cdot t_T - \alpha_K \cdot t_K|) \cdot E_T \cdot F_T \cdot E_K \cdot F_K}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K} = 1.23 \text{ МН}$$

Температурные напряжения:

$$\sigma_T := \frac{Q_t}{F_T} = 137.318 \text{ МПа}$$

$$\sigma_K := \frac{Q_t}{F_K} = 154.429 \text{ МПа}$$

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 не выполняется, ТН не подходит"

Из условия прочности следует, что напряжения в корпусе превышают допустимые. Это говорит о том, что использовать теплообменник с неподвижными трубными решетками нельзя, поэтому будем использовать теплообменник с компенсатором на корпусе.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

Согласно таблице 26.1[6] наружный диаметр линзы компенсатора для теплообменника с наружным диаметром 325 мм составляет: $D_k = 550$ мм.

4.5 Расчет толщины трубных решеток

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

На рисунке 4.4 представлена расчетная схема эллиптического днища, позиция 3 на рисунке 4.1.

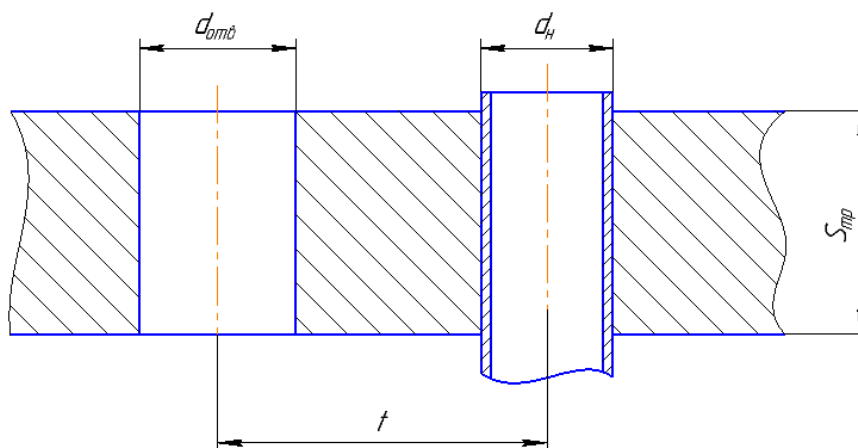


Рисунок 4.4 – Расчетная схема трубной решетки

Коэффициент прочности решетки:

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

$$\varphi_p = \frac{t - d_{отв}}{t}$$

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.

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

$$S_{тр1} := \text{ceil} \left(\frac{f_M}{t - d_{отв}} + c \right) = 22 \text{ мм}$$

Суммарная нагрузка на площадь трубной решетки:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$$D_K = 550 \text{ мм}$$

$$D_{BH} := 309 \text{ мм}$$

$$Q_p := P_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{BH}^2 + P_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_K^2 - D_{BH}^2) + Q_t = 2.231 \times 10^5 \text{ МН}$$

Толщина трубной решетки как плоской заземленной плиты:

Допускаемое напряжение для стали 12Х18Н10Т, из которой изготовлена трубная решетка: $\sigma_{дт} = 176 \text{ МПа}$.

$$S_{тр2} := \frac{D_{BH}}{4.7} \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_{дт} \cdot \varphi_p}} = 19.267 \text{ мм}$$

Принимаем толщину трубной решетки:

$$S_{тр} := \text{ceil}(\max(S_{тр1}, S_{тр2})) = 22 \text{ мм}$$

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

4.6 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 приварные встык с уплотнительной поверхностью типа шип-паз со следующими основными геометрическими размерами, приведенными в таблице 4.6:

Таблица 4.6 – Размеры фланцев

P_y , МПа	D_y , МПа	D , мм	D_1 , мм	D_2 , мм	D_3 , мм	D_4 , мм	D_5 , мм	D_6 , мм	n , шт
2,5	300	435	395	365	336	356	335	357	12

Согласно требованиям [6, табл. 20.1] для обтюрации фланцевого соединения выбираем плоские паронитовые прокладки (рис. 4.5). Основные размеры прокладок были приняты согласно таблице 4 [22]: $D = 363$ мм, $D_1 = 343$ мм, $s = 2$ мм.

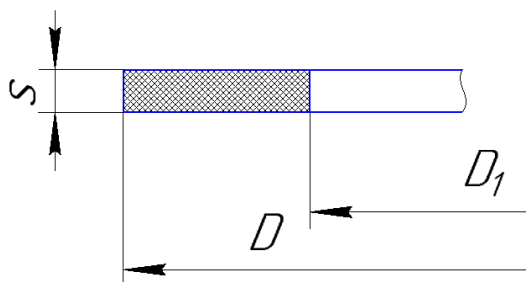


Рисунок 4.5 – Паронитовая прокладка

4.7 Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений

Расчетная схема фланцевого соединения представлена на рисунке 4.6.

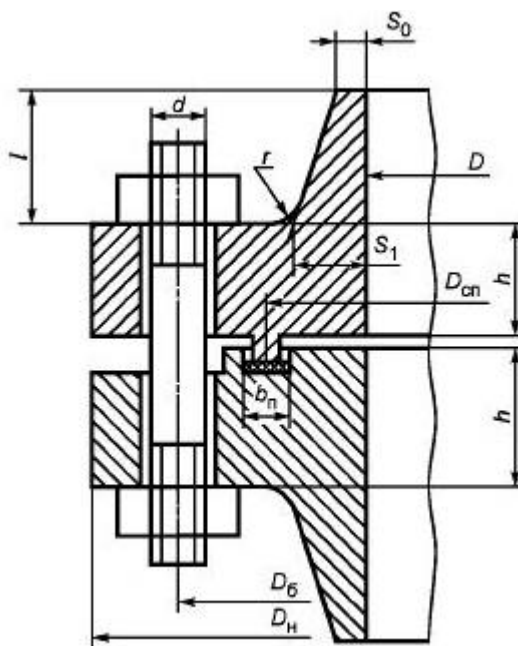


Рисунок 4.6 – Расчетная схема фланцевого соединения

Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.7:

Таблица 4.7 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Внутренний диаметр распределительной камеры, мм	$D = 309$
Пробное давление гидроиспытания в аппарате, МПа	$P = 2.5$
Число болтов	$n = 12$
Прибавка на коррозию, мм	$c_0 = 1.5$
Максимальная температура среды, °C	$t = 152$
Диаметр болтовой окружности, мм	$D_6 = 395$
Наружный диаметр прокладки, мм	$D_{\text{пп}} = 363$
Наружный диаметр фланца, мм	$D_{\text{н}} = 435$
Ширина прокладки, мм	$b_{\text{п}} = 10$
Высота прокладки, мм	$h_{\text{п}} = 2$
Толщина тарелки фланца, мм	$h = 22$
Толщина обечайки, мм	$s = 8$
Толщина втулки приварного встык фланца в месте приварки к обечайке, мм	$S_0 = 8$
Толщина втулки приварного встык фланца в месте присоединения к тарелке, мм	$S_1 = 17$
Длина конической втулки приварного встык фланца, мм	$l = 34$

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 допускаемому значению.

Согласно рекомендациям по табл.21.14 [2] примем:

Материал обечаек и фланцев - сталь 16ГС

Материал шпилек - сталь 25Х1МФ

Материал прокладки - паронит ПОН.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

Определение основных расчетных значений

Определение расчетных температур:

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

$$t_{\Phi} := 0.96 \cdot t = 145.92 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

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

$$t_{\text{Г}} := 0.85 \cdot t = 129.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

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

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

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

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

Допускаемое напряжение для шпилек при $t = 20^{\circ}\text{C}$ определяем по таблице Г.1 [14]:
 $\sigma_{20\text{Г}} = 238 \text{ МПа}$.

Модуль упругости для болтов при температуре равной 20°C определяем по таблице Ж.1 [14]: $E_{20\text{Г}} = 2.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Коэффициент линейного расширения стали 25Х1МФ при $t = 20\text{-}100^{\circ}\text{C}$ определяем по таблице Ж.2 [14]: $\alpha_{\text{Г}} = 12.7 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$.

Допускаемые напряжения для фланцев и обечайки из стали 16ГС определяем по таблице А3[2]: $\sigma = 171 \text{ МПа}$.

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

$$\sigma_{\text{д.Ф}} := \eta \cdot \sigma = 171 \text{ МПа}$$

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]:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

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

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

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

Коэффициент условий работы примем по рекомендациям [14]:

- для рабочих условий $K_{y.p.p} = 1$;
- для условий испытания $K_{y.p.и} = 1.35$.

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

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

Допускаемые напряжения для болтов из стали 40 при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания рассчитывают по формулам Г3 и Г4 [14] и равны соответственно:

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

$$\sigma_{дбр} := \xi \cdot K_{y.p.и} \cdot K_{y.з} \cdot K_{y.т} \cdot \sigma_{206} = 501.228 \text{ МПа}$$

Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения

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

$$b_0 := 3.8 \cdot \sqrt{b_{\Pi}} = 12.017 \text{ мм}$$

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

$$D_{сп} := D_{нп} - b_0 = 350.983 \text{ мм}$$

Характеристики прокладки определяем по таблице И.1 [14] (табл. 4.8):

Таблица 4.8 – 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_{Π})
2.5	20	130	0.9	$0.02 \cdot 10^5$

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

$$P_{обж} := 0.5 \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обж} = 1.325 \times 10^5 \text{ Н}$$

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

$$R_{п} := \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot m \cdot P = 8.281 \times 10^4 \text{ Н}$$

Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

Площадь поперечного сечений болтов для М20 определим по таблице Д.1 [14]:
 $f_6 = 225 \text{ мм}^2$.

Наружный диаметр болта равен $d = 20 \text{ мм}$.

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

$$A_6 := n \cdot f_6 = 2.7 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

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

$$Q_d := \frac{\pi}{4} \cdot D_{сп}^2 \cdot P = 2.419 \times 10^5 \text{ Н}$$

Податливость прокладки и болтов

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

$$y_{п} := \frac{h_{п} \cdot K_{обж}}{E_{п} \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 8.162 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}$$

Расстояние между опорными поверхностями гайки и болта принимаем равным
 $L_{60} = 47 \text{ мм}$.

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

$$L_6 := L_{60} + 0.56 \cdot d = 59.32 \text{ мм}$$

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

$$y_6 := \frac{L_6}{E_{206} \cdot A_6} = 1.022 \times 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

Расчетные параметры и угловая податливость фланцев

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

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} = 49.719 \text{ мм}$$

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

$$K := \frac{D_H}{D} = 1.408$$

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

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.749$$

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 6.426$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 5.898$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 3.037$$

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

$$\beta_F := 0.57 \quad \beta_V := 0.2 \quad f := 1.6$$

$$\beta := \frac{S_1}{S_0} = 2.125 \quad x := \frac{1}{\sqrt{D \cdot S_0}} = 0.684$$

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

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 0.82$$

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

$$y_\Phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 3.505 \times 10^{-10} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{мм}}$$

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

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$C_F := \max \left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_6}{n}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5}}} \right) = 1.084$$

Приведенный диаметр приварного встык фланца рассчитывается по формуле К.19 [14]: при $D \leq 20S_1$ и $f > 1$ равен $D_{пр} = D$.

