TOMSK POLYTECHNIC UNIVERSITY ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

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**
Направление подготовки **18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии, профиль Машины и аппараты химических производств**
Отделение школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера**

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Проект замены теплообменника предварительного подогрева нефти участка ректификации

УДК 66.045.1.001.63:66.048.3

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К51	Сиахаан Рафаел Патуан		

Руководитель

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

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Механический расчет оборудования»

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

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

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

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Л.А.	к.т.н., доцент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

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

Томск – 2019 г.

TOMSK POLYTECHNIC UNIVERSITY ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

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

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

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

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

Студенту:

Группа	ФИО
4К51	Сиахаан Рафаел Патуан

Тема работы:

Проект замены теплообменника предварительного подогрева нефти участка ректификации	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	1235/с от 18.02.2019
Срок сдачи студентом выполненной работы:	25.05.2019

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

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.).*	**Расчет теплообменной аппаратуры для подогрева сырой нефти** Холодный теплоноситель – сырая нефть; Горячий теплоноситель – легкая фракция нефти; Расход холодного теплоносителя: 105 кг/с; Температура горячего теплоносителя: 233 °С; Начальная температура холодного теплоносителя: 145 °С; Конечная температура холодного теплоносителя: 167 °С; Давление в трубном пространстве: 0.59 МПа Давление в межтрубном пространстве: 3.09 МПа

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов *(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).*	Реферат Введение 1 Описание технологической схемы 2 Расчет кожухотрубчатого теплообменника 3 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 4 Социальная ответственность Заключение Список литературы
Перечень графического материала *(с точным указанием обязательных чертежей)*	Лист 1 – Общий вид кожухотрубчатого теплообменника А1 Лист 2 – Сборочный чертеж кожухотрубчатого теплообменника А1 Лист 3 – Технологическая схема установки А1 Лист 4 – Технико-экономические показатели А2

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы

(с указанием разделов)

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	Тихонов Виктор Владимирович	к.т.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К51	Сиахаан Рафаел Патуан		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	**ФИО**
4К51	Сиахаану Рафаелу Патуану

Школа	ИШНПТ	**НОЦ Н.М. Кижнера**	НОЦ Н. М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	**Направление**	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 потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения*	*Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта.*
2. *Планирование и формирование бюджета научных исследований*	*Определение целей и ожиданий, требований проекта. Определение заинтересованных сторон и их ожиданий.*
3. *Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования*	*Определение производственной мощности. Расчет сырья, материалов, оборудования, фонда оплаты труда. Расчет себестоимости аппарата.*
Перечень графического материала *(с точным указанием обязательных чертежей)***:**	
1. *Таблица Технико-экономических показателей;* 2. *График точки безубыточности.*	

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К51	Сиахаан Рафаел Патуан		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4К51	Сиахаану Рафаелу Патуану

Школа	ИШНПТ	**Отделение (НОЦ)**	НОЦ Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	**Направление/специальность**	18.03.02. Энерго - и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Тема ВКР:

Проект замены теплообменника предвариельного подогрева нефти участка ректификации.	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	В работе рассматривается проектирование теплообменника меньшей производительности для оптимизации расхода на участке ректификации и использована в дальнейших переработках.
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 РФ – ФЗ «Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний» – ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» – ФЗ «О радиационной безопасности населения» – СанПиН 2.2.4.3359-16
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	– Превышение уровня шума – Отклонение показателей микроклимата – Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека
3. Экологическая безопасность:	- Вредное воздействие осуществляется сбросом отработанной воды в гидросферу, без необходимого процесса рекуперации жидкости. -На атмосферу и литосферу вредного влияния не оказывается.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	–Пожароопасная ситуации; –Поражения рабочего персонала электрическим током.

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
4К51	Сиахаану Рафаелу Патуану		

Запланированные результаты обучения по ООП 18.03.02 выпуска 2019

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
Профессиональные компетенции		
Р1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социальноэкономические и специальные знания в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ОПК-1,2,3; ПК8,10,11,12; ОК1,2,3,4), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
Р2	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)
Р3	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)
Р4	Проектировать и использовать энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической техно	Требования ФГОС (ОПК – 1; ПК2,4,5,8,17,18; ОК3,4), Критерий 5 АИОР (п.1.3)
Р5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ОПК -2,3; ПК13,14,15; ОК-7), Критерий 5 АИОР (п.1.4)
Р6	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; ПК1,4,6,7,9,10,11; ОК-9), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
Общекультурные компетенции		
Р7	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,6), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
Р8	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-7), Критерий 5 АИОР (2.6)
Р9	Владеть иностранным языком на уровне, позволяющем разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-5) , Критерий 5 АИОР (п.2.2)

Р10	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

Выпускная квалификационная работа содержит 112 страницы, 24 рисунок, 25 таблиц, 36 литератруных источников.

Ключеые слова: ТЕПЛООБМЕННИК КОЖУХОТРУБЧАТЫЙ, ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИЙ, ФЛАНЕЦ, ТРУБНАЯ РЕШЕТКА.

Объект – теплообменник кожухотрубчатый узла предварительного подогрева сырой нефти.

Цель работы – проект замены теплообменника кожухотрубчатый для подогрева сырой нефти участка ректификации зовада PERTAMINA (Refinery Unit VI) г. Balongan, Republik Indonesia.

В процессе проектирования проводились тепловой, конструктивный, механический, гидравлический расчеты, расчет тепловой изоляции. Кроме того, также рассмотрены вопросы финансового менеджмента и социальной ответственности.

Область применения – спроектированный теплообменник может быть примен на заводе PERTAMINA (Refinery Unit VI) г. Balongan, Republik Indonesia, для подогрева сырой нефти участка рекификации.

Abstract

Final qualification work consisted of 112 pages, 24 figures, 24 tables, 37 literatures sources.

Key words: SHELL AND UBE HEAT EXCHANGER, THERMAL CALCULATION, MECHANICAL CALCULATION, HYDRAULIC CALCULATION, CALCULATION OF THERMAL INSULATION, FLANGE, PIPE GRID.

The object of the study is a shell-and-tube heat exchanger located in the hot pre-heat section for crude oil heating process.

The aim of the study is heat exchanger replacement to achieve the optimal performance of the apparatus with the current requirements for crude oil heat exchange process of the rectification section of PERTAMINA Plant (Refinery Unit VI) in Balongan, Republic of Indonesia.

In the process of design, thermal, constructive, mechanical, hydraulic calculations, calculations of thermal insulation were carried out. In addition, issues of financial management and social responsibility are also considered.

Application area – the designed heat exchanger can be used at the PERTAMINA Plant (Refinery Unit VI) in Balongan, Republic of Indonesia to heat the crude oil in the rectification section.

Содержание

Введение 16
1 Технологическая схема 28
Задание 29
2 Технологический расчет 30
2.1 Тепловые и материальные расчеты 30
2.2 Ориентировочный расчет поверхности теплообменна 31
2.3 Расчет тепловой изоляции 35
2.4 Расчет и подбор штуцеров и фланцев 36
2.5 Подбор днища, крышки и фланцев 36
2.6 Расчет трубных решеток 38
2.7 Подбор опоры 39
3 Механический расчет 40
3.1 Выбор конструкционного материала 40
3.2 Расчетная модель 40
3.3 Расчет температурных деформаций 41
3.4 Расчет толщин стенок кожуха 42
3.5 Расчет выпуклых днищ и крышек 45
3.6 Расчет штуцеров и укрепления отверстий 48
3.6.1 Расчет параметров цилиндрической оболочки и штуцера 49
3.7 Поверечный расчет кожухотрубного теплообиенного аппарата 53
3.7.1 Расчет вспомогательных величин 53
3.7.2 Определение усилий в элементах теплообменного аппарата 58
3.7.3 Расчетные напряжения в элементах конструкции 60
3.7.4 Проверка прочности трубных решеток 63
3.7.5 Проверка жесткости трубных решеток 65
3.8 Расчет фланцевого соединения теплообменника 66
3.8.1 Основные расчетные значения 68
3.8.2 Усилия, необходимые для смятия прокладки 69
3.8.3 Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях 70
3.8.4 Податливость прокладки и шпилек 70
3.8.5 Расчетные параметры и угловая податливость фланцев 71
3.8.6 Плечи действия сил и коэффициенты жесткости 72

3.8.7 Проверка прочности шпилек и прокладки 73
3.8.8 Расчет фланцев на статическую прочность 74
3.8.9 Расчетные напряжения во фланец при затяжке....74
3.8.10 Расчетные напряжения во фланец в рабочих условиях....75
3.8.11 Проверка условий статической прочности фланцев....76
3.8.12 Проверка углов поворота фланцев 78
3.8.13 Проверка малоцикловой прочности элементов фланцевого соединения 78
3.9 Расчет обечайки от воздействия опорных нагрузок 78
3.9.1 Определение массы аппарата....80
3.9.2 Расчет обечайки, нагруженной нагрузками от седловых опор....81
3.9.3 Проверка несущей способности обечайки....83
4 Гидравлический расчет....88
5 Финансовый менеджмент....90
5.1 Оценка коммерческого потенциала и проспективность проекта. 90
5.1.1 Потенциалные потребители результатов исследования. 90
5.1.2 SWOT анализ. 91
5.2 Этап планирования....94
5.2.1 Структура работ в рамках научной работы 94
5.2.2 Определение трудоемкости выполнения работ....96
5.2.3 Разработка графика проведение работ 96
5.2.4 Бюджет дипломного проекта....98
5.3 Расчет производственной мощности....105
5.3.1 Расчет себестоимости готовой продукции....106
5.4 Расчет затрат на производство продукции....109
5.4.1 Расчет годовой потребности в сырье и материалах 109
5.4.2 Определение цены готовой продукции 110
6 Социальная ответсвенность....113
6.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности 113
6.2 Производственная безопасность....113
6.3 Экологическая безопасность 116
6.4 Обоснование мероприятий по снижению воздействия опасных факторов....118
6.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях 119
6.6 Пожарная безопасность 119

Заключени 121
Список литературы.....122
Приложение А 125
Приложение Б 126

Введение

Тепло - это одна из форм энергии, которая может передаваться из одного места в другое, но не может быть создана или уничтожена вовсе. В процессе нагревание может привести к повышению температуры, изменениям давления, химическим реакциям и электричеству [1].

Теплопередача – это наука о процессах распространения теплоты. Процесс теплопередачи может быть сделан прямо и косвенно. Прямой процесс теплопередачи, т.е. горячая жидкость будет смешиваться с жидкостью с более низкой температурой без разделения. Непрямой процесс теплопередачи заключается в том, что если жидкость имеет более высокую температуру и жидкость с более низкой температурой не связана напрямую, а разделяется разделительными барьерами. Процесс теплопередачи делится на 3, а именно: теплопроводность, конвекция, и тепловая радиация [2]. В реальных установках в реальных условиях тепло передается комбинированным образом, но вклад этих трех компонентов, сравниваемых с общей теплопередачей, не одинаков и определяется многими условиями, такими как: характер СОЖ, агрегатное состояние, температура, а также гидродинамические условия.

Конвекция – это перенос тепла вследствие движений и перемещений микроскопических объемов газа или жидкости.

В химической технологии теплообменники достаточно обширны, используются в различных отраслях легкой и тяжелой промышленности. На предприятиях химической и нефтеперерабатывающей промышленности теплообменник составляют до 30-40 % массы всего оборудования, в пищевой промышленности составляют до 15-18 %, в холодильных установках из доля примерно составляют 70-80 % [1]. Химические реакции происходить при определенной температуре, и от температуры зависит скорость процессов, полнота превращений, активность катализатора, и чистота продуктов.

Различные типы теплообменников используются для обеспечения определенных процессов.

В зависимости от способа передачи тепла, существуют две группы теплообменников:

1) Поверхностные теплообменники. Теплообменники, в которых процесс переноса тепла между горячими и холодными агентами происходит через глухую стенку, т.е.через разделяющую их поверхность теплообмена;

2) Теплообменники смешения. Теплообменники, в которых процесс передача тепла происходит от одной среды к другой при их непосредственном соприкосновении. Так же существует регенеративные теплообменники, но их редко применяют в химической

промышленности. Регенеративные теплообменники, в которых процесс нагревания жидких сред происходит за счет их соприкосновения с ранее нагретыми твердыми телам и насадкой, заполняющей аппарат, периодически нагреваемой другим теплоносителем.

Теплообменник

Теплообменник - это устройство, используемое для передачи тепла между двумя или более жидкостями. Жидкости могут быть однофазными или двухфазными и, в зависимости от типа теплообменника, могут быть разделены или находятся в непосредственном контакте. Устройства, использующие источники энергии, такие как стержни ядерного топлива или нагреватели, обычно не рассматриваются в качестве теплообменников, хотя многие принципы, используемые в их конструкции, являются одинаковыми.

Назначение теплообмена в перерабатывающей промышленности, а именно:

- нагревание или охлаждение жидкости до достижения желаемой температуры;
- изменить состояние или фазу жидкости;
- экономия энергии на следующем процессе.

В процессе переработки масла теплообменник используется в качестве нагревателя полупродуктов для дальнейших процессов или нагревателя технологической жидкости или продукта, который должен храниться в резервуаре. В промышленности маслообменников широко используются теплообменники - это кожухотрубный теплообменник. Это связано с рядом преимуществ, в том числе:

- обеспечивает большую площадь поверхности теплообмена с малой формой или объемом;
- достаточно хорош, чтобы работать с давлением;
- изготовлены из различных типов материалов в соответствии с текучей средой, температурой и давлением;
- легко моется;
- простая конструкция;
- очень легко понять рабочие процедуры;
- его конструкция не одно целое, поэтому он облегчает транспортировку.

Процесс теплообмена может происходить из-за разницы температур между горячей жидкостью и холодной жидкостью, так как разность температур является движущей силой процесса, и поскольку теплообмен происходит в системе, тепловые потери объекта будут такими же, как и потери, полученные другим объектом.

Инженеру-технологу химического направления необходимо уметь выполнять расчеты теплообменной аппаратуры, т.е. подбирать теплообменный аппарат для данного процесса.

Цель данной работы – проектирование замены теплооменника предварительного подогрева нефти для участка ректификации завода RU VI Pertamina г. Balongan, Republika Indonesia.

Для достижения поставленной цели в работе, подставляются и решаются следующие основные задачи:

- Проведение литературный обзор;
- Характировка объект и методы исследования:
- Проведение расчеты параметров аппарата;
- Рассмотрение вопросы социальной ответственности, финансового менеджмента, ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

Объектом исследования является теплообменник кожухотрубчатого предворительного подогрева нефти для участка ректификации завода RU VI Pertamina г. Balongan, Republika Indonesia.

Предмет исследования – параметры аппарата.

Прежде чем приступать к расчету теплооменного аппарата, нужно знать как он выглядить, как он устроен, и из каких элементов состоит. Поэтому важно рассмотреть, что представляют собой промышленные теплообменники и какими они ывают.

1.1 Направление потока

Существует три основных классификации теплообменников в зависимости от направления потоков: с параллельным потоком, с противоточным потоком, и с перекрестным потоком. В теплообменниках с параллельным потоком, две жидкости входят в теплообменник на одном конце и перемещаются параллельно друг другу на другую сторону. В противоточных теплообменниках, жидкости входят в теплообменник с противоположных концов. Противоточная конструкция является наиболее эффективной в том смысле, что она может переносить наибольшее количество тепла от теплопередающей среды на единицу массы благодаря тому, что средняя разность температур по любой длине единицы выше. В теплообменнике с перекрестным потоком жидкости движутся примерно перпендикулярно друг другу через теплообменник.

Для повышения эффективности теплообменники предназначены для максимизации площади поверхности стенки между двумя жидкостями при одновременном минимизации сопротивления потоку жидкости через теплообменник. На производительность теплообменника также может влиять добавление ребер или гофр в одном или обоих направлениях, которые увеличивают площадь поверхности и могут направлять поток жидкости или вызывать турбулентность.

1.2 Конструкции теплообменных аппаратов

- Теплообменники типа “труба в трубе”

Теплообменники труба в трубе являются простейшими теплообменниками, используемыми в промышленности. С одной стороны, эти теплообменники дешевы как для проектирования, так и для технического обслуживания, что делает их хорошим выбором для небольших отраслей. С другой стороны, их низкая эффективность в сочетании с большим пространством, занимаемым в больших масштабах, привела к тому, что современные отрасли промышленности используют более эффективные теплообменники, такие как кожухотрубный или трубчатый или пластинчатый. Однако, поскольку теплообменники труба в трубе просты, они используются для обучения студентов основам проектирования теплообменников, поскольку основные правила для всех теплообменников одинаковы.

При небольших тепловых нагрузках (20-40 м^2), на практике часто используется наиболее простых по устройству, изготовлению, монтажу и эксплуатации теплообменников типа “труба в трубе”.

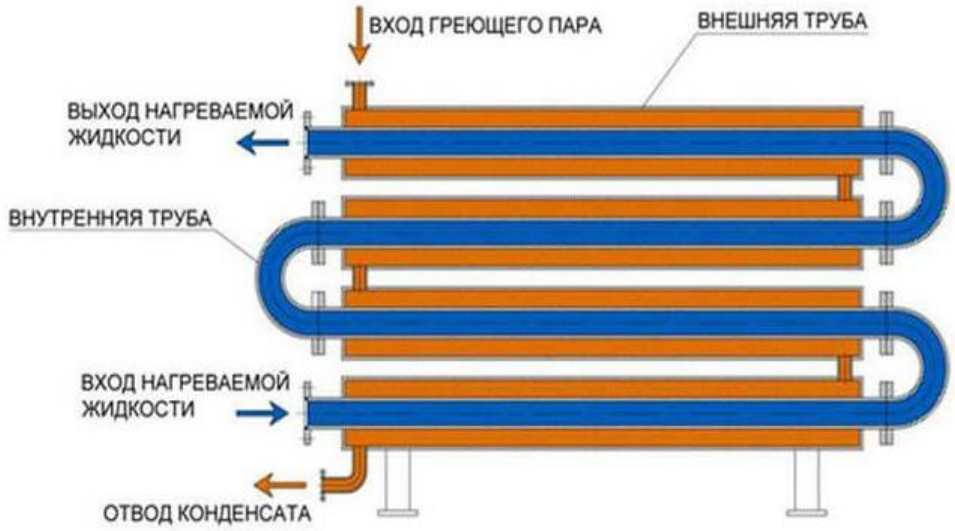

Рисунок 2 – Неразборный теплообменник типа «труба в трубе»

- Кожухотрубные теплообменники.

Кожухотрубные теплообменники, состоящие из пучков труб, которые закрепляются в трубных решетках, кожухах, крышках, камерах, потрубках и опорах. Трубные и межтрубные пространства разделены, и каждое из них может быть разделено перегородками на несколько витки. Классическая схема кожухотрубного теплообменника показана на Рисунок 1:

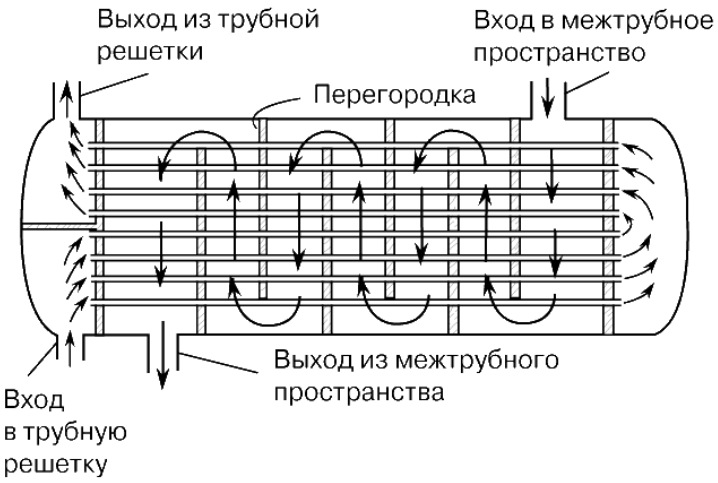

Рисунок 3 – Классическая схема кожухотрубчатого теплообменника

В кожухотрубчатом теплообменнике двигаются 2 потока, 1 поток проходит по пространстве внутри труб, так называемое – трубное пространство, а другой поток омывает трубы снаружи, проходя по так называемому – межтрубное пространство. На Рисунок 2 хорошо показано, что по межтрубному пространству, поток двигается заданному наравлению. С таким движением, лучше будет омывание труб и это возможно при устанавлении сегментных перегородок.

Эти перегородки резко меняют траекторию потока, а это вызывает повышение эффективность теплоотдачи. Высота вырезаемого сегмента - 1/3 от диаметра аппарата, и расстояние между – 0,5 диаметра кожуха.

Кожухотрубчатый теплообменник бывают одноходовым, двухходовым, четырёхходовым, и шестиходовым. Представим что при проектировании нового аппарата, и его трубный пучок получается длинными , но при этом маленький диаметр. В этом случае, трубный пучок целообразнее как бы «сложить». Так и появились многоходовый теплообменник.

Одна из особенностей теплообменных аппаратов так же является тепловое расширение или температурная деформация. Если в трубное пространство поступает холодный поток, в межтрубное пространство поступает горячий поток, то кожух удлиняется по сравнению с трубами, это так называемое – тепловое расширение металла. Если же холодный поток напрвлять в межтрубное пространство, а горячий в трубное пространство, то за счет удлинения трубы будут изгибаться. Это явление называют температурной деформацией.

Для избежания от этих явлений, кожухотрубные теплообменники деляются:

- с линзовым компенсатором на кожухе;
- с плавающей головкой;
- с U-образными трубами

В первом случае, кожух разрезается и к нему привариваются линзы (одна или несколько – в зависимости от требуемого удлинения). При установлении линзовых компенсаторов, кожух становится похож на грамошку.

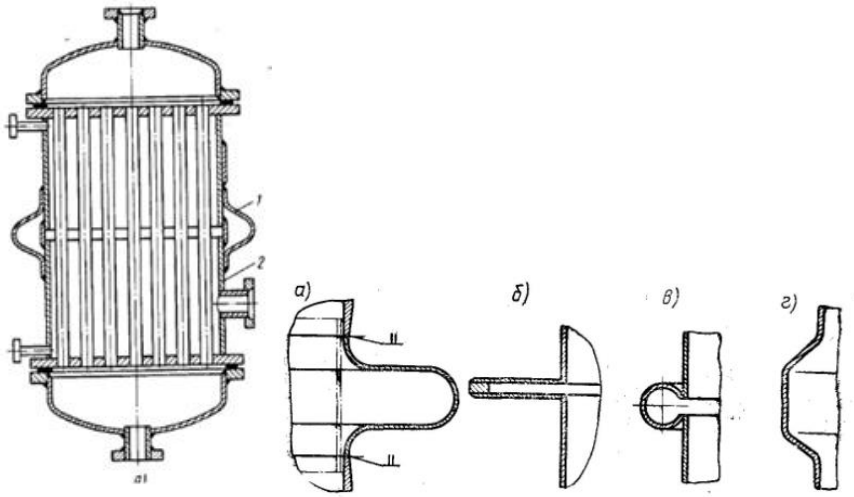

Рисунок 4 – Кожухотрубный теплообменник с с температурным компенсатором на кожухе.

Компенсатор – весьма ответственный элемент аппарата. Его применяют для компенсации температурных напряжений. Компенсатор должен быть гибким по сравнению с материалом кожуха, поэтому его делают тоньше кожуха теплообменника.

Основные конструкции компенсаторов:

- Линзовый компенсатор (рисунок ***а***);
- Компенсатор из плоских листов (рисунок ***б***);
- Компенсатор из изогнутых трубок (рисунок ***в***);
- Компенсатор в виде утолщенной части корпуса (рисунок ***г***).

Во втором случае, когда компенсация досигается при установлении плавающей головки – трубный пучок имеет отдельную внутренную крышку, которая не приваривается к кожуху, и может двигаться по горизонтали.

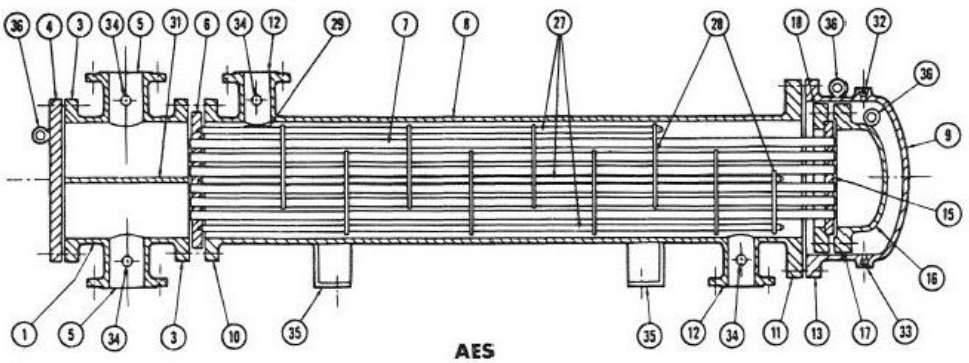

Рисунок 5 – Кожухотрубный теплообменник с плавающей головкой.

Такой аппарат состоит из: передней камеры (1); задней камеры (2); внешнего фланца головки (3); крышки головки (4); входного/ выходного патрубок головки (5); стационарной трубной решетки (6); трубы (7); кожуха (8); крышки кожуха (9); фланца кожуха со стороны стационарной головки (10); фланца кожуха с разборной стороны – или плавающей головки, или трубной решетки (11); входного/ выходного патрубок кожуха (12); фланца крышки кожуха (13); компенсатора напряжений (14); плавающей трубной решетки (15); крышки плавающей головки (16); фланца крышки плавающей головки (17); отдельного кольцевого фланца задней плавающей головки (18); отдельного кольцого фланца задней головки (19); направляющего поддерживающего фланца (20); крышки задней головки (21); трубчатой задней головки (смесительная камера) (22); сальники (23); уплотнения (24); фланца задней крышки (25); болты (26); соединительных тяги и распорки (27); поддерживающих перегородок (28); пластины растекания (29); продольной перегородки (30); перегородки-ребро или разделительная пластина в головке (31); штуцер смотровой (32); штуцер дренажный (33); штуцер для измерительных приборов (34); крепежных стойки (35); рымболт для монтажных работ (36);

В последнем случае, прием подавления температурной деформации – применение U-образных труб.

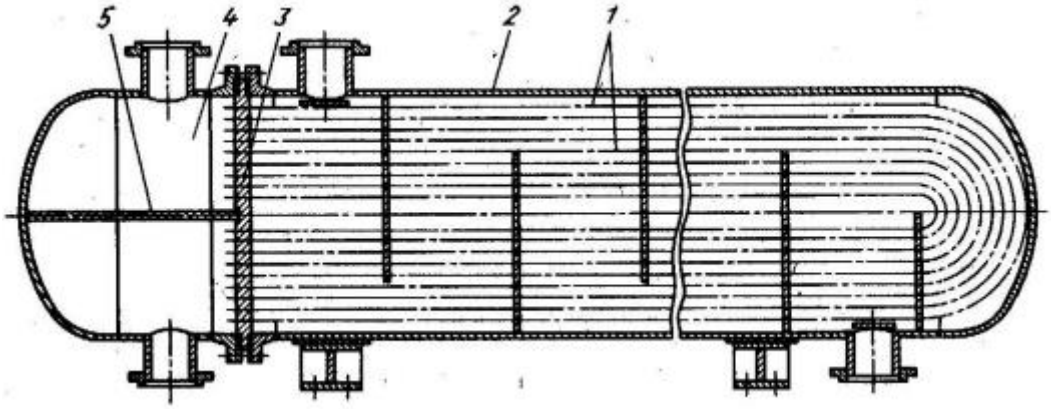

Рисунок 6 – Кожухотрубный теплообменник с U-образными трубами.
1 - U-образный трб , 2 – кожух, 3 – трубная решетка, 4 – распредеительная камера, 5 – перегородка.

