

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

---

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

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

Тема работы
<b>Модернизация конструкции кожухотрубчатого теплообменника</b>
УДК <u>66.045.122</u>

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Шашилов Владимир Владиславович		

Руководитель

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

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

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

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина М.С.	ассистент		

По разделу «Конструктивно-механический раздел»

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

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

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

Томск – 2020 г.

## Запланированные результаты обучения по ООП 18.03.02 выпуска 2020

Г.

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
P1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические и специальные знания профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ПК-1,2,3,19,20), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
P2	Применять знания в области энерго-и ресурсосберегающих процессов и оборудования химической технологии, нефтехимии и биотехнологии для решения производственных задач	Требования ФГОС (ПК-4,5,9,15 ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп.1.1,1.2)
P3	Ставить и решать задачи производственного анализа, связанные с созданием и переработкой материалов с использованием моделирования объектов и процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии.	Требования ФГОС (ПК-4,5,8,11, ОК-2,4), Критерий 5 АИОР (пп.1.2)
P4	Проектировать и использовать новое энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-8,11,23,24), Критерий 5 АИОР (п.1.3)
P5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-1,4,5,19-22, ОК-7,10), Критерий 5 АИОР (п.1.4)
P6	Осваивать и эксплуатировать современное высокотехнологичное оборудование, обеспечивать его высокую эффективность и надежность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	Требования ФГОС (ПК-6,12,13,14,17, ОК-3,4,8), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
P7	Применять знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС (ПК-3, 8, 9, 10, 11, 12, 13), Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P8	Использовать современные компьютерные методы вычисления, основанные на применении современных эффективных программных продуктов при расчете свойств материалов, процессов, аппаратов и систем, характерных для профессиональной области деятельности; находить необходимую литературу, использовать компьютерные базы данных и другие источники информации	Требования ФГОС (ПК-4, 5, 9, 10, 11, 14)
<i>Общекультурные компетенции</i>		
P9	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,2,6-10), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
P10	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-6,7,8), Критерий 5 АИОР (2.6)
P11	Владеть иностранным языком на уровне, позволяющем разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-11), Критерий 5 АИОР (п.2.2)
P12	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ОК-3,4,5,12), Критерий 5 АИОР (пп.1.6, 2.3)

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
 федеральное государственное автономное  
 образовательное учреждение высшего образования  
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (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
3-2К51	Шашилов Владимир Владиславович

Тема работы:

Модернизация конструкции кожухотрубчатого теплообменника	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	62-13/с от 02.03.2020
Срок сдачи студентом выполненной работы:	20.05.2020

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<p><b>Исходные данные к работе</b>  <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Холодный теплоноситель - вода;          Горячий теплоноситель – минеральное масло Marlotherm LH;          Расход холодного теплоносителя: 52 м<sup>3</sup>/ч;          Начальная температура холодного теплоносителя: 25 °С;          Конечная температура холодного теплоносителя: 35 °С;          Допустимое рабочее давление холодного теплоносителя: 1 МПа;          Расход горячего теплоносителя: не более 60 м<sup>3</sup>/ч;          Конечная температура горячего теплоносителя: 200 °С;          Допустимое рабочее давление горячего теплоносителя: 1,5 МПа;</p>
---	---

<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b> (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).</p>	<p>Реферат Определения, обозначения, сокращения Оглавление Введение Обзор литературы Технологическая схема установки Технологический расчет Гидравлический расчет Выбор конструкционных материалов Механический расчет Результаты проведенного исследования Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение Социальная ответственность Заключение Список использованных источников</p>
<p><b>Перечень графического материала</b> (с точным указанием обязательных чертежей)</p>	<p>Лист 1 – Общий вид теплообменника А1 Лист 2 – Сборочный чертеж теплообменника А1 Лист 3 – Технологическая схема установки А1 Лист 4 – Техничко-экономические показатели А2</p>

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Креницына Зоя Васильевна
Социальная ответственность	Черемискина Мария Сергеевна
Механический расчет оборудования	Беляев Василий Михайлович

**Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:**

--

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

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев Василий Михайлович	к.т.н., доцент		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Шашилов Владимир Владиславович		

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

Студенту:

<b>Группа</b> 3-2К51	<b>ФИО</b> Шашилов Владимир Владиславович
-------------------------	--

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

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

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Исследования проводятся на базе НОЦ Н.М. Кижнера НИ ТПУ, в исследовании задействованы 2 человека: студент-исполнитель и научный руководитель.
2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	В соответствии с ГОСТ 14.322-83 «Нормирование расхода материалов» и ГОСТ Р 51541-99 «Энергосбережение. Энергетическая эффективность».
3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Отчисления по страховым взносам – 30% от ФОТ (ПФР - 22 %, в ФОМС - 5,1 %, в ФСС - 2,9 %).

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. <i>Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT – анализа проекта.
2. <i>Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	Разработка графика проведения НИ. Определение бюджета НИ.
3. <i>Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования</i>	Оценка сравнительной эффективности исследования.

**Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

1. Матрица SWOT
2. График проведения и бюджет НИ
3. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НИ

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

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент Отделения социально-гуманитарных наук ШБИП	Креницына Зоя Васильевна	к.т.н., доцент		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Шашилов Владимир Владиславович		

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

<b>Группа</b> 3-2К51	<b>ФИО</b> Шашилову Владимиру Владиславовичу
-------------------------	---

<b>Школа</b>	<b>ИШНПТ</b>	<b>Отделение (НОЦ)</b>	<b>Н.М. Кижнера</b>
<b>Уровень образования</b>	Бакалавриат	<b>Направление/специальность</b>	18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии»

Тема ВКР:

Модернизация конструкции кожухотрубчатого теплообменника

**Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:**

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования: кожухотрубчатый теплообменник. Вещество: теплоноситель минеральное масло Marlotherm LH. Рабочая зона: специальное отдельное помещение. Область применения: химическая промышленность.
--	---

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<b>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b> -специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; -организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	- ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. «Оборудование производственное. Общие эргономические требования»; - Федеральный закон «Об основах охраны труда в РФ» - Федеральный закон "О специальной оценке условий труда"; - Трудовой кодекс РФ.
<b>2. Производственная безопасность:</b> 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	Вредные факторы: -повышенный уровень шума; -повышенный уровень общей вибрации; - вещества, представляющие опасность при аспирации (азот). Опасные факторы: - электрический ток; - повышенная температура поверхностей оборудования.
<b>3. Экологическая безопасность:</b>	Атмосфера: загрязнения отсутствуют; Гидросфера: загрязнения отсутствуют; Литосфера: загрязнения отсутствуют.
<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b>	Возможные ЧС: прямой удар молнии, пожаровзрывоопасность. Наиболее типичная ЧС на объекте – пожаровзрывоопасность.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина М.С.	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Шашилов Владимир Владиславович		

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 140 с., 22 рис., 24 табл., 41 источников, 3 приложения.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, теплоноситель, прочность, жесткость, турбулентный режим, критерий Нусельта, Рейнольдса, трубная решетка, фланец.

Объектом исследования является кожухотрубчатый горизонтальный теплообменный аппарат для охлаждения масла-теплоносителя, подаваемого к экструдеру.

Цель работы – повышения его энергоэффективности кожухотрубчатого теплообменника путем модернизации (замены) конструкции.

В процессе исследования проводились материальный, технологический, гидравлический, механический расчеты. В конструктивно-механическом расчете были произведены расчеты толщин стенок обечайки, эллиптической крышки, штуцеров, фланцевых соединений и трубных решеток.

В результате исследования было рассмотрено несколько вариантов теплообменников стандартного конструкторского ряда, из которых был выбран наиболее подходящий по габаритам, массе, поверхности теплообмена и гидравлическому сопротивлению.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: диаметр аппарата 325 мм, длина теплообменных труб 1500 мм, диаметр труб 25x2 мм, рабочее давление трубного пространства 1 МПа, рабочее давление межтрубного пространства 1,5 МПа, расчетная температура трубного пространства 300 °С, расчетная температура межтрубного пространства 300 °С, поверхность теплообмена 7,5 м<sup>2</sup>, масса 485 кг, назначенный срок службы 25 лет.