Плечи действия сил и коэффициенты жесткости

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

$$b := 0.5(D_6 - D_{сп}) = 22.008 \text{ мм}$$

По формуле Е.6 [14] определяется коэффициент ζ :

$$\zeta := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.525$$

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

$$S_э := \zeta \cdot S_0 = 12.201 \text{ мм}$$

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

$$e := 0.5 \cdot (D_{сп} - D - S_э) = 14.891 \text{ мм}$$

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

$$\gamma := \frac{1}{y_{п} + y_6 \cdot \frac{E_{206}}{E_6} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{ф} \cdot \frac{E_{20}}{E}} = 1.821 \times 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

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

$$\alpha := 1 - \frac{y_{п} - 2 \cdot e \cdot y_{ф} \cdot b}{y_{п} + y_6 + 2 \cdot b^2 \cdot y_{ф}} = 1.283$$

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

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

$$Q_t := \gamma \cdot [2\alpha_{\Phi} \cdot h \cdot (t_{\Phi} - 20) - 2\alpha_{\text{Б}} \cdot h \cdot (t_{\text{Б}} - 20)] = 1.601 \times 10^4 \text{ Н}$$

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

$$P_{\text{Б1}} := \max \left[\begin{array}{l} \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} \\ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} - Q_t \end{array} \right] = 3.932 \times 10^5 \text{ Н}$$

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

$$P_{\text{Б2}} := \max [(P_{\text{обж}}), 0.4 \cdot A_{\text{Б}} \cdot \sigma_{206}] = 2.57 \times 10^5 \text{ Н}$$

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

$$P_{\text{Бм}} := \max (P_{\text{Б1}}, P_{\text{Б2}}) = 3.932 \times 10^5 \text{ Н}$$

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

$$P_{\text{Бр}} := P_{\text{Бм}} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t = 3.407 \times 10^5 \text{ Н}$$

Проверка прочности болтов и прокладки

Расчетные напряжения в болтах определяются:

- при затяжке по формуле 19 [14]:

$$\sigma_{\text{Б1}} := \frac{P_{\text{Бм}}}{A_{\text{Б}}} = 145.613 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях по формуле 20 [14]:

$$\sigma_{\text{Б2}} := \frac{P_{\text{Бр}}}{A_{\text{Б}}} = 126.185 \text{ МПа}$$

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

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{61} > \sigma_{д6м} \\ \text{"Условия в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{62} > \sigma_{д6р} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Удельное давление на прокладку определяется по [14]:

$$q := \frac{\max(P_{6м}, P_{6р})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 35.656 \text{ МПа}$$

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

Проверка условия прочности прокладки:

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

Usl_2 = "Условие прочности прокладки выполняется"

Расчет фланцев на статическую прочность

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

$$M_M := C_F \cdot P_{6м} \cdot b = 9.38 \times 10^6 \text{ Н*мм}$$

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

$$M_P := C_F \cdot \max[P_{6р} \cdot b + (Q_d) \cdot e, |Q_d| \cdot e] = 1.203 \times 10^7 \text{ Н*мм}$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке

Меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца определяется по формулам 28, 29 [14]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_{1м} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_1 - c_o)^2 \cdot D_{пр}} = 150.2 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 :

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$$\sigma_{0M} := \sigma_{1M} \cdot f = 240.32 \text{ МПа}$$

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

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 102.145 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} = 59.678 \text{ МПа}$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

Меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 рассчитываются по формуле 34 [14]:

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S_1 - c_o)^2 \cdot D_{пр}} = 192.685 \text{ МПа}$$

Меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 рассчитываются по формуле 35 [14]:

$$\sigma_{0p} := \sigma_{1p} \cdot f = 308.296 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца рассчитываются по формулам 37,38 [14]:

- в сечении S_1 :

$$\sigma_{P1MM} := \max \left[\frac{Q_d + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_1) \cdot (S_1 - c_o)}, \frac{Q_d + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_1) \cdot (S_1 - c_o)} \right] = 15.237 \text{ МПа}$$

- в сечении S_0 :

$$\sigma_{P0MM} := \max \left[\frac{Q_d + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_o)}, \frac{Q_d + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_o)} \right] = 37.366 \text{ МПа}$$

Окружные мембранные напряжения от действия давления во втулке приварного встык фланца в сечении S_0 вычисляют по формуле 39 [14]:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

$$\sigma_{Ромо} := \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S_0 - c_o)} = 59.423 \text{ МПа}$$

Определим напряжения в тарелке приварного встык фланца в рабочих условиях:

- радиальное напряжение по формуле 40 [14]:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 131.037 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение по формуле 41 [14]:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = 76.558 \text{ МПа}$$

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].

$$\sigma_{д.м} := 1.5 \cdot \sigma = 256.5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{д.R} := 3 \cdot \sigma = 513 \text{ МПа}$$

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 условия статической прочности вычисляют по формулам 43, 44 [14]:

- в рабочих условиях:

$$\sigma_{Pmax} := \max \left(\left(\begin{array}{c} |\sigma_{1p} - \sigma_{P1mm} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{1p} - \sigma_{P1mm} + \sigma_{Tp}| \\ |\sigma_{1p} + \sigma_{P1mm}| \end{array} \right) \right)$$

- при затяжке:

$$\sigma_{3max} := \max \left(|\sigma_{1m} + \sigma_{Rm}|, |\sigma_{1m} + \sigma_{Tm}| \right)$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях в сечении S_0 :

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

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

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Проверка условий прочности при затяжке в сечении S_0 :

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

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 условия статической прочности вычисляют по формулам 45, 46 [14]:

- в рабочих условиях:

$$\begin{aligned} Q &:= |\sigma_{0p} - \sigma_{P0MM}| \\ W &:= |\sigma_{0p} + \sigma_{P0MM}| \\ e &:= |0.3 \cdot \sigma_{0p} - \sigma_{POMO}| \\ R &:= |0.3 \cdot \sigma_{0p} + \sigma_{POMO}| \\ T &:= |0.7 \cdot \sigma_{0p} - (\sigma_{P0MM} - \sigma_{POMO})| \\ Y &:= |0.7 \cdot \sigma_{0p} + (\sigma_{P0MM} - \sigma_{POMO})| \\ \sigma_{Pmax} &:= \max(Q, W, e, R, T, Y) = 345.662 \end{aligned}$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях в сечении S_1 :

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

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Проверка условий прочности при затяжке в сечении S_1 :

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{0м} \leq 1.3 \cdot \sigma_{д.Р} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "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 :

$$U_{sl_1} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{P_{0MO}}|, |\sigma_{P_{0MM}}|) \leq \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$U_{sl_1} = \text{"Условия прочности выполняются"}$

Для тарелок приварных встык фланцев должны выполняться следующие условия:

- при затяжке по формуле 54 [14]:

Проверка условий для тарелок приварных встык фланцев при затяжке:

$$U_{sl_1} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{RM}|, |\sigma_{TM}|) \leq K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$U_{sl_1} = \text{"Условия прочности выполняются"}$

- в рабочих условиях по формуле 55 [14]:

Проверка условий для тарелок приварных встык фланцев в рабочих условиях:

$$U_{sl_1} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{Rp}|, |\sigma_{Tp}|) \leq K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$U_{sl_1} = \text{"Условия прочности выполняются"}$

Проверка углов поворота фланцев

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

$$\Theta := M_p \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{20}}{E} = 4.513 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

Допустимый угол поворота приварного встык фланца определяем по [14] и равен $\Theta_d = 0.006$ рад.

Проверка условия поворота фланца:

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

$U_{sl_P} = \text{"Условие поворота фланца выполняется"}$

Проверка малоциклового прочностного 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 $\sigma_{б1} \leq \sigma_{дбм}$ ($145.6 \leq 371.3$) МПа;
- в рабочих условиях $\sigma_{б2} \leq \sigma_{дбр}$ ($126.2 \leq 501.2$) МПа;

Статическая прочность соединения:

- при затяжке $\sigma_{зmax} \leq K_T \cdot \sigma_{д.м}$ ($252.3 \leq 333.5$) МПа;
- в рабочих условиях $\sigma_{рmax} \leq K_T \cdot \sigma_{д.м}$ ($308.5 \leq 333.5$) МПа;

Прочность прокладки $q \leq q_d$ ($35.7 \leq 130$) МПа;

Соответствия угла поворота фланца допускаемому значению:

- условия гидроиспытаний $\Theta \leq 1.3 \cdot \Theta_d$ ($0.0045 \leq 0.008$) рад;
- рабочие условия $\Theta \leq \Theta_d$ ($0.0045 \leq 0.006$) рад.

4.8 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 подвода пропилена с условным диаметром 100 мм. Расчет укрепления производится по принципу компенсации изъятого отверстием металла.

На рисунке 4.7 представлена расчетная схема укрепления отверстия, позиция II на рисунке 4.1.

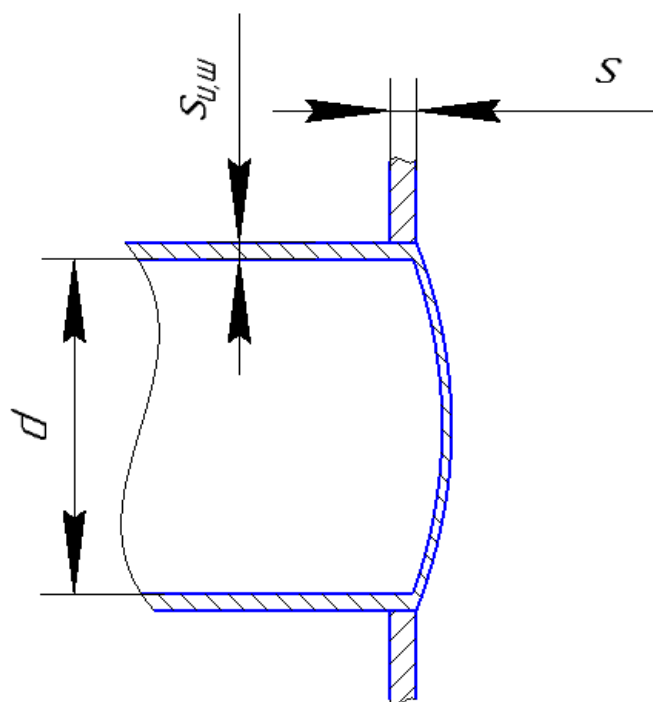


Рисунок 4.7 – Расчетная схема укрепления отверстия

Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.9:

Таблица 4.9 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Внутренний диаметр аппарата, мм	$D = 309$
Марка стали 12X18H10T	
Внутреннее расчетное давление, МПа	$P = 2.5$
Исполнительная толщина стенки обечайки, мм	$s = 8$
Прибавка к расчетной толщине стенки, мм	$c = 1.5$
Допускаемое напряжение при температуре 152°C, МПа	$\sigma_d = 168$
Коэффициент прочности сварных швов	$\varphi = 1$
Внутренний диаметр штуцера, мм	$d = 100$

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 отверстие подлежит укреплению в целях компенсации возникающих напряжений в зоне отверстия.

Расчетный диаметр отверстия вычисляется по формуле 12 [23]:

$$d_p := d + 2 \cdot c = 103 \text{ мм}$$

Проверка условий применения формул для расчета укрепления отверстий:

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

Usl_1 = "Условия применения формул выполняются"

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

$$s_{p.ш} := \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_d - P} = 0.772 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки штуцера равна:

$$s_{и.ш} := s_{p.ш} + c = 2.272 \text{ мм}$$

Исполнительную толщину стенки штуцера принимаем равной $s_{и.ш} = 4 \text{ мм}$ по [12].

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

$$d_0 := 2 \cdot \left(\frac{s - c}{s_p} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)} = 269.565 \text{ мм}$$

Проверка условий расчета укреплений отверстий:

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

Usl_2 = "НЕ требуется укрепление отверстий"

Вывод по расчету:

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

4.9 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.

Подбор опор

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

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

Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.10.

Таблица 4.10 – 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 (12Х18Н10Т), кг/м ³	$\rho_{тр} = 7900$
Наружный диаметр обечайки, м	$D_{нар} = 0.325$
Внутренний диаметр обечайки, м	$D_{вн} = 0.309$
Длина обечайки, м	$L = 3.0$
Внутренний диаметр трубки, м	$d = 0.021$
Наружный диаметр трубки, м	$d_n = 0.025$
Длина трубки, м	$l = 3.0$
Количество трубок	$N_{туб} = 62$
Толщина трубной решетки	$S_{тр} = 0.031$
Плотность воды, кг/м ³	$\rho_v = 1000$
Ускорение свободного падения, м/с ²	$g = 8.91$

- Масса обечайки:

$$m_{об} := \rho_{об} \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_{нар}^2 - D_{вн}^2) \cdot L \right] = 187.625 \text{ кг}$$

- Масса трубок:

$$m_{тр} := N_{туб} \cdot \rho_{тр} \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_n^2 - d^2) \cdot l \right] = 212.348 \text{ кг}$$

- Масса трубных решеток:

$$m_{реш} := 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{нар}^2 - d_n^2 \cdot N_{туб}) \cdot S_{тр} \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{реш} = 25.726 \text{ кг}$$

- Масса крышки и днища:

Согласно таблице 16.3 [6] масса днища 325х8-25-12Х18Н10Т равна 8,3 кг.

Тогда суммарная масса крышки и днища равна:

$$m_{\text{дн}} := 2 \cdot 8.3 = 16.6 \text{ кг}$$

- Общая масса аппарата:

$$m_{\text{апп}} := m_{\text{об}} + m_{\text{тр}} + m_{\text{дн}} + m_{\text{реш}} = 442.299 \text{ кг}$$

- Масса воды в аппарате:

$$m_{\text{вод}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{вн}}^2 \cdot L \cdot \rho_{\text{в}} = 224.972 \text{ кг}$$

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

$$m_{\text{вс}} := 0.2 \cdot m_{\text{апп}} = 88.46 \text{ кг}$$

- Общая нагрузка на опоры:

$$G := (m_{\text{апп}} + m_{\text{вс}} + m_{\text{вод}}) \cdot g = 7.557 \times 10^3 \text{ Н}$$

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

$$F := \frac{G}{2} = 3779 \text{ Н}$$

По полученным значениям по [19] принимаем опору 10-167-I ОСТ 26-2091-93.