Общие требования к проектированию

Проектирование теплообменного аппарата является разработкой технической документации, по которой имеет возможность изготовление нового аппарата, которое отвечает заданные требования, это творческий процесс определения общей схемы (конструкции) аппарата в целом. На этом етапе, рассматриваются несколько вариантов

конструкций, и окончательный вариант конструкции теплообменника выбирается на основе проведенных тепловых и прочностных расчетов.

Конструирование – это этап проектирования аппарата, когда, опираясь на результаты расчетов, проводять более детально проработку элементов конструкции с учётом технологии изготовления и уточняют все принятые при проектировании инженерные решения.

В этом этапе, создаются чертежи теплообменного аппарата, так же формулируются технические требования к изготовлению аппарата и его элементов, и разрабатывается техническая документация.

При проектировании задаются исходные данные, и полученный теплообменные аппараты должны отвечать нескольким требованиям:

- Высокая производительность определяется многими факторами, как высокая теплопроводность материала, интенсивный теплообмен, поддержание оптимального режима работы, малое загрязнение поверхности теплообмена.
- Обеспечение экономичности работы аппарата делается путём малых затрат на энергию при прокачивании теплоносителей, удлинении межремонтных промежутков, и максимальном упрощении обслуживания.
- Простота конструкции, компактность, и малый вес обеспечиваются правильным выбором типа аппарата, формы поверхности теплообмена, стоимость материалов.
- Выбор конструкции аппарата, высокая точность расчетов на прочность и тепловых расчетов, высокое качество обслуживания обеспечивают надежность, длительный срок работы, удоства монтажа и ремота.

Выше перечисленные условия и требвания не истощают всех факторов, у которых важное значение при проектировании теплообменных аппаратов. Поскольку не возможно идеально удовлетворять все требования в полной мере, максимальное полное выполнение этих противоречивых условий и составляет основу рационального проектирования тепообменных аппаратов.

Стадии проектирования

Процесс проектирования сложных изделий, как например теплообменный аппарат, поэтапно проводится в следующей последовательности (по ГОСТ 2.103 – 68):

1. Разработка технического предложения на проектирования.

Первычным основопологающим документом является техническое издание. При разработке нового аппарата, все проектировщики руководсвтвуются этим документом. Требования, которые лежат в техническом заданий, как правило основываются на

современных достижениях науки и техники, на результатах выполненных экспериментальных и научно-исследовательских работ.

2. Техническое предложение.

В техническом предложении понимается совокупность конструкторских документов, в которых содержаются технические и технико-экономические обоснования целообразности разработки документации изделия на основании анализа технического задания заказчика и также различных вариантов возможных решений изделий, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующих изделий и патентные исследования [37].

3. Эскизное проектирование.

В эскизном проектировании понимается совокупность конструкторских документов, в которых содержаются принципиальные конструкторские решения, которые выдают общее представление об устройстве и принципе работы изделия, также включаются данные, опрделяющие назначение, габаритные размеры и другие основные параметры разрабативаемого изделия. На этом етапе прозводятся тепловые, прочностные и гидравлические расчеты [37].

4. Техническое проектирование.

Технический проект – это набор конструкторских документов, в которых содержаются конечные решения о разрабатываемом теплообменном аппарате и исходные данные для рабочей документации [37]. Технический проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации. Объем работ – по ГОСТ 2.120 – 73. На стадии технического проектирования более детально рассматривает решения, полученные при эскизном проектировании.

5. Разработка рабочей конструкторской документации.

Задачей рабочей документаций является полная детализация проектных решений, обеспечивающая осуществление всех производственных операций, связанных с реализацией этих решений. На этапе рабочей консрукторской документации корректируется с учетом результатов изготовления и испытаний головного образца аппарата.

Разрабатывается также эксплуатационная документация, которая предназначен для изучения конструкции теплообменного аппарата обслужающим персоналом с целью обеспечения его правилность при эксплуатации. В состав эксплуатационной документации входят описание и инструкция по эксплуатации, формуляры и паспорта на каждый аппарат.

Рекомендации по конструированию теплобменных аппаратов.

Проектирование и изготовление аппаратов может занят долгое время, для ускорения и облегчения этого были разработан стандарты, и по этими стандартам выбираются отдельные детали аппаратов как: крышки, днища, штуцеры, крепежные детали, фланцевые соединения и др.

Обечайка является главным эломентом корпуса, которая имеет найбольшую металлоемкость и наиболее ответсвенный узел любого теплообменного аппарата. Формы корпусов бывают разными, вследствие этого и обечайки определяется техническим требованиями, предъявляемыми к тому или иному аппарату, а также конструктивными соображениями проектировщиков.

Самое большое распространение получили цилиндрические обечайки, отличающиеся простотой изготовления и радиальным расходом материала, поэтому, если не противоречит каким-либо особым требованиям, при конструировании аппаратов рекомендуется применять эту форму обечайки.

При конструировании обечаек цилиндрических форм, независимо от материала и технологии изготовления, рекомендованно применять внутренных базовых диаметров согласно ГОСТ 9417.

Днища также является небходимым компонентом кожухотрубных теплообменников, так как с помощью крышек жидкость удерживается на стороне труного пространства и также для обеспечения желяемого пути потока. Как правило, они изготавливаются из того же материала как обечайки аппарата. Форма днища зависит от формы сопрягаемой с ним обечайки, давления в нем среды, и также конструктивных соображений. Наиболее распространение имеет эллиптическая днища. Широкое применение в различных конструкциях аппаратов штампованных из листового проката свидительствует именно об этом. Рекомендуется применять штампованные еллиптические днища в сварных цилиндрических аппаратох, и обычно в этом случае, днища привариваются к обечейке.

Значительно часто, в днищах и обечайках, требуется иметь разного рода отверстия для штуцеров, люков, вводов труб, и т.п. Такие отверстие могут быть 2 типа: неукрепленные и укрепленные. Неукрепленным считается отверстие без усиливающих элементов в виде приваренных накладок и штуцеров. Отверстия с развальцованными в них трубами рассматриваются как неукрепленные.

Укрепление отверстий обычно предворяется втулками, накладками и ббышками. Основные размеры, которые включают высоту и толщину втулок, диаметр накладка, диаметр и высоту бобышки определяются, изходя из условия равенсва площади сечения материала укрепляемой стенки номинальной расчетной толщины, удаляемого при

образовании отверстия, площади сечения добавляемых укрепляющих элементов, изготовленных из также материалов, что и укрепляемые стенки.

Отверстия считаются укрепленными частично, в случае когда условия не выполняется и даже при наличии укрепляющих элементов. Расположение отверстия эллиптической или прямоугольной формы в цилиндрических обечайках рекомендуется принять так, чтобы малая ось отверстия была бы направлена вдоль образующей цилиндра.

Составной частью различных теплообменных аппаратов являются трубы. Трубка может быть бесшовной или сварной. Бесшовные трубы производятся в процессе экструзии; Шов сварной. Сварные трубы обычно более экономичны. Размеры труб бывают разными, трубы меньшего диаметра (<20 – 25 мм) могут быть использованы, но их сложнее чистить механически. Трубки большего диаметра иногда используются либо для облегчения механической очистки, либо для снижения перепада давления. Согласно с ГОСТ 31842 – 2012, толщины трубы бывают 1.0 мм, 1.5 мм, 2.0 мм. Трубопровод может быть оребрен, чтобы обеспечить большую поверхность теплопередачи; оребрение чаще встречается на внешней стороне труб, но также доступно на внутренней части труб. Трубки с высоким потоком представляют собой трубки со специальной поверхностью для улучшения теплообмена на одной или обеих сторонах стенки трубки. Вставки, такие как скрученные ленты, могут быть установлены внутри труб для улучшения теплообмена, особенно при работе с вязкими жидкостями в условиях ламинарного потока. Витые трубы также доступны. Эти трубки могут обеспечить улучшенную теплопередачу в определенных применениях. Выбор материала труб должен быть согласован с материалом сопрягаемых деталей аппарата в части коррозионной стойкости, свариваемости и т.д.

Прктически во всех аппаратах применяются внутренние поперечные промежуточные перегородки. Перегородки выполняют три функции: поддерживают трубу, поддерживать расстояние между трубами, и направить поток жидкости по желаемой схеме через сторону оболочки. Перегородки бывают: сегментными, секторными, шелевыми, чередованием дисков и колец.

Отрезок перегородки отсекается, чтобы позволить жидкости течь параллельно оси трубы, когда она течет из одного перегородки в другое. Сегментные разрезы с высотой сегмента приблизительно 1/3 от диаметра оболочки обычно являются оптимальными. Отрезки перегородки, большие или меньшие, чем оптимальные, обычно приводят к плохо распределенному боковому потоку оболочки с большими вихрями, мертвыми зонами за перегородками и падением давления выше ожидаемого.

Расстояние между сегментными перегородками называется шагом перегородки. Шаг перегородки и срез перегородки определяют скорость поперечного потока и, следовательно, скорость теплопередачи и перепад давления. Шаг перегородки и срез

перегородки выбираются во время проектирования теплообменника, чтобы обеспечить максимальную скорость жидкости и скорость теплопередачи при соблюдении допустимого падения давления.

Труная решетка представляет собой пластины или поковки (как правило, материал трубной решетки должен быть более прочным и жестким, чем материал трубок), просверленные, чтобы обеспечить отверстия, через которые вставляются трубы. Трубки соответствующим образом прикреплены к трубному листу так, чтобы жидкость на стороне оболочки не смешивалась с жидкостью на стороне трубки. Отверстия просверливаются в трубе обычно в виде двух схем: треугольной или квадратной. Также проводтся размещение труб в трубной решетке по концентрическим окружностям, но уже почти не применяется.

Расстояние между центрами отверстия трубки называется шагом трубки; обычно шаг трубки в 1,25 раза больше наружного диаметра труб. Треугольный шаг чаще всего применяется из-за более высокой теплопередачи и компактности, которую он обеспечивает. Квадратный шаг облегчает механическую очистку наружных поверхностей труб.

Если температурные напряжения, возникающие в стенках теплообменника или трубах, велики, то необходимо предусмотреть устройство для компенсации температурных напряжений.

Применяются в основном 2 вида компенсаторов: гибкий компенсатор (линза, мембрана), устанавливающиеся между частями аппарата, которые имют различную температуру, и сальниковый компенсатор, позволяющийся свободно перемещаться отдельным частям аппарата относительно друг друга. Линзовые компенсаторы применяются как в горизонтальных, так и в вертикальных аппаратах. Преимушество сальниковых компенсаторов – возможность применения их при давлениях теплоносителей, значительно болших, чем для линзовых. Но достатком сальниковых коменсаторов является возможностью пропусков рабочей среды и связанная с этим необходимость периодической их подтяжки.

1 Описание технологической схемы

Сырая нефть в качестве исходного сырья подается из бункера хранения 1 насосом 2 в комплекс теплообменников 3, где нагревается из темепатуры 50 ℃ до 145 ℃. После чего поступает в реактор обослоивания 4 и 5, где снижает содержание соли в сырой нефти. Перед тем как поступает в печь 8, сырая нефть подается в комплекс теплообменников 7 насосом 6, где нагревается легкой фракцей нефтью с температурой 233 ℃ из температуры 145 ℃ до 280 ℃ для снижения подвода энергии в печь, обеспечивающая дальше процесс нагревания. После чего, сырая нефть поступает в ректификационную коллону для разделения продуктов по температурам плавления. Процесс представлен на рисунке 1.

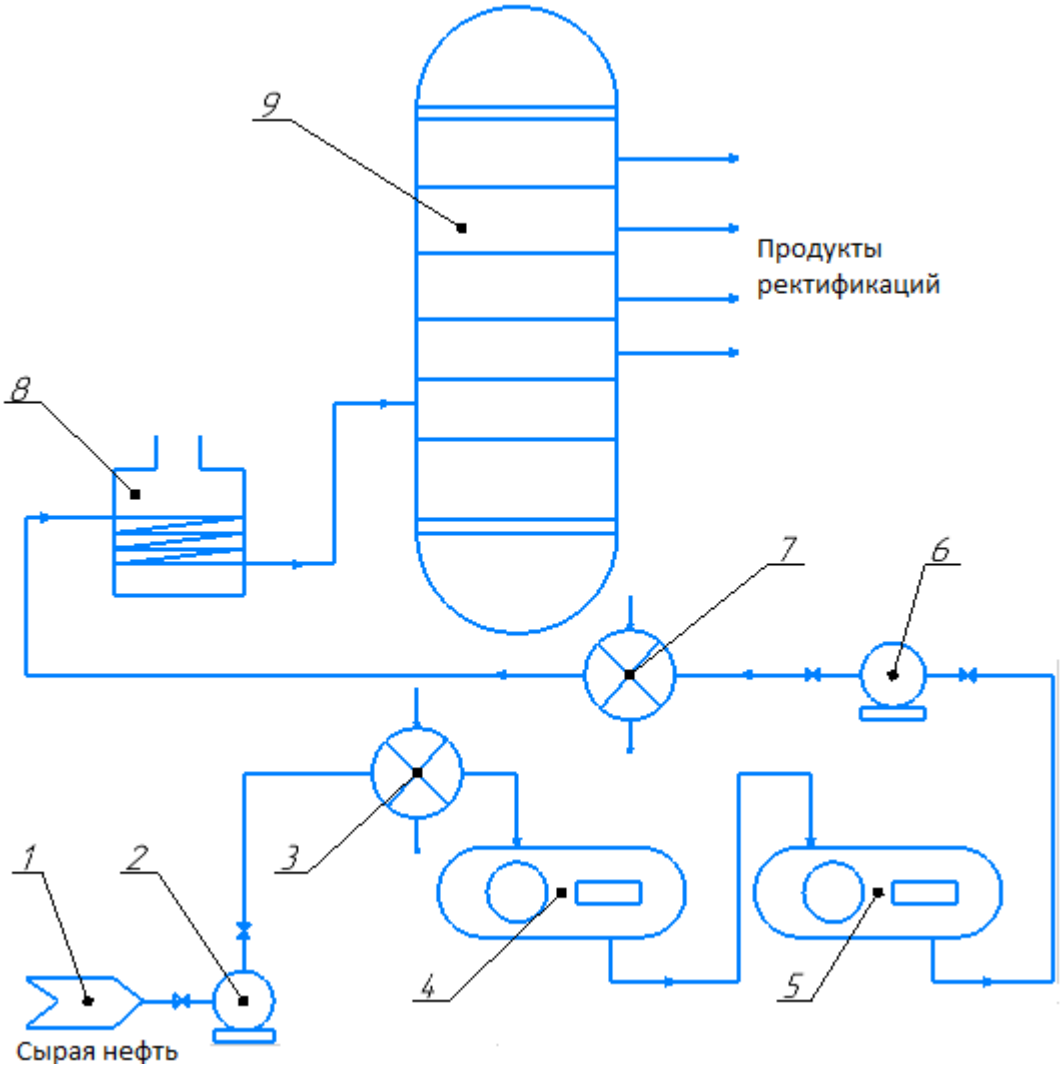

Рисунок 1 – Технологическая схема процесса

1 – бункер хранения, 2, 6 – насосы, 3,7 – комплекс теплообменников, 4,5 – реактор обосоливания, 8 – печь, 9 – ректификационная коллона.

					ФЮРА.АПСН.000.000.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Выполнил		Сиахаан Р. П.			Описание технологической схемы	Лит.	Лист 28 / Листов 1
Провер.		Тихонов В. В.					
Н. Контр.						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51	
Утверд.							

Задание

Рассчитать кожухотрубный теплообменник для подогрева сырой нефти.

Исходные данные:

Холодный теплоноситель – сырая нефть;

Горячий теплоноситель – легкая фракция нефти;

Расход сырой нефти (G_2) – 210.9 кг/с;

Расход легкой фракций нефти (G_1) – 87.76 кг/с;

Начальная температура сырой нефти ($t_{2Н}$) – 145 ˚С;

Начальная температура легкой фракций нефти ($t_{1Н}$) – 233 ˚С;

Конечная температура сырой нефти ($t_{2К}$) – 167 ˚С;

Конечная температура легкой фракций нефти ($t_{1К}$) – 184 ˚С.

2 Технолгический расчет

2.1 Тепловые и материальные расчеты

Физико-химические характеристики теплоносителей:

$\rho_{гр.т} = 730$ кг/м^3 – плотность легкой фракций нефти;

$\rho_{нефти} = 832.5$ кг/м^3 – плотность сырой нефти;

$C_{p1} = 2658$ Дж/(кг·С) – удельная теплоемкость легкой фракций нефти;

$C_{p2} = 2428$ Дж/(кг·С) – удельная теплоемкость сырой нефти.

Используя этими характеристиками, рассчитаем тепловую нагрузку:

$$Q_1 = \left(\frac{G_1}{2}\right) \cdot C_{p1} \cdot (t_{1H} - t_{1K}) = 5.715 \cdot 10^6 \frac{Дж}{С}$$

$$Q_1 = \left(\frac{G_2}{2}\right) \cdot C_{p2} \cdot (t_{2H} - t_{2K}) = 5.633 \cdot 10^6 \frac{Дж}{С} \quad (1)$$

Далее рассчитаем тепловую нагрузку с учетом 10 % потери тепла:

$$Q = Q_1 \cdot 1{,}1 = 6.287 \cdot 10^6 \frac{Дж}{С} \quad (2)$$

Рассчитаем большую и малую разность температур на концах теплоносителей:

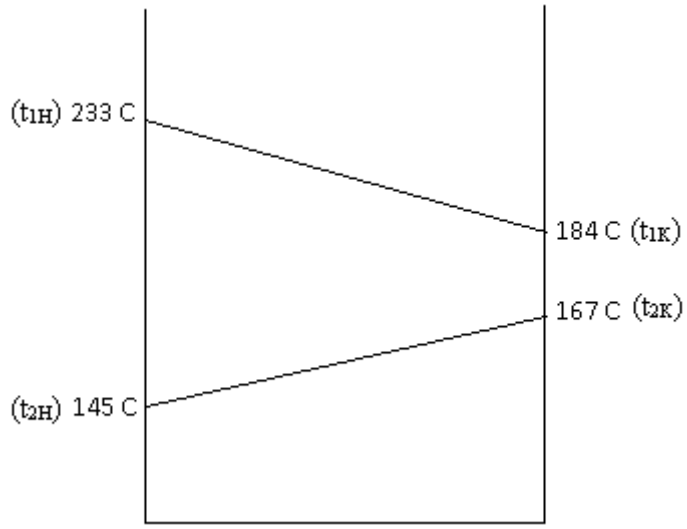

Рисунок 7 – Схема определения движущей силы теплообменного процесса

$$\Delta t_М = t_{1K} - t_{2H} = 39℃ \quad (3)$$

$$\Delta t_Б = t_{1Н} - t_{2К} = 66℃ \quad (4)$$

Определяем среднюю разность температуру:

Так как соотношение между большой и малой разностями температур меньше двух, то среднюю разность температур можно определить как средняя арифматическая:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{Б}} + \Delta t_{\text{М}}}{2} = 52.5℃ \quad (5)$$

2.2 Ориентировочный расчет поверхности теплообменна

Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи с видом теплообменна от жидкости к жидкости (углеводороды, масла) с таблицы 4.8 [1,с. 171]:

$К_{min}$ = 120 Вт/(м^2·К) – минимальное ориентировочное значение коэффициента иеплопередачи;

$К_{max}$ = 270 Вт/(м^2·К) – максимальное ориентировочное значение коэффициента иеплопередачи.

Ориентировочные значения требуемой поверхности теплообменна рассчитывется по формуле:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} \quad (6)$$

- При $К_{min}$, рассчитываем максимальную ориентировочную поверхность теплообменна:

$$F_{max} = \frac{Q}{K_{min} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = 443.5\text{м}^2$$

- При $К_{max}$, рассчитываем минимальную ориентировочную поверхность теплообменна:

$$F_{min} = \frac{Q}{K_{max} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = 997.9\text{м}^2$$

Так как поверхность теплообменна получилась большая, предпологаем что будут 6 теплообменник поставлены на 2 ряда параллельны (поэтому в начальных и дальнейщих расчетах расход сырой нефти будет разделятся на 2), каждый ряд состоит из 3 теплообменника расположенны последовательно как показанно на Рисунок 10, и минимальные и максимальные поверхности теплообменна одного теплообменника получается:

$$F_{min} = \frac{F_{min}}{3} = 147.831\text{м}^2$$

$$F_{max} = \frac{F_{max}}{3} = 332.62\text{м}^2$$

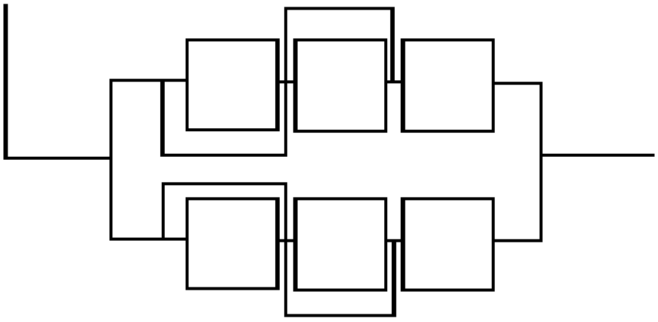

Рисунок 8 – Схема расположения теплообменика

По ориентировочным значениям поверхности теплообменна, по рекомендациии [15] подбираем теплообменник с поверхности теплообменна равна 232 м^2.

Определяем действительное число Рейнолдся в трубном пространстве:

$$Re = \frac{4 \cdot \left(\frac{G_2}{2}\right) \cdot 2}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \mu_2} = 2853 \qquad (7)$$

где μ_2 = 0,003 Па·с – коэффициент вязкости сырой нефти;

$d_{\text{вн}}$ = 0.021 м – внутренный диаметр труб.

Так как число Рейнолдса находится в диапазоне Re < 3500, и аппарат горизонтально расположен, то критерий Нусельта вычисляется по формуле (4.27) [1,с.155]:

$$Nu = 0.022 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu_2}{\mu_{\text{ст}}}\right)^n \qquad (8)$$

где n – 0.14 для нагревания;

Pr – критерий Прантдля;

$\mu_{2\text{ст}}$ = 0,00175 Па·с – коэффициент вязкости нефти при температуре стенки.

а критерий Прантдля вычисляется:

$$Pr = \frac{C_{P2} \cdot \mu_2}{\lambda_2} = 71.412 \qquad (9)$$

где λ_2 = 0.102 Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности;

и тогда критерий Нусельта равной:

$$Nu = 0.022 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu_2}{\mu_{\text{ст}}}\right)^n = 76.02 \qquad (10)$$

Дальше рассчитаем коэффициент теплоотдачи к нефти от стенки:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d} = 369 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \qquad (11)$$

Определяем действительное число Рейнолдса в межтрубном пространстве:

$$Re_1 = \frac{\omega \cdot d_H \cdot \rho_{\text{гр.т}}}{\mu_1} \qquad (12)$$

Где скорость движения легкой фракций нефти в межтрубном пространстве рассчитывается а по формуле:

$$v = \frac{\left(\frac{G_1}{2}\right)}{\rho_{\text{гр.т}}} = 0.06 \ \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \qquad (13)$$

$$\omega = \frac{v}{S_{\text{М}}} = 0.42\ \frac{\text{м}}{\text{с}} \qquad (14)$$

и число Рейнолдса получается:

$$Re_1 = \frac{\omega \cdot d_H \cdot \rho_{\text{гр.т}}}{\mu_1} = 1.827 \cdot 10^4$$

где μ_1 = 0,00042 Па·с – коэффициент вязкости легкой фракций нефти;

d_H = 0.025 м – наружный диаметр труб.

Так как теплоотдача происходит при течении вдоль плоской горизонтальной поверхности, и число Рейнолдса меньше $5 \cdot 10^5$, тогда критерий Нусельта вычисляется по формуле (4.38) [1,с.158]:

$$Nu = 0.66 \cdot {Re_1}^{0.5} \cdot {Pr_1}^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{1\text{ст}}}\right)^{0.14} \qquad (15)$$

а критерий Прантдля рассчитывается по формуле:

$$Pr_1 = \frac{C_{P1} \cdot \mu_1}{\lambda_1} = 12 \qquad (16)$$

где λ_1 = 0.094 Вт/(м*К) – коэффициент теплопроводности;

$Pr_{1\text{ст}}$ = 14 – критерий Прантдля при температуре стенки 182 ˚С (определяется как средняя арифматическая разность температуры между средней температурой горячего теплоносителя и средней температурой холодного теплоносителя).

Тогда критерий Нусельта получается:

$$Nu = 0.66 \cdot {Re_1}^{0.5} \cdot {Pr_1}^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{1\text{ст}}}\right)^{0.14} = 198.23$$

Дальше рассчитаем кожффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{d_{\text{Н}}} = 745\ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Сумма термических соротивлений рассчитывается по формуле:

$$\Sigma R = \frac{1}{R_1} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{R_2} \qquad (17)$$

где R_1 = 1160 Вт/(м^2·К) – среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок для нефтепродукты сырые с таблицы XXXI [1,с. 531];

R_2 = 2900 Вт/(м^2·К) – среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок для нефтепродукты чистые, масла с таблицы XXXI [1,с. 531];

$\lambda_{\text{ст}}$ = 17.5 Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности нержавеющей стали с таблицы XXVIII [1,с. 529];

$\delta_{\text{ст}}$ = 0.002 м – толщина стенки труб;

Тогда получается:

$$\Sigma R = \frac{1}{R_1} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{R_2} = 1.321 \cdot 10^{-3}\ \frac{\text{м}^2 \cdot K}{\text{Вт}}$$

Для плоской поверхности коэффициент теплопередачи вычисляется по формуле (4.74) [1,с.168]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\Sigma R+\frac{1}{\alpha_2}} = 187\,\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}} \qquad (18)$$

И рассчитаем требуемую поверхность теплообменна с учетом расчетного коэффициента теплопередачи:

$$F_{\text{действ}} = \frac{Q}{K\cdot\Delta t_{\text{ср}}} = 213.446\text{м}^2$$

Важным элементом для теплообменников кожухотрубчатых является расчет проточной части трубного пространства. Определяем площадь проходного сечения трубок доного хода по формуле (1.4) [2,с. 23], исходя из заданной производительности аппарата и скорости движение жидкости:

$$f_1 = \frac{\left(\frac{G_2}{2}\right)}{\rho_{\text{Нефти}}\cdot\omega_{\text{тр}}} = 0.129\ \text{м}^2 \qquad (19)$$

где $\omega_{тр}$ – скорость движения жидкости внутри трубок:

$$\omega_{\text{тр}} = \frac{4\cdot\left(\frac{G_2}{2}\right)\cdot z}{\pi\cdot d^2\cdot n\cdot\rho_{\text{Нефти}}} = 1.019\ \frac{\text{м}}{\text{с}} \qquad (20)$$

Количество трубок в одном ходе вычисляется по формуле (1.5) [2,с. 23]:

$$n_1 = \frac{4\cdot f}{\pi\cdot d^2} = 373.5 \qquad (21)$$

где d – внутренный диаметр трубки, м;

Примем количество трубок равное n_1 = 374.

Расчетный диаметр трубки:

Так как $\alpha_1 >> \alpha_2$, то:

$$d_P = d_{\text{ВН}} = 0.021\ \text{м}$$

Лпределяем расчетную длину одной трубки при одном ходе по формуле (1.6) [2,с. 23]:

$$L_p = \frac{F}{\pi\cdot d_P\cdot n_1} = 9.537\ \text{м} \qquad (22)$$

Число ходов трубного пространства определяется по формуле (1.7) [2,с. 23]:

$$z_1 = \frac{L_p}{L} = 2.384 \qquad (23)$$

Примем L = 4000 мм, и число ходов равное 2.