Степень внедрения: на стадии разработки.

Область применения: нефтехимическая промышленность.

Экономическая эффективность/значимость работы в результате исследования был рассчитан теплообменник, эффективность которого на 15% больше по сравнению со старым теплообменником.

## Abstract

Final qualification work consists of an explanatory note containing 140 pages of typewritten text, 22 figures, 24 tables, 41 sources used, and 3 drawings of A1

Key words: heat exchanger, heat carrier, strength, rigidity, turbulent mode, Nuselt criterion, Reynolds criterion, tube sheet, flanges.

The object of research is a horizontal tube shell heat exchanger for cooling the heat transfer oil supplied to the extruder.

The purpose of the work is to increase its energy efficiency of a shell-and-tube heat exchanger by modernizing (replacing) the structure.

In the course of the study, material, technological, hydraulic, and mechanical calculations were carried out. In the structural-mechanical calculation, wall thicknesses of the shell, elliptical cover, fittings, flange joints and tube sheets were calculated.

As a result of the study, several variants for heat exchangers of a standard design series were considered, from which the most suitable one was selected in terms of size, weight, heat exchange surface and hydraulic resistance.

The main structural, technological and technical and operational characteristics: diameter 325 mm, heat exchange pipe length 1500 mm, pipe diameter 25x2 mm, working pressure of the pipe space 1 MPa, working pressure of the annular space 1.5 MPa, design temperature of the pipe space 300 ° C, design annulus temperature 300 ° C, heat exchange surface 7.5 m<sup>2</sup>, weight 485 kg, assigned service life 25 years.

Extent of implementation: at the development stage.

Scope: petrochemical industry.

Economic efficiency / significance of the work as a result of the study, a heat exchanger was calculated, the efficiency of which is 15% higher compared to the old heat exchanger.



# ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ, НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

## Определения:

**Жесткость** – это способность конструкции (или материала) сопротивляться деформированию.

**Прочность** – это способность конструкции (или материала) сопротивляться разрушению под действием нагрузок.

**Расчет на прочность** - определение предельной нагрузки на элемент, при превышении которой происходит его разрушение.

**Теплообмен** - процесс изменения внутренней энергии без совершения работы над телом или самим телом.

**Теплопроводность** — явление передачи внутренней энергии от одной части тела к другой или от одного тела к другому при их непосредственном контакте.

**Теплоноситель** — жидкое или газообразное вещество, применяемое для передачи тепловой энергии.

## Обозначения:

$A$	- коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки
$A_B$	- суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра, мм <sup>2</sup> ;
$A_y$	- коэффициент для определения максимального прогиба трубы, мм;
$a$	- внутренний радиус кожуха, мм;
$a_1$	- расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы, мм;
$B_{пер}$	- ширина перегородки в трубном пространстве, мм;
$b_{п}$	- ширина плоской прокладки, мм;
$b_0$	- эффективная ширина прокладки, мм;
$b_1$	- ширина тарелки фланца кожуха, мм;
$b_2$	- ширина тарелки фланца камеры, мм;
$c$	- сумма прибавок к расчетным толщинам стенок, мм;
$c_k$	- расчетная прибавка к толщине стенки кожуха, мм;