Расчет опор

На рисунке 4.8 представлена расчетная схема седловой опоры, позиция 4 на рисунке 4.1.

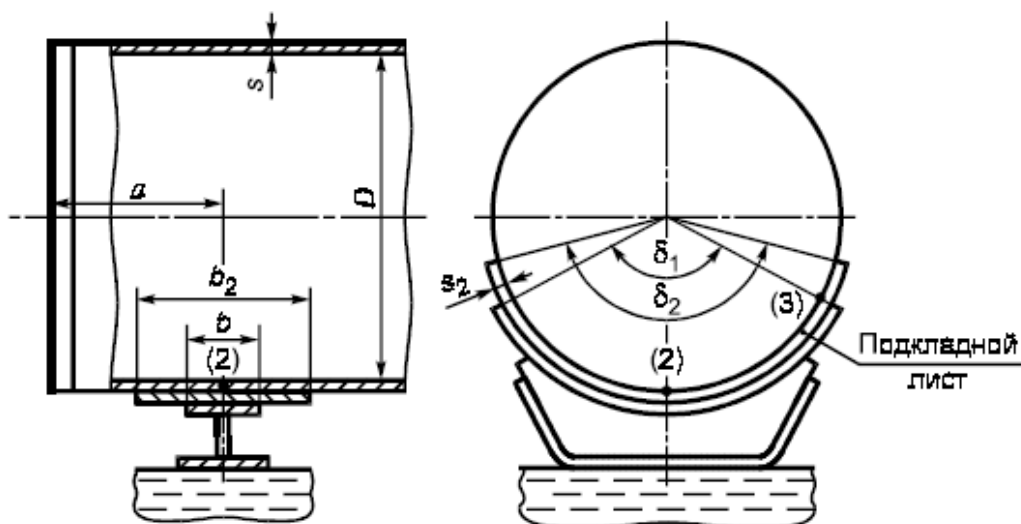


Рисунок 4.8 - Расчетная схема седловой опоры

В качестве основной расчётной схемы принимаем цилиндрический сосуд постоянного сечения, симметрично опёртый на две опоры [24]. Расчетная схема приведена на рисунке 4.9.

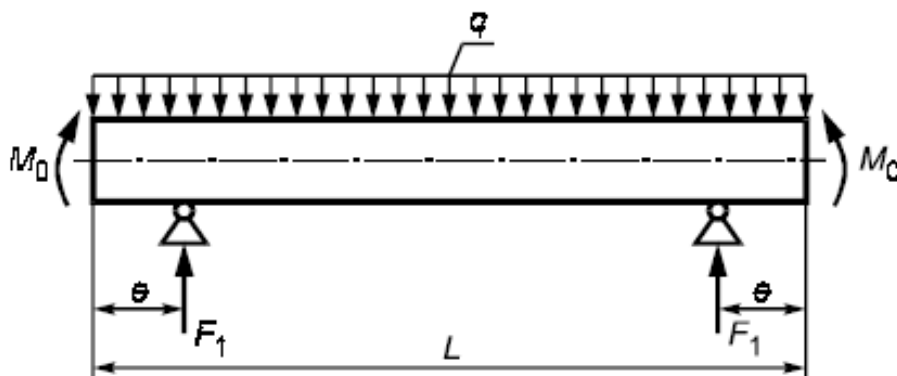


Рисунок 4.9 - Расчетная схема определения усилий

Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.11.

Таблица 4.11 – 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	$L = 3078$
Внутренний диаметр аппарата, мм	$D = 309$
Внутреннее избыточное давление, МПа	$P_n = 2.5$
Коэффициент прочности сварных швов обечайки, расположенных в области опорного узла;	$\varphi = 1$
Ширина седловой опоры, мм	$b = 120$
Исполнительная толщина подкладного листа, мм	$s_2 = 6$
Ширина подкладного листа, мм	$b_2 = 140$
Допускаемое напряжение при 20°C, МПа	$\sigma_{20} = 196$
Длина выступающей цилиндрической части сосуда, мм	$a = 235$
Длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда, мм	$e = a$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ

Лист

56

Угол охвата седловой опоры, °	$\delta_1 = 120$
Угол охвата сосуда подкладным листом, °	$\delta_2 = 140$
Вес аппарата при гидроиспытаниях, Н	$G_{\text{ап}} = 7557$
Модуль продольной упругости при 20°C, МПа	$E_{20} = 1.99 \cdot 10^5$
Сумма прибавок к расчетной толщине стенки, мм	$c = 2.3$
Толщина стенки аппарат, мм	$s = 8$

Проведем проверку применимости формул для дальнейшего расчета:

$$\begin{aligned}
 \text{Usl_2} &:= \left| \begin{array}{l} \text{"Формулы применимы"} \text{ if } 60 \cdot \text{deg} \leq \delta_1 \leq 180 \cdot \text{deg} \\ \frac{s - c}{D} \leq 0.05 \\ s_2 \geq s \\ \text{"Формулы НЕ применимы"} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\
 \text{Usl_2} &= \text{"Формулы применимы"}
 \end{aligned}$$

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

- распределенная нагрузка:

$$q := \frac{G_{\text{ап}}}{L} = 2.533 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

- изгибающий момент:

$$M_0 := q \cdot \frac{D^2}{16} = 1.511 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Опорное усилие вычисляют по формуле 30 [24]:

$$F_1 := \frac{F}{2} = 1.889 \times 10^3 \text{ Н}$$

Момент над опорой вычисляют по формуле 31 [24]:

$$M_1 := \left| \frac{q \cdot e^2}{2} - M_0 \right| = 3.554 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_2 := M_1 = 3.554 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

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

$$M_{12} := M_0 + F_1 \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} \right)^2 = -4.546 \times 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

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

$$Q_1 := \frac{L - 2 \cdot a}{L} \cdot F_1 = 1.644 \times 10^3 \text{ Н}$$

Условие проверки несущей способности обечайки в сечении между опорами:

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

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

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла

Несущая способность по рекомендации [22] проверяется в точках 2 и 3 рисунок 4.9.

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

$$\gamma_{\text{мм}} := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{s - c}{D}} = 0.249$$

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

$$\beta_1 := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s - c)}} = 2.602$$

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

$$\sigma_{\text{mx}} := \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D^2 \cdot (s - c)} = 0.083 \text{ МПа}$$

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

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

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.384$$

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{s-c}} \cdot \frac{b_2}{D} \cdot \delta_2} = 0.285$$

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

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

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

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

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

$$K_{15} := \min\left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta_2}\right) = 0.774$$

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta_2}} = 0.868$$

По таблице 1 [24] определим безразмерные коэффициенты:

$$v_{12} := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.059$$

$$v_{13} := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_2)} = -2.065$$

$$v_{212} := -\sigma_{mx} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = -4.04 \times 10^{-4}$$

$$v_{213} := 0$$

$$v_{222} := \left[\frac{P_H \cdot D}{4 \cdot (s-c)} - \sigma_{mx} \right] \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = 0.164$$

$$v_{223} := \frac{P_{II} \cdot D}{2 \cdot (s - c)} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = 0.329$$

$$K_{112} := \frac{1 - v_{212}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212}\right)^2 + (1 - v_{212}^2) \cdot v_{12}^2}} = 1.488$$

$$K_{122} := \frac{1 - v_{213}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213}\right)^2 + (1 - v_{213}^2) \cdot v_{13}^2}} = 0.412$$

$$K_{113} := \frac{1 - v_{222}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{222}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{222}\right)^2 + (1 - v_{222}^2) \cdot v_{12}^2}} = 1.491$$

$$K_{123} := \frac{1 - v_{223}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{223}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{223}\right)^2 + (1 - v_{223}^2) \cdot v_{13}^2}} = 0.546$$

Определим безразмерные коэффициенты для определения предельного напряжения изгиба:

$$K_{1.2} := \min(K_{112}, K_{122}) = 0.412$$

$$K_{1.3} := \min(K_{113}, K_{123}) = 0.546$$

Предельное напряжение изгиба для 2 и 3 точки соответственно определяется по формуле 1 [22]:

$$\sigma_2 := K_{1.2} \cdot K_2 \cdot \sigma_{20} = 84.877 \text{ МПа}$$

$$\sigma_3 := K_{1.3} \cdot K_2 \cdot \sigma_{20} = 112.323 \text{ МПа}$$

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

$$F_{d2} := \frac{0.7 \cdot \sigma_2 \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)} \cdot (s - c)}{K_{10} \cdot K_{12}} = 6.677 \times 10^4 \text{ Н}$$

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

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

$$F_{d3} := \frac{0.9 \cdot \sigma_3 \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)} \cdot (s - c)}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17}} = 2.303 \times 10^5 \text{ Н}$$

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]:

$$F_e := F_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{s - c}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 600.08 \text{ Н}$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие определяем по формуле 13 [9]:

$$F_d := \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma_{20} \cdot \varphi = 1.105 \times 10^6 \text{ Н}$$

По рисунку 7 [9] 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 $F_1 \leq \min(F_{d2}, F_{d3})$ ($0.8 \leq 3.7$) Н;

Условие устойчивости в области опорного узла $\frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d} \leq 1$ ($0.0096 \leq 1$).

5 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 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные для поверочного расчета

Внутренний диаметр аппарата, мм;	$D = 309$
Давление в трубном пространстве, МПа;	$P_T = 2.0$
Давление в межтрубном пространстве, МПа;	$P_M = 0.45$
Температура трубок, °C	$t_T = 152$
Температура кожуха, °C	$t_K = 26.5$
Толщина стенки аппарата, мм;	$s_1 = 8$
Толщина стенки эллиптического днища, мм;	$s_2 = 8$
Наружный диаметр трубки, мм;	$d_T = 25$
Толщина стенки трубки, мм;	$s_T = 25$
Толщина трубной решетки, мм;	$s_p = 31$
Количество трубок, штук;	$N_{\text{труб}} = 62$
Длина трубок, мм;	$L = 3000$
Шаг между трубками в трубной решетке, мм;	$t_p = 32$
Наружный диаметр компенсатора, мм;	$D_{\text{ком}} = 550$
Внутренний диаметр компенсатора, мм;	$d_{\text{ком}} = 542$
Диаметр аппаратного фланца, мм;	$D_H = 435$
Наружный диаметр прокладки, мм;	$D_{\Pi} = 363$
Внутренний диаметр прокладки, мм;	$d_{\Pi} = 343$
Высота прокладки, мм;	$h_{\Pi} = 2$
Толщина тарелки фланца, мм;	$h_1 = 22$

					<i>ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ</i>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Выполнил	Булатов А.А.				<i>Поверочный расчет</i>	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Семакина О.К.						60	11
						<i>ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51</i>		
Н. Контр.								
Утверд.								

Расчет вспомогательных величин

Внутренний радиус кожуха равен:

$$a := \frac{D}{2} = 154.5 \text{ мм}$$

Согласно [18] расстояние от оси аппарата до оси наиболее удаленной теплообменной трубки для аппарата с наружным диаметром 325 мм равно:

$$a_1 := \frac{281}{2} - \frac{25}{2} = 128 \text{ мм}$$

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

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.207$$

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

- со стороны межтрубного пространства

$$\eta_m := 1 - \frac{N_{\text{труб}} \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.409$$

- со стороны трубного пространства:

$$\eta_T := 1 - \frac{N_{\text{труб}} \cdot (d_T - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.583$$

Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата

Определим половину длины теплообменной трубки:

$$l := \frac{L}{2} = 1.539 \times 10^3 \text{ мм}$$

Модуль упругости для материала сталь 12X18H10T при температуре 152 °С определяется по таблице В1 [7]: $E_T = 2.05 \cdot 10^5$ МПа.

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

$$K_y := \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_m)}{1} = 23.187 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3}$$

Модуль упругости для материала сталь 16ГС при температуре 152 °С определяется по таблице В1 [7]: $E_k = 1.86 \cdot 10^5$ МПа.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$\rho_w := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_K \cdot s_K} = 3.07$$

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

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

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

По таблице 30 [16] определяем жесткость компенсатора: $K_{\text{ком}} = 60 \text{ кН/м}$.