Принимаем теплообменник двухходовый.

Общее количество трубок:

$$n = z\cdot n_1 = 747 \qquad (24)$$

Число труб, расположенных на стороне найболшего шестиугольника:

x := 1

Given

3·x·(x − 1) = n

Find(x) = 16.288

a := 16

Число труб, расположенных по диагонали найбольшего шестиугольника определяется по формуле (1.9) [2,с. 24]:

$$b = 2 \cdot a - 1 = 31 \qquad (25)$$

Шаг между трубами рассчитывается по формуле:

$$t = 1{,}2 \cdot d_H \cdot 10^3 + 2 = 32 \text{ мм} \qquad (26)$$

Так как число ходов приняли 2, то диаметр теплообменника рассчитывается как для многоходового по формуле (1.11) [2,с. 24]:

$$D_{\text{ВН}} = 1{,}1 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 1.076 \cdot 10^3 \text{ мм} \quad (27)$$

где η = 0.75 – коэффициент заполнения трубной решетки.

Принимаем по [15] теплообменник двухходовый с длиной труб равно 4000 м^2, количество труб 718, и поверхности теплообменна 236 м^2.

При этом запас поверхности теплообменна:

$$\Delta = \frac{\|F - F_{\text{действ}}\|}{F} \cdot 100\% = 10.6\% \qquad (28)$$

И выполняется условие 10% < Δ < 20%.

При технологическом расчете теплообменника, важный показатель является поверхностью теплообменна. Берется теплообменник с длиной и количество труб меньше расчетных потому что при проверке запаса поверхности теплообменна получилось значение в диапазоне нужного.

2.3 Расчет тепловой изоляции

Целью расчета тепловой изоляции является определение толщины слоя материала теплоизоляции, который покрывает наружную поверхность теплообменника для сижения тепловых потерь и обеспечения требований безопасости и охраны труда при обслуживанийи теплоиспользующих установок. С этой точки зрения, температура поверхности слоя изоляции не должна превышать 45 ˚С. Тепловую изоляцию рассчитывается по формуле (5.3) [3,с. 25]:

$$\delta_{\text{из}} = \frac{\lambda_{\text{из}} \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{из}})}{\alpha_{\text{н}} \cdot (t_{\text{из}} - t_{\text{окр}})} \qquad (29)$$

где $\delta_{из}$ – толщина тепловой изоляции;

$\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности материала изоляции;

$\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду (воздуху);

$t_{ст}$, $t_{окр}$, $t_{из}$ – соответсвенно температуры наружной стенки аппарата, окружающей среды и наружной поверхности теплоизоляционнооого слоя.

Принимаем следующие параметры:

$t_{СТ}$ = 208.5 ˚C;

$t_{ОКР}$ = 30 ˚C;

$t_{ИЗ}$ = 45 ˚C;

и рассчитаем разность температур:

$$\Delta t = t_{ИЗ} - t_{ОКР} = 15\ ℃ \qquad (30)$$

Коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по приближенному уравнению (5.4) [3,с. 26]:

$$\alpha_H = 9.74 + 0.07 \cdot \Delta t = 10.79\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \qquad (31)$$

В качестве изоляционного материала примем совелит ($\lambda_{из}$ = 0.098 Вт/(м*К))

Тогда:

$$\delta_{ИЗ} = \frac{\lambda_{ИЗ} \cdot (t_{СТ} - t_{ИЗ})}{\alpha_Н \cdot (t_{ИЗ} - t_{ОКР})} = 0.099\ м \qquad (32)$$

Следовательно, толщину изоляции примем 100 мм.

2.4 Расчет и подбор штуцеров и фланцев

Внутренный диаметр штуцеров для подвода и отвода сырой нефти:

Примем скорость сырой нефти в штуцерах 0.5 – 2.5 м/с.

a. При скорости равной 0.5 м/с:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{G_2}{2}\right)}{\pi \cdot \omega_2 \cdot \rho_{Нефти}}} = 0.568\ м \qquad (33)$$

b. При скорости равной 2.5 м/с:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{G_2}{2}\right)}{\pi \cdot \omega_2 \cdot \rho_{Нефти}}} = 0.254\ м \qquad (34)$$

Принимаем внутренный диаметр штуцера равной 350 мм.

Принимаем Фланец 3-2-400-1 ОСТ 26-01-1298-81.

Рассчитаем диаметр штуцера для входа и выхода легкой фракций нефти:

Примем скорость легкой фракций нефти 0.5 – 1.0 м/с.

a. При скорости равной 0.5 м/с:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4\cdot\left(\frac{G_1}{2}\right)}{\pi\cdot\omega_2\cdot\rho_{\text{гр.т}}}} = 0.391 \text{ м} \qquad (35)$$

b. При скорости равной 1.0 м/с:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4\cdot\left(\frac{G_1}{2}\right)}{\pi\cdot\omega_2\cdot\rho_{\text{гр.т}}}} = 0.277 \text{ м} \qquad (36)$$

Принимаем внутренный диаметр штуцера 350 мм.

Принимаем Фланец 350-6-11-2-А-ВЧ40-IV ГОСТ 33259-2015.

2.5 Подбор днища, крышки и фланцев

Крышку и днище выбираем еллиптической формы с отбортовкой на цилиндр.

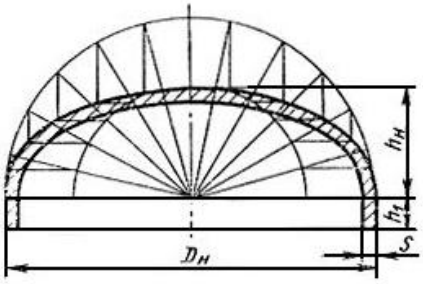

Рисунок 9 – Крышка эллиптической формы с отбортовкой на цилиндр

Днища 1000-16-ГОСТ 6533-68

Крышка 1000-16-ГОСТ 6533-68

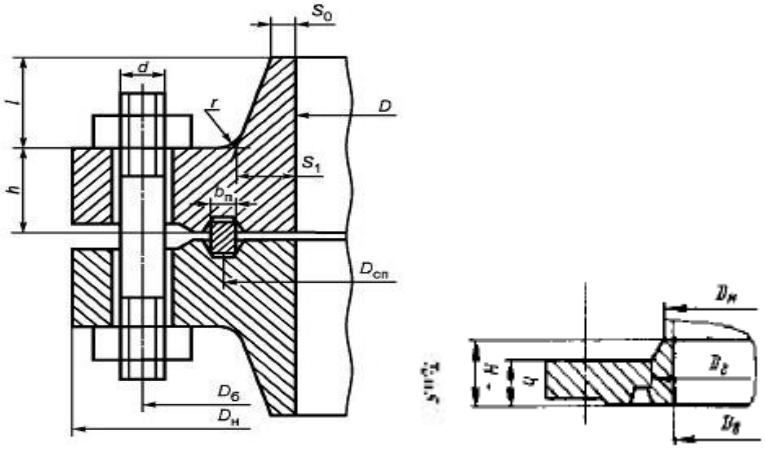

Рисунок 10 – Фланецевое соединение с канавкой под восьмигранную прокладку

Фланецевое соединение с канавкой под восьмигранную прокладку по таблице 21.12 [5]:

p_y, МН/м²	$D_в$	$D_ф$	$D_б$	$D_г$	$D_к$	$s_{тип}$	H для типов 3 и 4	H для типов 5	h для типов 1	h для типов 2	h для типов 3 и 4	h для типов 5	Болты $d_б$	Болты z	Типы фланцев 1	2 А	2 Б	3 и 4 А	3 и 4 Б	5
	мм														Масса, кг					
0,3		1130	1090	—	—	6	—		32	38	—		M20	40	48,8	48,0	51,7	—	—	
0,6									48	54					70,8	70,0	73,7			
1,0		1145	1105	1056	1020	8/12	98		62/54	68/60	45			44	91,0/72,8	102/84,2	107/88,9	97,4	108	
1,6	1000	1160	1120	1062	1024		108	—	74	80	50	—		52	120	132	138	125	136	—
2,5		1170	1125	1072	1036		112				60		M22	56				153	165	
4,0		1240	1170	1092	1044	—	148		—	—	75		M36	40	—	—	—	290	310	
6,4		1300	1220	1130	1060		210	222			105	118	M42					544	567	567

Прокладки металлические восьмиугольного сечения берем с таблицы 1 [7]:

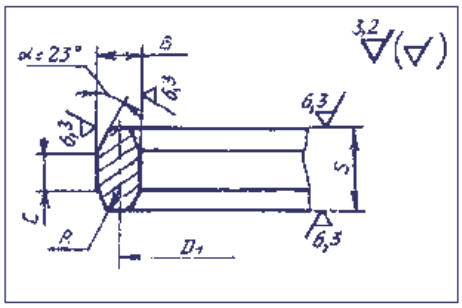

Рисунок 11 – Прокладки металлические восьмиугольного сечения

Внутренний диаметр аппарата, D	D_1	B	S	C	R	Давление условное, МПа	Масса, кг
1000	1070	22	26	10	1,6	6,3	14,30
	1090	28	34	14	2,4	8,0 10,0	23,30
	1120	42	50	18		16,0	52,00

Прокладка 1000-6,3-2 ГОСТ 28759.8-90

В качестве материала берем сталь 08Х13 по ГОСТ 7350 или ГОСТ 5949.

2.6 Расчет трубных решеток

Расчет трубных решеток важен чтобы определятся надежность развольцовки труб, сохранения формы отверстий необходма достаточной площадь сечений простенка решетки между соседами трубами.

По практическим данным при развольцовке труб, наименьшее значение площади сечений простенка решетки между соседами трубами определяется в зависимости от наружного диаметра трубы по формуле [2,с. 32]:

$$fм := 4.35 \cdot dн + 15 = 123.75 \text{ мм}$$

где d_H = 25 мм (наружный диаметр трубы)

Таким образом, из условия надежной развальцовки труб толщина решетки с учетом прибавки на коррозию:

$$S := \frac{fм}{t - do} + c = 22.125 \text{ мм} \quad (37)$$

где t = 32 мм – шаг расположения труб;

do = 26 мм – диаметр отверстия в трубной решетке.

Крепление труб в трубной решетке принимаем развальцовку с двумя канавками [4,с.10].

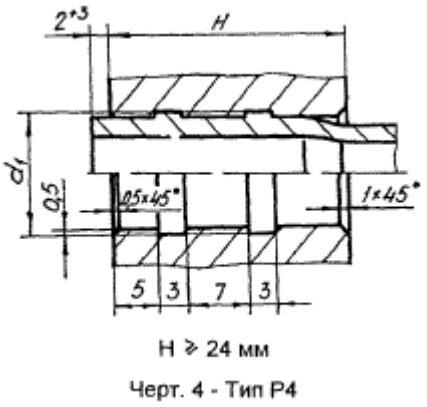

Рисунок 12 – Развальцовка с двумя канавками

Принимаем толщину трубной решетки H = 55 мм.

2.7 Подбор опоры

Правилный выбор опоров позволяет не только симметричную установку химических аппаратов, но а также при этом важно что опоры выдерживают массы аппаратов в рабочем состоянии и при ремонте.

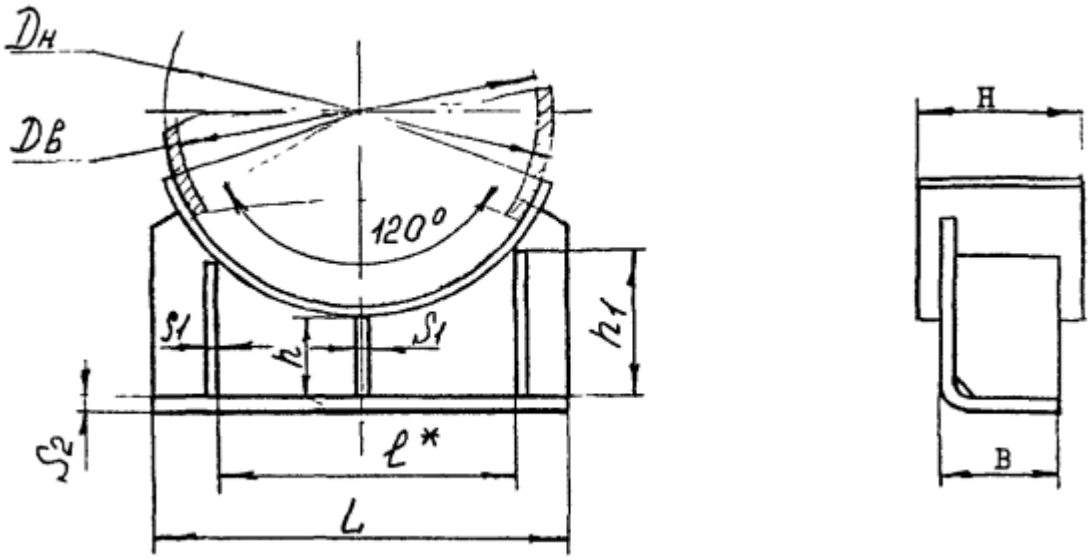

Рисунок 13 – Опора типа II для гоионтальных аппаратов

Опираясь на диаметр и нагрузку аппарата, по источнику [5,с. 591] выбираем Опора ОГ-II-1000-16 5132-63.

3 Механичкский расчет

Целью механического расчета аппарата является определение параметров отделных элементов аппарата, которые обеспечивают безопасную эксплуатацию и надежность. Критериями механического расчета является механический прочность, плотность разъемных соединений, устойчивость к сохранению формы, и долговечность работы.

3.1 Выбор конструкционного материала

Выбор марка стали очень сильно зависит от условий работы, так же по соответствию определенным критериям как совместимость по агрессивности среды, хладостойкость, доступность и сравнительная дешевизна. Выьранная сталь должна обладать достаточными прочностями и пластическими характеристиками в рабочем условий, допускать холодную и горячую механическую обработку, и также иметь достаточно высокую распространенность на рынке и низкую стоимость.

Теплообменник будет находится на открытой площадке, на климате достаточно жарко, и также исходя из того, что сырая нефть считается агрессивной средой, в качестве марки стали для данного теплообменника выбираем исполнение М17 (материал корпус – 10г2; труб – 09г2с).

Для крепежных изделий, в качестве материала принимаем сталь 40Х. В качестве уплотнительного материала принимаем сталь 08Х13.

3.2 Расчетная модель

Процесс в данном теплообменнике – подогрева сырой нефти участка ректификации.

Через штуцер Д, сырая нефть поддается в трубное пространство при температуре 145 ˚С и давлений 0.59 МПа, проходя по трубам она подогревается и отводится через штуцер Е. Легкая фракция нефти, в качестве горячего теплоносителя, поддается через штуцер Ж в межтрубное пространство при температуре 233 ˚С и давлений 3.09 МПа, и отводится через штуцер З.

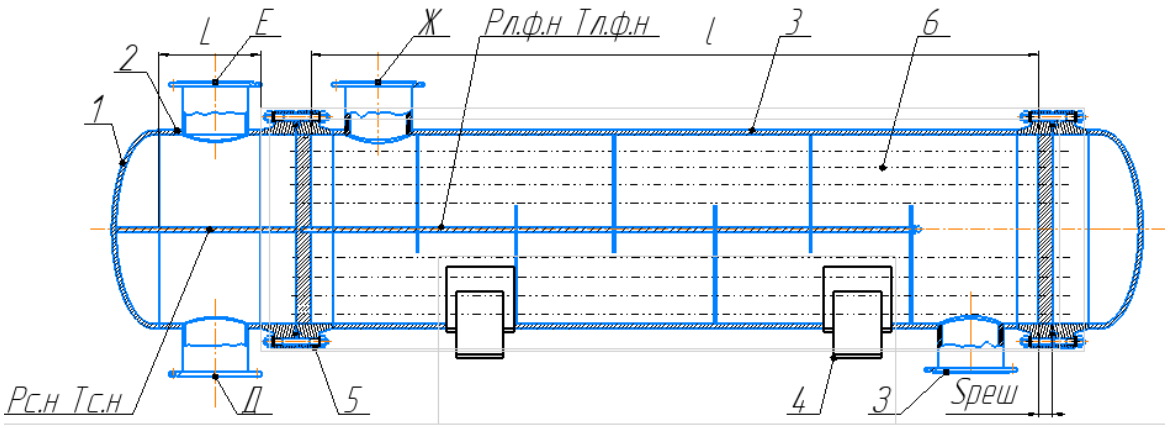

Рисунок 14 – Расчетная модель теплообменника

1 – крышка эллиптическая; 2 – распределительная камера; 3 – цилиндрическая обечайка; 4 – опоры; 5 – трубная решетка; 6- трубы.

3.3 Расчет температурных деформаций

Целью данного расчета является проверка тип конструкций кожухотрубчатого теплообменника. Подходит ли конструкция с неподвихными трубными решетками, или необходимо принять конструкцию с коменсатором.

Исходные данные:

Температура кожуха – 233 ˚С;

Число труб – 718;

Наружный диаметр труб – 25 мм;

Внутренный диаметр труб – 21 мм;

Температурный коэффициент линейного расширения труб – $12.6 \cdot 10^{-6}$ 1/˚С;

Температурный коэффициент линейного расширения кожуха – $12.6 \cdot 10^{-6}$ 1/˚С.

Длина труб – 4000 мм;

Наружный диаметр кожуха – 1032 мм;

Внутренный диаметр кожуха – 1000 мм;

Расчетные параметры:

Модули упругости для материала труб (09г2с) и кожуха при рабочей температуре выбирается по [6]:

Модуль упругости для материала кожуха – $1.87 \cdot 10^5$ МПа;

Модуль упругости для материала труб – $1.91 \cdot 10^5$ МПа.

Допускаемые напряжения корпуса и труб при рабочей температуре также выбирается согласно [6]:

Допускаемое напряжение для корпуса – 114.04 МПа;

Допускаемое напряжение для труб – 137.98 МПа.

Площади поперечного сечения труб и корпуса:

$$FT := n \cdot \frac{\pi}{4}\left(25^2 - 21^2\right) \cdot 10^{-6} = 0.108 \quad м2 \tag{38}$$

$$FK := \frac{\pi}{4}\left(1052^2 - 1000^2\right) \cdot 10^{-6} = 0.084 \quad м2 \tag{39}$$

Определение температурные напряжения, которые испытываютя труб иы и корпус:

$$\sigma T := \frac{(\alpha K \cdot t1 - \alpha T \cdot t2) \cdot EK \cdot ET \cdot FT}{ET \cdot FT + EK \cdot FK} = 70.282 \quad МПа \tag{40}$$

$$\sigma K := \frac{(\alpha K \cdot t1 - \alpha T \cdot t2) \cdot ET \cdot EK \cdot FK}{ET \cdot FT + EK \cdot FK} = 54.561 \quad МПа \tag{41}$$

Так как расчетные напряжения не превышают допускаемых, можно применять теплообменник с неподвижными трубными решетками (ТН).

3.4 Расчет толщины стенки кожуха (позиция 3)

Целью данного расчета является определение толщины стенки цилиндрической обечайки, которая обеспечивает прочность конструкции.

Принимаем, что горячий теплоноситель находится в межтрубном пространстве, а холодный – в трубном.

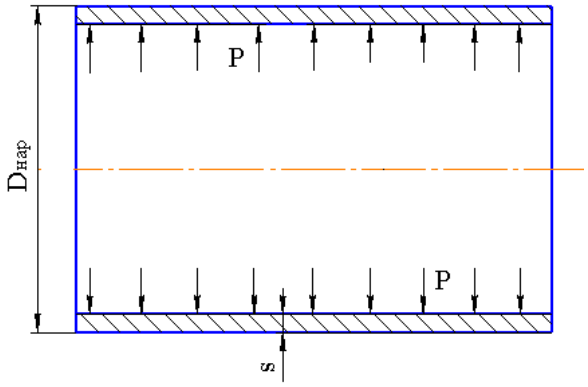

Рисунок 15 – Расчетная схема цилиндрической обечайки

Исходные данные:

Внутренный диаметр обечайки – 1000 мм;

Длина цилиндрической обечайки – 4000 мм.

Расчетные параметры:

По [6] допускаемое напряжение для стали 10г2 при температуре 233 ^{0}C принимается равным:

$$t_K := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \quad (\sigma) := \begin{pmatrix} 148 \\ 145 \end{pmatrix}$$

$$(\sigma) := \text{linterp}\left[t_K, (\sigma), 233\right]$$

$$(\sigma) = 146.02 \quad \text{МПа}$$

Расчетное значение предела текучести при 20 ^{0}C для стали 10г2 определим согласно таблице Б.1 – Расчетное значение предела текучести Re/t для углеродистых низколегированных сталей [6]:

$R_e := 270$ **МПа**

Допускаемое напряжение для материала кожуха (сталь 10г2) при температуре 20 ^{0}C гидравлического испытания принимается по [6]:

$$\sigma_и := \mathbf{Floor}\left(\frac{R_e}{1.1}, 0.5\right)$$

$\sigma_и = 245$ **МПа**

Допускаемое напряжение для стали 10г2 при 20 ^{0}C по [6]:

$\sigma_{20} := 180$ **МПа**

Так как аппарат изготавливается из листового проката, в соответсвии поправочный коэффициент принимаем в соответсвии с рекомендациеями [6], п.8.3 равной 1.

$\eta := 1$

$\sigma_{д20} := \eta \cdot \sigma_{20} = 180$ **МПа**

Определение коэффициента прочности сварных швов:

Для бесшвовных элементов сосудов по [6]:

$\varphi := 1$

Расчет толщины стенки обечайки:

Исполнительная толщина стенки вычисляется по формуле 1 [11]:

$$s \geq s_p + c,$$

где Sp – расчетная толщина стенки, мм;

c – сумма прибавок к расчетной толщине,мм.

Расчетная толщина стенки вычисляется по формуле 2 [11]:

$$s_p = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi_p - p} \qquad (42)$$

где p – расчетное давление в межтрубноом пространсте, МПа;

D – внутренный диаметр аппарата, мм;

σ – допускоемое напряжение материала кожуха, МПа;

φp – коэффициент прочности.

Рабочее давление внутри аппарата по условию равно:

$P := 3.09$ **МПа**

Давление испытаний:

$$P_и := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{д20}}{\sigma} = 4.761 \quad МПа \tag{43}$$

Прибавку к расчетным толщинам вычисляют согласно [6]:

$$c = c1 + c2 + c3$$

Прибавки к расчетной толщине стенки

Для компенсации коррозии центральной обечайки:

Принимаем аппарат будет работат на 10 лет, а скорость коррозии для материала кожуха (сталь 10г2) принимается по рекомендации [11] равная 0.3 мм/год.

Тогда прибавка для компенсации коррозии вычмсляется по формуле:

$$c_1 := \tau \cdot К = 3 \text{ мм} \tag{44}$$

В соответствии с таблицей 3 [13], – прибавка на минусовое отклонение от стандарта примем:

$$c_2 := 0.9 \text{ мм}$$

Поскольку в ходе технологических операций изготовления цилиндрической обечайки происходит утонения стенки, в соответствии с рекомендацией [6] примем:

$$c_3 := 0.2 \text{ мм}$$

Тогда сумма прибавки к расчетным толщинам будет равна:

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 4.1 \text{ мм} \tag{45}$$

Расчетная толщина стенки обечайки при внутренным диаметром аппарата равной 1 м:

$$D := 1000 \text{ мм} \quad \text{внутренный диаметр аппарата}$$

$$s_p := \max\left(\frac{P \cdot D}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + P}, \frac{P_и \cdot D}{1.8 \cdot \sigma_и \cdot \varphi + P_и}\right) = 10.681 \text{ мм} \tag{46}$$

Вычисляем толщину стенки обечайки с учетом суммы прибавки составляет по формуле 12 [6]:

$$s := ceil(s_p + c) = 15 \text{ мм}$$

Принимаем по [20] минимальную толщину стенки обечайки равной 16 мм.

Определим внутренний диаметр обечайки

$$D_{внутр} := D = 1 \times 10^3 \text{ мм}$$

Проверка условия применимости расчетных формул

Ввиду того, что расчет представленный в [11] основывается на безмоментной теории, то полученное значение толщины стенки следует проверить на применимость формул безмоментной теории.

Проверяем применимость формул безмоментной теори по []

$$Пров_1 := \begin{cases} \text{"Условие применимости выполняется"} & \text{if } \frac{s-c}{D} \le 0.1 \\ \text{"Условие применимости НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Пров_1 = \text{"Условие применимости выполняется"}$ $\quad \frac{s-c}{D} = 0.012$

Проверка условия прочности

Проверка условия прочности выполняется по формуле 3 [11]**.** Получили значение исполнительной толщины цилиндрической обечайки и далее проверяем на условие прочности при рабочих условиях и условиях гидроиспфтаний, так как полученное значение исполнительной толщины обечайки должна обеспечивать надежность конструкции аппарата.

Допускаемое давление для рабочих условий вычисляется по формуле 3 [11]:

$$p1 := 2 \cdot \sigma \cdot \varphi \cdot \frac{(s-c)}{\left[D_{внутр} + (s-c)\right]} = 3.434 \quad МПа \tag{47}$$

Так же аналогично рассчитываем давление при гидроиспытаний:

$$p1и := 1.8 \cdot \sigma_и \cdot \varphi \cdot \frac{(s-c)}{\left[D_{внутр} + (s-c)\right]} = 5.186 \quad МПа \tag{48}$$

Проверка условия прочности при рабочих условиях:

$$Пров_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \frac{P}{p1} \le 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Пров_2 = \text{"Условие прочности выполняется"}$ $\quad \frac{P}{p1} = 0.9$

Проверка условия прочности при условиях гидроиспытания:

$$Пров_3 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \frac{P_и}{p1и} \le 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Пров_3 = \text{"Условие прочности выполняется"}$ $\quad \frac{P_и}{p1и} = 0.918$

Из расчетов, проедставленных высше видно, что принятая исполнительная толщина стенки имеет запас, который обеспечивает надежность конструкции аппарата. К тому же запас прочности может позволить проводить процесс с температурами и давлениями выше, чем расчетные.

3.5 Расчет выпуклых днищ и крышек

Целью данного расчета является подбор для теплообменного аппарата правильные днища и крышки, и провести расчет на испытания.

Согласно данным, полученным в результате выполненных расчетов выше, рассчитать и подбирать днища и крышки для теплообменника, используя ГОСТ 3423.2 – 2017. Сосуда и аппараты. Расчет обечайек, крышек, и днищ.

Исходя из рекомендации [5], принимаем крышку и днища для теплообменного аппарата эллиптические формы, так как у таких форм крышек найболее распространение из-за того что имеет способность выдержить высокое давление.

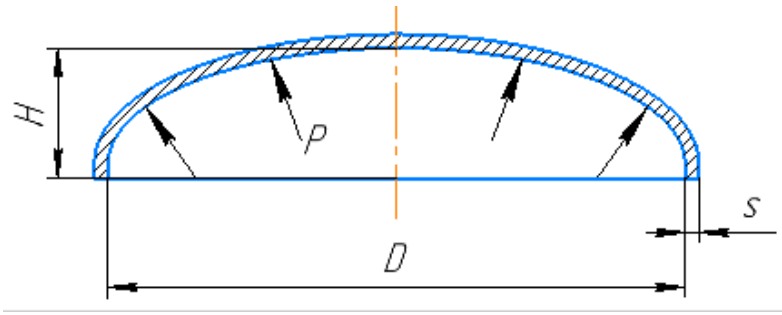

Рисунок 16 – Расчетная схема эллиптической крышки

Исходные данные:

Примем днища по [] – 1000х16х-25-10г2с;

Внутренный диаметр днища – 1000 мм;

Внутренное давление – 3.09 МПа.