D	- внутренний диаметр кожуха, днища, крышки, мм
D <sub>сп</sub>	- средний диаметр прокладки, мм;
D <sub>р</sub>	- расчетный внутренний диаметр укрепляемого элемента, мм
d	наружный диаметр трубы, мм;
d <sub>вн</sub>	внутренний диаметр трубы, мм
d <sub>0</sub>	диаметр отверстия в решетке, мм;
E <sub>к</sub>	модуль продольной упругости материала кожуха, МПа;
E1	модуль продольной упругости материала фланца кожуха, МПа;
E2	модуль продольной упругости материала фланца камеры, МПа;
F	суммарная осевая сила, действующая на кожух, Н;
f <sub>6</sub>	площадь поперечного сечения шпильки, мм <sup>2</sup> ;
H	высота днища, крышки, мм;
h <sub>п</sub>	толщина прокладки, мм;
h1	толщина тарелки фланца кожуха, мм;
h2	толщина тарелки фланца камеры, мм;
K <sub>р</sub>	коэффициент изменения жесткости системы трубы — кожух при действии давления;
KФ	коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе, Н*мм;
KФ1	коэффициент жесткости фланца кожуха при изгибе, Н*мм;
KФ2	коэффициент жесткости фланца камеры при изгибе, Н*мм;
KT	коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость;
K1	коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе, Н * мм;
K2	коэффициент жесткости втулки фланца камеры при изгибе, Н * мм;
L0	длина перегородки в трубном пространстве, мм;
LK	ширина зоны укрепления, мм;
l	длина развальцовки, мм;
l1R	максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой, мм;
l2R	максимальный пролет трубы между перегородками, мм;
lR	расчетная длина труб при продольном изгибе, мм;
M <sub>max</sub>	максимальный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки, Н*мм/мм;
M	расчетный изгибающий момент, Н*мм;
M <sub>a</sub>	изгибающий момент, распределенный по периметру перфорированной части трубной решетки, Н*мм/мм;
M <sub>п</sub>	изгибающий момент, распределенный по периметру трубной

	решетки, $H^* \text{мм/мм}$ ;
MT	изгибающий момент, действующий на трубу, $H^* \text{мм}$ ;
m	прокладочный коэффициент;
NT	решетки; осевая сила, действующая на трубу, $H$ ;
n	число труб, шт;
Pпр	пробное давление при испытании в камере аппарата воздушного охлаждения, МПа;
Pб1	расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения, $H$ ;
Pб2	расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек, $H$ ;
p	расчетное давление в камере аппарата воздушного охлаждения, МПа;
Q1, Q2	количество теплоты, Дж/с;
Qa	перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной зоны решетки, $H/\text{мм}$ ;
s	толщина стенки кожуха, днища, крышки, мм;
sp	толщина трубной решетки, мм;
sp1	расчетная толщина стенки кожуха, мм
spp	расчетная толщина трубной решетки, мм
s <sub>T</sub>	толщина стенки трубы, мм;
s1	толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
s2	толщина стенки камеры в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
T11, T21	температура теплоносителей на входе в аппарат, °C
T12, T22	температура теплоносителей на выходе из аппарата, °C
T1, T2, T3	коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб;
t	расстояние между осями труб трубного пучка, мм;
tk	расчетная температура стенки кожуха, °C;
tT	расчетная температура стенки труб, °C;
W1, W2	расход холодного и горячего теплоносителя, $\text{м}^3/\text{ч}$
уб	линейная податливость шпилек (болтов), $\text{мм}/H$ ;
уп	линейная податливость прокладки, $\text{мм}/H$ ;
уфн	угловая податливость фланца, $1/H * \text{мм}$ ;
z	число рядов труб в поперечном направлении;

$\alpha_k$	коэффициент линейного расширения материала кожуха при температуре $t_k$ , $1/^\circ\text{C}$ ;
$\alpha_T$	коэффициент линейного расширения материала труб при температуре $t_t$ , $1/^\circ\text{C}$ ;
$\beta$	коэффициент системы решетка — трубы, $1/\text{мм}$ ;
$\beta_1$	коэффициент системы кожух — решетка, $1/\text{мм}$ ;
$\beta_Y$	расчетный коэффициент, зависящий от соотношения размеров фланца;
$\gamma$	коэффициент жесткости фланцевого соединения;
$\eta_T, \eta_M$	коэффициенты влияния давления на трубную решетку со стороны межтрубного и трубного пространства;
$\lambda$	параметр, используемый при расчете на продольный изгиб;
$\lambda_p$	относительная ширина беструбного края решетки аппарата;
$\rho$	приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха;
$\rho_1$	приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения;
$\sigma_{\text{доп}}$	допустимое напряжение материала при расчетной температуре, МПа;
$\sigma_m$	допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений
$\sigma_{mR}$	радиальное напряжение, МПа;
$\sigma_{mT}$	окружное напряжение, МПа;
$\sigma_r$	расчетное напряжение, МПа;
$\sigma_a$	амплитуда приведенных условных упругих напряжений при затяжке, МПа;