Для аппаратов с компенсатором на кожухе K_{qq} и K_{pp} вычисляются по формулам А1 и А2 [15]:

$$K_{qq} := \frac{\pi \cdot a \cdot E_K \cdot s_{\text{И}}}{l \cdot K_{\text{ком}}} = 7.822 \times 10^3$$

$$K_{pp} := \frac{-\pi \cdot (D_{\text{ком}}^2 - d_{\text{ком}}^2) \cdot (E_K \cdot s_{\text{И}})}{4.8 \cdot l \cdot a \cdot K_{\text{ком}}} = -1.184 \times 10^3$$

Тогда:

$$K_q := 1 + K_{qq} = 7.823 \times 10^3$$

$$K_p := 1 + K_{pp} = -1.183 \times 10^3$$

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

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

$$\psi_0 := \text{linterp}(\eta_T, \psi_0, 0.609) = 0.313$$

Диаметр отверстия под трубки в трубной решетке примем $d_0 = 25.7 \text{ мм}$.

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

$$\varphi_p := 1 - \frac{d_0}{t_p} = 0.197$$

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

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s_1}} = 0.037 \quad \frac{1}{\text{мм}}$$

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

Рассчитаем радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха:

$$R_1 := \frac{D_H + D}{4} = 186 \text{ мм}$$

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

$$K_1 := \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_K \cdot s_1^3}{5.5 \cdot R_1} = 5.318 \times 10^5 \text{ Н*мм}$$

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

$$K_{\phi 1} := \frac{E_1 \cdot h_1^3 \cdot B_1}{12 \cdot R_1^2} + K_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2} \right) = 2.892 \times 10^6 \text{ Н*мм}$$

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

$$\beta := \frac{1.82}{S_{\text{тр}}} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot S_{\text{тр}}}{\psi_0 \cdot E_T}} = 0.019 \frac{1}{\text{мм}}$$

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

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 2.446$$

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]:

$$m_{\text{ср}} := 0.15 \cdot \frac{N_{\text{труб}} \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2} = 0.3$$

Приведенное давление вычисляют по формуле 11 [15]:

$$p_0 = p_{11} + p_{22} - p_{33}$$

где $p_{11} := [\alpha_K \cdot (t_K - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0)] \cdot K_y \cdot l = 56.428 \text{ МПа}$

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

$$p_{22} := [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5 \cdot \rho \cdot K_q)] \cdot p_T = 2.899 \times 10^4 \text{ МПа}$$

$$p_{33} := [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \cdot \rho \cdot K_p)] \cdot p_M = -591.198 \text{ МПа}$$

Тогда:

$$p_0 := p_{11} + p_{22} - p_{33} = 2.963 \times 10^4 \text{ МПа}$$

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

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_\phi \cdot R_1} = 2.335$$

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

$$\omega = 2.446$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 2 \\ 2.5 \end{pmatrix} \quad \Phi_1 := \begin{pmatrix} 2.79 \\ 3.58 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \text{linterp}(\omega, \Phi_1, 1.363) = 1.784$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 2 \\ 2.5 \end{pmatrix} \quad \Phi_2 := \begin{pmatrix} 1.32 \\ 2.16 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_2 := \text{linterp}(\omega, \Phi_2, 1.363) = 0.25$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 2 \\ 2.5 \end{pmatrix} \quad \Phi_3 := \begin{pmatrix} 2.75 \\ 3.76 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_3 := \text{linterp}(\omega, \Phi_3, 1.363) = 1.463$$

Безразмерный параметр t рассчитывается по формуле 17 [15]:

$$t := 1 + 1.4 \cdot \omega \cdot (m_n - 1) = 1.709$$

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

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5 \cdot (1 + m_n \cdot t) \cdot (t - 1)] = 4.089$$

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t = 0.427$$

$$T_3 := \Phi_3 \cdot m_n = 1.766$$

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

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2} = 690.205 \text{ мм}^2$$

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

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

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\Phi} \cdot (m_1 \cdot p_M - m_2 \cdot p_T) = -0.449 \text{ МПа}$$

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

- изгибающий момент:

$$M_n := \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -1.594 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

- перерезывающая сила:

$$Q_n := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 157.94 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

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

- изгибающий момент:

$$M_a := M_n + (a - a_1) \cdot Q_n = 2.592 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

- перерезывающая сила:

$$Q_a := m_n \cdot Q_n = 190.639 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

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

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{N_{\text{труб}}} \cdot \left[(\eta_M \cdot p_M - \eta_T \cdot p_T) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right] = 1.427 \times 10^3 \text{ Н}$$

Зная максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой $l_{1R} = 255 \text{ мм}$, рассчитаем приведенную длину трубы для расчета прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

$$l_{\text{пр}} := \frac{l_{1R}}{3} = 85 \text{ мм}$$

Момент инерции поперечного сечения трубы рассчитывается по формуле:

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

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

$$M_T := \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{пр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = 1.795 \times 10^4 \text{ Н·мм}$$

Расчет усилий в кожухе

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

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot p_T - Q_n = -3.44 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

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

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_\Phi \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_n + T_3 \cdot \beta \cdot M_n) - \frac{p_M}{2 \cdot \beta_1^2} = -121.763 \frac{\text{Н·мм}}{\text{мм}}$$

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

$$F_{\text{ос}} := \pi \cdot D \cdot Q_K = -3.34 \times 10^3 \text{ Н}$$

Расчетные напряжения в элементах конструкции

Принимаем трубную решетку, сваренную во фланец. Расчетная схема приведена на рисунке 5.1.

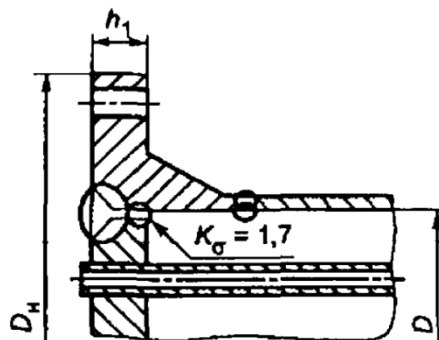


Рисунок 5.1 – Расчетная схема трубной решетки

Ширина тарелки фланца кожуха равна:

$$b_1 := \frac{D_H - D}{2} = 63 \text{ мм}$$

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:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_n|}{(s_{1p} - c)^2} = 11.61 \text{ МПа}$$

- касательные напряжения:

$$\tau_{p1} := \frac{|Q_n|}{(s_{1p} - c)} = 5.503 \text{ МПа}$$

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

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = 0.26$$

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

$$A = 0.386$$

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

$$M_{\max} := A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} = 3.851 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

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" $\frac{|M_a|}{M_{\max}} = 0.673$

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

- изгибные напряжения:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)^2} = 142.502 \text{ МПа}$$

- касательные напряжения:

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)} = 33.74 \text{ МПа}$$

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

- мембранные напряжения:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_k|}{(s_1 - c)} = 0.604 \text{ МПа}$$

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_k|}{(s_1 - c)^2} = 22.486 \text{ МПа}$$

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

- мембранные напряжения:

$$\sigma_{M\varphi} := \frac{|p_m| \cdot a}{(s_1 - c)} = 12.197 \text{ МПа}$$

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{u\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} = 6.746 \text{ МПа}$$

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

- мембранные напряжения:

$$\sigma_{1T} := \frac{|N_T|}{\pi \cdot (d_T - s_T) \cdot s_T} = 9.875 \text{ МПа}$$

- суммарные напряжения:

$$\sigma_1 := \sigma_{1T} + \frac{d_T \cdot |M_T|}{2 \cdot J_T} = 33.179 \text{ МПа}$$

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

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

$$\sigma_{2T} := \frac{(d_T - s_T) \max(|p_T|, |p_M|, |p_T - p_M|)}{2 \cdot s_T} = 11.5 \text{ МПа}$$

Проверка прочности трубных решеток

Допускаемое напряжение для материала решетки 12X18H10T при температуре 152 °С определяем по таблице А.2 [7]:

$$\sigma_{др} := 168 \text{ МПа}$$

Проверка условия статической прочности трубных решеток:

$$\text{prov_1} := \begin{cases} \text{"Условие стат. прочности выполняется"} & \text{if } \frac{\max(\tau_{p1}, \tau_{p2})}{(0.8 \cdot \sigma_{др})} \leq 1 \\ \text{"Условие стат. прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{prov_1} = \text{"Условие стат. прочности выполняется"} \quad \frac{\max(\tau_{p1}, \tau_{p2})}{(0.8 \cdot \sigma_{др})} = 0.251$$

По таблице 2 [15] принимаем допустимую величину прогиба трубной решетки равной $[W] = 0.7 \text{ мм}$.

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

$$W := \frac{1.2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q_n + T_2 \cdot \beta \cdot M_n| = 0.256 \text{ мм}$$

Проверка условия жесткости:

$$\text{prov_1} := \begin{cases} \text{"Условие жесткости выполняется"} & \text{if } \frac{W}{[W]} \leq 1 \\ \text{"Условие жесткости НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{prov_1} = \text{"Условие жесткости выполняется"} \quad \frac{W}{[W]} = 0.366$$

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

Допускаемое напряжение для материала труб 12X18H10T при температуре 26 °С определяем по таблице А.2 [7]:

$$\sigma_{дт} := 183 \text{ МПа}$$

Проверка условия статической прочности труб:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

$$\text{prov_1} := \begin{cases} \text{"Условие стат. прочности труб выполняется"} & \text{if } \frac{\max(\sigma_{1T}, \sigma_{2T})}{\sigma_{dT}} \leq 1 \\ \text{"Условие стат. прочности труб НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{prov_1} = \text{"Условие стат. прочности труб выполняется"} \quad \frac{\max(\sigma_{1T}, \sigma_{2T})}{\sigma_{dT}} = 0.063$$

Проверка труб на устойчивость:

Проверку труб на устойчивость проводят в случае, если $N_T < 0$. Так как в нашем случае $N_T = 1427$ Н, то, следовательно, проверять трубы на устойчивость не нужно.

Проверка прочности крепления трубы в решетке:

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

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

$$[N]_{TP} := 0.5 \cdot \pi \cdot s_T \cdot (d_T - s_T) \cdot \min\left(\frac{l_B}{d_T}, 1.6\right) \cdot \min(\sigma_{dT}, \sigma_{дp}) = 1.262 \times 10^4 \text{ Н}$$

Проверка условия прочности крепления труб в трубной решетке:

$$\text{prov_1} := \begin{cases} \text{"Условие прочности крепления труб выполняется"} & \text{if } \frac{N_T}{[N]_{TP}} \leq 1 \\ \text{"Условие прочности крепления труб НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{prov_1} = \text{"Условие прочности крепления труб выполняется"} \quad \frac{N_T}{[N]_{TP}} = 0.113$$

6 Гидравлический расчет

Гидравлический расчет требуется для определения мощности требуемого насоса.

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

$$N := \frac{V \cdot \Delta P}{\eta}$$

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]:

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

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 $2300 < Re < 10000$ коэффициент сопротивления трения определяется по формуле:

$$\lambda := \frac{2.7}{Re^{0.53}} = 0.03$$

Определим все коэффициенты местных сопротивлений по таблице XIII [1] и сведем их в таблицу 6.1:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Выполнил	Булатов А.А.				Гидравлический расчет	Лит.	Лист	Листов	
Провер.	Семакина О.К.						71	2	
						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51			
Н. Контр.									
Утверд.									

Таблица 6.1 – 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:

$$\Delta P := \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega_{\text{тр}}^2 \cdot \rho_{\text{проп.}}}{2} = 1.38 \times 10^5 \text{ Па}$$

Рассчитаем объемный расход пропилена:

$$V := \frac{G_2}{\rho_{\text{проп.}}} = 0.007 \text{ м}^3/\text{с}$$

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

Тогда мощность, потребляемая двигателем насоса, будет равна:

$$N := \frac{V \cdot \Delta P}{\eta} = 1.259 \times 10^3 \text{ Вт}$$

По таблице 9 [2] выбираем насос с характеристиками (табл. 6.2):

Таблица 6.2 – Основные характеристики насоса

Марка насоса	Расход, $\text{м}^3/\text{с}$	$n, \text{с}^{-1}$	η_n	Электродвигатель		
				тип	N_n	$\eta_{\text{дв}}$
X45/21	0,0125	48,3	0,6	АО2-51-2	10	0,88

7 Расчет тепловой изоляции

Толщину тепловой изоляции рассчитаем по формуле 5.3[2]:

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

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:

$t_{\text{ст}} = 152$ °С;

$t_{\text{окр}} = -40$ °С;

$t_{\text{из}} = 45$ °С.

$$\Delta t := t_{\text{из}} - t_{\text{окр}} = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

$$\alpha_{\text{н}} := 9.74 + 0.07 \cdot \Delta t = 15.69 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$$

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

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

Тогда толщина изоляции равна:

$$\delta_{\text{из}} := \frac{\lambda_{\text{из}}}{\alpha_{\text{н}}} \cdot \frac{(t_{\text{ст}} - t_{\text{из}})}{(t_{\text{из}} - |t_{\text{окр}}|)} = 0.134 \text{ м}$$

Примем толщину изоляции 140 мм.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Выполнил	Булатов А.А.				Расчет тепловой изоляции	Лит.	Лист
Провер.	Семакина О.К.						73
							1
Н. Контр.							
Утверд.							