Расчетные параметры:

По табл. Б.7 [6], определяется предел текучести Re для материала крыщек (сталь 10г2с) при рабочей температуре:

$$t := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \qquad R_e := \begin{pmatrix} 222 \\ 218 \end{pmatrix}$$

$$R_e := \text{linterp}(t, R_e, 233) = 219.36 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала крыщек (сталь 10г2с) при рабочей температуре определяется по формуле 1 [6]:

$$\sigma_д := \frac{R_e}{1.5} = 146.24 \qquad \text{МПа} \tag{49}$$

Расчетное значение предела текучести при 20 ^{0}C для материала крыщек (сталь 10г2с) определяется по табл. Б.7 [6]:

$$R_e := 270 \qquad \text{МПа}$$

Допускаемое напряжение материала крыщек (сталь 10г2с) при 20 ºС определяется по формуле 1 [6]:

$$\sigma_{20} := \frac{R_e}{1.5} = 180 \quad \text{МПа} \tag{50}$$

Определение коэффициента прочности сварных швов:

Для бесшвовных элементов сосудов, по рекомендации [6] принимаем коэффициент сварного шва равный 1.

Расчет толщины стенки днища при внутренным давлении:

Рабочее давление внутри аппарата по условию равно 3.09 МПа.

Давление при испытаний рассчитывается:

$$P_и := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_д} = 4.754 \quad \text{МПа} \tag{51}$$

Прибавку к расчетным толщинам вычисляют согласно [6] по формуле:

$$c = c1 + c2 + c3$$

Определим прибавки к расчетной стенки:

Принимаем что аппарат будет работать на $\tau = 10$ лет, и скорость коррозии материала крыщек (сталь 10г2с) выбирается по рекомендации [11] равная К = 0.3 мм/год. Тогда для компенсации коррозии эллиптической крышки принимаем:

$$c_1 := \tau \cdot K = 3 \quad \text{мм}$$

В соответсвии с табл. 2 [22], примем прибавку на минусовое отклонение равную 1,05 мм.

По скольку в ходе технологических операций изготовления цилиндрической обечайки происходит утонение стенки, в соответствии с рекомендацией [6] примем прибавку на технологичесую операцию равную 0,2 мм.

Тогда суммарная прибавка к расчетной толщине будет:

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 4.25 \quad \text{мм}$$

Радиус кривизны в вершине эллиптической крышки определяется по формуле 45 [5]:

$$R := D$$

где D=1000мм – внутренный диаметр аппарата.

Расчетная толщина стенки эллиптической крышки определяется по формуле 43 [5]:

$$s_{1p} := \max\left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot \sigma_д \cdot \varphi - 0.5 \cdot P}, \frac{P_и \cdot R}{1.8 \cdot \sigma_и \cdot \varphi - 0.5 \cdot P_и}\right) = 10.819 \quad \text{мм} \tag{52}$$

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки с учетом суммы прибавок составляет по формуле 42 [5]:

$$s_1 := \text{ceil}\left(s_{1p} + c\right) = 16 \quad \text{мм}$$

Так как в предыдущем расчете толщина втулки фланца была принята равной толщине обечайки (16 мм), а так же принимая во внимание, что элементам аппарата соединяемым сваркой, следует иметь одинаковую толщину, и основываясь на табл. 1 [11] принимаем эллиптическую крышку со следующими параметрами:

Внешный диаметр:

$$D_{внеш} := 1032 \quad мм$$

Радиус кривизны:

$$R := D_{внеш} - 2 \cdot c = 1.024 \times 10^3 \quad мм \tag{53}$$

Толщина стенки:

$$s_1 := 16 \quad мм$$

Проверка условий прочности

Давление при рабочих условиях вычисляется по формуле 44 [5]:

$$p1 := 2 \cdot \sigma_д \cdot \varphi \cdot \frac{(s_1 - c)}{[R + 0.5(s_1 - c)]} = 3.339 \quad МПа \tag{54}$$

Аналогично рассчитываем давление при гидроиспытаний:

$$p1_и := 1.8 \cdot \sigma_и \cdot \varphi \cdot \frac{(s_1 - c)}{[R + 0.5(s_1 - c)]} = 5.043 \quad МПа \tag{55}$$

Провераем условие прочности при рабочих условиях:

$$prov_1 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \frac{P}{p1} \le 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$prov_1 = $ "Условие прочности выполняется" $\qquad \frac{P}{p1} = 0.926$

Так же проверяем условие прочности при гидроиспытаний:

$$prov_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \frac{P_и}{p1_и} \le 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$prov_2 = $ "Условие прочности выполняется" $\qquad \frac{P_и}{p1_и} = 0.943$

Из расчетов видно, что принятая испольнительная толщмна стенки обеспечивает надежность конструкции аппарата.

3.6 Расчет штуцеров и укрепление отверстий

Целью данного расчета является определение минимальной исполнительной толщины стенки штуцеров, и проверить на прочность.

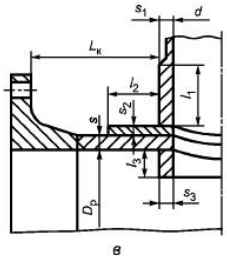

Рисунок 17 – Расчетная схема укрепления отверстий при наличии близко расположенных конструктивных элементов

Исходные данные:

В разделе технологтческом расчете, проводили расчет диаметров патрубков. Изходя из удобства преоктирования, конструктивных особенностей, а так же, что в дальнейщем теплообменник может использоваться при работе на других узлах и с другими средами, принимаем диаметр патрубков раные 350 мм для входа и выхода сырой нефти и легкой фракций нефти.

Внутренный диаметр аппарата – 1000 мм;

Марка стали – 10г2;

Внутреннее расчетное давление – 3.09 Мпа;

Исполнительная толщина стенки оболочки – 20 мм;

Исполнительная толщина стенки штуцера – 6 мм;

Прибавка к расчетной толщине стенки – 4.05 мм;

Коэффициент прочности сварных швов – 1.

3.6.1 Расчет параметров цилиндрической оболочки и штуцера

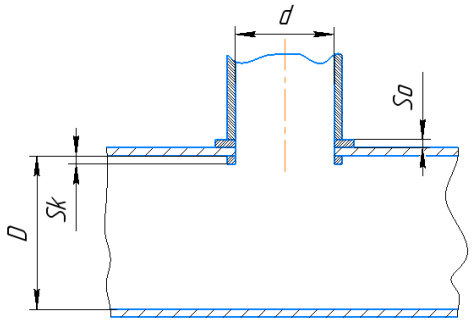

Рисунок 18 – Расчетная схема цилиндрической оболочки со штуцером и накладным кольцом

Расчетные параметры:

По рекомендации [22] диаметр укрепляемых элементов для цилиндрической обечайки принимается равной внутренному диаметру аппарата – 1000 мм.

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки, перехода или днища при наличии штуцера с круглым поперечным сечением, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия, вычисляют поформуле 8 [22]:

$$d_p := d + 2 \cdot c = 354.1 \quad мм \tag{56}$$

Расчетная длина зоны укрепления в обечайках и днищах при отсутствии торообразной вставки или вварного кольца.

Ширина зоны укрепления в переходах и днищах вычисляют по формуле 19 [22]:

$$l_p := \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 133.978 \quad мм \tag{57}$$

Проверяем условий применения формул для расчета укрепления отверстий по [22]

Проверка условий применения формул для расчета укрепления отверстий

$$пров1 := \begin{cases} \text{"Отношение диаметров НЕ выполняется"} & \text{if } \left(\frac{d_p - 2 \cdot c}{D} > 1\right) \\ \text{"Отношение толщины к диаметру НЕ выполняется"} & \text{if } \left(\frac{s - c}{D} > 0.1\right) \\ \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров1 = "Условия применения формул выполняются"

Коэффициент прочности сварных соединений

По рекомендации [22], если ось сварного шва обечайки удалена от наружной поверхности штуцера на расстояние более чем три толщины укрепляемого элемента, то коэффициент прочности этого сварного соединения при расчете укрепления отверстий следует принимать равно 1.

Допускаемое напряжение для стали 10г2 при рабочей температуре принимается по [5]:

$$t_к := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \qquad \sigma_д := \begin{pmatrix} 148 \\ 145 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_д := \text{linterp}(t_к, \sigma_д, 233)$$

$$\sigma_д := 146.24 \quad МПа$$

Аналогично принимается допускаемое напряжение для этого же материала при 20 ºС по [5]:

$$\sigma_{20} := 245.455 \quad МПа$$

Принимаем уголь между плоскостью, проходящая через продольный шов валцованного штуцера и ось этого штуцера с плоскостью продолного осевого сечения цилиндрической обечайки составляет менее 60 ºС. По рекомендации [22], принимаем коэффициент прочности продольного сварного соединения штуцера равной 1.

Расчетную толщину стенки штуцера, наружного как внутренного, так и наружным давлением, вычисляют по формуле 16 [22]:

$$s_p := \frac{P \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_д - P} = 10.678 \quad мм \tag{58}$$

Расчетную толщину стенки штуцера вычисляют по [22]:

$$s_{р.ш} := \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_д - P} = 3.781 \quad мм \tag{59}$$

По рекомендации [13], принимаем толщину стенки равную 6 мм.

Расчтеный диаметр одиночного отверстия не требующего укрепления при наоичии избыточной толщины стенки по формуле 26 [22]:

$$d_0 := 2 \cdot \left[\left(\frac{s - c}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 236.091 \quad мм \tag{60}$$

Проверка условий расчета укреплений отверстий

Проверку условий необходимости укерпления отверстий проводится по рекаомендации [22]:

$$пров3 := \begin{cases} \text{"НЕ требуется укрепление отверстий"} & \text{if } d_0 \geq d_p \\ \text{"требуется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров3 = "требуется"

Так как при проверке требуется укрепления отверстий, принимаем укрепление накладным кольцом. В первом приближении принимаем толщину накладного кольца равную 10 мм.

Отношения допускаемых напряжений вычисляют по [22]:

- Для внешней части штуцера

$$\chi_1 := \min\left(1, \frac{\sigma_{д1}}{\sigma_д}\right) \qquad \chi_1 = 1 \tag{61}$$

- Для внутренней части штуцера

$$\chi_2 := \min\left(1, \frac{\sigma_{д1}}{\sigma_д}\right) \qquad \chi_2 = 1 \tag{62}$$

- Для накладного кольца

$$\chi_3 := \min\left(1, \frac{\sigma_д}{\sigma_д}\right) \qquad \chi_3 = 1 \tag{63}$$

Укрепление отверстий штуцером

Расчетные длины внешней и внутренней частей круглого штуцера, участвующие в укреплении отверстий и учитываемые при расчете, вычисляется по формулам 17 и 18 [22]:

$$l_{1p} := \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s - c)} = 79.725 \quad \text{мм}$$

$$l_{2p} := 0.5 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s - 2c)} = 37.517 \quad \text{мм} \qquad (64)$$

Расчетная ширина накладного кольца для штуцера по формуле 22 [22]:

$$l_{3p} := \sqrt{D_p \cdot (s + s_к - c)} = 167.183 \quad \text{мм} \qquad (65)$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления по формуле 24 [23]:

$$d_{o.p} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 53.591 \quad \text{мм} \qquad (66)$$

Проверка условия укрепления отверстия

Проверку условия укрепления одиночного отверстия выполняется по формуле 28 [22]:

$$\Sigma \geq Ap$$

$$Ap := 0.5 \cdot (d_p - d_{o.p}) \cdot s_p = 1.604 \times 10^3 \quad \text{мм}^2$$

$$O_{ne} := l_{1p} \cdot (s_o - s_{p.ш} - c) \cdot \chi_1$$

$$T_{wo} := l_{2p} \cdot (s_o - c - c) \cdot \chi_2$$

$$T_{hree} := l_{3p} \cdot s_к \cdot \chi_3 + l_p \cdot (s - s_p - c)$$

$$\Sigma := O_{ne} + T_{wo} + T_{hree} \qquad (67)$$

Проверим условия укрепления отверстия:

$$Prov2 := \begin{cases} \text{"Условие укрепления отверстия выполняются"} & \text{if } \Sigma \geq Ap \\ \text{"Условие укрепления отверстия НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov2 = "Условие укрепления отверстия выполняются"

Коэффициент понижения прочности по формуле 32 [22]:

$$W := 1 + \frac{l_{1p} \cdot (s_o - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot s_к \cdot \chi_2 + l_{3p} \cdot (s_к - c - c) \cdot \chi_3}{l_p \cdot (s - c)}$$

$$V := \min\left(1, \frac{W}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_p - d_0}{l_p} + K1 \cdot \frac{d + 2 \cdot c}{D_p} \cdot \frac{\phi}{\phi} \cdot \frac{l_{1p}}{l_p}}\right) = 1 \qquad (68)$$

Проверка условия прочности для одиночного отверстия

Допускаемое избыточное давление для рабочих условий вычисляется по формуле 31 [22]:

$$Pgop := \frac{2 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi \cdot \sigma_д \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 5.157 \text{ МПа} \qquad (69)$$

Аналогично вычисляется допускаемое избыточное давление для условий испытания:

$$Pgop_{и} := \frac{1.8 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{20} \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 7.791 \text{ МПа} \quad (70)$$

Так же вычисляем давление при условий испытаний:

$$p_{и} := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_{д}} = 6.483 \quad \text{МПа} \quad (71)$$

Проверим условия прочности для одиночного отверстия при рабочих условиях:

$$пров12 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выплняется"} & \text{if } \frac{P}{Pgop} \le 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выплняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров12 = "Условие прочности выплняется" $\quad \frac{P}{Pgop} = 0.936$

Так же аналогично проверим условия прочности для одиночного отверстия при условиях испытаний:

$$пров12 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выплняется"} & \text{if } \frac{p_{и}}{Pgop_{и}} \le 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выплняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров12 = "Условие прочности выплняется" $\quad \frac{p_{и}}{Pgop_{и}} = 0.832$

В результате проектного расчета укрепления отверстия цилиндрической оболочки, нагруженной внутренным давлением получены следующие значения:

- Расчетный диаметр отверстия – 354 мм;
- Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего укрепления при наличии избыточной толщины стенки – 236.091 мм.

Так как условие $d_p \le d_0$ (354 мм > 236.091 мм) не выполнилось, отверстие было дополнительно укреплено накладным кольцом 10 мм. После укрепления отверстия проверка на рабочие условия и на условия испытания аппарата показала, что полученные и использованные толщин стенок удовлетворяют заданным условиям эксплуатации.

3.7 Поверочный расчет кожухотрубного теплообменного аппарата

Целью данного расчета является обеспечение механической надежности работы кожухотрубного теплообменного аппарата.

3.7.1 Расчет вспомогательных величин

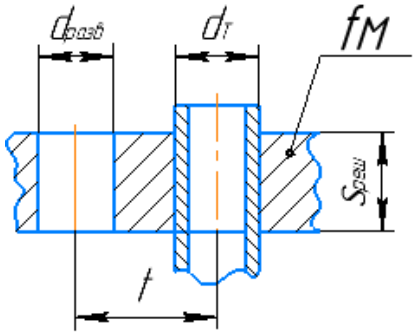

Рисунок 19 – Расчетная схема толщины трубной решетки.

Исполнительная толщина трубной решетки вычисляется по формуле 82 [12]:

$$s_{реш} \geq 0.5 \cdot D_E \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_д}} + c \qquad (72)$$

где $s_{реш}$ – исполнительная толщина трубной решетки, мм;

D_E – диаметр окружности, вписанной в максимально беструбную площадку, мм;

c – прибавка к расчетным толшинам, мм;

P – расчетное давление, действующее на решетку аппарата, МПа;

$\sigma_д$ – допускаемое напряжение материала, МПа.

Принимаем диаметр кружности, вписанной в максимально беструбную площадку, равным 32 мм.

По рекомендации [12] принимаем расчетное давление, действующее на решетку аппарата, равным максимально возможному давлению в аппарате – пробному давлению при гидроиспытаний $P = P_и$.

$$s_{реш} := 0.5 \cdot D_E \cdot \sqrt{\frac{P_и}{\sigma}} + c = 6.989 \quad мм \qquad (73)$$

По рекомендации [19] минимальная толщина трубной решетки для труб 25х2 равна 31 мм. Так как при толщине 31 мм условие максимального расчетного изгибающего момента в перфорированной части трубной решетке (пункт 1.5) не выполнялось, принимается толщина трубной решетки равная 55 мм.

Определение количества труб:

Определим шаг расположение труб по [6]:

$$t_p := 1.2 \cdot d_т + 2 = 32 \quad мм$$

Максимальное количество труб вычисляется по [6]:

$$i := \left[3 \cdot \left[\frac{\left(D_{внутр} - d_т + 2 \cdot t_p \right)}{2 \cdot t_p} \right]^2 - 3 \cdot \frac{\left(D_{внутр} - d_т + 2 \cdot t_p \right)}{2 \cdot t_p} + 1 \right] = 742.962 \qquad (74)$$

По рекомендации в табл. 3.7 [17], принимаем количества труб для двухходового теплообменника с диаметром 1000 мм, длиной трубного пучка 4000 мм, количества труб 718 штук.

Диаметр отверстий в трубной решетке для труб 25х2 принимается по рекомендации [19] равной 25.7 мм (классом точности 4).

Площадь, сечении простенка решетки между соседными трубами рассчитывается по формуле 1.36 [6]:

$$f_м := 4.35 \cdot d_т + 15 = 123.75 \quad мм^2 \tag{75}$$

Относительная характеристика бесшовного края трубной решетки вычисляется по формуле 1 [6]:

$$m_n = \frac{a}{a_1} \tag{76}$$

где внутренный радиус кожуха:

$$a := \frac{D_{внутр}}{2} = 500 \quad мм \tag{77}$$

Расстояние от оси кожуха до оси найболее удаленой трубы, для расположение труб по правильному шестиугольнику вычисляется по [14]:

$$a_1 := 0.525 \cdot t_p \cdot \sqrt{i} = 450.165 \quad мм \tag{78}$$

а относительная характеристика беструбного края трубной решетки:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.111$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку:

- со стороны межтрубного пространства вычисляетс по рофмуле 2 [6]:

$$\eta_м := 1 - \frac{i \cdot {d_т}^2}{4 \cdot {a_1}^2} = 0.446 \tag{79}$$

- со стороны трубного пространства вычисляется по формуле 3 [6]:
  примем что теплообменные трубы гладкими.

$$\eta_т := 1 - \frac{i \cdot \left(d_т - 2 \cdot s_т\right)^2}{4 \cdot {a_1}^2} = 0.609 \tag{80}$$

Основные характеристики жескости элементов теплообменного аппарата:

- Модуль упругости основания (системы труб) по формуле 4 [6]:

$$K_y = \frac{E_т \cdot \left(\eta_т - \eta_м\right)}{1} \tag{81}$$

где l – половина длины труб, мм;

$$l := \frac{4000}{2} = 2 \times 10^3 \quad \text{мм} \quad \text{(по каталогу)}$$

Ет – модуль уругости для материала труб при рабочей температуре, МПа (рассчитывается по [6])

$$t_T := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \qquad E_T := \begin{pmatrix} 1.81 \cdot 10^5 \\ 1.76 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E_T := \text{linterp}(t_T, E_T, 233)$$

$$E_T = 1.777 \times 10^5 \quad \text{МПа}$$

Тогда модуль упругости основания (системы труб):

$$K_y := \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l} \qquad K_y := 14.95 \quad \frac{H}{мм^3} \tag{82}$$

Приведенное отношение жескости труб к жесткости кожуха по формуле 5 [6]:

$$s_K := s = 16 \quad \text{мм}$$

- Модуль упругости основания (система кожуха):

где модуль упругости для материала кожуха при рабочей температуре по [6]:

$$t_K := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \qquad E_K := \begin{pmatrix} 1.81 \cdot 10^5 \\ 1.76 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E_K := \text{linterp}(t_K, E_K, 233)$$

$$E_K = 1.777 \times 10^5 \quad \text{МПа}$$

Тогда модуль упругости основания (система кожуха):

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_K \cdot s_K} \qquad \rho = 4.734 \tag{83}$$

Коэффициенты изменения жесткости системы труб – кожух по [6]:

$$K_q = 1 + K_q'$$

$$K_p = 1 + K_p' \tag{84}$$

Для аппаратов с неподвижными трубными решетками по [6]:

$$K_q' = K_p' = 0$$

$$K_q := 1$$

$$K_p := 1 \tag{85}$$

Коэффициент жесткости трубной решетки определяется по приложению Б [6]:

$$\eta_т := \begin{pmatrix} 0.65 \\ 0.7 \end{pmatrix} \qquad \psi_0 := \begin{pmatrix} 0.37 \\ 0.44 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \text{linterp}(\eta_т, \psi_0, 0.657)$$

$$\psi_0 = 0.38 \quad \text{МПа}$$

Коэффициент ослабления трубной решетки определяется по приложению Б [6]:

$$\varphi_p := 1 - \frac{d_0}{t_p} = 0.197 \tag{86}$$

Примем толщину стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или фланцем по [17] равную 16 мм.

Примем по табл. 1 [12], крышку эллиптическую с толщиной стенки равной 16 мм.

Коэффициент системы кожух – решетка вычисляется по [6]:

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s_1}} = 0.015 \qquad \frac{1}{\text{мм}} \tag{87}$$

Диаметр фланца по табл. 13.3 [7]:

$$D_н := 1240 \quad \text{мм}$$

Радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха определяется по [6]:

$$R_1 := \frac{D_н + D_{внутр}}{4} = 560 \quad \text{мм} \tag{88}$$

Коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе по [6]:

$$K_1 := \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_к \cdot {s_1}^3}{5.5 \cdot R_1} = 1.717 \times 10^6 \qquad \text{Н} \cdot \text{мм} \tag{89}$$

Выбираем прокладку по [7]:

$d_п := 1000$ мм внутренний диаметр прокладки

$D_п := 1140$ мм наружный диаметр прокладки

Для облегчения процесс сварки, принимаем одинаковый материал для изготовления фланца как материал обечайки. Тогда модуль упругости материала фланца будет равно модули упругости материала обечайки.

Коэффициент жесткости фланца кожуха при изгибе рассчитывается по [8]:

$$K_{ф1} := \frac{E_1 \cdot {h_1}^3 \cdot B_1}{12 \cdot {R_1}^2} + K_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2}\right) = 1.566 \times 10^8 \qquad \text{Н} \cdot \text{мм} \tag{90}$$

Модуль упругости для материала трубной решетки при рабочей температуре и труб будет одинаков, так как по материальному исполнению принимаем одинаковый материал.

$$E_p := E_к = 1.777 \times 10^5 \quad МПа$$

Коэффициент системы решетка – трубы вычисляется по формуле 8 [6]:

$$\beta := \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\psi_0 \cdot E_p}} = 0.011 \quad \frac{1}{мм} \tag{91}$$

Безразмерный параметр системы решетка – трубы вычисляется по формуле 10 [6]:

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 4.949 \tag{92}$$

3.7.2 Определение усилий в элементах теплообменного аппарата

Целью данного расчета является определение и проверка усилий в элементах теплообменного аппарата при данных условиях.

Коэффициент линейного расширения для материала обечайки и труб при температуре 20 – 300 ^{0}C берется по [6]:

$$\alpha_к := 12.6 \cdot 10^{-6} \quad \frac{1}{°C}$$

$$\alpha_т := 12.6 \cdot 10^{-6} \quad \frac{1}{°C}$$

Коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб вычисляется по формуле 12 [6]:

$$m_{ср} := 0.15 \cdot \frac{i \cdot \left(d_т - s_т\right)^2}{a_1^{\,2}} = 0.281 \tag{93}$$

Приведенное давление вычисляется по формуле 11 [6]:

$$p_{11} := \left[\alpha_к \cdot \left(t_к - t_0\right) - \alpha_т \cdot \left(t_т - t_0\right)\right] \cdot K_y \cdot 1 = 24.865$$

$$p_{22} := \left[\eta_т - 1 + m_{ср} + m_п \cdot \left(m_п + 0.5 \cdot \rho \cdot K_q\right)\right] \cdot p_т = 2.214$$

$$p_{33} := \left[\eta_м - 1 + m_{ср} + m_п \cdot \left(m_п + 0.3 \cdot \rho \cdot K_p\right)\right] \cdot p_м = 7.844$$

$$p_0 := p_{11} + p_{22} - p_{33} = 19.235 \quad МПа \tag{94}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения по формуле 13 [6]:

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_ф \cdot R_1} = 0.317 \tag{95}$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб определяются по табл. 1 [6]:

$$\omega := \begin{pmatrix} 4 \\ 5 \end{pmatrix} \qquad \Phi_1 := \begin{pmatrix} 6.19 \\ 7.65 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \text{linterp}(\omega, \Phi_1, 4.91)$$

$$\Phi_1 = 7.519$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 4 \\ 5 \end{pmatrix} \qquad \Phi_2 := \begin{pmatrix} 4.13 \\ 5.13 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_2 := \text{linterp}(\omega, \Phi_2, 4.91)$$

$$\Phi_2 = 5.04$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 4 \\ 5 \end{pmatrix} \qquad \Phi_3 := \begin{pmatrix} 6.03 \\ 7.38 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_3 := \text{linterp}(\omega, \Phi_3, 4.91)$$

$$\Phi_3 = 7.258$$

Значения T_1, T_2, T_3 определяются интерполяцией по приложению Г [6] в зависимости от значения безразмерного параметра системы решетка – трубы (ω) и значения относительной характеристики беструбного края трубной решетки (m_n):

$$T_1 := 15.016$$

$$T_2 := 8.775$$

$$T_3 := 8.602$$

Коэффициент влияния давления на изгиб первого фланца определяется по формуле 21 [6]:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot {\beta_1}^2} = 7.458 \times 10^3 \quad \text{мм}^2 \tag{96}$$

Так как фланцы на кожухе одинаковы, коэффициент влияния давления на изгиб второго фланца равной коэффициент первого фланца.