### **Сокращения:**

АРМ – автоматизированное рабочее место;  
 ГНПС – головная нефтеперекачивающая станция;  
 ПНА – подпорный насосный агрегат;  
 ЗТО – здание технологического оборудования;  
 ФЗ – федеральный закон;  
 ТК РФ – Трудовой Кодекс Российской Федерации;  
 ФНП – федеральные нормы и правила;  
 ОПО – опасный производственный объект;  
 СИЗ – средства индивидуальной защиты;  
 ЛЭС – линейно-эксплуатационная служба;

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ, НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ .....	9
ОГЛАВЛЕНИЕ .....	13
1. ВВЕДЕНИЕ .....	15
2. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.....	16
3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ .....	23
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ .....	26
5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ .....	36
6. ВЫБОР КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ .....	41
7. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА .....	42
7.1 Расчет теплообменного аппарата на прочность .....	43
7.2 Расчет толщины стенки кожуха.....	44
7.3 Поверочный расчет кожухотрубчатого теплообменника.....	47
7.3.1 Расчет вспомогательных величин .....	48
7.3.2 Определение усилий в элементах теплообменного аппарата.....	51
7.3.3 Расчетные напряжения в элементах конструкции.....	56
7.3.4 Проверка прочности трубных решеток .....	59
7.3.5 Проверка жесткости трубных решеток .....	60
7.3.6 Расчет прочности и устойчивости кожуха.....	60
7.3.7 Расчет труб на прочность, устойчивость и жесткость. Расчет крепления труб в решетке.....	60
7.4 Расчет толщины стенки стандартной эллиптической крышки .....	62
7.4.1 Проверка условия прочности .....	63
7.5 Проверка необходимости укрепления отверстий .....	64
7.5.1 Расчет параметров цилиндрической оболочки и штуцера.....	64
7.5.2 Проверка условий расчета укреплений отверстий .....	66
7.5.3 Укрепление отверстия штуцером:.....	66
7.5.4 Проверка условия укрепления отверстия .....	67
7.5.5 Проверка условия прочности для одиночного отверстия .....	67

7.6 Расчет фланцевого соединения.....	69
7.6.1 Основные расчетные значения .....	70
7.6.2 Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения.....	73
7.6.3 Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях .....	74
7.6.5 Расчетные параметры и угловая податливость фланцев .....	75
7.6.6 Плечи действия сил и коэффициенты жесткости .....	77
7.6.8 Расчет фланцев на статическую прочность .....	79
7.6.9 Расчетные напряжения во фланце при затяжке .....	79
7.6.10 Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях.....	80
7.6.11 Проверка условий статической прочности фланцев .....	81
7.6.12 Проверка углов поворота фланцев.....	83
7.6.13 Расчет элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость .....	84
7.7 Расчет массы аппарата .....	84
7.8 Расчёт обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор.....	87
7.8.1 Проверка несущей способности обечайки, неукреплённой кольцами жесткости в области опорного узла.....	92
7.9 Требования к проектированию конструкции по [18]:.....	97
7.3.10 Подбор прокладок.....	98
7.3.11 Подбор устройства строповки .....	98
8. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ .....	99
9. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ .....	100
10. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ.....	123
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	135
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ: .....	136
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	140

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Энерго и ресурсосбережение в настоящее время можно рассматривать как оптимизацию энергетических и материальных потоков существующих технологических процессов для производства, а более широко – как поиск новых рациональных путей использования энергии и сырья для увеличения производства тех же, а так же новых продуктов. Достижение позитивных результатов экономии энергетических ресурсов возможно только при анализе промышленного энергоиспользования, а также уровней полезного потребления энергии и энергетических потерь на разных участках производств предприятия, определении основных наиболее эффективных путей экономии энергетических ресурсов в промышленности.