8 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.

Целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является проектирование и создание конкурентоспособных разработок и технологий, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

8.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование.

Целевой рынок – это сегменты рынка, на котором в будущем будет продаваться разработка. В свою очередь, сегмент рынка – это особым образом выделенная часть рынка, группы потребителей, обладающих определенными общими признаками.

Сегментирование – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга).

Для сегментирования можно применять географический, демографический, поведенческий и иные критерии, возможно применение их комбинаций с использованием таких характеристик, как возраст, пол, национальность, образование, любимые занятия, стиль жизни, социальная принадлежность, профессия, уровень дохода.

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование. В таблице 8.1 представлена карта сегментирования рынка по производству теплообменников.

Таблица 8.1 - Карта сегментирования КТ

Размер завода	Вид теплообменника		
	ТН	ТК	ТУ
Малый завод	+		
Средний завод		+	+
Крупный завод	+	+	+
ООО 'Завод Промэнерго'	ООО «Ремстроймаш»		«КемеровоХиммаш»
ТН	ТК	ТУ	

8.2 SWOT-анализ

Качественный подход к описанию рисков заключается в детальном и последовательном рассмотрении содержательных факторов, несущих неопределенность, и завершается формированием причин основных рисков и мер по их снижению. Одной из методик анализа сильных и слабых сторон предприятия, его внешних, благоприятных возможностей и угроз является SWOT-анализ. Результаты SWOT-анализа представлены в таблице 8.2.

Таблица 8.2 – SWOT-анализ

	Сильные стороны проекта С1. Невысокая стоимость аппарата С2. Простота изготовления С3. Возможность работы с агрессивными средами	Слабые стороны проекта Сл1. Сложность очистки межтрубного пространства Сл2. Большое количество конкурентных производителей данного аппарата. Сл3. Отсутствует компенсация температурных деформаций
Возможности В1. Возможность работы с загрязнёнными средами В2. Возможность увеличения коэффициента теплоотдачи В3. Выход на международный рынок	Сильные стороны и возможности 1.Использование развитых поверхностей теплообмена как внутри труб, так и в межтрубном пространстве, за счет различных интенсификаторов 2.Использование подходящего рода фланцев	Слабые стороны и возможности 1.Создание новой технологии, которая бы обеспечила заинтересованность иностранных потребителей. 2.Привлечение новых заказчиков. 3.Рациональное распределение потоков

		может исключить механическую очистку межтрубного пространства.
Угрозы: У1. Угроза уменьшения коэффициента теплопроводности вследствие загрязнения наружной поверхности труб У2. Высокая конкуренция между производителями У3. Угроза смешивания теплообменных сред	Сильные стороны и угрозы 1.Использование подходящих прокладок. 2.Вероятность продвижение аппарата на мировой рынок за счет новизны технологии и снижения стоимости. 3.Использование подходящего рода крепления труб в трубной решетке	Слабые стороны и угрозы 1.Использование других конструкций аппарата, которые позволили бы очищать межтрубное пространство механическим путем 2.Снижение цен на выпускаемую продукцию. 3.Усовершенствование технологии, которая бы обеспечила заинтересованность иностранных потребителей

Основываясь на SWOT – анализе, можно сделать выводы, что для того, чтобы обеспечить конкурентоспособность, необходимо провести некоторые преобразования:

- 1) Использовать различного рода интенсификаторы для увеличения поверхностей теплообмена как внутри труб, так и в межтрубном пространстве
- 2) Создание новой технологии, которая бы обеспечила заинтересованность иностранных потребителей;

8.3 Планирование научно-исследовательских работ

8.3.1 Структура работ в рамках научного исследования

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в чей состав входят: бакалавр, в качестве инженера проекта, научный руководитель выпускной квалификационной работы. Составим перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования и проведем распределение исполнителей по видам работ (табл. 8.3)

Таблица 8.3 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей.

Основные этапы	№раб	Содержание работ	Должность исполнителя
1	2	3	4
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель, инженер
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Научный руководитель, инженер
	3	Подбор и изучение материалов по теме	Научный руководитель, инженер
	4	Календарное планирование дел по теме кожухотрубчатый теплообменник	Научный руководитель, инженер
Теоретические исследования	5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер
Обобщение и оценка результатов	6	Оценка эффективности полученных результатов	Научный руководитель, инженер
	7	Определение целесообразности проведения ВКР	Научный руководитель, инженер
Проведение ВКР			
Разработка технической документации и проектирование	8	На основе расчетов проектирование модели аппарата в КОМПАС 3D	Инженер
	9	Оценка эффективности производства и применения разработки	Инженер
	10	Разработка социальной ответственности по теме	Инженер
Оформление комплекта документации по ВКР	11	Составление пояснительной записки, оформление чертежей	Инженер

8.3.2 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов.

Для определения, ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ожи}$ используется формула:

$$t_{ожи} = \frac{3t_{мини} + 2t_{маxi}}{5}$$

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

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

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

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями:

$$T_{p_i} = \frac{t_{ожи}}{Ч_i}$$

где T_p – продолжительность выполнения одной работы, раб.дн.;

$t_{ожи}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел. – дн;

$Ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Результаты расчетов занесены в табл. 8.4

Таблица 8.4 – Временные показатели проведения научного исследования

№ работы	Трудоемкость работы			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях T_{pi}	Длительность в календар- ных днях T_{ki}
	$t_{мин},$ чел	$t_{маx},$ чел	$t_{ожи},$ чел			

	дни	дни	дни			
1	1	1	1	Руководитель	1	1
2	6	8	7	Инженер	7	9
3	1	2	1	Руков.,инженер	1	1
4	1	5	3	Инженер	3	3
5	12	16	14	Инженер	14	18
6	1	2	2	Руководитель	2	2
7	1	2	2	Руков.,инженер	2	1
8	1	2	1	Инженер	1	2
9	20	24	22	Инженер	22	30
10	1	1	1	Руководитель	1	1
11	15	19	17	Инженер	17	23
Итого	60	82	71		71	91

На основании таблицы 8.4 построим календарный план-график, который наглядно показывает продолжительность работы исполнителей. План-график показан в таблице 8.5

8.3.3 Разработка графика проведения научного исследования

При выполнении дипломных работ студенты становятся участниками сравнительно небольших по объему научных тем, поэтому наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – это горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.

Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}}$$

где T_k – продолжительность выполнения i – й работы в календарных днях;

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

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по формуле:

8.3.4.1 Расчет материальных затрат

В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат по статьям: материальные затраты НТИ; затраты на оборудование; основная заработная плата исполнителей темы; дополнительная заработная плата исполнителей темы; отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления); накладные расходы. В таблице 8.6 рассмотрим подробнее статьи материальных затрат.

Таблица 8.6 — Сырье, материалы, комплектующие изделия и покупные полуфабрикаты.

Наименование	Кол-во	Цена за единицу, руб	Сумма, руб
Тетрадь	2 шт	45	90
Ручка	5 шт	30	150
Карандаш	4 шт	25	100
Картридж для принтера	1шт	650	650
Бумага	1шт	400	400
Всего за материалы			1390
Транспортно-заготовительные расходы (3-5%)			60
Итого по статье			1450

8.3.4.2 Расчет затрат на специальное оборудование

Для проведения расчетов, проектирования и оформления чертежей необходимо соответствующее оборудование, что отражено в таблице 8.7.

Таблица 8.7 — Расчет затрат по статье «Спецоборудование для научных работ»

№ п/п	Наименование оборудования	Кол-во единиц оборудования	Цена единицы оборудования, руб	Общая стоимость оборудования, руб
1	ПО Microsoft office	1	10190	10190
2	Mathcad Application	1	30.000	30.000
3	КОМПАС 3D	1	32.900	32.900
4	Ноутбук	1	50000	52083

8.3.4.3 Основная заработная плата исполнителей темы

Статья заработной платы исполнителей темы включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НТИ, (включая премии и доплаты) и дополнительную заработную плату. Также включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада:

$$З_{зп} = З_{осн} + З_{доп}$$

где $З_{осн}$ – основная заработная плата;

$З_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12-20 % от $З_{осн}$).

Основная заработная плата ($З_{осн}$) руководителя от предприятия рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{осн} = З_{дн} \cdot T_p$$

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

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. (таблица 4).

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{дн} = \frac{З_m \cdot M}{F_d}$$

где $З_m$ – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб.дня $M = 11,2$ месяца, 5-дневная неделя;

при отпуске в 48 раб.дней $M = 10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб.дн.

В таблице 8.8 приведен баланс рабочего времени каждого работника НТИ.

Таблица 8.8 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
календарное количество дней	365	365
Количество не рабочих дней:		
выходные дни	44	48
праздничные дни	14	14
Издержки рабочего времени:		
отпуск	56	28

невыходы по болезни	2	2
Действительный фонд рабочего времени	249	273

Месячный должностной оклад работника:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} * k_p$$

где $З_{\text{тс}}$ – заработная плата по окладу, руб.;

k_p – районный коэффициент, равный 1,3 для Томска.

Расчет основной заработной платы приведен в таблице 8.9

Основная заработная плата руководителя (преподавателя ТПУ) с учетом должности доцента и степени кандидата технических наук, и заработная плата инженера в роли студента без районного коэффициента, руб.:

Основная заработная плата рабочих:

- при 5 рабочих днях руководителя: 9139,5 руб.;

- при 65 рабочих днях инженера: 90135,5 руб.

Таблица 8.9 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	Зок, руб.	кр	Зм, руб.	Здн, руб	Тр, раб.дн.	Зосн, руб.
Руководитель	33664	1.3	43763,2	1827,9	5	9139,5
Инженер	25600		33280	1386,7	65	90135,5
Итого						99275

8.3.4.4 Дополнительная заработная плата

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций (при исполнении государственных и общественных обязанностей, при совмещении работы с обучением, при предоставлении ежегодного оплачиваемого отпуска и т.д.).

Расчет дополнительной заработной платы проводится по надлежащей формуле:

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}}$$

где $k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы принимаем 0,12 из диапазона 0,12 – 0,15;

$З_{\text{доп}}$ руководителя: 1096 руб.;

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

$Z_{\text{доп}}$ инженера: 10816 руб.

В сумме $Z_{\text{доп}} = 11912$ руб.

В итоге заработная плата работников рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{зп}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}},$$

для руководителя: 10235,5 руб.;

для инженера: 100951 руб.

8.3.4.5. Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).

В статье расходов – отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления) отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина этих отчислений определяется по следующей формуле:

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

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

Тарифы страховых взносов в 2018 году остались на прежнем уровне в соответствии с постановлением Правительства РФ от 26.11.2015 № 1265, т. е. есть общий совокупный тариф все также составляет 27,1%.

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 8.10.

Таблица 8.10 - Отчисления во внебюджетные фонды

Участник	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	9139,5	1096
Инженер-дипломник	90135,5	10816
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	27,1%	
Итого, руб.	руководитель: 2773; дипломник: 27358	
В сумме	30131 руб.	

8.3.4.6. Накладные расходы.

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование графических материалов,

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

оплата услуг связи, электроэнергии, транспортные расходы и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$Z_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 5) \cdot k_{\text{нр}}$$

где $k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величину коэффициента накладных расходов $k_{нр}$ допускается взять в размере 16%.

8.3.4.7. Контрагентные расходы.