Приведенное давление на фланцы определяется по формуле 20 [6]:

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\phi} \cdot \left(m_1 \cdot p_м - m_2 \cdot p_т\right) = 0.162 \quad \text{МПа} \tag{97}$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки вычисляют:

- Для изгибающего момента по формуле 18 [6]:

$$M_n := \left(\frac{a_1}{\beta}\right) \cdot \frac{p_1 \cdot \left(T_1 + \rho \cdot K_q\right) - p_0 \cdot T_2}{\left(T_1 + \rho \cdot K_q\right) \cdot \left(T_3 + \rho_1\right) - {T_2}^2} = -6.838 \times 10^4 \quad \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \tag{98}$$

- Для перерезывающей силы по формуле 19 [6]:

$$Q_n := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 772.418 \quad \frac{Н}{мм} \tag{99}$$

Изгибающий момент и перерезывающие силы, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки:

- Для изгибающего момента вычисляется по формуле 23 [6]:

$$M_a := M_n + (a - a_1) \cdot Q_n = -2.989 \times 10^4 \quad \frac{Н \cdot мм}{мм} \tag{100}$$

- Для перерезывающей силы по формуле 24 [6]:

$$Q_a := m_n \cdot Q_n = 857.928 \quad \frac{Н}{мм} \tag{101}$$

Силы, действующие на трубу:

- Осевая сила вычисляется по формуле 25 [6]:

$$N_т := \frac{\pi \cdot a_1}{i} \cdot \left[(\eta_м \cdot p_м - \eta_т \cdot p_т) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right] = 1.035 \times 10^4 \ Н \tag{102}$$

- Изгибающий момент вычисляется по формуле 26 [6]:

$$M_т := \frac{E_т \cdot J_т \cdot \beta}{K_у \cdot a_1 \cdot l_{пр}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = 2.71 \times 10^4 \quad Н \cdot мм \tag{103}$$

где l_{1R} = 600 мм – максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой.

$$l_{ПР} = \frac{l_{1R}}{3} = 200 \text{ мм} \tag{104}$$

$$J_т := \frac{\pi \cdot (d_{внеш}^4 - d_{внутр}^4)}{64} = 9.628 \times 10^3 \quad мм^4 \tag{105}$$

Усилия в кожухе:

- Усилие, распределенное по периметру кожуха вычисляется по формуле 27 [6]:

$$Q_к := \frac{a}{2} \cdot p_т - Q_n = -624.918 \quad \frac{Н}{мм} \tag{106}$$

- Изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха вычисляется по формуле 28 [6]:

$$M_к := \frac{K_1}{\rho \cdot K_ф \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_n + T_3 \cdot \beta \cdot M_n) - \frac{p_м}{2 \cdot \beta_1^2} = -7.248 \times 10^3 \ \frac{Н \cdot мм}{мм} \tag{107}$$

- Суммарная осевая сила, действующая на кожух вычисляется по формуле 29 [6]:

$$F := \pi \cdot D_{внутр} \cdot Q_к = -1.963 \times 10^6 \quad Н \tag{108}$$

3.7.3 Расчетные напряжения в элементах конструкции.

В первом приближений принимаем что трубная решетка вваренная во фланец.

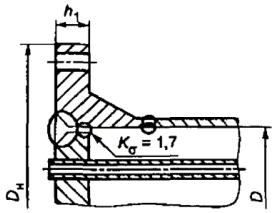

Рисунок 20 – Схема решетки, вваренной во фланец.

Принимаем толщину трубной решетки в зоне кольцевой канавки ровной толщине трубной решетки 55 мм.

В первом приближении, принимаем эквивалентную толщину втулки фланца равной толщине кожуха.

$s_э := s$

$s_1 := s_э$ - толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или фланцем, мм

Расчетные напряжения в трубных решетках.

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом:

- Изгибные, вычисляются по формуле 30 [6]:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_n|}{(s_{1p} - c)^2} = 158.357 \quad МПа \tag{109}$$

- Касательные, вычисляются по формуле 31 [6]:

$$\tau_{p1} := \frac{|Q_n|}{(s_{1p} - c)} = 15.175 \quad МПа \tag{110}$$

Максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетке вычисляется по формуле 34 [6]:

$$При \quad -1 \le \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} \le 1 \quad тогда \quad M_{max} := A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} \tag{111}$$

где A – коэффициент, определяемый по приложению Г [6] в зависимости от ω и m_A;

m_A – коэффициент для определения максимального расчетного изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки, и он вычисляется по [6]:

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = -0.383 \tag{112}$$

Тогда максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетке будет:

$$M_{max} := A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} = 3.036 \times 10^4 \quad \frac{Н \cdot мм}{мм} \qquad (113)$$

Проверка условия максимального расчетного изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки:

$$пров := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \frac{|M_a|}{M_{max}} \le 1 \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$пров = \text{"Условие выполняется"}$ $\quad \frac{|M_a|}{M_{max}} = 0.984$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки:

- Изгибные, вычисляются по формуле 32 [6]:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{max}}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)^2} = 357.089 \quad МПа \qquad (114)$$

- Касательные, вычисляются по формуле 33 [6]:

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)} = 85.614 \quad МПа \qquad (115)$$

Напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке:

- В меридиональном направлении вычисляются по формулам 38, 39 [6]:

$$\text{мембранные} \quad \sigma_{Mx} := \frac{|Q_к|}{(s_1 - c)} = 52.514 \quad МПа$$

$$\text{изгибные} \quad \sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_к|}{(s_1 - c)^2} = 307.097 \quad МПа \qquad (116)$$

- В окружном направлении вычисляются по формулам 40, 41 [6]:

$$\text{мембранные} \quad \sigma_{M\varphi} := \frac{|p_м| \cdot a}{(s_1 - c)} = 129.832 \quad МПа$$

$$\text{изгибные} \quad \sigma_{u\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} = 92.129 \quad МПа \qquad (117)$$

Напряжения в трубах:

- В осевом направлении вычисляются по формулам 42, 43 [6]:

мембранные $\sigma_{1т} := \frac{|N_т|}{\pi \cdot (d_т - s_т) \cdot s_т} = 71.607$ МПа

суммарные $\sigma_1 := \sigma_{1т} + \frac{d_т \cdot |M_т|}{2 \cdot J_т} = 106.789$ МПа (118)

- В окружном направлении вычисляется по формуле 44 [6]:

$$\sigma_{2т} := \frac{(d_т - s_т)\max(|p_т|, |p_м|, |p_т - p_м|)}{2 \cdot s_т} = 17.767 \quad \text{МПа} \qquad (119)$$

3.7.4 Проверка прочности трубных решеток.

Допускаемое напряжение лдя материала трубной решетки (09г2с) при рабочей температуре определятся по [8]:

$t_P := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix}$ $\sigma_{др} := \begin{pmatrix} 165 \\ 162 \end{pmatrix}$

$\sigma_{др} := \text{linterp}(t_P, \sigma_{др}, 233)$

$\sigma_{др} = 163.02$ МПа

Проверка статической прочности:

$$\text{пров2} := \begin{cases} \text{"Условие статической прочности выполняется"} & \text{if } \frac{\max(\tau_{p1}, \tau_{p2})}{(0.8 \cdot \sigma_{др})} \le 1 \\ \text{"Условие статической прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров2 = "Условие статической прочности выполняется" $\frac{\max(\tau_{p1}, \tau_{p2})}{(0.8 \cdot \sigma_{др})} = 0.656$

Проверка трубной решетки на малоцикловую прочность:

- В месте соединения с кожухом:

$\Delta\sigma_1 := \sigma_{p1}$

$\Delta\sigma_2 = \Delta\sigma_3 = 0$ (120)

По рекомендации [6], принимаем эффективный коэффициент концентрации напряжения (Кσ) равный 1,7.

- В перфорированной части:

$\Delta\sigma_1 := \sigma_{p2}$

$\Delta\sigma_2 = \Delta\sigma_3 = 0$

$K_д := 1$ (121)

Проверку трубной решетки на малоцикловую прочность проводится по [17]. При проверке трубной решетки на малоцикловую прочность следует принимать:

$$\Delta\sigma_1 := \sigma_1$$
$$\Delta\sigma_2 := 0$$
$$\Delta\sigma_3 := 0$$
$$K_\sigma := 1$$

Амплитуда напряжений для каждого цикла вычисляется по формуле 5 [17]:

$$\sigma a := \frac{K_\sigma}{2} \cdot \max\left(\left|\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2\right| , \left|\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3\right| , \left|\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3\right| \right) = 53.394 \quad \text{МПа} \tag{122}$$

По рекомендации [17], принимаем следующие значения:

$$n_\sigma := 2$$

$$n_N := 20$$

По табл. 3 [17], принимаем для низколегированных и легированных сталей:

$$A := 0.45 \cdot 10^5 \quad \text{МПа}$$

Минимальное значение временного сопотивления для материала трубных решеток при рабочей температуре определяется по табл. Б.2 [6]. Так как на трубную решетку действует температура трубного, и межтрубного пространства, поэтому для расчета используем найбольшую температуру теплонсителей.

$$t_{наиб} := 233 \quad °C$$
$$t_{наиб} := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \quad R_{mt} := \begin{pmatrix} 439 \\ 444 \end{pmatrix}$$
$$R_{mt} := \text{linterp}\left(t_{наиб}, R_{mt}, 233\right)$$
$$R_{mt} = 442.3 \quad \text{МПа}$$

Определяют коэффициенты В и Ст для низколегтрованных и легированных сталей по табл. 3 [13]:

$$B := 0.4 \cdot R_{mt} = 176.92 \quad \text{МПа}$$

$$t_p := 233 \quad °C$$

$$C_t := \frac{3200 - t_p}{3200} = 0.927 \tag{123}$$

По рекомендации [6], принимаем количество циклов нагружения за расчетный срок службы равный 2000.

Допускаемую амплитуду напряжений вычисляют по формуле 12 [17]:

$$[\sigma a] := C_t \cdot \frac{A}{\sqrt{n_N \cdot N}} + \frac{B}{n_\sigma} = 297.077 \quad \text{МПа} \tag{124}$$

Условие малоцикловую прчность будет выполняться, если амплитуда напряжений, возникающих при эксплуатации аппарата, не превышает допускаемую амплитуду напряжений для заданного числа циклов (σа ≤ [σа]).

Проверяем условие:

$$\text{пров2} := \begin{cases} \text{"Условие малоцикловой прочности выполняется"} & \text{if } \frac{\sigma a}{[\sigma a]} \le 1 \\ \text{"Условие малоцикловой прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров2 = "Условие малоцикловой прочности выполняется" $\frac{\sigma a}{[\sigma a]} = 0.18$

3.7.5 Проверка жесткости трубных решеток

Проверка условия жесткости трубных решеток проводится по неравенству 52 [6]:

$$W \le [W]$$

Для аппарата, диаметр который в диапазоне 0.6м < D ≤ 1000м по [6]:

$$[W] := 0.9 \text{ мм}$$

$$W := \frac{1.2}{K_y \cdot a_1} \left| T_1 \cdot Q_n + T_2 \cdot \beta \cdot M_n \right| = 0.892 \text{ мм} \qquad (125)$$

Проверим условие:

$$\text{пров2} := \begin{cases} \text{"Условие жесткости трубных решеток выполняется"} & \text{if } \frac{W}{[W]} \le 1 \\ \text{"Условие жесткости трубных решеток НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров2 = "Условие жесткости трубных решеток выполняется" $\frac{W}{[W]} = 0.991$

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

Целью данного расчета является проверка труб на прочность, устойчивость и жесткость и расчет крепления труб в трубной решетке при данных условиях.

Допускаемое напряжение материала труб при рабочей температуре определяется по [6]:

$$t_{наиб} := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \quad \sigma_{дт} := \begin{pmatrix} 148 \\ 145 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{дт} := \text{linterp}\left(t_{наиб}, \sigma_{дт}, 233\right)$$

$$\sigma_{дт} = 146.02 \text{ МПа}$$

Условие статической прочности труб:

$$\max\left(\sigma_{1т}, \sigma_{2т}\right) \le \sigma_{дт}$$

Проверим условие статической прочности труб:

$$\text{пров2} := \begin{cases} \text{"Условие статической прочности труб выполняется"} & \text{if } \frac{\max(\sigma_{1т}, \sigma_{2т})}{\sigma_{дт}} \le 1 \\ \text{"Условие статической прочности труб НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{пров2} = \text{"Условие статической прочности труб выполняется"} \quad \frac{\max(\sigma_{1т}, \sigma_{2т})}{\sigma_{дт}} = 0.49$$

По скольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичного аппарата, приведенного в [16], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчетна малоцикловую прочность по [17] не проводится.

Проверка труб на устойчивость проводятся в случае, если $N_т < 0$. Так как при расчете получилось значние больше нуля ($1.035 \cdot 10^4$ Н), проверку труб на устойчивость не проводится.

Проверка крепления труб в трубной решетке.

Примем, что гладкие теплообменные трубы крепятся развальцовкой. По рекомендации [4] $l_в \ge 26$мм, примем глубину развальцовки равно 55 мм.

Принимали глубину развальцовки равную 55 мм (одинаков толщина трубной решетки), так как при глубине 26 мм условие крепления труб в трубной решетке не выполняется и для избежания поступления теплоносители в зазор между неразвальцованными трубами и трубной решеткой..

По приложению Е [6] вычисляется для труб, завальцованных в пазы с двумя и более пазами, допускаемая нагрузка на соединение трубы с трубной решеткой способом развальцовки:

$$[N]_{тр} := 0.8 \cdot \pi \cdot s_т \cdot (d_т - s_т) \cdot \min(\sigma_{дт}, \sigma_{др}) = 1.688 \times 10^4 \quad \text{Н} \qquad (126)$$

Проверим условие креления труб в трубной решетки способом развальцовки:

$$\text{пров2} := \begin{cases} \text{"Условие крепления выполняется"} & \text{if } \frac{|N_т|}{[N]_{тр}} \le 1 \\ \text{"Условие крепления НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{пров2} = \text{"Условие крепления выполняется"} \quad \frac{|N_т|}{[N]_{тр}} = 0.613$$

3.8 Расчет фланцевого соединения теплообменника

Целью данного расчета является выбор фланцевого соединения, отвечающее критериям надежности (прочность болтов при затяжке и в рабочих условиях, статическая прочность соединения в рабочих условиях и при затяжке, прочность прокладки, соответствия угля поворота фланца допускаемому значению).

Аппарат работает при высоким давлением и высокой температуре, и так же среда в аппарате (сырая нефть) считается агресстивной.

В связи с высшесказанным принимаем фланцевое соединение с канавкой под восьмигранную прокладку.

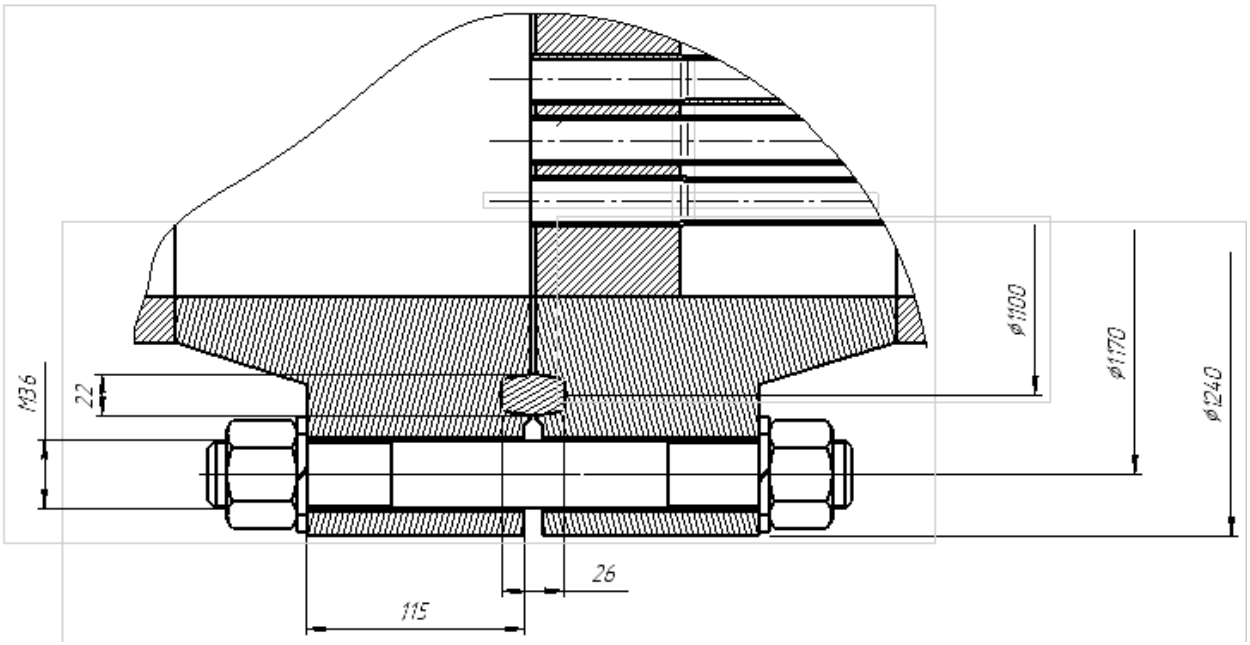

Рисунок 21 – Расчетная схема фланцевого соединения с канавкой под восьмигранную прокладку.

Исходные данные:

D = 1000 мм – внутренный диаметр;

P = 3.09 МПа – рабочее давление в межтрубном пространстве;

n = 56 – число болтов;

c_o = 3 мм – прибавка к толщине фланца;

t = 233 ^oC – рабочая темепратура в межтрубном пространстве;

M = 0 Н·мм

F = 0 Н

Для условных давлений среды 3.09 МПа, согласно приложению А [23], рекомендуется применять фланцы с канавкой под восьмигранную прокладку.

Принимаем фланец типа 3 по табл. 21.9 [5], с размерами:

D_H = 1044 мм;

$D_б$ = 1170 мм;

d = 36 мм.

А измерено на чертеже, следующие размеры:

h = 222 мм;

S_0 = 44 мм;

S_1 = 92 мм;

l = 70 мм.

По размерам флацев и параметрам прцесса, выбираем прокладку для фланцевого соединения. По рекомендации [5], выбираем прокладку типа А по табл. 3 [5]:

$D_{вн}$ = 1140 мм;

$b_п$ = 70 мм;

$h_п$ = 26 мм.

Согласно по рекомендациям по табл. 21.14 [5], выбираем материалы:

Материал обечаек и фланцев – сталь 10г2с;

Материал шпилек – сталь 25Х1МФ;

Материал прокладки – 08Х13.

3.8.1 Основные расчетные значения

Расчетная температура:

- Расчетная температура неизолированных приварных встык фланцев принимается по табл. В1 [24]:

$$t_ф := 0.96 \cdot t \qquad t_ф = 223.68 \quad °C \tag{127}$$

- Расчетная температура шпилек по табл. В1 [24]:

$$t_б := 0.85 \cdot t \qquad t_б = 198.05 \quad °C \tag{128}$$

Допускаемые напряжения для стали 25Х1МФ при расчетной температуре для шпилек по табл. Г1 [22]:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \qquad \sigma := \begin{pmatrix} 238 \\ 227 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{д.б} := \text{linterp}(t, \sigma, t_б)$$

$$\sigma_{д.б} = 213.518 \quad МПа$$

Допускаемое напряжение для шпилек при 20 ºС принимается по табл. Г1 [22] равное 238 МПа.

Модуль упругости для стали 25Х1МФ при расчетной температуре для шпилек по табл. Ж1 [22]:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \qquad E_б := \begin{pmatrix} 2.15 \cdot 10^5 \\ 2.12 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E_б := \text{linterp}(t, E_б, t_б)$$

$$E_б = 2.083 \times 10^5 \quad МПа$$

Модуль упругости для шпилек при 20 ºС принимается табл. Ж1 [22] равной $2.15 \cdot 10^5$ МПа.

Коэффициент линейного расширения стали 25Х1МФ при диапазоне температуры 20 – 300 ºС принимается по табл. Ж2 [22], который равно $13.3 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Допускаемые напряжения для фланцев и обечайки из стали 10г2с при расчетной температуре определяем по табл. А3 [22]:

$$t := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \qquad \sigma := \begin{pmatrix} 148 \\ 145 \end{pmatrix}$$

$$\sigma := \text{linterp}(t, \sigma, t_ф)$$

$$\sigma = 146.579 \quad \text{МПа}$$

Так как фланцы изготовливаются из листового проката, принимаем коэффициент, учитывающий местные напряжения равной 1. Тогда допускаемое напряжение для фланцев будет:

$$\sigma_{д.ф} := \eta \cdot \sigma \quad \sigma_{д.ф} = 146.579 \quad \text{МПа} \qquad (129)$$

Допускаемое напряжение для фланцев из стали 10г2с при 20 ºС принимается по [22], равное 180 МПа.

Модуль упругости для фланцев из стали 10г2с при расчетной температуре определяется по [22]:

$$t := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \qquad E := \begin{pmatrix} 1.81 \cdot 10^5 \\ 1.76 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E := \text{linterp}(t, E, t_ф)$$

$$E = 1.786 \times 10^5 \quad \text{МПа}$$

Модуль упругости для фланцев из стали 10г2с при температуре испытания (20 ºС) принимается по [22], равной $1{,}99 \cdot 10^5$ МПа.

Коэффициент линейного расширения для стали 10г2с при диапазоне температуры 20 – 300 ºС так же принимается по [22], равной $13{,}1 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Допускаемые напряжеия для шпилек из стали 25Х1МФ при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания вычисляют по формулам Г3 и Г4 [24]:

$$\sigma_{дбм} := \xi \cdot K_{у.р.р} \cdot K_{у.з} \cdot K_{у.т} \cdot \sigma_{20б} = 371.28 \quad \text{МПа}$$
$$\sigma_{дбр} := \xi \cdot K_{у.р.и} \cdot K_{у.з} \cdot K_{у.т} \cdot \sigma_{20б} = 501.228 \quad \text{МПа} \qquad (130)$$

где

$\xi = 1.2$ – Коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке (по [24]);

$K_{у.р.р} = 1$ – коэффициент условий работы при рабочих условиях (по [24]);

$K_{у.р.и} = 1.35$ – коэффициент условий работы при условиях испытаний (по [24]);

$K_{у.з} = 1$ – коэффициент условий затяжки при обычной неконтролируемой затяжке (по [24]);

$K_{у.т} = 1.3$ – коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций (по [24]).

3.8.2 Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения

Эффективная ширина прокладок восьмигранного сечения рассчитывается по формуле 5 [24]:

$$b_0 := \frac{b_п}{4} = 17.5 \quad мм \tag{131}$$

Расчетный диаметр плоской прокладки рассчитывается по формуле 7 [24], так как прокладки плоские то расчетный диаметр берется равному наружному диаметру прокладки:

$$D_{сп} := D_{нп} = 1.14 \times 10^3 \quad мм \tag{132}$$

Характеристики для металлических прокладок берется по табл. И1 [24]:

m = 5.5 – прокладочный коэффициент;

$q_{обж}$ = 125 МПа – удельное давление обжатия прокладки.

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке рассчитывается по формуле 8 [24]:

$$P_{обж} := 0.5\pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обж} = 3.917 \times 10^6 \quad Н \tag{133}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения вычисляется по формуле 9 [24]:

$$R_п := \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot m \cdot P = 1.065 \times 10^6 \ Н \tag{134}$$

3.8.3 Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

По рекомендации [5], для выбранного типа фланцев шпилек исполнением М36. Площадь поперечного сечения для данного шпильки выбирается по приложению Д [24], и она равна 760 мм^2.

Суммарная площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или наруженному сечению наименьшего диаметра вычисляется по формуле 10 [24]:

$$A_б := n \cdot f_б = 4.256 \times 10^4 \quad мм^2 \tag{135}$$

Равнодействующая нагрузка от давления рассчитывается по формуле 11 [24]:

$$Q_д := \frac{\pi}{4} \cdot D_{сп}^{\ 2} \cdot P = 3.154 \times 10^6 \ Н \tag{136}$$

3.8.4 Податливость прокладки и шпилек

Податливость прокладки вычисляется по формуле К.1 [24].

Так как прокладки изготовливаются из стали 08Х13, по рекомендации [24], податливость прокладки для металлических и астбестных материалов равна нулью.

$$y_п := 0 \quad мм/Н$$

Эффективная длина шпильки при податливость вычисляется по стр. 32 [24]:

$$L_б := L_{б0} + 0.56 \cdot d = 260.16 \quad мм \tag{137}$$

где $L_{Б0}$ = 240 мм – расстояние между опорными поверхности гаек(измеряется по чертежу).

Податливость болтов вычисляется по формуле К.2 [24]:

$$y_Б := \frac{L_Б}{E_{20Б} \cdot A_Б} = 2.843 \times 10^{-8} \quad \text{мм/Н} \tag{138}$$

3.8.5 Расчетные параметры и угловая податливость фланцев

Параметр длины обечайки вычисляется по формуле К.3 [24]:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} = 209.762 \quad \text{мм} \tag{139}$$

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диамтеру вычисляется по формуле К.4 [24]:

$$K := \frac{D_н}{D} = 1.044 \tag{140}$$

Коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца вычисляются по формуле К.5 – К.8 [24]:

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{\left(1.05 + 1.945 \cdot K^2\right) \cdot (K - 1)} = 1.894 \tag{141}$$

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36\left(K^2 - 1\right) \cdot (K - 1)} = 49.093 \tag{142}$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{\left(K^2 - 1\right)}\right] = 45.144 \tag{143}$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 23.238 \tag{144}$$

Коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами определяется по графикам К.2 – К.4 [24]:

$$\beta_F := 0.57$$
$$\beta_V := 0.2$$
$$f := 1.6$$
$$\beta := \frac{S_1}{S_0} = 2.091$$
$$x := \frac{1}{\sqrt{D \cdot S_0}} = 0.334 \tag{145}$$

Коэффициент λ вычисляется по формуле К.11 [24]:

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 0.956 \quad (146)$$

Угловая податливость фланца при затяжке вычисляется по формуле К.12 [24]:

$$y_ф := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 2.355 \times 10^{-12} \quad \frac{1}{Н \cdot мм} \quad (147)$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками вычисляется по формуле К.18 [24]:

$$C_F := \max\left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_б}{n}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5}}}\right) = 1 \quad (148)$$

Приведенный диаметр приварного встык фланца вычисляется по формуле К.19 [24] при $D \le 20 \cdot S_1$ и $f > 1$

$$D_{пр} := D + S_0$$

3.8.6 Плечи действия сил и коэффициенты жесткости

Плечо действия усилий в шпильках для приварных встык и плоских фланцев вычисляются по формуле Е.1 [24]:

$$b := 0.5(D_б - D_{сп}) = 15 \quad мм \quad (149)$$

Коэффициент, зависящий от соотношения размеров втулки фланца вычисляется по формуле Е.6 [24]:

$$\zeta := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.329 \quad (150)$$

Эквивалентная толщина плоских фланцев вычисляется по формуле Е.5 [24]:

$$S_э := \zeta \cdot S_0 = 58.477 \quad мм \quad (151)$$

Плечо усилия от действия давления на фланец для всех типов фланцев вычисляется по формуле Е.4 [24]:

$$e := 0.5 \cdot (D_{сп} - D - S_э) = 40.761 \quad мм \quad (152)$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев вычисляется по формуле Е.8 [24]:

$$\gamma := \frac{1}{y_п + y_б \cdot \frac{E_{20б}}{E_б} + 2 \cdot b^2 \cdot y_ф \cdot \frac{E_{20}}{E}} = 3.276 \times 10^7 \quad \frac{Н}{мм} \tag{153}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренным давлением или внешней осевой силой для приварных встык фланцев с плоскими прокладками вычисляется по формуле Е.11 [24]:

$$\alpha := 1 - \frac{y_п - 2 \cdot e \cdot y_ф \cdot b}{y_п + y_б + 2 \cdot b^2 \cdot y_ф} = 1.098 \tag{154}$$

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, в соединениях с приварными встык и плоскими фланцами вычисляется по формуле 13 [24]:

$$Q_t := \gamma \cdot \left[2\alpha_ф \cdot h \cdot \left(t_ф - 20\right) - 2\alpha_б \cdot h \cdot \left(t_б - 20\right)\right] = 4.366 \times 10^6 \quad Н \tag{155}$$

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения:

$$P_{б1} := \max\left[\begin{bmatrix} \alpha \cdot \left(Q_д + F\right) + R_п \\ \alpha \cdot \left(Q_д + F\right) + R_п - Q_t \end{bmatrix}\right] = 4.527 \times 10^6 \quad Н \tag{156}$$

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек:

$$P_{б2} := \max\left[\left(P_{обж}\right), 0.4 \cdot A_б \cdot \sigma_{20б}\right] = 4.052 \times 10^6 \quad Н \tag{157}$$

Расчетная нагрузка на шпильки фланцевых соединений при затяжке фланцевого соединения вычислляется по формуле 17 [24]:

$$P_{бм} := \max\left(P_{б1}, P_{б2}\right) = 4.527 \times 10^6 \quad Н \tag{158}$$

Расчетная нагрузка на шпиьки фланцевых сокдинений в рабочих условиях вычисляется по формуле 18 [24]:

$$P_{бр} := P_{бм} + (1 - \alpha) \cdot \left(Q_д + F\right) + Q_t = 8.585 \times 10^6 \quad Н \tag{159}$$

3.8.7 Проверка прочности шпилек и прокладки

Расчетные напряжения в шпильках:

- При затяжке вычисляется по формуле 19 [24]:

$$\sigma_{б1} := \frac{P_{бм}}{A_б} = 106.371 \quad МПа \tag{160}$$

- При рабочих условиях вычисляется по фомуле 20 [24]:

$$\sigma_{б2} := \frac{P_{бр}}{A_б} = 201.716 \quad МПа \tag{161}$$

Проверка условий прочности шпилек при затяжке и в рабочих условиях проводится по формулам 21,22 [24]:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{б1} > \sigma_{дбм} \\ \text{"Условия в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{б2} > \sigma_{дбр} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Удельное давление на прокладку:

$$q := \frac{\max(P_{бм}, P_{бр})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_п} = 34.244 \quad МПа \tag{162}$$

Так как прокладки изготовливается из металла, то исходя из рекомендации [24] нет необходимости проводит проверку на прочность.