Но порой модернизация одного участка производства может затронуть и многие другие. Например, для увеличения ассортимента производства полиэтилена было принято решение использовать новый катализатор в реакторе полимеризации. Результатом его использования стал выпуск нового продукта (порошка полиэтилена) с более высокой плотностью, чем производилась до этого. Впоследствии выяснилось, что на стадии экструзии при плавлении более плотного полимера выделяется больше тепла. Чтобы имеющийся теплообменник системы охлаждения справлялся с теплосъемом, пришлось уменьшить производительность линии на 10%, что в свою очередь привело к потерям недовыпущенной продукции.

Целью данной работы является модернизация конструкции кожухотрубчатого теплообменника с целью повышения его энергоэффективности, что позволит увеличить выпуск продукции и, соответственно, прибыль предприятия.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>			
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>Введение</b>	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Шашипов В.В.					15	1
Руковод.		Беляев В.М.						
Консульт.								
Н. контр.								
Рук-ль ООГ								
						<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		

## 2. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

В процессе производства полимерных материалов полимер последовательно претерпевает ряд агрегатных переходов: от стеклообразного через высокоэластичное в вязкотяжучее с последующими физическими превращениями полимерной системы в обратном направлении.

Технология полимерных материалов требует значительных затрат энергии (механической, тепловой и др.), связанных с обязательным предварительным переводом системы в вязкотяжучее состояние. Это достигается либо растворением, либо плавлением полимеров.

Естественно, что агрегатные переходы полимеров, осуществляемые в технологии, могут сопровождаться и фазовыми переходами, ориентационными эффектами, а также разнообразными реакциями в цепях макромолекул (сшиванием, деструкцией и т.д.)

Но основная цель перевода полимера в вязкотекучее состояние – ослабив межмолекулярные контакты, создать условия для целенаправленной перестройки структуры полимера. Свойства полимеров в вязкотекучем состоянии описываются реологическими соотношениями. [24]

Реология — раздел физики, изучающий деформационные свойства и текучесть вещества. Опираясь на результаты таких наук, как физическая и коллоидная химия, реология занимает промежуточное положение между теорией упругости и гидродинамикой. В качестве своего методологического аппарата реология задействует инструментарий механики сплошных сред, и нередко рассматривается, как её часть [26].

Рассмотрим устройство современного углового экструдера LCM-500 производства Kobe Steel, изображенного на рисунке 2.1.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>			
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Шашипов В.В.			Обзор литературы	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Беляев В.М.					16	8
Консульт.								
Н. контр.								
Рук-ль ООП								
						<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		