Контрагентные расходы включают затраты, связанные с выполнением каких-либо работ по теме сторонними организациями (контрагентами, субподрядчиками), т.е.:

1) Работы и услуги производственного характера, выполняемые сторонними предприятиями и организациями. К работам и услугам производственного характера относятся:

- выполнение отдельных операций по изготовлению продукции, обработке сырья и материалов;
- проведение испытаний для определения качества сырья и материалов;
- контроль за соблюдением установленных регламентов технологических и производственных процессов;
- ремонт основных производственных средств;
- поверка и аттестация измерительных приборов и оборудования, другие работы (услуги) в области метрологии и прочее.
- транспортные услуги сторонних организаций по перевозкам грузов внутри организации (перемещение сырья, материалов, инструментов, деталей, заготовок, других видов грузов с базисного (центрального) склада в цехи (отделения) и доставка готовой продукции на склады хранения, до станции (порта, пристани) отправления).

2) Работы, выполняемые другими учреждениями, предприятиями и организациями (в т.ч. находящимися на самостоятельном балансе опытными (экспериментальными) предприятиями по контрагентским (соисполнительским) договорам на создание научно-технической продукции, головным (генеральным) исполнителем которых является данная научная организация).

Контрагентные расходы приведены в таблице 8.11.

Таблица 8.11 – Расчет контрагентных расходов.

		Наименование		Единица	Количество	Цена	Затраты на	Кт
					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
					88			

	изм.		за ед., руб.	материалы, руб.	
Интернет (350*5 мес.)	руб	1	1750	2100	20%

8.3.4.8. Формирование бюджета затрат.

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект приведен в таблице 8.12.

Таблица 8.12 - Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект.

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
	Исп.1	
1. Материальные затраты НТИ	1345	Табл.8
2. Затраты на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ	123090	-
3. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	99275	Табл.11
4. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	11912	Формула (9)
5. Отчисления во внебюджетные фонды	30131	Табл.12
6. Контрагентские расходы	2100	-
7. Накладные расходы	42856	16 % от суммы ст. 1-6
8. Бюджет затрат НТИ	310709	Сумма ст. 1- 7

8.4. Расчёт производственной мощности

Под производственной мощностью химического предприятия (производства, цеха) понимается максимально возможный годовой выпуск готовой продукции в номенклатуре и ассортименте, предусмотренных на плановый период при наилучшем использовании производственного оборудования, площадей в результате внедрения инноваций или проведения организационно-технических мероприятий.

$$M = P_{\text{час.}} * T_{\text{эф.}} * K_{\text{об.}}$$

$$M = 78930 * 8584,8 * 1 = 128772000 \text{ кг/год}$$

Производственная мощность 128772 т/год

где $P_{\text{час.}}$ - часовая производительность оборудования в натуральных единицах;

$T_{\text{эф.}}$ - эффективный фонд времени работы оборудования (час.);

$K_{\text{об.}}$ - количество однотипного оборудования, установленного в цехе. Эффективный фонд времени оборудования:

$$T_{\text{эфф}} = T_{\text{ном.}} - T_{\text{ппр}} - T_{\text{то}}$$

$$T_{\text{эфф}} = 365 - 7,3 - 0 = 357,7$$

где $T_{\text{ном}}$ - номинальный фонд работы оборудования;

$T_{\text{ппр}}$ - время простоя в ремонтах за расчетный период;

$T_{\text{то}}$ - время технологических остановок.;

$$T_{\text{ном}} = T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}$$

$$T_{\text{ном}} = 365 - 0 - 0 = 365$$

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

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

Для анализа использования оборудования рассчитываем экстенсивный и интенсивный коэффициенты.

Коэффициент экстенсивного использования оборудования равен:

$$K_{\text{экс.}} = T_{\text{эф}} / T_{\text{н}}$$

$$K_{\text{экс.}} = \frac{8584,8}{8760} = 0,98$$

Коэффициент интенсивного использования оборудования равен:

$$K_{\text{инт}} = Q_{\text{пп}} / Q_{\text{max}}$$

$$K_{\text{инт}} = \frac{15000}{21000} = 0,714$$

где $Q_{\text{пп}}$ - производительность единицы оборудования в единицу времени;

Q_{max} - максимальная производительность в единицу времени.

Интегральный коэффициент использования мощности:

$$K_{\text{им}} = K_{\text{экс}} * K_{\text{инт}}$$

$$K_{\text{им}} = 0,98 * 0,714 = 0,700$$

В таблице 8.13 приведен баланс рабочего времени оборудования

Таблица 8.13 - Баланс рабочего времени оборудования

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
						90
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Показатели	Количество дней (часов)
Календарный фонд времени	365 (8760)
Режимные потери рабочего времени	
• выходные	0 (0)
• праздники	0 (0)
Номинальный фонд рабочего времени	365 (8760)
Простой оборудования в ремонтах	7,3 (175,2)
Эффективное время работы оборудования за год	357,7 (8584,8)

Для определения фактического выпуска продукции рассчитывается производственная программа ($N_{\text{год}}$):

$$N_{\text{год}} = K_{\text{им}} * M$$

$$N_{\text{год}} = 0,700 * 128772 = 90140 \text{ т/год}$$

Вывод: максимально возможный годовой выпуск – 128772 т/год; действительный выпуск продукции – 90140 т/год. Установка работает на неполную мощность, степень загрузки равна 70%

8.4.1 Расчет себестоимости готовой продукции по действующему производству

1) Расчет годового фонда заработной платы цехового персонала (табл.8.14)

Таблица 8.14 - Расчет численности персонала

Наименование должности	Категория	Тарифный разряд	Число штатных единиц	Количество смен в сутках
Главный технолог	ИТР	Высшее	1	1
Механик установки	ИТР	Высшее	1	1
Энергетик	ИТР	Высшее	1	1
Инженер КИП	ИТР	Высшее	1	1
Итого:			4	
Старший оператор	Производственный рабочий	6	4	2
Оператор установки	Производственный рабочий	5	8	2
Итого:			12	
Дежурный слесарь по ремонту	Ремонтный персонал	4	8	2
Итого:			8	
Итого:			24	

2) Расчет баланса эффективного годового времени одного средне списочного работника (табл. 8.15).

Таблица 8.15 – Баланс эффективного годового времени одного среднесписочного работника

№	Показатели	Дни	Часы
1.	Календарный фонд рабочего времени	365	8760
2.	Нерабочие дни	0	0
3.	Номинальный фонд рабочего времени	365	8760
4.	Планируемые не выходы • Очередные и дополнительные отпуска • Невыходы по болезни • Декретные отпуска • Отпуск в связи с учебой без отрыва от производства • Выполнение гос. обязанности	36 3 - - 3	864 72 - - 72
5.	Эффективный фонд рабочего времени	323	7752

3) Общий фонд заработной платы рабочих за год:

$$З_{\text{год}} = З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}$$

где $З_{\text{осн}}$ - основной фонд заработной платы рабочих, тыс. руб;

$З_{\text{доп}}$ - дополнительный фонд заработной платы рабочих, тыс. руб.

Основной фонд заработной платы для рабочих повременников:

$$З_{\text{осн}} = З_{\text{тар}} + Пр + Д_{\text{н.вр}} + Д_{\text{пр.дни}} + Д_{\text{бриг}}$$

где $З_{\text{тар}}$ - тарифный фонд заработной платы, тыс. руб;

$Пр$ - оплата премий, тыс. руб;

$Д_{\text{н.вр}}$ - доплата за работу в ночное время, тыс. руб;

$Д_{\text{пр.дни}}$ - доплата за работу в праздничные дни, тыс. руб;

$Д_{\text{бриг}}$ - доплата не освобожденным бригадирам, тыс. руб.

Тарифный фонд заработной платы:

$$З_{\text{тар}} = \sum Ч_{\text{сп}} * Т_{\text{ст}} * Т_{\text{эф.раб}}$$

где $Ч_{\text{сп}}$ - списочная численность рабочих данного разряда, чел.;

$Т_{\text{ст}}$ - дневная тарифная ставка данного разряда, тыс. руб.

Размер премий принимаем равным 20-70 % от тарифного фонда заработной платы.

По отношению к тарифному фонду заработной платы доплата за праздничные дни составит 40 %.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

Дополнительная зарплата ($Z_{\text{доп}}$):

$$Z_{\text{доп}} = (D_n * Z_{\text{осн}}) / T_{\text{эфф}}$$

где D_n - количество дней невыхода на работу по планируемым причинам (отпуск, ученические, гособязанности).

Районный коэффициент для г. Томска - 1,3. Отчисления на социальные нужды на зарплату - 30 % от ($Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}$).

8.4.2 Расчет затрат на производство продукции

8.4.2.1 Расчет годовой потребности в сырье и материалах

Определение затрат на сырье и материалы производим исходя из принятого объема производства, удельных норм расхода сырья и материалов и планово-заготовительных цен (табл. 8.16).

Таблица 8.16 – Расчет годовой потребности в материалах

Наименование сырья	Ед.изм	Цена, тыс. руб	Расход, т		Сумма затрат, тыс. руб	
			На единицу готовой продукции	На весь объем производства	На единицу готовой продукции	На весь объем производства
пропилен	т	50	0,61	90140	30,5	4507000

8.4.2.2 Расчет амортизационных отчислений

Для расчета амортизационных отчислений необходимо учесть:

- полную стоимость зданий;
- полную стоимость оборудования;
- нормы амортизационных отчислений.

Расчет амортизационных отчислений представлен в табл. 8.17.

Таблица 8.17 – расчет амортизационных отчислений

Наименование основных средств	Стоимость, тыс. руб.	Норма амортизации, %	Годовые амортизационные отчисления, тыс. руб.
1. Здания			
1.1 Цех по производству	5000	5	250
1.2 Операторная	6000	5	300
Итого:	11000		550
2. Оборудование			
2.1 Колонна очистки 1 ступени	60000	10	6000
2.1 Колонна очистки 2 ступени	70000	10	7000
2.3 Испаритель	1200	10	120
2.4 Рекуператор	1300	10	130
2.5 Теплообменник	1500	10	150
2.6 Насос	300	10	30
Итого:	133300		13430
Итого общее:	144300		13980

8.4.3 Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства (табл. 8.18).

Таблица 8.18 - Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства 90140 т/год

Статьи затрат	Единицы измерения	Затраты тыс. руб.	
		На 1 т.	На весь год
1. Сырье	Тыс. руб.	50	4507000
2. Энергия на технологические нужды	Тыс. руб.	22,5	2028150
3. З/П основных произв. рабочих	Тыс. руб.	0,0318	2866,45
4. Отчисления на СН(30%)	Тыс. руб.	0,0095	856,33
Итого условно-переменных издержек	Тыс. руб.	72,5413	6538872,78
5. Общепроизводственные накладные расходы	Тыс. руб.		
5.1.РСЭО:	Тыс. руб.		

-Амортизация оборудования	Тыс. руб.	0,149	13430
-Ремонт оборудования	Тыс. руб.	0,037	3357,5
-Заработная плата ремонтного персонала	Тыс. руб.	0,092	8309,64
-Отчисления на соц.нужды ремонтного персонала(30%)	Тыс. руб.	0,028	2492,89
5.2 Заработная плата ИТР	Тыс. руб.	0,113	10224,9
-Отчисления на соц.нужды ИТР(30%)	Тыс. руб.	0,034	3067,47
Итого условно-постоянных издержек	Тыс. руб.	0,453	40882,4
Цеховая (производственная) себестоимость (1+2+3+4+5)	Тыс. руб.	72,994	6579755,18
6. Управленческие расходы (5% от цеховой себестоимость)	Тыс. руб.	3,6497	328987,759
Заводская себестоимость(цеховая себестоимость + стр.6)	Тыс. руб.	76,6437	6908742,939
7. Коммерческие расходы (1% от заводской себестоимость)	Тыс. руб.	0,7664	69087,434
Полная себестоимость (заводская себестоимость + стр.7)	Тыс. руб.	77,41	6977830,37
Условно-переменные издержки	Тыс. руб.	72,5413	6538872,78
Условно-постоянные издержки	Тыс. руб.	4,8687	438957,593

8.4.4. Определение цены готовой продукции

Цену продукта определяем по формуле:

$$Ц = C * (1 + P / 100)$$

где С - полная себестоимость единицы готовой продукции;

Р - рентабельность продукции (%).