3.8.8 Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на приварной встык фланец или плоской фланец при затяжке вычисляется по формуле 24 [24]:

$$M_м := C_F \cdot P_{бм} \cdot b = 6.791 \times 10^7 \quad Н*мм \tag{163}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях вычисляется по формуле 26 [24]:

$$M_р := C_F \cdot \max\left[P_{бр} \cdot b + (Q_д) \cdot e, |Q_д| \cdot e\right] = 2.573 \times 10^8 \quad Н*мм \tag{164}$$

3.8.9 Расчетные напряжения во фланец при затяжке

Меридиальное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца вычисляются по формулам 28,29 [24]:

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

$$\sigma_{1м} := \frac{M_м}{\lambda \cdot (S_1 - c_o)^2 \cdot D_{пр}} = 8.589 \quad МПа \tag{165}$$

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

$$\sigma_{0м} := \sigma_{1м} \cdot f = 13.742 \quad МПа \tag{166}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в условиях затяжки вычисляются по формулам 31, 32 [24]:

- Радиальное напряжение:

$$\sigma_{Rм} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_м = 2.597 \quad \text{МПа} \tag{167}$$

- Окружное напряжение:

$$\sigma_{Tм} := \frac{\beta_Y \cdot M_м}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rм} = 1.846 \quad \text{МПа} \tag{168}$$

3.8.10 Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

Меридиальные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 вычисляется по формуле 34 [24]:

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S_1 - c_o)^2 \cdot D_{пр}} = 32.546 \quad \text{МПа} \tag{169}$$

Меридиальные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 вычисляется по формуле 35 [24]:

$$\sigma_{0p} := \sigma_{1p} \cdot f = 52.074 \quad \text{МПа} \tag{170}$$

Меридиальные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца вычисляется по формулам 37, 38 [24]:

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

$$\sigma_{P1мм} := \max\left[\frac{Q_д + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_1) \cdot (S_1 - c_o)}, \frac{Q_д + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_1) \cdot (S_1 - c_o)}\right] = 10.33 \quad \text{МПа} \tag{171}$$

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

$$\sigma_{P0мм} := \max\left[\frac{Q_д + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_o)}, \frac{Q_д + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_o)}\right] = 23.454 \quad \text{МПа} \tag{172}$$

Окружные мембранные напряжения от действия давления во втулке приварного встык фланца в сечении S_0 вычисляются по формуле 39 [24]:

$$\sigma_{Pомо} := \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S_0 - c_o)} = 37.683 \quad \text{МПа} \tag{173}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в рабочих условиях:

- Радиальное напряжение вычисляется по формуле 40 [24]:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 9.843 \quad \text{МПа} \tag{174}$$

- Окружное напряжение вычисляется по формуле 41 [24]:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = 6.996 \quad \text{МПа} \tag{175}$$

3.8.11 Поверка условий статической прочности фланцев

Расчет проводится по формулам 43 – 46 [24].

При расчете с учетом стесненности температурных деформации, по рекомендации [24] принимаем коэфициент $K_T = 1{,}3$.

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений и допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений расситывается в соответствии с п.8.10 [22]:

$$\sigma_{д.м} := 1.5 \cdot \sigma = 219.869 \quad \text{МПа}$$
$$\sigma_{д.R} := 3 \cdot \sigma = 439.738 \quad \text{МПа} \tag{176}$$

Для приварных встык фланцев с коничекой втулкой в сечении S_1:

- В рабочих условиях:

$$\sigma_{Pmax} := \max\left(\begin{pmatrix} |\sigma_{1p} - \sigma_{P1мм} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{1p} - \sigma_{P1мм} + \sigma_{Tp}| \\ |\sigma_{1p} + \sigma_{P1мм}| \end{pmatrix}\right) \tag{177}$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях:

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

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

- При затяжке:

$$\sigma_{3max} := \max\left(|\sigma_{1м} + \sigma_{Rм}|, |\sigma_{1м} + \sigma_{Tм}|\right) \tag{178}$$

Проверка условий прочности при затяжке:

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

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Для приварных встык фланцев с коничекой втулкой в сечении S_0:

- В рабочих условиях:

$$Q := \left|\sigma_{0p} - \sigma_{P0мм}\right| \qquad R := \left|0.3 \cdot \sigma_{0p} + \sigma_{Pомо}\right|$$

$$W := \left|\sigma_{0p} + \sigma_{P0мм}\right| \qquad T := \left|0.7 \cdot \sigma_{0p} - \left(\sigma_{P0мм} - \sigma_{Pомо}\right)\right|$$

$$e := \left|0.3 \cdot \sigma_{0p} - \sigma_{Pомо}\right| \qquad Y := \left|0.7 \cdot \sigma_{0p} + \left(\sigma_{P0мм} - \sigma_{Pомо}\right)\right|$$

$$\sigma_{Pmax} := \max(Q, W, e, R, T, Y) = 75.528 \tag{179}$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях:

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

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

- При затяжке:

Проверка условий прочности при затяжке:

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

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Для фланцев всех типов в сечении S_0 должно выполняться условие по формуле 53 [24]:

$$\max\left(\left|\sigma_{Pомо}\right|, \left|\sigma_{P0мм}\right|\right) \le \sigma$$

Проверка условий для фланцев в сечении S_0:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max\left(\left|\sigma_{Pомо}\right|, \left|\sigma_{P0мм}\right|\right) \le \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Для тарелок приварных встык фланцев должны выполняться условия:

- При затяжке, условие по формуле 54 [24]:

$$\max\left(\left|\sigma_{Rм}\right|, \left|\sigma_{Tм}\right|\right) \le K_T \cdot \sigma \tag{180}$$

Проверка условий для тарелок приварных встык фланцев при затяжке:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max\left(\left|\sigma_{Rм}\right|, \left|\sigma_{Tм}\right|\right) \le K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

- В рабочих условиях, условие по формуле 55 [24]:

$$\max\left(\left|\sigma_{Rp}\right|, \left|\sigma_{Tp}\right|\right) \le K_T \cdot \sigma$$

Проверка условий для тарелок приварных встык фланцев в рабочих условиях:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max\left(\left|\sigma_{Rp}\right|, \left|\sigma_{Tp}\right|\right) \le K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

3.8.12 Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца вычисляется по формуле 58 [24]:

$$\Theta := M_p \cdot y_\phi \cdot \frac{E_{20}}{E} = 6.752 \times 10^{-4} \quad \text{рад} \tag{181}$$

Допустимый угол поворота приварного встык фланца по рекомендации [24]:

$$\Theta_д := 0.006 \quad \text{рад} \tag{182}$$

Проверка углов поворота фланца при испытаниях и в рабочих условиях:

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

Usl_P = "Условие поворота фланца выполняется"

3.8.13 Проверка малоцикловой прочности элементов фланцевого соединения

Поскольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичных элементов фланцевого соединения, приведенного в [5], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчет на малоцикловую прочность по [17] не проводится.

3.9 Расчет обечайки от воздействия опорных нагрузок

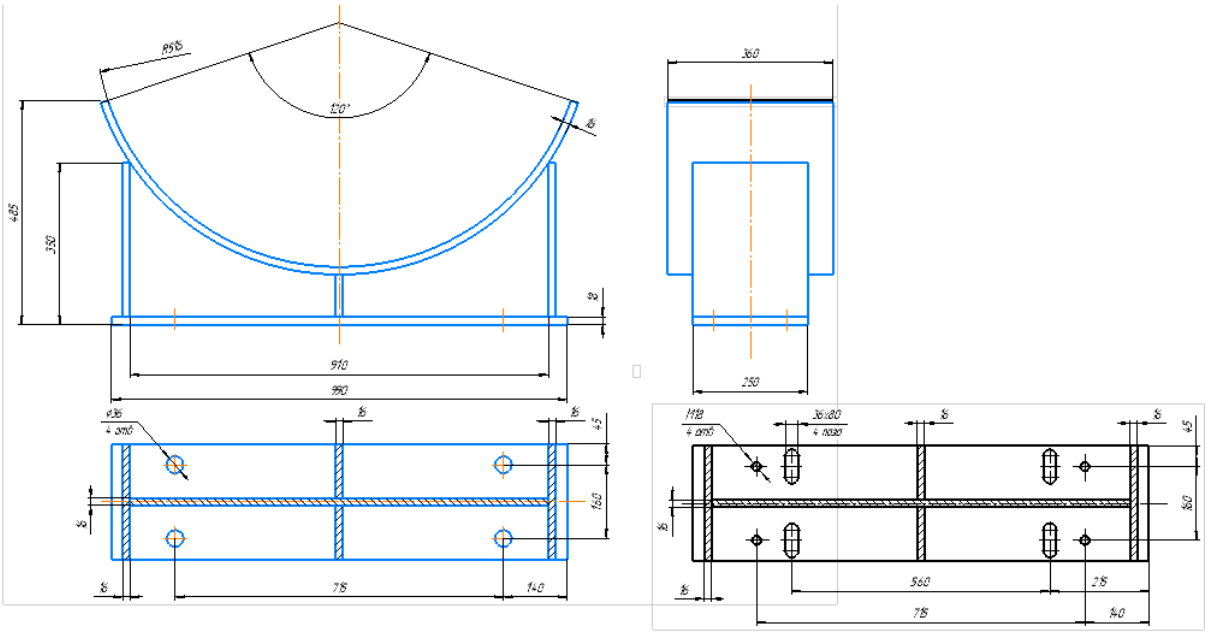

Рисунок 22 – Опоры для горизонтальных цилиндрических аппаратов.

Исходные данные:

Наружный диаметр корпуса – 1032 мм;

Внутренный диаметр аппарата – 1000 мм;

Внутренный диаметр крышки – 1000 мм;

Вутренный диаметр труб – 21 мм;

Наружный диаметр труб – 25 мм;

Плотность воды – 1000 кг/м^3;

Толщина стенок труб – 2 мм;

Толщина стенки корпуса – 16 мм;

Прибавка на коррозию – 3 мм;

Длина корпуса – 5400 мм;

Длина труб – 4000 мм;

Длина распределительной камеры – 535 мм;

Количество труб – 718;

Ускорение свободного падения – 9.81 м/с^2;

Плотность стали 10г2 – 7790 кг/м^3;

Толщина трубной решетки – 55 мм;

Диаметр трубной решетки – 1000 мм;

Высота выпуклой части днища по внутренней поверхности без учета цилиндрической отбортовки – 250 мм;

Длина цилиндрической части сосуда, включая длину цилиндрической отбортовки днища – 5100 мм;

Внутреннее избыточное давление – 3.09 МПа;

Коэффициент прочности сварных швов обечайки, расположенных в области опорного узла – 1;

Модуль продольной упругости материала при расчетной температуре – $1.77 \cdot 10^5$ МПа;

Ширина седловой опоры – 250 мм;

Исполнительная толщина подкладного листа – 16 мм;

Ширина подкладного листа – 360 мм;

Допускаемое напряжениематериала при расчетной температуре – 146.24 МПа;

Предел текучести материала при расчетной температуре – 219.36 МПа;

Допускаемое напряжение при 20 ºС – 180 МПа;

Длина вступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища – 1760 мм;

Рабочая температура – 233 ºС;

Сумма прибавок к расчетной толщине стенки – 4.05 мм;

Угол озвата седловой опоры – 120°;

Угол охвата сосуда подкладным листом – 140°.

3.9.1 Определение массы аппарата

Определяем вес корпуса аппарата:

$$G_{корп} := \pi \cdot \left(\frac{D_н^{\,2} - D_{вк}^{\,2}}{4} \right) \cdot L_{корп} \cdot \rho_{мет} \cdot g = 2.107 \times 10^{4} \ \text{Н} \tag{183}$$

Определяем вес распределительной камеры:

$$G_{кам} := \pi \cdot \left(\frac{D_н^{\,2} - D_{вк}^{\,2}}{4} \right) \cdot L_к \cdot \rho_{мет} \cdot g = 2.088 \times 10^{3} \quad \text{Н} \tag{184}$$

Определяем вес трубного пучка:

$$G_{труб.п} := \pi \cdot \left(\frac{D_{нт}^{\,2} - D_{вт}^{\,2}}{4} \right) \cdot L_{труб} \cdot \rho_{мет} \cdot g \cdot n = 3.172 \times 10^{4} \ \text{Н} \tag{185}$$

Определяем вес трубной решетки:

$$G_{труб.р} := \pi \cdot \left(\frac{D_{т.р1}^{\,2}}{4} \right) \cdot s_{тр} \cdot \rho_{мет} \cdot g = 3.301 \times 10^{3} \text{Н} \tag{186}$$

Так как выбрали крышки эллиптические, то вес крышек берется по рекомендации [18]:

$$G_{э.к.} := 157.5 \ \text{кг} \tag{187}$$

Определяем вес пустого аппарата:

Принимаем, что фланцы, патрубки и прочие составляют 30% массы аппарата. Тогда вес пустого аппарата будет:

$$G_{ап1} := \left(2G_{э.к.} + 2G_{труб.р} + G_{корп} + G_{кам} + G_{труб.п}\right) \cdot 0.3 = 1.854 \times 10^{4} \quad \text{Н} \tag{188}$$

Определяем вес жидкости в аппарате:

Вес жидкости внутри аппарата при гидроиспытаниях:

$$G_{жид1} := \left(\pi \cdot \frac{D_{вк}^{\,2}}{4} \cdot 11.25 \right) \cdot \rho_c \cdot g = 8.668 \times 10^{4} \quad \text{Н} \tag{189}$$

Вес аппарата при гидроиспытаниях будет:

$$G_{ап2} := G_{ап1} + G_{жид1} = 1.052 \times 10^{5} \quad \text{Н} \tag{190}$$

Рассчитываем нагрузку от собственной массы:

$$F := G_{ап2} = 1.052 \times 10^{5} \quad \text{Н} \tag{191}$$

Переводим нагрузку в МН:

$$F1 := \frac{F}{1000000} = 0.105 \quad \text{МН} \tag{192}$$

3.9.2 Расчет обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор

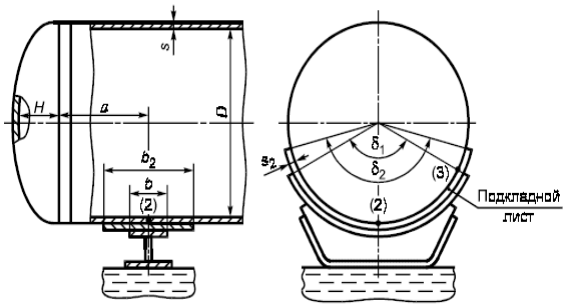

Рисунок 23 – Расчетная схема сосуд, работающие под внутренным давлением

В качестве основной расчетной схемы, принимаем цилиндрический сосуд постоянного сечения симетрично опёртый на дв опоры.

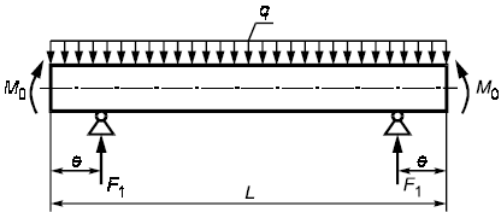

Рисунок 24 – Расчетная схема определения усилий

Условие нагружения:

z := 1 - для аппаратов, нагруженных внутренним давлением

Условие работы аппарата:

o := 1 - для рабочих условий

Расчетные данные:

Допкскаемое напряжение стали 10г2 при рабочей температуре определяется по [6]:

$t = 23 °C$

$\sigma_d := \text{Floor}(\sigma_t \cdot \phi, 0.5)$

$\sigma_d = 146 \quad \text{МПа}$

Принимаем что расчетное давление равное рабочему давлению (3.09 МПа).

Исполнительная толщина стенки определяется поформуле 2 [11]:

$$s_r := \frac{p \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_d - p} = 10.695 \text{ мм}$$

$s := \text{floor}(s_r + c)$

$s = 14 \quad \text{мм}$ (193)

Принимаем толщину стенки равную 16 мм, так как толщины ребр опоры принимали равную 16 мм.

Вес аппарата при гидроиспытаниях:

$$G_{an2} = 1.052 \times 10^5 \text{ Н} \tag{194}$$

Площадь эллиптической крышки и днища рассчитывается по формуле:

$$A_k := 1.24 \cdot D = 1.24 \times 10^3 \quad \text{мм} \tag{195}$$

а площадь корпуса:

$$A1 := \pi \cdot D \cdot L = 1.602 \times 10^7 \quad \text{мм} \tag{196}$$

Проверим условие применимости формул:

$$Prov := \begin{cases} \text{"Формулы применимы"} & \text{if} \begin{cases} A_k \geq (s - c) \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)} \\ 60 \cdot \text{deg} \leq \delta_1 \leq 180 \cdot \text{deg} \\ \dfrac{s - c}{D} \leq 0.5 \\ s_2 \geq s \end{cases} \\ \text{"Формулы НЕ применимы"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov = "Формулы применимы"

Распределенную нагрузку, действующая на обечайку о приведенной на Рисунок8 расчетной схеме, вычисляется по формуле 28 [24]:

$$q := \frac{G_{an2}}{L + \frac{4 \cdot H}{3}} = 19.365 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \tag{197}$$

Изгибающий момент, дейсвующий на обечайку вычисляется по формуле 29 [24]:

$$M_0 := q \cdot \frac{D^2}{16} = 1.21 \times 10^6 \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \tag{198}$$

Опорное усилие вычисляется поформуле 30 [24]:

$$F_1 := \frac{G_{an2}}{2} = 5.261 \times 10^4 \quad \text{Н} \tag{199}$$

Переводим в кН:

$$\left(\frac{F_1}{1000}\right) = 52.609 \quad \text{кН} \tag{200}$$

Момент над опорой вычисляется по формуле 31 [24]:

$$M_1 := \left| \frac{q \cdot e^2}{2} - M_0 \right| = 3.791 \times 10^7 \quad Н \cdot м$$

$$M_2 := M_1 = 3.791 \times 10^7 \quad Н \cdot м \qquad (201)$$

Максимальный момент между опорами вычисяется поформуле 32 [24]:

$$M_{12} := M_0 + F_1 \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + \frac{2}{3} \cdot H \right)^2 = -2.869 \times 10^7 \quad Н \cdot мм \qquad (202)$$

Поперечное усилие в сечении оболочки нал опорой вычисляется по формуле 33 [24]:

$$Q_1 := \frac{L - 2 \cdot a}{L + \frac{4}{3} \cdot H} \cdot F_1 = 1.53 \times 10^4 \quad Н \qquad (203)$$

3.9.3 Проверка несущей способности обечайки

Условие проверки несущей способности обечайки в сечении иежду опорами проводится по формуле 34 [24]:

$$M_{12} \geq M_1$$

Проверяем услоие:

$$Пров_{нес.сп.} := \begin{cases} \text{"Выполняется"} & \text{if } M_{12} \geq M_1 \\ \text{"Не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Пров_{нес.сп.} = \text{"Не выполняется"}$$

Следовательно, по рекомендации [24] несущую способность обечайки в сечении между опорамипроверять не следует.

Проверка несущей способности обечайки, неукрепленной кольцами жесткостив области опорного узла

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

$$\lambda := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{(s - c)}{D}} = 0.544 \qquad (204)$$

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

$$\beta_1 := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s - c)}} = 2.081 \qquad (205)$$

Общее меридиональноемембранное напряжение изгиба, действующее в области опорного узла вычисляется по формуле 41 [24]:

$$\sigma_{mx} := \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D^2 \cdot (s - c)} = 4.039 \quad МПа \qquad (206)$$

Проверка несущей способности обечайки по формуле 47 [24]:

$$u := 2$$

$$w := \begin{cases} s - c & \text{if } u = 1 \\ (s - c) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{s_2}{s - c}\right)^2} & \text{if } u = 2 \end{cases}$$

$$b := \begin{cases} b & \text{if } u = 1 \\ b_2 & \text{if } u = 2 \end{cases}$$

$$\delta := \begin{cases} \delta_1 & \text{if } u = 1 \\ \delta_2 & \text{if } u = 2 \end{cases}$$

Условие прочности проводится по формуле 42 [24]:

$$F_1 \le \min\left(F_{d2}, F_{d3}\right)$$

где F_{d2} – допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном напрвлении;

F_{d3} – допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном напрвлении.

Предельные напряжения изгиба расчитывается по формуле 1 [24]:

Предельные напряжения изгиба σ_{i2}, σ_{i3}.

$$\sigma_{ij} = K_1 \cdot K_2 \cdot \sigma_d$$

$$K_2 := \begin{cases} 1.25 & \text{if } o = 1 \quad \text{для рабочих условий} \\ 1.05 & \text{if } o = 2 \quad \text{для условий испытания} \end{cases}$$

$$K_2 = 1.25$$

K_{10} -коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры по [24]

$$K_{10} := \max\left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0.25\right) = 0.25 \tag{207}$$

K_{12} -коэффициент, учитывающий влияние угла охвата по [24]

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \delta}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.851 \tag{208}$$

K_{14} -коэффициент, учитывающий влияние угла охвата по [24]

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.425 \tag{209}$$

K_{16} -коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища по [24]

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta}} = 0.964 \tag{210}$$

K_{17} -коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры по [24]

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{w}} \cdot \frac{b}{D} \cdot \delta} = 0.34 \tag{211}$$

K_{13} - коэффициент, учитывающий влияние угла охвата по [24]

$$K_{13} := \frac{\max\left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta}{\pi}, 0\right)}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.071 \tag{212}$$

K_{15} -коэффициент, учитывающий влияние расстояние до днища по [24]

$$K_{15} := \min\left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta}\right) = 1 \tag{213}$$

K_{11} -коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры по [24]

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.481 \tag{214}$$

Коэффициенты рассчитываются по табл.1 [24]:

$$v_{12} := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} \tag{215}$$

$$v_{13} := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta)} \tag{216}$$

$$v_{212} := -\sigma_{mx} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \tag{217}$$

$$v_{213} := 0$$

$$v_{222} := \left(\frac{p \cdot D}{4 \cdot w} - \sigma_{mx}\right) \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \tag{218}$$

$$v_{223} := \frac{p \cdot D}{2 \cdot w} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \tag{219}$$

По стр. 3 [24]:

$$K_{112} := \frac{1 - v_{212}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212}\right)^2 + \left(1 - v_{212}^2\right) \cdot v_{12}^2}} = 1.473 \tag{220}$$

$$K_{122} := \frac{1 - v_{213}^{2}}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213}\right)^{2} + \left(1 - v_{213}^{2}\right) \cdot v_{13}^{2}}} = 0.433 \quad (221)$$

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

$$K_{123} := \frac{1 - v_{223}^{2}}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{223}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{223}\right)^{2} + \left(1 - v_{223}^{2}\right) \cdot v_{13}^{2}}} = 0.612 \quad (223)$$

$$K_{1.2} := \min\left(K_{112}, K_{122}\right) = 0.433$$

$$K_{1.3} := \min\left(K_{113}, K_{123}\right) = 0.612$$

Предельное напряжение изгиба вычисляется по формуле 1 [24]:

$$\sigma_{i2} := K_{1.2} \cdot K_2 \cdot \sigma_d = 78.964 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{i3} := K_{1.3} \cdot K_2 \cdot \sigma_d = 111.707 \quad \text{МПа} \quad (224)$$

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

$$F_{d2} := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot \sqrt{D \cdot w} \cdot (w)}{K_{10} \cdot K_{12}} = 7.328 \times 10^{5} \quad \text{Н} \quad (225)$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в коружном напрвлении вычисляется по формуле 44 [24]:

$$F_{d3} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D \cdot (w)} \cdot (w)}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17}} = 2.041 \times 10^{6} \quad \text{Н} \quad (226)$$

Условие прочности проводится по формуле 42 [24]:

$$F_1 \le \min\left(F_{d2}, F_{d3}\right)$$

Проверка условия прочности:

$$\text{Проверка3} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется."} & \text{if } F_1 \le \min\left(F_{d2}, F_{d3}\right) \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется."} & \text{otherwise} \\ \text{"Проверка не выполняется"} & \text{if } z = 2 \end{cases}$$

Проверка3 = "Условие прочности выполняется."

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

$$F_e := F_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{(w)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 2.074 \times 10^{\cdot} \text{ Н} \quad (227)$$

Допускаемое осевое растягивающе усилие вычисляется по формуле 13 [5]:

$$F_d := \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma_d \cdot \varphi_т = 5.547 \times 10^6 \text{ Н} \quad (228)$$

где $\omega_т = 1$ – коэффициент прочности кольцевого сварного шва (по приложению 5 [5]).

Коэффициент снижения допускаемых напряжений при расчете на устойчивость из условия местной устойчивости при изгибе определяется по графику 7 [5]:

$$\varphi_3 := 1$$

Допускаемый изгибающий момент при рабочих условиях вычисляется по формуле 24 [5]:

$$M_d := \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot 10^3 \cdot \left(D \cdot 10^3 + s - c\right) \cdot (s - c) \cdot \sigma_d \cdot \varphi_3 = 1.37 \times 10^{15} \text{ Н} \quad (229)$$

Проверка условия устойчивости проводится по формуле 45 [24]:

$$\frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d} \le 1 \quad (230)$$

Пров := "Условие устойчивости выполняется" if $\left(\frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d}\right) \le 1$

"Условие устойчивости НЕ выполняется" otherwise

Пров = "Условие устойчивости выполняется" $4.327 \times 10^{-3} \le 1$

4 Гидравлический расчет

Гидравлический расчет теплообменника необходим для определения мощности насосов. Так же для установленния оптимального режима работы аппарата. Мощность, необходимую для перемещения теплоносителя через аппарат, опрделяют по формуле (1.50) [2,с. 35]:

$$N = \frac{V*\Delta P}{\eta} \qquad (231)$$

где V – объемный расход жидкости, м^3/с;

ΔP – перепад давления в аппарате, Па;

η – к.п.д насоса.