Рентабельность продукции можно принять от 20% до 23%.

$$Ц = 77,41 * 1,2 = 92,89 \text{ тыс. руб./т}$$

Анализ безубыточности по действующему производству

Цель анализа - определение **точки безубыточности**, т.е. минимального объема продаж, начиная с которого предприятие не несет убытков. В точке безубыточности выручка от продажи продукции (Впр) равна общим затратам на производство и реализацию продукции:

Определение точки безубыточности:

1. Аналитическим способом:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

$$Q_{кр} = \frac{Изд_{пост}}{Ц_{1ГП} - Изд_{1ГП}}$$

$$Q_{кр} = \frac{438957,593}{92,89 - 72,5413} = 21571 \text{ т.}$$

где $Ц_{1ГП}$ - цена единицы готовой продукции (1 тонны);

$Изд_{1ГП}$ - удельные переменные издержки (переменные издержки на единицу готовой продукции - 1 тонну).

2. Графическим способом:

Расчет точки безубыточности графическим методом представлен на рисунке 8.1

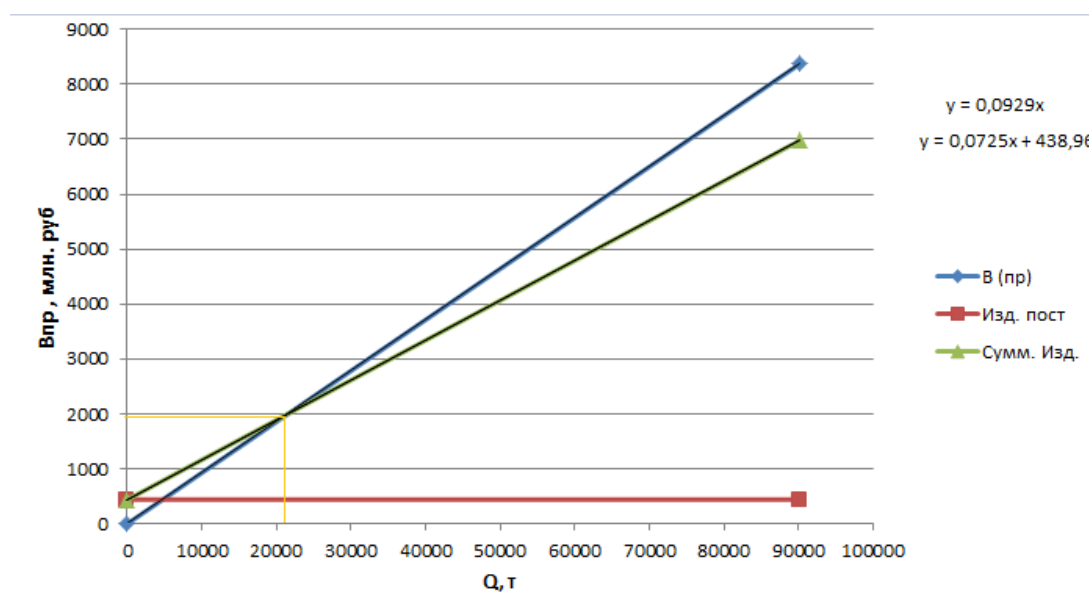


Рисунок 8.1 – Точка безубыточности

8.4.5. Определение технико-экономических показателей

Рассчитаем технико-экономические показатели и занесем их в таблицу 8.18.

Таблица 8.18 - Технико-экономические показатели

Наименование показателя	Ед. изм.	Значение
1. Объем производства	т	90140
2. Объем продаж	т	90140
3. Цена 1 тонны	Тыс. руб.	92,89
4. Выручка от продажи (2*3)	Тыс. руб.	8373104,6
5. Суммарные издержки	Тыс. руб.	6977830,373
5.1. Издержки переменные	Тыс. руб.	6538872,78
5.2. Издержки постоянные	Тыс. руб.	438957,593

6. Операционная прибыль	Тыс. руб.	1395274,227
7. Налог на прибыль (6*20%)	Тыс. руб.	279054,8454
8. Чистая прибыль (6-7)	Тыс. руб.	1116219,38
9. Себестоимость 1 тонны	Тыс. руб.	77,41
10. Стоимость основных средств	Тыс. руб.	133300
11. Численность основных рабочих	Чел.	24
12. Фондовооруженность (10/11)	Тыс. руб./чел.	5554,16
13. Фондоотдача(4/10)	Руб./руб.	62,81
14. Фондоемкость (10/4)	Руб./руб.	0,016
15. Производительность труда (4/11)	Тыс. руб./чел.	348879,36
16. Рентабельность производства (8*100%/5)	%	15,99
17. Рентабельность продаж (8*100%/4)	%	13,33
18. Критический объем продаж (Qкр.)	Тыс. т	21571
19. Критический объем продаж (Qкр.)	Тыс. руб.	1995000

Вывод

В результате выполненного анализа были выполнены следующие задачи:

- Построена карта сегментирования рынка;
- Составлена SWOT-матрица для данного проекта;
- Определена структура работ их трудоемкость и составлен график проведения;
- Определен основной бюджет исследовательского проекта;
- Проведен расчет производственной мощности, рассчитана себестоимость готовой продукции, её цена, определены технико-экономические показатели.

9 Социальная ответственность

В данной дипломной работе производится расчет теплообменного оборудования для подогрева пропилена. Обеспечение безопасности условий работы достигается путем поддержания оборудования и технических средств в исправном состоянии, своевременным ремонтом, герметизацией аппаратов, поддержанием режима, утвержденного в технологическом регламенте для установки.

Область применения для данного кожухотрубчатого теплообменника – химическая промышленность.

Производственная безопасность представляет собой систему организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня. Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при разработке и эксплуатации данных аппаратов.

9.1 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].

Управление охраной труда осуществляет блок федеральных органов исполнительной власти, руководимый Министерством здравоохранения и социального развития Российской Федерации (Минздравсоцразвития). Оно осуществляет функции государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере здравоохранения и социального развития, социального страхования, условий и охраны труда и т. д.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Выполнил	Булатов А.А.				Социальная ответственность	Лит.	Лист
Провер.	Семакина О.К.						Листов
							81
Н. Контр.							12
Утверд.							

Функции по контролю и надзору, которые ранее осуществлялись Санэпиднадзором Минздрава России, переданы Федеральной службе по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Роспотребнадзор).

Федеральная служба по труду и занятости (Роструд) осуществляет функции по надзору и контролю в сфере труда, а также государственный надзор и контроль за соблюдением, в частности, трудового законодательства и нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права; установленного порядка расследования и учета несчастных случаев на производстве.

Федеральное агентство по здравоохранению и социальному развитию (Росздрав) организует деятельность по установлению связи заболевания с профессией, государственной службы медико-социальной экспертизы и др.

Федеральная служба по надзору в сфере здравоохранения и социального развития (Росздравнадзор) осуществляет контроль за порядком организации осуществления медико-социальной экспертизы; порядком установления степени утраты профессиональной трудоспособности в результате несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний и др.

Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Роспотребнадзор) — государственный санитарно-эпидемиологический надзор за соблюдением санитарного законодательства; организует деятельность системы санитарно-эпидемиологической службы РФ. В федеральном законе “О пожарной безопасности” (1994) определяются общие правовые, экономические и социальные основы обеспечения пожарной безопасности в России, дается регулирование отношений между органами государственной власти, органами местного самоуправления, предприятиями, организациями, крестьянскими хозяйствами и иными юридическими лицами независимо от форм собственности. Федеральный закон “О промышленной безопасности опасных производственных объектов” (1997) определяет правовые, экономические и социальные основы обеспечения безопасной эксплуатации опасных производственных объектов и направлен на предупреждение аварий на опасных производственных объектах и обеспечение готовности организаций к локализации последствий аварий.

Федеральный закон “О радиационной безопасности населения” (1995) характеризует правовые основы обеспечения радиационной безопасности населения в целях охраны его здоровья.

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		99

9.2 Производственная безопасность

Производственная безопасность представляет собой систему организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня. Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при разработке и эксплуатации данного прибора. Выбор факторов производится с использованием [26]. Выявленные факторы перечислены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 - Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1.Повышенный уровень вибрации;		+	+	ГОСТ 26568-85. Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация
2.Повышенный уровень шума;		+	+	ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация
3.Электрический ток;		+	+	ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация
4.Повышенная температура поверхности оборудования;		+	+	ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности. ГОСТ 14202-69. Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки.

Анализ выявленных вредных факторов при разработке, изготовлении и эксплуатации проектируемого кожухотрубчатого теплообменника

Производственное оборудование должно обеспечивать безопасность работающих при монтаже (демонтаже), вводе в эксплуатацию и эксплуатации как в случае автономного использования, так и в составе технологических комплексов при соблюдении требований (условий, правил), предусмотренных эксплуатационной документацией [27].

Повышенный уровень вибрации

Появление данного вредного фактора вызвано тем, что через кожухотрубчатый теплообменник проходят потоки воды со скоростью от 0,6 до 1 м/с. При этом поток многократно меняет своё направление, постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата. Вследствие этого возникает вибрация. Под воздействием вибрации может возникать усталость, а как следствие низкий уровень производительности труда оператора.

Режим труда должен устанавливаться при показателе превышения вибрационной нагрузки на оператора не менее 1 дБ (в 1,12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза). При показателе превышения более 12 дБ (в 4 раза) запрещается проводить работы и применять машины, генерирующие такую вибрацию [3].

Основным способом обеспечения вибробезопасности должно быть создание и применение вибробезопасных машин.

Создание вибробезопасных машин должно обеспечиваться применением методов, снижающих вибрацию в источнике возбуждения, которые приведены в [28].

Повышенный уровень шума

Шум непосредственно связан с вибрацией. В теплообменнике проходят потоки воды, при этом поток многократно меняет своё направление, постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата. Кроме того, основной шум создают насосы, которые и перекачивают потоки горячей и холодной воды.

Шум и вибрация не только ухудшают самочувствие человека и снижают производительность труда в среднем на 10-15%, но и очень часто приводят к профессиональным заболеваниям. Физиопатологические последствия могут проявляться в форме нарушения слуха и других анализаторов.

Шумы создаются работающими приборами, вентиляторами. В большинстве случаев технически трудно снизить шум до очень малых уровней, поэтому при нормировании исходят не из оптимальных, а из терпимых условий, т.е. таких, когда вредное действие шума на человека не проявляется или проявляется незначительно. Нормирование допустимых уровней звукового давления производится в соответствии с

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
						101
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

[5]. По данному ГОСТу уровень звука в производственных помещениях не должен превышать 85 дБА.

В качестве средств индивидуальной защиты от шума в зависимости от конструктивного исполнения используются [29]:

- противошумные наушники, закрывающие ушную раковину снаружи;
- противошумные вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход или прилегающие к нему;
- противошумные шлемы и каски; противошумные костюмы.

Анализ выявленных опасных факторов при разработке, изготовлении и эксплуатации проектируемого кожухотрубчатого теплообменника

Электрический ток

При сборке, настройке, подключении и эксплуатации разрабатываемого устройства возможно поражение электрическим током, что является опасным фактором

Согласно требованиям конструкция производственного оборудования, приводимого в действие электрической энергией, должна включать устройства (средства) для обеспечения электробезопасности.

Технические средства и способы обеспечения электробезопасности (например, ограждение, заземление, зануление, изоляция токоведущих частей, защитное отключение и др.) должны устанавливаться в стандартах и технических условиях на производственное оборудование конкретных групп, видов, моделей (марок) с учетом условий эксплуатации и характеристик источников электрической энергии.

Производственное оборудование должно быть выполнено так, чтобы исключить накопление зарядов статического электричества в количестве, представляющем опасность для работающего, и исключить возможность пожара и взрыва.

- Основные способы и средства электрозащиты:
- изоляция токопроводящих частей и ее непрерывный контроль;
- установка оградительных устройств;
- предупредительная сигнализация и блокировки;
- использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов;
- использование малых напряжений;
- электрическое разделение сетей;
- защитное заземление;
- выравнивание потенциалов;

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
						102
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- зануление;
- защитное отключение;
- средства индивидуальной электрозащиты [26].

Повышенная температура поверхности оборудования.

На теплообменник необходимо установить защитный экран для предотвращения разбрызгивания жидкости в случае выхода из строя прокладок, а также от воздействия факторов. Защитный экран может быть изготовлен из листа оцинкованной или нержавеющей стали толщиной от 0,5 до 0,8 мм и размещается между пакетом пластин и шпильками, стягивающими теплообменник. Защитный экран в комплект поставки не входит [6].

При необходимости нахождения людей вблизи горячих частей оборудования должны быть приняты меры по их защите ожогов и действия высокой температуры (ограждение действующего оборудования, вентиляция, спецодежда и т.п.) [31].