Гилдравлическое сопротивление вычисляется по формуле (1.51) [2,с. 35]:

$$\Delta P := \lambda \cdot \frac{1 \cdot 10^{-3}}{dвн \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\omega 1^2 \cdot \rho 1}{2} + \Sigma\zeta \cdot \frac{\omega 1^2 \cdot \rho 1}{2} + \rho 1 \cdot g \cdot h \qquad (232)$$

Скорость сырой нефти в трубах:

$$\omega_{ср} := \frac{4 \cdot \left(\frac{G_2}{2}\right) \cdot z}{\pi \cdot d^2 \cdot n \cdot \rho_{нефти.}} = 1.019 \quad м/с \qquad (233)$$

Относительная шероховатость:

$$e := \frac{\Delta}{d_э}$$

для новых стальных труб Δ=(0,06-0,1), примем $\Delta := 0.08$ мм

$d_э := d = 0.021$ м

$$e := \frac{\Delta \cdot 10^{-3}}{d_э} = 3.81 \times 10^{-3} \qquad (234)$$

При Re = 2853 (2300 < Re < 10000), коэффициент сопротивления трения рассчитывается по формуле [2,с.35]:

$$\lambda := \frac{2.7}{Re^{0.53}} = 0.04 \qquad (235)$$

					ФЮРА.АПСН.000.000.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Выполнил		Сиахаан Р. П.			Гидравлический расчет	Лит.	Лист 88 / Листов 2
Провер.		Тихонов В. В.				Д	
Н. Контр.						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51	
Утверд.							

Определим все коэффициенты местных сопротивлений по таблице табл. XIII [1, с.520]:

Входная и выходная камера (ς = 1,5);

Вход в трубы и выход из них (ς = 1);

Поворот на 180˚ из одной секции в другую (ς = 2,5).

Тогда гидравлическое сопротивление получается:

$$\Delta P_2 := \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\omega_{тр}^{2} \cdot \rho_{нефти.}}{2} + (1.5 \cdot 2 + 1.5 \cdot 2 + 2.5 + 2 \cdot 1) \cdot \frac{\rho_{нефти.} \cdot \omega_{тр}^{2}}{2} + \rho_{нефти.} \cdot g \cdot h$$

$$\Delta P_2 = 2.41 \times 10^{4} \ \text{Па} \qquad (237)$$

где

$g := 9.8$ м/с

$h := 2$ м

Принимаем высоту подъема жидкости h = 2 м (аппарат стоит на опорах, которые стоят на основе несколько высше уровня грунта).

Объемная производительность равна:

$$V := \frac{\left(\frac{G_2}{2}\right)}{\rho_{нефти.}} = 0.127 \ \text{м}^3/\text{с} \qquad (238)$$

По полученным данным, выбираем насос центробежный Х500/37 с параметрами: Q = 0.15 $м^3/с$, $N_Н$=125 кВт (тип АО-102-6).

Коэффициенты полезного действия насоса, передаточного механизма и электродвигателя соответственно:

$\eta_н := 0.75$

$\eta_{пер} := 1$

$\eta_{дв} := 0.92$

Расчет потребляемой мощности:

$$N := \frac{V \cdot \Delta P_2}{1000 \cdot \eta_н \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{дв}} = 4.429 \ \text{кВт} \qquad (239)$$

5 Финансовый менеджмент

5.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения дипломного проекта с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

5.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования

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

Целевой рынок – сегменты рынка, на котором будет продаваться в будущем разработка. В свою очередь, сегмент рынка – это особым об-разом выделенная часть рынка, группы потребителей, обладающих опре-деленными общими признаками.

Сегментирование – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга). Можно применять географический, демографический, поведенче-ский и иные критерии сегментирования рынка потребителей, возможно применение их комбинаций с использованием таких характеристик, как возраст, пол, национальность, образование, любимые занятия, стиль жизни, социальная принадлежность, профессия, уровень дохода.

В зависимости от категории потребителей (коммерческие организации, физические лица) необходимо использовать соответствующие критерии сегментирования. Например, для коммерческих организаций критериями сегментирования могут быть: месторасположение; отрасль; выпускаемая продукция; размер и др.

Для физических лиц критериями сегментирования могут быть: возраст; пол; национальность; образование; уровень дохода; социальная принадлежность; профессия и др.

Из выявленных критериев целесообразно выбрать два наиболее значимых для рынка. На основании этих критериев строится карта сегментирования рынка.

		Объём ресурса		
		379 610 ÷ 759 220 кг/ч	253 073 ÷ 379 610 кг/ч	126 540 ÷ 253 073 кг/ч
Размер компании	Крупные			
	Средние			
	Мелкие			

Рисунок 25 – Карта сегментирования рынка сырой нефти по объему продукта

В приведенном примере сегментирования показано, какие ниши на рынке сырой нефти по объему ресурса не заняты конкурентами или где уровень конкуренции значительно низко. Выбирают, как правило, два или три сегмента, на которые и напровляют максимальные усилия и ресурсы предприятия.

Так как после технологического расчета приняты на замену одного большого теплообменника шесть теплообменник с меньшей производительности, процесс предварительного подогрева сырой нефти становится более универсально по объему.

5.1.2 SWOT Анализ

Продукт : Сырая нефть

Целевой рынок : предприятия нефтеперерабатывающей отрасли

SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) – представляет собой комплексный анализ проекта. SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта.

Он проводится в несколько этапов.

Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон проекта, в выявлении возможностей и угроз для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде. Дадим трактовку каждому из этих понятий.

Внутренние факторы

Первые две буквы в аббревиатуре S (сильные стороны) и W (слабые стороны) относятся к внутренним факторам, которые означают ресурсы и опыт, легко доступные.

Сильные стороны. Сильные стороны – это факторы, характери-зующие конкурентоспособную сторону проекта. Сильные стороны свидетельствуют о том, что у проекта есть отличительное преимущество или особые ресурсы, являющиеся особенными с точки зрения конкуренции. Другими словами, сильные стороны – это ресурсы которые могут быть эффективно использованы для достижения поставленных целей. При этом важно рассматривать сильные стороны и с точки зрения руководства проекта, и с точки зрения тех, кто в нем еще задействован.

Слабые стороны. Слабость – это недостаток, упущение или ограниченность проекта, которые препятствуют достижению его целей. Это то, что плохо получается в рамках проекта или где он располагает недостаточными возможностями или ресурсами по сравнению с конкурентами.

Внешние факторы

Внешние силы влияют на каждую компанию, организацию и отдельного человека. Независимо от того, связаны ли эти факторы прямо или косвенно с возможностью или угрозой, важно принять к сведению и задокументировать каждый из них. Внешние факторы обычно указывают на то, что вы или компания не контролирует.

Возможности. Возможности включают в себя любую предпочтительную ситуацию в настоящем или будущем, возникающую в условиях окружающей среды проекта, например,

тенденцию, изменение или предполагаемую потребность, которая поддерживает спрос на результаты проекта и позволяет руководству проекта улучшить свою конкурентную позицию.

Угроза представляет собой любую нежелательную ситуацию, тенденцию или изменение в условиях окружающей среды проекта, которые имеют разрушительный или угрожающий характер для его конкуренто-способности в настоящем или будущем. В качестве угрозы может выступать барьер, ограничение или что-либо еще, что может повлечь за собой проблемы, разрушения, вред или ущерб, наносимый проекту.

Сильные стороны:

1. Возможность *by-pass* теплоносители между теплообменниками;
2. Гибкий по отношению изменения производительности ресурса;
3. Простота конструкции и обслуживания;
4. Большая эффективность процесса подогрева при любых производительностей (в диапазоне от 126.54 кг/ч до 759.220 кг/ч);

Слабые стороны:

1. Занимает большое местоположение;
2. Большая металлоемкость при изготавлении;
3. Ограничения на типы ресурс (по свойствам сырой нефти);
4. Необходимость больше времени и персонал при ремонте и монтаже.

Возможности:

1. Снижение подвода энергии в последующих теплообменниках и печи для дальнейшего процесса подогрева;
2. Попеременная работа между собой теплообменниками;
3. Снижение себестоимости продукта.
4. Высокое качество продукта.

Угрозы:

1. Необходимость постоянной покупки и инъекции *antifoulant* для снижения загрязнения.
2. Открытие или создание нового аппарата с меньшим затратом при изготавлении.
3. Использование других типов сырой нефти в нефтеперерабатывающих отраслях.
4. Открытие новых топлив.

Все факторы и стратегии вносятся в матрицу SWOT, которая расположена ниже.

Таблица 1 – Матрица SWOT.

		Сильные стороны 1. Возможность *by-pass* теплоносители между теплообменниками; 2. Гибкий по отношению изменения производительности ресурса; 3. Простота конструкции и обслуживания; 4. Большая эффективность процесса подогрева при любых производительностей (в диапазоне от 126 540 кг/ч до 759 220 кг/ч);	***Слабые стороны*** 1. Занимает большое местоположение; 2. Большая металлоемкость при изготавлении; 3. Ограничения на типы ресурс (по свойствам сырой нефти); 4. Необходимость больше времени и персонал при ремонте и монтаже.
Возможности 1. Снижение подвода энергии в последующих теплообменниках и печи для дальнейшего процесса подогрева; 2. Попеременная работа между собой теплообменниками; 3. Снижение себестоимости продукта.	***Стратегия (SO)*** • Осуществление попеременного режима работы при производительности ниже максимального. • Проведение очистки /осмотра теплообменника при попеременном режиме работы.	***Стратегия (WO)*** • Интенсификация процсесса теплообмена для снижения подвода энергии в последующих процессах нагревания. • Повышение качества продукта при интенсификации процесса теплообмена.

4. Высокое качество продукта.		
Угрозы 1. Необходимость постоянной покупки и инъекции *antifoulant* для снижения загрязнения. 2. Открытие или создание нового аппарата с меньшим затратом при изготавлении. 3. Использование других типов сырой нефти в нефтеперерабатывающих отраслях. 4. Открытие новых топлив.	***Стратегия (ST)*** • Осуществление режим *by-pass* теплоносителей между теплообменниками для снижения загрязнений при производительности ниже максимального. • Повышение качества продукта при интенсификации процесса теплообмена.	***Стратегия (WT)***. • Повышение эффективность процесса теплообмена. • Повышение качества продукта при интенсификации процесса теплообмена.

5.2 Этап планирования

5.2.1 Структура работ в рамках научной работы

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- Определение структуры работ в рамках научной работы;
- Определение участников каждой работы;
- Установление продолжительности работ;
- Построение графика провеление работ.

В данном разделе необходимо составить перечень этапов и работ в рамках проведения работ, провести распределение испонителей по видам работ. Составление этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ в табл. 2

Таблица 2 - Перечисление этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	**№ раб**	**Содержание работ**	**Должность исполнителя**
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления работы	2	Выбор направления исследований	Руководитель, инженер
	3	Календарное планирование работ по теме	Инженер
Проведение работы	4	Проведение тепловых и материальных расчетов	Инженер
	5	Проведение ориентировочного расчета поверхности теплообменна	Инженер
	6	Проведение конструктивного и гидравлического расчета	Инженер
	7	Проведение механического расчета	Инженер
	8	Согласование конструкции аппарата	Инженер
	9	Построение чертежей	Инженер
	10	Согласование чертежей, исправление ошибок	Руководитель, инженер
Обобщение и оценка результатов	11	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель
	12	Определение целесообразности проведение ВКР	Руководитель, инженер
	13	Оформление документации	Инженер
Презентация проделанной работы	14	Защита работы	Инженер

5.2.2 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты в большинстве случаев образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

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 $t_{ожi}$ используется следующая формула:

$$t_{ожi} = \frac{3t_{min\,i} + 2t_{max\,i}}{5}, \quad (240)$$

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

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

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

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях $T_р$, учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Такое вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{р_i} = \frac{t_{ожi}}{Ч_i}, \quad (241)$$

где $T_{рi}$ – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ожi}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.

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

5.2.3 Разработка графика проведение работ

В этом разделе, выполняется построение графика Ганта. Графика Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются

протяженным во времени отрезками, характеризующимся датами начала и окончания выполнения данной дипломной работы.

Для удобства построение графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого используется формуа:

$$T_{кi} = T_{рi} \cdot k_{кал}, \quad (242)$$

где $T_{кi}$– продолжительность выполнения *i*-й работы в календарных днях;

$T_{рi}$ – продолжительность выполнения *i*-й работы в рабочих днях;

$k_{кал}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}}, \quad (243)$$

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

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

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

Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе $T_{кi}$ необходимо округлить до целого числа.

Все рассчитанные значения необходимо свести в таблицу (табл. 3).

Таблица 3 - Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	**Трудоёмкость работ**			**Исполнители**	**Длительность работ в рабочих днях** (Tpi)	**Длительность работ в календарных днях** (Tki)	
	tmin, чел-дни	tmax, чел-дни	tожi, чел-дни				
Составление и утверждение технического задания	2	3	2.4	Руководитель	2.4	3.518	4
Выбор направления исследований	1	2	1.4	Руководитель Инженер	0.7	1.026	2
Календарное планирование работ по теме	4	5	4.4	Инженер	4.4	6.449	7
Проведение тепловых и материальных расчетов	8	10	8.8	Инженер	8.8	12.899	13

Проведение ориентировочного расчета поверхности теплообменна	10	12	10.8	Инженер	10.8	15.831	16
Проведение конструктивного и гидравлическогорасчета	20	25	22	Инженер	22	32.248	33
Проведение механического расчета	30	32	30.8	Инженер	30.8	45.148	46
Согласование конструкции аппарата	2	3	2.4	Руководитель Инженер	1.2	1.759	2
Построение чертежей	15	17	15.8	Инженер	15.8	23.160	24
Согласование чертежей, исправление ошибок	5	7	5.8	Руководитель Инженер	2.9	4.251	5
Оценка эффективности полученных результатов	1	2	1.4	Руководитель	1.4	2.052	3
Определение целесообразности проведение ВКР	2	4	2.8	Руководитель Инженер	1.4	2.052	3
Оформление документации	7	8	7.4	Инженер	7.4	10.847	11
Защита работы	1	1	1	Инженер	1	1.465	2

На основе высшей распложенной таблицы строится календарный план-график. График строится для максимального по длительности работ в рамках дипломного проекта на основе приложение А с разбивкой по месяцам и неделям (7 дней) за период времени дипломирования, которая расположена ниже.

5.2.4 Бюджет дипломного проекта

При планировании бюджета проектадолжно быть обеспечено полное и достовереное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением. В процессе формирования бюджета проекта используется следующая группировка затрат по статьям:

- Материальные затраты проекта;
- Затраты на специальные оборудования для выполнения работ;
- Основная заработная плата исполнителей темы;
- Дополнительная заработная плата исполнитеей темы;
- Отчисление на внебюджетные фонды;

- Контрагентные расходы;
- Накладные расходы.

Расчет материальных затрат

Данная статья включает стоимость всех материалов, используемых при разработке проекта:

- приобретаемые со стороны сырье и материалы, необходимые для создания научно-технической продукции;

- покупные материалы, используемые в процессе создания научно-технической продукции для обеспечения нормального технологического процесса и для упаковки продукции или расходуемых на другие производственные и хозяйственные нужды (проведение испытаний, контроль, содержание, ремонт и эксплуатация оборудования, зданий, сооружений, других основных средств и прочее), а также запасные части для ремонта оборудования, износа инструментов, приспособлений, инвентаря, приборов, лабораторного оборудования и других средств труда, не относимых к основным средствам, износ спецодежды и других малоценных и быстроизнашивающихся предметов;

- покупные комплектующие изделия и полуфабрикаты, подвергающиеся в дальнейшем монтажу или дополнительной обработке;

- сырье и материалы, покупные комплектующие изделия и полуфабрикаты, используемые в качестве объектов исследований (испытаний) и для эксплуатации, технического обслуживания и ремонта изделий – объектов испытаний (исследований);

В материальные затраты, помимо вышеуказанных, включаются дополнительно затраты на канцелярские принадлежности, диски, картриджи и т.п. Однако их учет ведется в данной статье только в том случае, если в научной организации их не включают в расходы на использование оборудования или накладные расходы. В первом случае на них определяются соответствующие нормы расхода от установленной базы. Во втором случае их величина учитывается как некая доля в коэффициенте накладных расходов.

Расчет материальных затрат осуществляется по следующей формуле:

$$З_м = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^{m} Ц_i \cdot N_{расхi} \text{ , (244)}$$

где m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении дипломного проекта;

$N_{расхi}$ – количество материальных ресурсов i-го вида, планируемых к использованию при выполнении дипломного проекта (шт., кг, м, м^2 и т.д.);

$Ц_i$ – цена приобретения единицы i-го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./м, руб./м^2 и т.д.);

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы.

Значения цен на материальные ресурсы могут быть установлены по данным, размещенным на соответствующих сайтах в Интернете предприятиями-изготовителями (либо организациями-поставщиками).

Величина коэффициента (k_T), отражающего соотношение затрат по доставке материальных ресурсов и цен на их приобретение, зависит от условий договоров поставки, видов материальных ресурсов, территориальной удаленности поставщиков и т.д. Транспортные расходы принимаются в пределах 15-25% от стоимости материалов. Материальные затраты, необходимые для данной разработки, заносятся в таблицу 5.

Таблица 5 - Материальные затраты

Наименование	Единица изм.	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы, руб.	Кт
Бумаги (1 обод)	руб	1	200	230	15%
Ручки	руб	4	400	1840	15%
Карандаши	руб	4	150	690	15%
Папки	руб	3	150	517.5	15%
Линейки	руб	2	100	230	15%
Итого			1000	3507.5	

Из затрат на материальные ресурсы, включаемых в себестоимость продукции, исключается стоимость возвратных отходов.

Под возвратными отходами производства понимаются остатки сырья, материалов, полуфабрикатов, теплоносителей и других видов материальных ресурсов, образовавшиеся в процессе производства научно-технической продукции, утратившие полностью или частично потребительские качества исходного ресурса (химические или физические свойства) и в силу этого используемые с повышенными затратами (понижением выхода продукции) или вовсе не используемые по прямому назначению.

Расчет затрат на специальное оборудование для дипломного проекта.

В данную статью включают все затраты, связанные с приобретением специального оборудования (приборов, контрольно-измерительной аппаратуры, стендов, устройств и механизмов), необходимого для проведения работ по конкретной теме. Определение стоимости спецоборудования производится по действующим прейскурантам, а в ряде случаев по договорной цене. Расчет затрат по данной статье заносится в табл. 6.

При приобретении спецоборудования необходимо учесть затраты по его доставке и монтажу в размере 15% от его цены. Стоимость оборудования, используемого при

выполнении конкретного НТИ и имеющегося в данной научно-технической организации, учитывается в калькуляции в виде амортизационных отчислений.

Все расчеты по приобретению спецоборудования и оборудования, имеющегося в организации, но используемого для каждого исполнения конкретной темы, сводятся в табл. 6.

Таблица 6 – Расчет бюджета затрат на приобретение спецоборудования для дипломной работ.

Наименование	Единица изм.	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы, руб.	Кт
Ноутбук	руб	1	28000	35000	25%
Мышка	руб	1	1000	1150	15%
Клавиатуры	руб	1	500	575	15%
Монитор	руб	1	3000	3450	15%
Программа КОМПАС 3D	руб	1	1490	1713.5	15%
Итого			33990	41888.5	

Основная заработная плата исполнителей темы.

В настоящую статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, рабочих макетных мастерских и опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов и тарифных ставок. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада. Расчет основной заработной платы сводится в табл. 8.

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НТИ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$З_{зп} = З_{осн} + З_{доп}, \quad (245)$$

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

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

Основная заработная плата ($З_{осн}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{осн} = З_{дн} \cdot T_p, \quad (246)$$

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

$T_р$ – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. (табл. 2);

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

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{дн} = \frac{З_{м} \cdot М}{F_{д}}, \quad (247)$$

где $З_{м}$ – месячный должностной оклад работника, руб.;

М – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

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

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

$F_{д}$ – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн. (табл. 7).

Таблица 7 – Баланс рабочего времени.

Показатели рабочеговремени	**Руководитель**	**Инженер**
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней:		
- выходные дни	44	48
- праздничные дни	14	14
Потери рабочего времени (дни):		
- отпуск	56	28
- невыходы болезни	2	2
Действительный годовой фонд рабочего времени (дни)	249	273

Таблица 8 – Расчет основной заработной платы.

	Единица изм.	**Руководитель**	**Инженер**
Месячный должностной оклад работника (**Зм**)	руб	33664	24000
Среднедневная заработная плата (**Здн**)	руб	1406.046586	984.6153846
Основная заработная плата (**Зосн**)	руб	156071.1711	109292.3077
Ззп	руб	179481.8467	125686.1538

Дополнительная заработная плата исполнителей темы.

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 ведется по следующей формуле:

$$З_{доп} = k_{доп} \cdot З_{осн}, \quad (248)$$

где $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

Таблица 9 – Расчет дополнительной заработной платы.

	Единица изм.	Руководитель	Инженер
Здоп	Руб.	18728.54053	13115.08

Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).

В данной статье расходов 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 отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}), \quad (249)$$

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

На 2014 г. в соответствии с Федерального закона от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений осуществляющих образовательную и научную деятельность в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%.

Таблица 10 – Расчет внебюджетных фонд.

	Единица изм.	Руководитель	Инженер
Звнеб	Руб.	47545.52156	33294.81

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).

Таблица 11 – Расчет контрагентных расходов.

Наименование	Единица изм.	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы, руб.	Кт
Интернет (350*5 мес.)	руб	1	1750	2100	20%

Накладные расходы.

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$З_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 7) \cdot k_{\text{нр}}, \quad (250)$$

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

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

Таблица 12 – Расчет накладых расходов.

	Единица изм.	**Руководитель**	**Инженер**
Знаклад	Руб.	38977.02196	35134.73

Формирование бюджета затрат дипломного проекта.

Рассчитанная величина затрат дипломного проекта (темы) 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 по каждому варианту исполнения приведен в табл. 13.

Таблица 13 – Расчет бюджета затрат дипломной работы.

Наименование статьи	Сумма, руб.
1. Материальные затраты	3507.5
2. Затраты на специальное оборудование	41888.5
3. Затраты по основной заработной плате	265363.4788
4. Затраты на дополнительной заработной плате	31843.61745
5. Отчисления во внебюджетные фонды	80840.33017
6. Контрагентские расходы	2100
7. Накладные расходы	74111.74827
8. Бюджет затрат	**499655.1747**

5.3 Расчет производственной мощности предприятия

Под производственной мощностью химического предприятия понимается максимально возможный годовой выпуск продукции в номенклатуре и ассортименте:

$$М = П_{час} * Т_{эф} * К_{об}., (251)$$

$$М=126536*8592*6=6523183872кг/год$$

где $П_{час}$ – часовая производительность оборудования в натуральных единицах;

$Т_{эф}$ – эффективный фонд времени работы оборудования;

$К_{об}$ – количество однотипного оборудования.

Эффективный фонд времени оборудования:

$$Т_{эфф} = Т_{ном} – Т_{ппр} – Т_{то} , (252)$$

$$Т_{эфф} = 365-7-0=358$$

где $Т_{ном}$ – номинальный фонд работы оборудования;

$Т_{ппр}$ – время простоя в ремонтах за расчетный период;

$Т_{то}$ – время технологических остановок.

$$Т_{ном} = Т_{кал} – Т_{вых} – Т_{пр} , (253)$$

$$Т_{ном} = 365 – 0 – 0 =365$$

где $Т_{вых}$ – количество выходных дней в году;

$Т_{пр}$ – количество праздничных дней в году.

Таблица 14 – Баланс рабочего времени

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 (168)
Эффективное время работы оборудования	358(8592)

Для анализа использования оборудования рассчитываем экстенсивный и интенсивный коэффициенты.

Коэффициент экстенсивного использования оборудования находим по формуле:

$$К_{экс} = Т_{эф} / Т_{н} \quad (254)$$

$$К_{экс} = 8592/8760 = 0,98$$

Коэффициент экстенсивного использования оборудования:

$$К_{инт} = Q_{пп}/Q_{max} \quad (255)$$

$$К_{инт} = 126536/127536 = 0,878$$

$Q_{пп}$ – производительность единицы оборудования в единицу времени;

Q_{max} – максимальная производительность в единицу времени.

Интегральный коэффициент использования мощности:

$$К_{им} = К_{экс} * К_{инт} = 0,98*0,99 = 0,97 \quad (256)$$

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

$$N_{год} = К_{им}* М , (257)$$

$$N_{год} = 0,97*6,523,183,872= 6,328,792,992.6144 кг/год.$$

Вывод: Максимально возможный годовой выпуск – 6,523,183,872 кг/год, а действительный выпуск продукции – 6,328,792,992.6144 кг/год. Установка работает на неполную мощность, степень загрузки равна 97%

5.3.1 Расчет себестоимости готовой продукции

Расчет годового фонда заработной платы цехового персонала

1. Расчет численности персонала

Таблица 15 – 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 установки	ИТР	Высшее	1	1
Инженер КИП и АСУ	ИТР	Высшее	1	1

Итого			**4**	
Старший оператор	Производственный рабочий	6 разряд	4	2
Операtр установки	Производственный рабочий	5 разряд	4	2
Итого			**8**	
Дежурный слесарь по ремонту оборудования	Ремонтый персонал	4 разряд	6	2
Итого			**6**	
Итог общего			**18**	

2. Расчет баланса эффективного годового времени одного среднесписочного работника

Таблица 16 – Баланс эффективного годового времени одного среднесписочного работника

№	Показатели	Дни	Часы
1	Календарный фонд рабочего времени	365	8760
2	Нерабочие дни		
	- Выходные	0	0
	- Праздники	12	96
3	Номинальный фонд рабочего времени	353	8427
4	Планируемый невыходы		
	- Очередные и дополнительные отпуски	28	224
	- Невыходы по болезни	0	0
	- Декретные отпуска	0	0
	- Отпуск в связи с учебой без отрыва от производства	3	72
	- Выполнение гос. Обязанностей	0	0
5	Эффективный фонд рабочего времени	328	7872

3. Количество выходных дней в году, ночных смен определяется из графика сменности

Таблица 17 – График сменности

Номер смены	Часы работы	Дни месяца														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

1	08.00-20.00	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А
2	20.00-08.00	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б
Отдых		А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А
		Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б

Расчет годового фонда зарплаты ИТР, служащих и МОП производится на основании их окладов согласно штатному расписанию.

4. Расчет сменооборота и количества выходных дней в году

5. Общий фонд заработной платы рабочих за год:

$$З_{год} = З_{осн} + З_{доп} \qquad (258)$$

где Зосн – основной фонд заработной платы рабочих, тыс.руб;

Здоп – дополнительный фонд заработной платы рабочих, тыс.руб.

Основной фонд заработной платы для рабочих повременников:

$$З_{осн} = З_{тар} + Пр + Д_{н.вр.} + Д_{пр.дни} + Д_{бриг.} \quad (259)$$

где $З_{тар}$ – тарифный фонд заработной платы, тыс.руб;

Пр – оплата премий (50%), тыс.руб.;

$Д_{н.вр.}$ – доплата за работу в ночное время (50 %), тыс.руб.;

$Д_{пр.дни}$ – оплата за работу в праздничные дни (20 %), тыс.руб.;

$Д_{бриг.}$ – доплата не освобожденным бригадирам, тыс.руб

Тарифный фонд заработной платы:

$$З_{тар} = \sum Ч_{сп} * Т_{сп} * Т_{эф.раб} \qquad (260)$$

где $Ч_{сп}$ – списочная численность рабочих данного разряда, чел.;

$Т_{сп}$ – 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%.

Дополнительная зарплата:

$$З_{доп} = (Д_{н} * З_{осн})/Т_{эфф} \qquad (261)$$

где $Д_{н}$ – количество дней невыхода на работу по планируемымпричинам (отпуск, учеба).

5.4 Расчет затрат на производство продукции

5.4.1 Расчет годовой потребности в сырье и материалах

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

Таблица 19 – Расчет годовой потребности в материалах

Наименование сырья	Ед. Изм	Цена, тыс.руб.	Расход, т		Сумма затрат, тыс.руб.	
			На единицу готовой продукт	На весь объем производства	На единицу готовой продукт	На весь объем производства
Сырая нефть	т	25	1	6328792.99	10	63287929.93

Расчет амортизационных отчислений

Таблица 20 – 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
Итог			**550**
2. Оборудования			
2.1 Теплообменник	420000	10	42000
2.2 Насос	500	10	50
Итого	**420500**		**42050**
Итого общее	**431500**		**43150**

Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства

Таблица 21 – Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства

Наименование затрат	Ед. изм.	Затраты	
		На 1 т	На весь год
1. Сырье	тыс.руб.	10	63287929.93
2. Энергия	тыс.руб.	18.5	117082670.4
3. З/П основных произв. Рабочих	тыс.руб.	0.002875675	18199.55352
4. Отчисления на СН (30%)	тыс.руб.	0.000862703	5459.866056
Итог условно-переменных издержек	тыс.руб.	28.50373838	180394259.7
5. Общепроизводственные накладные расходы			
5.1 РСЭО:			
5.1.1 Амортизация оборудования	тыс.руб.	0.006644237	42050
5.1.2 Ремонт оборудования	тыс.руб.	0.001663824	10530

5.1.3 Заработная плата ремонтного персонала	тыс.руб.	0.000984771	6232.409845
5.1.4 Отчисление на СН ремонтного персонала	тыс.руб.	0.000295431	1869.722954
5.2 Заработная плата ИТР	тыс.руб.	0.001615676	10225.27762
5.2.1 Отчисление на СН ИТР (30%)	тыс.руб.	0.000484703	3067.583286
Итог условно-постоянных издержек	тыс.руб.	0.011688642	73974.9937
Цеховая (производственная) себестоимость (1+2+3+4+5)	**тыс.руб.**	**28.51542702**	**180468234.7**
6. Управленческие расходы (5% от цеховой себестоимости)	тыс.руб.	1.425771351	9023411.735
Заводская себестоимость (цеховая себестоимость + стр.6)	**тыс.руб.**	**29.94119837**	**189491646.4**
7. Коммерческие расходы (1% от заводской себестоимости)	тыс.руб.	0.299411984	1894916.464
Полная себестоимость (заводская себестоимость + стр.7)	тыс.руб.	30.24061035	191386562.9
Условно-переменных издержек	тыс.руб.	28.50373838	180394259.7
Условно-постоянных издержек	тыс.руб.	1.736871976	10992303.19

5.4.2 Определение цены готовой продукции

Цену продукта определяем по формуле:

$$Ц=С*(1+Р/100) \qquad (262)$$

$$Ц= 30{,}240*(1+25/100) =37{,}800 \text{ тыс.руб/т}$$

где С – полная себестоимость единицы готовой продукции;

Р – рентабельность продукции (25%)

Анализ безубыточности по действующему производству

Цель анализа – определение точки безубыточности, т.е. минимального объема продаж, начиная с которого предприятие не несет убытков.

Определение точки безубыточности:

1. Аналитическим способом

$$Q_{КР} = \frac{\text{Изд.пост}}{Ц_{1ГП} - \text{Изд.пер 1 гп}} = \frac{10992303.19}{37{,}800 - 28.50373838} = 1182349 \text{ тыс. тонн} \qquad (263)$$

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

Изд. пер 1 гп – удельные переменные издержки (переменные издержки на единицу готовой продукции – 1 тонны).

2. Графическим способом

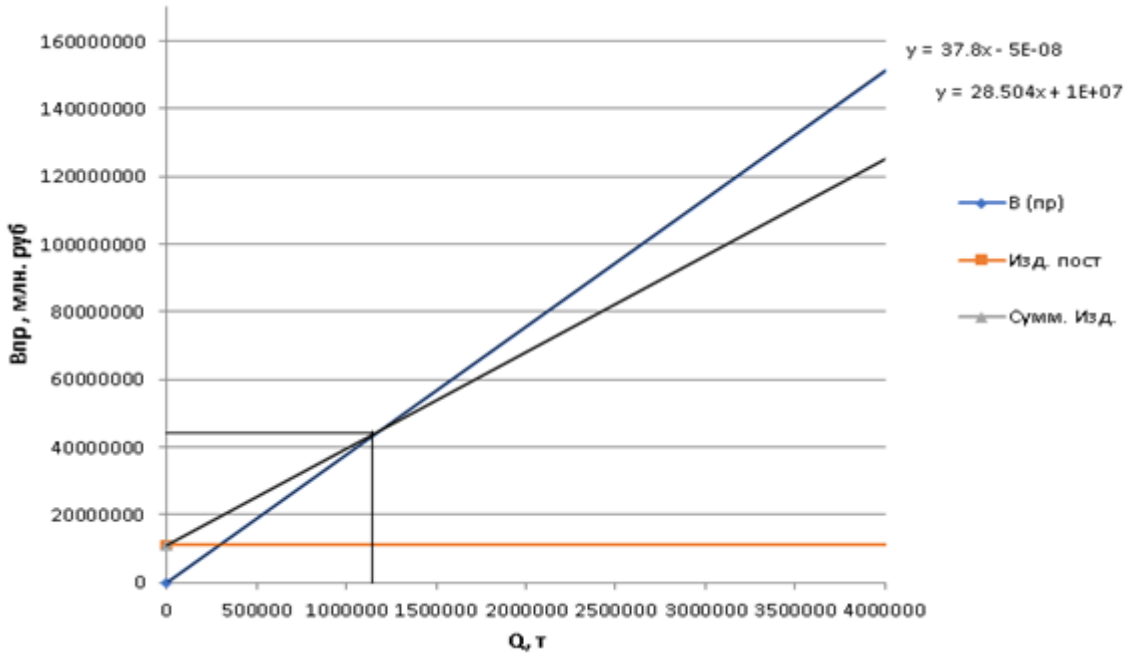

Рисунок 26 – График точки безубыточности

Определение иехнико-экономических показателей

Таблица 22 – Технико-экономические показатели

Технико-экономические показатели			
№	Наименование показателя	Ед. изм.	Отчетный год
1	Объем производства	тыс. т	6328792.99
2	Объем продаж	тыс. т	6328792.99
3	Цена 1 тонны	тыс. руб.	37.8
4	Выручка от продажи	тыс. руб.	239228375
5	Суммарные издержки	тыс. руб.	191386562.902
5.1	Издержки условно-переменные	тыс. руб.	180394259.709
5.2	Издержки условно-постоянные	тыс. руб.	10992303.193
6	Операционная прибыль (4–5)	тыс. руб.	47841812.120
7	Налог на прибыль (6*20%)	тыс. руб.	9568362.424
8	Чистая прибыль (6–7)	тыс. руб.	38273449.696
9	Себестоимость 1 тонны	тыс. руб.	30.241
10	Стоимость основных средств	тыс. руб.	431500
11	Численность основных рабочих	чел.	18
12	Фондовооруженность (10/11)	тыс. руб./чел	23972.222
13	Фондоотдача (4/10)	руб./руб.	554.411
14	Фондоемкость (10/4)	руб./руб.	0.002
15	Производительность труда (4/11)	тыс. руб./чел	13290465.279
16	Рентабельность производства (8*100%/5)	%	19.998
17	Рентабельность продаж (8*100%/4)	%	15.989
18	Критический объем продаж (Qкр.)	тыс. т	1191453
19	Критический объем продаж (Qкр.)	тыс. руб.	4950500

Вывод:

Суммируя результаты всей работы, можно заключить, что проект значительно эффективно, главное имеет большую эффективность в сфере процесса теплообменна что повлияет на высокое качество продкута.

6 Социальная ответсвенность

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 [30].

В данной дипломной работе проектируется теплообменник для нагревания пропилового спирта. Из того, что такое оборудование имеет технологический характер, появляется необходимость рассмотреть процесс его монтажа, обслуживания и работы с точки зрения влияния оборудования на работника, окружающую среду. Кроме того, необходимо рассмотреть аспект возникновения чрезвычайных ситуаций, возможных их причин и последствий, чтобы предупредить их и уменьшить убытки предприятия, а главное сохранить человеческое здоровье и жизнь.

6.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Для работников, занятых на работах с вредными или опасными условиями труда, законодатель установил сокращенную продолжительность рабочего времени – не более 36 часов в неделю (ст. 92 ТК РФ, п. 1 Постановления Правительства РФ от 28.06.2012 N 870). При этом максимально допустимая продолжительность ежедневной работы (смены) не может превышать (ст. 94 ТК РФ):

- при 36-часовой рабочей неделе – 8 часов;
- при 30-часовой рабочей неделе и менее – 6 часов.

Коллективным договором может быть предусмотрено увеличение смены при условии соблюдения предельной еженедельной продолжительности рабочего времени и гигиенических нормативов условий труда.

Также сотрудникам, занятым на работах с вредными или опасными условиями труда, положено предоставлять ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск продолжительностью не менее 7 календарных дней (ст. 117 ТК РФ, п. 1 Постановления N 870) [27].

6.2 Производственная безопасность

Производственная безопасность представляет собой систему технических средств и организационных мероприятий, 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, возникающие при разработке и эксплуатации данного оборудования. Выбор факторов производится в соответствии с ГОСТ 12.0.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»[36]. Выявленные факторы перечислены в таблице 2.

Таблица 1 – Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации кожухотрубного теплообменника.

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1. Превышение уровня шума	-	-	+	СанПиН 2.2.4.3359-16
2.Отклонение показателей микроклимата	+	+	+	СанПиН 2.2.4.3359-16
3. Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека	-	+	+	СанПиН 2.2.4.3359-16

Электрический ток

При сборке, наладке, подключении и эксплуатации разрабатываемого устройства возможно поражение электрическим током. Особенно опасно прикосновение рабочего к токоведущим частям, находящимся под напряжением. При непосредственном прикосновении работника к таким частям, а также при воздействии электрической дуги, возникают местные поражения (ожоги). Возникают так же механические повреждения – разрыв тканей и некоторых внутренних органов.

Если сила тока, проходящего через организм 1,5 мА (при постоянном напряжении), то в месте контакта с токоведущими частями ощущается зуд и нагрев. Такую силу тока называют порогом ощущения [28].

Увеличение силы тока до 10 мА при переменном и до 50 мА при постоянном напряжении вызывает у человека сильные боли в пальцах и кистях рук. При такой силе тока человек еще может самостоятельно оторваться от токоведущих частей. Такую силу тока называют условно безопасной.

Дальнейшее увеличение от 10 мА до 100 мА при переменном и от 50 мА до 100 мА при постоянном напряжении вызывает очень сильные боли, руки парализуются, наступает паралич дыхания, самостоятельно оторваться от токоведущих частей невозможно. Сила тока при снижении сопротивления человеческого тела постоянно возрастает и при достижении 100 мА, как при переменном, так и при постоянном напряжении наступает клиническая смерть (отсутствие внешних признаков жизни) [28].

Для понижения вероятности удара разработан ряд требований безопасности к электротехническим приборам, установленный [29]. Также, следует соблюдать технику безопасности при работе с электроприборами. 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;
- зануление;
- защитное отключение;
- средства индивидуальной электрозащиты.

Подвижные части производственного оборудования.

Движущиеся части производственного оборудования, являющиеся возможным источником травмоопасности, должны быть ограждены или расположены так, чтобы исключалась возможность прикасания к ним работающего или использованы другие средства (например, двуручное управление), предотвращающие травмирование [30].

Конструкция производственного оборудования должна исключать самопроизвольное ослабление или разъединение креплений сборочных единиц и деталей, а также исключать перемещение подвижных частей за пределы, предусмотренные конструкцией, если это может повлечь за собой создание опасной ситуации.

Элементы конструкции производственного оборудования не должны иметь острых углов, кромок, заусенцев и поверхностей с неровностями, представляющих опасность травмирования работающих, если их наличие не 73 определяется функциональным назначением этих элементов. В последнем случае должны быть предусмотрены меры защиты работающих [30].

Повышенная температура поверхности оборудования.

Теплообменник, температура наружных поверхностей которого в процессе эксплуатации может превышать 45 °С, должен быть теплоизолирован. Рекомендуется дополнительная установка ограждающих конструкций теплообменника. Теплоизоляция и ограждающие конструкции теплообменника разрабатываются и изготавливаются по документации эксплуатирующей организации (Заказчика) и в комплект поставки не входят [31].

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.).

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.

6.3 Экологическая безопасность

Так как в процессе эксплуатации аппарата не используются и не выделяются газообразные продукты (выбросы). В процессе эксплуатации аппарата не происходит воздействия на гидросферу, так как в процессе теплообмена в качестве теплоносителей используется деминерализованная и оборотная вода, которая является абсолютно безопасной для окружающей среды. В цехе подготовки воды производится подготовка и очистка воды.

В процессе эксплуатации в воду не добавляются никакие химические соединения. В результате эксплуатации аппарат не появляются отходы, а значит нет воздействия объекта на литосферу. В результате чего можно сделать вывод о том, что негативного воздействия на окружающую среду не оказывается. Малейшие нарушения целостности кожуха или труб аппарата ведут к утечке теплоносителей, их смешению, и регламентируются в статьях «Безопасность в чрезвычайных ситуациях».

Продукция транспортируется по трубопроводам под давлением. При аварийном порыве нефтесборного трубопровода произойдет выброс продукта (сырой нефти) на поверхность почвы и выделение в атмосферу взрывоопасного газа (паров). При аварийном порыве водовода высокого давления произойдет выброс пластовой воды с высокой степенью минерализации на поверхность почвы.

Трубопроводы и их сооружения после включения в работу функционируют в автоматическом режиме. Для поддержания объекта в рабочем состоянии необходимо следить за режимом работы по показаниям приборов и средств измерений.

Трубопроводы, арматуру следует периодически осматривать и обслуживать согласно утвержденным графикам и регламентам работ. Результаты осмотров необходимо заносить в журнал осмотров и ремонтов трубопроводов.

При обслуживании объекта особое внимание должно быть обращено на герметичность арматуры, фланцевых соединений, состояние сварных швов трубопроводов. За герметичностью сооружений необходимо установить постоянный контроль.

Работы, выполняемые на объектах, должны проводиться искробезопасным инструментом. Необходимо осуществлять контроль исправности молниеотводов и заземляющих устройств с проверкой сопротивления заземлителей не реже одного раза в год (так как аппарат стоит в тропической стране, то проверки обычно проводятся чаще одного раза в год) с оформлением результатов контроля. Величина сопротивления заземлителя не должна отличаться более чем в пять раз от зафиксированной при приемке молниеотвода в эксплуатацию.

Повышенная температура воздуха рабочей зоны.

Относительно высокое значение температуры воздуха рабочей зоны обусловлено тем, что в кожухотрубном теплообменнике производится теплообменный процесс. Температура горячего теплоносителя достигает 233^{o}C, тем самым нагревая корпус аппарата, который, в свою очередь, нагревает воздух. На аппарате установлена теплоизоляция для уменьшения теплопотерь и защиты от ожогов.

Температура в рабочих помещениях соответствующих категорий работ не может быть выше или ниже установленных нормативов. Санитарные правила и нормы 2.2.4.548-96 устанавливают определенный микроклимат для всех типов рабочих помещений. Оптимальные показатели микроклимата производственных помещений согласно [33] в таблице 2. Ориентируя на показатели в таблице 2, можно сказать что помещение соответствует нормам.

Таблица 2 – Оптимальные показатели микроклимата производственных помещений.

Периода года	**Темпертура, ^{0}C**	**Относительность влажность, %**	**Скорость движения воздуха, м/с**
Холодный	21 – 23	40 – 60	0,1
Теплый	22 – 24	40 – 60	0,1

Шумы и вибрации

Шум и вибрация в большей или меньшей степени могут временно активизировать или постоянно подавлять определенные психические процессы организма человека. Физиопатологические последствия могут проявляться в форме нарушения слуха и других анализаторов.

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.

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 ГОСТ 12.1.003.-83 ССБТ [35]. По данному ГОСТу уровень звука в производственных помещениях не должен превышать 85 дБА.

6.4 Обоснование мероприятий по снижению уровней воздействия опасных и вредных факторов

Снижение шума и вибрации можно достичь следующими методами:

- устранение причин шума и вибрации или существенное их ослабление в источнике образования;
- изоляция источников шума и вибрации от окружающей среды средствами звуко- и виброизоляции, звуко- и вибропоглощения;
- применение средств, снижающих шум и вибрацию на пути их распространения;
- архитектурно - планировочные решения, предусматривающие рациональное размещение технологического оборудования, машин, механизмов, акустическая обработка помещений; применение средств индивидуальной защиты;
- профилактические мероприятия медицинского характера.

Борьба с аэродинамическим шумом, возникающим при работе вентиляционных установок, кондиционеров, компрессоров и т.д. требует больших усилий и часто является недостаточной. Основное снижение шума чаще всего достигается звукоизоляцией источника или применением глушителей - активных и реактивных.

Руководители предприятий и их подразделений осуществляют четкий контроль над своевременными инструктажами. Обязательно ведут журнал, где ставят подписи все работники, которые прошли инструктаж. Безопасный микроклимат на производстве обеспечивает оптимальная температура, влажность и скорость движения воздуха. На некоторых предприятиях контролируют также атмосферное давление, уровень шума, освещение, вентиляцию, вибрацию, уровень загрязнения воздуха. По правилам техники безопасности у каждого работника должна быть спецодежда, головной убор, перчатки, другие средства индивидуальной защиты.

6.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Перечень основных возможных аварийных ситуаций и причин, их вызывающих:

1. Отключение электроэнергии.

2. Прекращение подачи оборотной воды. Причина: остановка блока оборотного водоснабжения, разрыв трубопровода.

3. Прекращение подачи пропанола. Причина: остановка АКЦ, разрыв трубопровода.

4. Разлив пропанола. Причина: разрыв трубопровода, пропуск во фланцевое соединение, неисправность арматуры.

5. Нарушение герметичности трубопровода диатермического масла. Причина: нарушение при переключениях аппаратов, разрыв трубопровода, пропуск во фланцевое соединение, неисправность арматуры.

6. Пожар. Причина: образование взрывопожароопасной смеси при разгерметизации трубопроводов, нарушения при подготовке и проведении огневых и газоопасных работ.

7. Взрыв. Причина: несоблюдение норм взрыво- и пожаробезопасности при ремонте, присоединении или отсоединении оборудования, негерметичное закрытие шлюзов подачи спирта при ремонте.

8. Загазованность в помещении отделения. Причина: разгерметизация трубопроводов, разгерметизация кожуха, попадание облака вредных веществ в помещение отделения в результате аварийных ситуаций в других отделениях и производствах.

6.6 Пожарная безопасность

Для обеспечения безаварийной работы установки и достижения минимального уровня взрыво- и пожаробезопасности 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 непроизвольному термическому разложению при высоких температурах и давлениях;
- на установке отсутствуют открытые поверхности аппаратов и трубопроводов с температурой выше температуры самовоспламенения обращаемых 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;
- на наружной установке, где расположено оборудование, в котором обращаются взрывопожароопасные вещества, предусмотрены датчики загазованности, сигналы от которых поступают в операторскую.

В соответствии с требованием норм по пожаротушению на установке должны быть предусмотрены первичные и стационарные средства пожаротушения, а также пожарная сигнализация.

На объекте работы установки обязаны находится следующие средства пожаротушения:

- первичные средства пожаротушения (огнетушители, асбестовые одеяла, ящики с песком, лопаты и т.д.);
- пожарные краны в помещении компрессорной.

Вывод

Таким образом, был проведен анализ выявленных вредных и опасных факторов, а также обоснование мероприятий по снижению их воздействия как шум, вибрации, электрический ток, подвженые части производственного оборудования, и повышение температуры поверхности оборудования. Также в пункте экологической безопасности был проведен анализ на воздействие среды аппарата на атмосферу и гидросферу при эксплуатации и при ремонте, то что в воздух и по грунту (при разливе после очистки) не поддаются вредные вещества так как при очистке используется вода без добавок вредных химических веществ. Были рассмотрены наиболее вероятные виды ЧС и способы их устранения. Мероприятия по обеспечению пожарной безопасности разработаны с целью создания оптимальной системы противопожарной защиты, способной обеспечить необходимый уровень пожарной безопасности.

Заключение

Таким образом, в ходе данной работы был рассчитан кожухотрубный теплообменник для подогрева сырой нефти.

Проведен тепловой расчет аппарата, определена требуемая поверхность теплопередачи. По результатам этого расчета выбран нормализованный теплообменный аппарат с неподвижной трубной решетке 1000 ТНГ-4.0-М17-В/25Г-4-2-У-гр.4.

Проведен механический расчет аппарата, по результатам которого проверена на условия прочности и жесткости и что означает аппарат механически надежно при работе в данных условиях.

Также в работе были проведены расчеты гидравлического сопротивления трубного пространства аппарата в рабочем состоянии, рассчитан и выбран насос, необходимый для подачи нагреваемой смеси. Произведен расчет тепловой изоляции, а также сделаны некоторые механические расчеты – определены толщины обечайки, днищ, трубных решеток. По результатам расчетов выполнен сборочный чертеж.

В процессе дипломного проектирования ознакомились с конструкцией типовых деталей и узлов, получили навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач, расчета и конструирования теплообменных аппаратов.

Список используемой литературы

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. - 9-е изд.- Л.: Химия, 1981. -560с.
2. Семакина О. К. Машины и аппараты химических производств. Учебное пособие. -1-е изд. Томск, 2003 – 116 с.
3. Кожухотрубный теплообменник. Методические указания к выполнению лабораторной работы для студентов всех специальностей ХТФ - Томск: Изд. ТПУ, 2006 – 20 с.
4. ОСТ 26-02-1015-85. Крепление труб в трубных решетках. Министерство химического и нефтяного машиностроения. Москва, 2007 – 27 с.
5. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 3-е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.
6. ГОСТ 34233.1-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчет на прочность. Общие требования. М : Изд-востандартов, 2017.
7. ГОСТ 28759.8-90. Прокладки стальные. Прокладки металлические восьмиугольного сечения.
8. ГОСТ 34233.7-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. М : Изд-востандартов, 2017.
9. В. М. Беляев, В. М. Миронов "Конструирование и расчёт элементов оборудования отрасли . Ч .1.: Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств". - Томск : Изд-во Томского политехнического университета.- 2014. - 310 с.
10. 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 .(ККП)
11. 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 : Изд-востандартов, 2017.
12. ГОСТ 10704-91. Трубы стальные электросварные прямошовные. Сортамент (с Изменением N 1).
13. ГОСТ 19903-74. Прокат листовой горячекатаный. Сортамент (с Изменениями N 1-6).

14. РД РТМ 26-01-141-82 Камеры греющие выпарных аппаратов с трубными решетками, имеющими отбортованные кромки отверстий. Расчет на прочность.
15. ТУ 3612-024-00220302-02. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые аппараты с температурным компенсатором на кожухе.
16. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов под ред.чл-корр. АН СССР П. Г. Романкова.-10-е изд., перераб. и доп./ Репринтное воспроизведение издания 1987 г .- М .: Альянс, 2013. - 576 с .
17. ГОСТ 34233.6 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках. М : Изд-востандартов, 2017.
18. ГОСТ 6533-78 Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры (с Изменениями N 1, 2).
19. ГОСТ Р 55601-2013 Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках. Общие технические требования.
20. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с Изменениями N 1, 2).
21. ГОСТ 199033-2015. Прокат листово горячекатаный. Сортамент. М .: Стандартинформ, 2016.-15 с .
22. ГОСТ 34233.3 -2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. М : Изд-востандартов, 2017.
23. ГОСТ 34233.4 -2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. М : Изд-востандартов, 2017.
24. ГОСТ 34233.5 -2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных на грузок. М : Изд-востандартов, 2017.
25. ГОСТ 12.2.003–91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
26. Российская Федерация. Законы. Трудовой кодекс Российской Федерации [Текст] : от 30.12. 2001 г. № 197-ФЗ, ввод в действие с 01.02.2002 / Российская Федерация. Законы. — Волгоград ; М. : Изд-во ВолГУ : Либрис, 2002. — 225 с.
29. Инструкция по охране труда по электробезопасности.

30. ГОСТ 12.2.007.0-75 Система стандартов безопасности труда. Изделия электротехнические. Общие требования безопасности.
31. ГОСТ 12.2.003–91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
32. РД 34.03.201-97 Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей.
33. ГОСТ 12.1.012–90 ССБТ. Вибрационная болезнь. Общие требования.
34. Санитарные правила и нормы: СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений[Текст]. – утв. Постановлением Госкомсанэпиднадзора РФ от 01.10.1996 N 21: нормативно-технический материал. – Москва: [б.и.], 1996. – 12 с.
35. ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности (с Изменением N 1).
36. ГОСТ 12.0.003-74 Опасные и вредные производственные факторы. Классификация[Текст]. – Сб. ГОСТов. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2002.- 4с.
37. Зимняков В. М. Стипцын И. А. Чугунов В. А. Курочкин А. А. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств. Учебное пособие. Пенза, 2013 – 358 с.

Приложение А

№	Вид работ	Исполнители	Ткі, кал. дн	Продолжительность выполнения работ																													
				ноябрь				декабрь				февраль				март				апрель				май				июнь							
				1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	4																														
2	Выбор направления исследований	Руководитель	2																														
		Инженер																															
3	Календарное планирование работ по теме	Инженер	7																														
4	Проведение тепловых и материальных расчетов	Инженер	13																														
5	Проведение ориентировочного расчета поверхности теплообменна	Инженер	16																														
6	Проведение конструктивного и гидравлического расчета	Инженер	33																														
7	Проведение механического расчета	Инженер	46																														
8	Согласование конструкции аппарата	Руководитель	2																														
		Инженер																															
9	Построение чертежей	Инженер	24																														
10	Согласование чертежей, исправление ошибок	Руководитель	5																														
		Инженер																															
11	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель	3																														
12	Определение целесообразности проведение ВКР	Руководитель	3																														
		Инженер																															
13	Оформление документации	Инженер	11																														
14	Защита работы	Инженер	1																														

Руководитель

Инженер

Приложение Б

Наименование професии	Списочная численность	Тарифный разряд	Тарифная ставка за день, руб.	Наим. Фонд рабочего времени рабочих в год	Основной фонд заработной платы					Дополнительный фонд заработной платы	Общий годовой фонд заработной платы, тыс.руб.	Общий фонд заработной платы с учетом районного коэффициента
					Тариф. Фонд	Премия	Доплата за ночное время	Доплата за работу в праздники	Итого			
	Чсп		Тст	Нф=360*Чсп	Зт=Чсп*Тст*Тэф	Пр=Зт*10%	Дн.вр=Зт*40%	Дпр.дни=Зт*30%	Зосн=Зт+Пр+Днювр+Дпрюдни	Здоп=Зосн*10%	Зобщ=Здоп+Зосн	Зобщ*К (К=1,3)
ИТР	4	6	3123	1440	3972.524	397.2524	1589.01	1191.757	7150.544	715.054379	7865.5982	10225.27762
Старший оператор	4	5	2578	1440	3279.272	327.9272	1311.709	983.7817	5902.69	590.269033	6492.9594	8440.847167
Оператор Установки	6	4	1987	2160	3791.261	379.1261	1516.504	1137.378	6824.27	682.427018	7506.6972	9758.706354
Ремонтный персонал	6	4	1269	2160	2421.294	242.1294	968.5175	726.3881	4358.329	435.832856	4794.1614	6232.409845
Итого	**18**				**13464.35**	**1346.435**	**5385.741**	**4039.305**	**24235.83**	**2423.58329**	**26659.416**	**34657.24098**