Все горячие части оборудования, трубопроводы, баки и другие элементы, прикосновение к которым может вызвать ожоги, должны иметь тепловую изоляцию. Температура на поверхности изоляции при температуре окружающего воздуха 25 град. С должна быть не выше 45 град. С. Окраска, условные обозначения, размеры букв и расположение надписей должны соответствовать Правилам устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды [32].

Трубопроводы агрессивных, легковоспламеняющихся, горючих, взрывоопасных или вредных веществ должны быть герметичными. В местах возможных утечек (краны, вентили, фланцевые соединения) должны быть установлены защитные кожухи, а при необходимости - специальные устройства со сливом из них продуктов утечек в безопасное место [32].

9.3 Экологическая безопасность

Мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду, условно подразделяются на профилактические и технологические.

Профилактические обеспечивают безаварийную работу оборудования. Технологические способствуют сокращению объемов выбросов и снижению их приземных концентраций.

Общие профилактические мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду:

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		103

- устройство и озеленение площадки;
- поддержание в полной технической исправности и герметичности резервуаров и емкостей, технологического оборудования и трубопроводов;
- планово-предупредительные ремонты технологического оборудования, выполняемые по утвержденным планам-графикам специализированными бригадами предприятия;
- контроль сварных стыков физическими методами;
- гидравлическое испытание трубопроводов, резервуаров и оборудования на прочность и герметичность;
- контролируемый и планируемый слив воды после гидроиспытаний;
- высокие требования к качеству металла труб;
- необходимый запас надежности по толщине стенки труб;

Общие технологические мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду:

- покрытие оборудования и трубопроводов антикоррозионной изоляцией;
- защита оборудования от атмосферной коррозии;
- система постоянного контроля регламентированных значений технологических параметров, автоматическое регулирование и система ПАЗ при отклонении от заданных параметров для предупреждения аварийных ситуаций.

Основные мероприятия по охране атмосферного воздуха

С целью снижения неорганизованных выбросов вредных веществ в атмосферу через неплотности аппаратов, арматуры, фланцевых соединений, уплотнений предусмотрены следующие мероприятия:

- применение герметичных аппаратов и трубопроводов под давлением;
- герметичность трубопроводов за счет максимального соединения элементов трубопроводов сваркой;
- применение технологического оборудования и запорно-регулирующей арматуры в соответствии с рабочими параметрами процесса и коррозионной активностью среды;
- предусмотрена система предохранительных клапанов для защиты аппаратов и трубопроводов от превышения давления;
- оборудование резервуаров надежными и эффективными не примерзающими предохранительными клапанами;

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		104

- предусмотрены насосы с двойными торцевыми уплотнениями;
- сбор утечек от насосов технологического оборудования предусмотрен в емкости закрытой дренажной системы опасных стоков;
- для опорожнения технологических аппаратов и трубопроводов в нормальном и аварийном режимах от легковоспламеняющихся и горючих жидкостей также предусмотрена закрытая дренажная система;
- непрерывный контроль загазованности в местах максимально возможных выделений углеводородов;
- периодический контроль максимально разовой ПДК не реже 1 раза в квартал (для веществ III, IV классов опасности), не реже 1 раза в месяц (для веществ II класса опасности);
- периодический контроль за среднесменными ПДК не реже 1 раза в месяц.

Основные мероприятия по защите поверхностных вод

Для защиты поверхностных вод предусмотрены следующие мероприятия:

- открытая дренажная система поверхностных стоков;
- открытая дренажная система опасных стоков;
- закрытая дренажная система;
- установка запорной секционирующей арматуры для локализации аварийных разливов нефтепродуктов в случае разгерметизации оборудования и трубопроводов.

Для предупреждения истощения подземных вод предусмотрены следующие мероприятия:

- учёт использования подземных вод на проектируемом объекте;
- строгое соблюдение лимитов на воду;
- проведение гидрогеологического контроля за предотвращением истощения эксплуатационных запасов подземных вод;
- размещение проектируемого объекта вне водоохраных зон рек и озер.

Основные мероприятия по охране почв

Для защиты почв предусмотрены следующие мероприятия:

- выполнение строительных работ исключительно в пределах монтажной площадки;
- организация площадок для сбора и хранения отходов производства и потребления;
- сдача отходов производства и потребления осуществляется в специализированную организацию;
- планировка и устройство твердого покрытия на технологических площадках;

					<i>ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ</i>	Лист
						105
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- устройство ограждающих стен вокруг технологических резервуаров;

9.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Перечень возможных чрезвычайных ситуаций на объекте

Пожарная и взрывная опасность

Пропилен относят к классу легковоспламеняющихся газов. При работе оборудования нельзя допускать открытого огня, искр и курения.

При сливно-наливных операциях следует строго соблюдать правила защиты от статического электричества в производствах химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности.

Производственные помещения, в которых ведутся работы с пропиленом, должны быть обеспечены приточно-вытяжной вентиляцией, а оборудование - местными отсосами. В помещениях для хранения и применения пропилена запрещается обращение с открытым огнем, а также использование инструментов, дающих при ударе искру. Электрооборудование и искусственное освещение должно быть выполнено во взрывобезопасном исполнении.

Для тушения пропилена необходимо применять химическую и воздушно-механическую пену. Для тушения небольших очагов горения применяют ручные пенные или углекислотные огнетушители.

Меры по ликвидации чрезвычайных ситуаций и последствий

Действия работников при возникновении аварий и аварийных ситуаций.

Действия персонала определяются [34].

Для обеспечения безаварийной работы установки и достижения минимального уровня

взрывопожароопасности процесса предусмотрены следующие мероприятия:

- все стадии технологического процесса непрерывны и склонны к устойчивому протеканию;
- при соблюдении правил эксплуатации процесс не обладает возможностью взрыва внутри технологической аппаратуры;
- применяемые, обращающиеся и получаемые вещества не обладают способностью быстро и спонтанно полимеризоваться, реагировать с водой, саморазогреваться и самовоспламеняться, не склонны к произвольному термическому разложению при высоких температурах и давлениях;

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
						106
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- на установке отсутствуют открытые поверхности аппаратов и трубопроводов с температурой выше температуры самовоспламенения обрабатываемых веществ;
- контроль и управление процессом осуществляется автоматически и дистанционно из операторной с использованием электронной системы приборов;
- предусмотрены система аварийного освобождения аппаратов от продуктов в аварийную емкость и аварийный сброс на факел;
- на наружной установке, где расположено оборудование, в котором обращаются взрывопожароопасные вещества, предусмотрены датчики загазованности, сигналы от которых поступают в операторную.

Способы и средства пожаротушения

В соответствии с требованием норм по пожаротушению на установке должны быть предусмотрены первичные и стационарные средства пожаротушения, а также пожарная сигнализация.

На установке предусмотрены следующие средства пожаротушения:

- первичные средства пожаротушения (огнетушители – пенные ОХП-10, корюшковые ОПУ-10, ОПС-10г, углекислотные ОУ-5, ОУ-8; кошмы, ящики с песком, лопаты и т.д.);
- стационарная система пенотушения открытой насосной;
- водяная оросительная система колонных аппаратов;
- пожарные краны в помещении компрессорной[9].

Безопасность при чрезвычайных ситуациях

Чрезвычайные ситуации (ЧС) - совокупность таких обстоятельств, которые сопровождаются разрушениями, поражениями людей, изменением экологической обстановки.

К чрезвычайным ситуациям относятся: производственные аварии, стихийные бедствия, военные конфликты.

В условиях ЧС необходимо знать правила поведения во избежание паники и несчастных случаев.

Стихийные бедствия - ураганы, наводнения, землетрясения предотвратить нельзя, поэтому, отключив электричество в здании, его необходимо покинуть или спуститься в подвальное помещение (бомбоубежище).

					ФЮРА.УОП.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		107

При возникновении военного конфликта нужно эвакуировать из здания людей или спуститься в подвал (бомбоубежища).

Эвакуационные пути - это пути, ведущие к эвакуационным выходам. Наиболее распространенными путями эвакуации являются проходы, коридоры, фойе и лестницы.

Самое главное - при любой чрезвычайной ситуации сохранять спокойствие и не забывать отключить электроэнергию и электроприборы. Иначе, это приведет к ещё большим разрушениям.

При поступлении сигнала об угрозе нападения противника все работники лаборатории должны быть обеспечены средствами индивидуальной защиты, после чего должны удалиться в убежище согласно плану эвакуации из помещения .

Вывод:

Теплообменник кожухотрубчатый спроектирован в соответствии с требованиями [35].

Герметичность технологической обвязки узлов исключает загрязнение воздуха рабочей зоны вредными и взрывоопасными веществами в соответствии с [36, 37] и исключает недопустимые тепловыделения.

Заключение

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 дипломной работе представлены разделы: «Социальная ответственность», «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение».

Список литературы

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии, 10-е изд. – М.: Альянс, 2013. – 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., Соболева А.П. Курсовое проектирование по предмету "Процессы и аппараты химической промышленности": Учеб.пособие для учащихся техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – 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/Том. политехн. ун-т. – Томск, 2003. – 118с.
6. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 3-е изд., стереотипное. - М.: Альянс, 2008. – 752с.
7. ГОСТ 34233.1-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. – М.: Стандартиформ, 2018.
8. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли. Ч.1. Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств: учебное пособие / сост. В.М. Беляев, В.М. Миронов; Томский политехнический университет. - 3-е изд., доп. и испр. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. - 314с.
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.: Стандартиформ, 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.

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 обечайек 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 обечайек 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. Федеральная инспекция труда. // Официальный сайт компании «КонсультантПлюс».

http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_34683/06e65c29627d7e3cc4324f474b4f5afe0a9541dc/ , дата обращения – 25.04.19.

26. Кожухотрубные теплообменники. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. Режим доступа: <http://docplayer.ru/27731520-Kozhuhotrubnye-teploobmenniki-instrukciya-po-ekspluatacii-i-tehnicheskomu-obsluzhivaniyu.html> , дата обращения - 17.05.18.

27. ГОСТ 26568-85. Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация. //Общероссийский классификатор стандартов. Режим доступа: <http://internet-law.ru/gosts/gost/20231/>, дата обращения – 25.04.19.

28. ГОСТ 12.1.003–83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности //Электронный фонд правовой и нормативно-технической документации. 2018. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/5200291> , дата обращения - 25.04.19.

29. 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.).

30. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2001..

31. ГОСТ 14202-69. Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2004.

32. Назаренко О. Б. Безопасность жизнедеятельности: учебное пособие / О. Б. Назаренко, Ю. А. Амелькович; Томский политехнический университет. – 3-е изд., перераб. и доп. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – 178 с.

33. ПБ 03-576-03. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. // Портал нормативных документов. // Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору. Режим доступа: <http://www.lenprom.spb.ru/files/documentation/83.pdf> , дата обращения -25.04.19.

34. СНиП 21-01-97. Пожарная безопасность зданий и сооружений //Электронный фонд правовой и нормативно-технической документации. Режим доступа: http://www.ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/2/2107/ , дата обращения - 25.04.19.

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.

Приложение А

(справочное)

Таблица А.1 – Сводная таблица заработной платы основного персонала

Наименование профессий	Списочная численность	Тарифный разряд	Тарифная ставка за день, руб.	Номин. Фонд рабочего времени всех рабочих в год, ч	Основной фонд заработной платы, тыс. руб.					Дополнительный фонд з/п, тыс. руб.	Общий годовой фонд з/п, тыс. руб.	Общий фонд з/п с учетом районного коэффициента, тыс.руб.
					Тариф. фонд	Премия	Доплата за ночное время	Доплата за работу в праздники	Итого			
	Чсп		Тст	Нф=360*Чсп	Зтар=Чсп*Тст*Тэф	Пр=Зтар*10%	Дн.вр = Зтар*40%	Дпр.дн. = Зтар*0,3	Зосн=Зтар+Пр+Днвр+Дпрдн	Здоп = Зосн*10%	Зобщ.=Здоп+ Зосн	Зобщ*К; К=1,3
ИТР	4	6	3123	1440	3972,4	397,24	1588,96	1191,72	7150,3	715,03	7865,33	10224,9
Старший оператор	4	5	2578	1440	3279,2	327,92	1311,68	983,76	5902,6	590,26	6492,86	8440,7
Оператор установки	8	4	1987	2880	5054,8	505,48	2021,92	1516,44	9098,64	909,86	10008,5	13011,5
Ремонтный персонал	8	4	1269	2880	3228,3	322,83	1291,32	968,49	5810,94	581,09	6392,03	8309,64
Итого	24	-	-	-	15534,7	1553,47	6213,82	4660,41	27962,48	2796,25	30759,07	39986,74