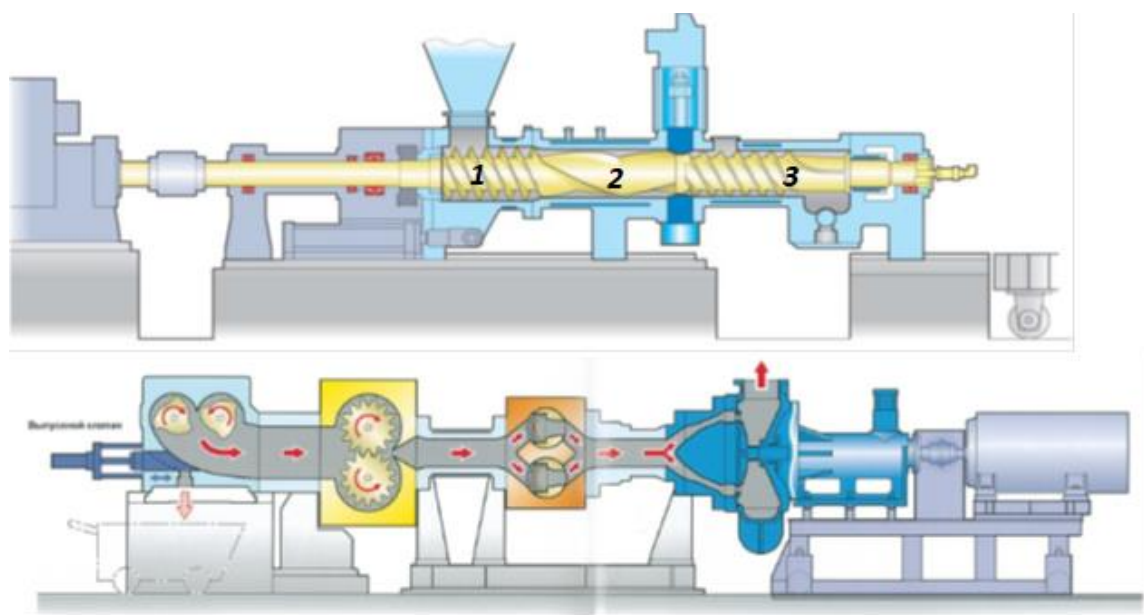


Рисунок 2.1 Устройство экструдера LCM

В загрузочную воронку экструдера подается порошок полиэтилена и стабилизирующие добавки, и транспортируются шнеками из загрузочной камеры 1 в зону плавления и смешения 2. Затем расплавленный полимер попадает в секцию разгрузки и подается шестеренным насосом к фильере экструдера.

Поперечные сечения роторов в секции смешивания, изображенные на рисунке 2.2, имеют специальную треугольную форму, обеспечивающую зазор по наружному диаметру между роторами и стенкой камеры в шести точках. Кроме того, смешивающие лопасти имеют непрерывные вершины зубьев ротора в осевом направлении, что позволяет полимеру многократно проходить через зазоры между вершинами зубьев. Именно это многократное прохождение через зазоры между вершинами зубьев дает высокую деформацию сдвига, необходимую для эффективного плавления и тщательного смешивания. [27].

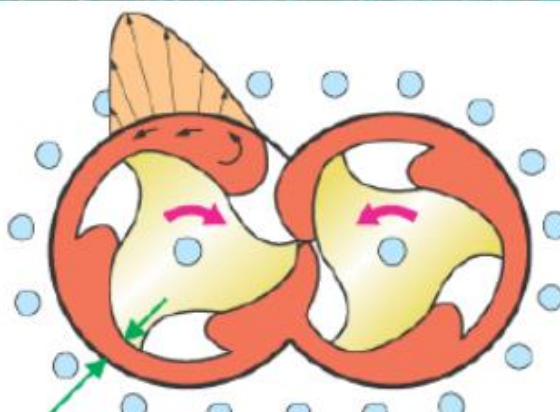
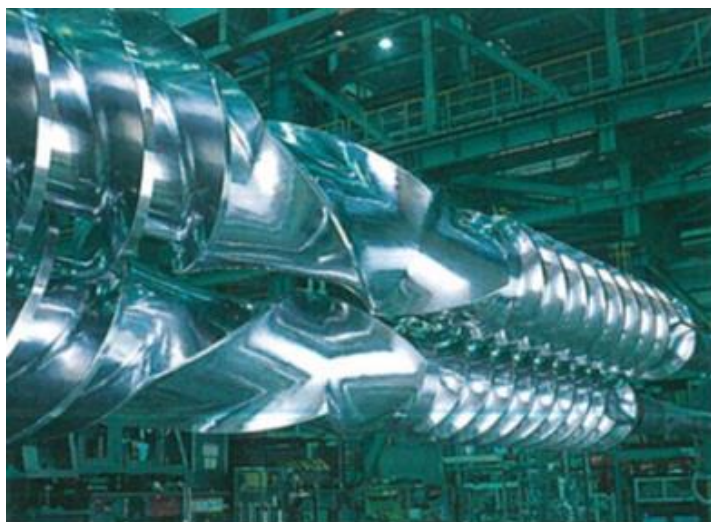


Рисунок 2.2 Поперечное сечение роторов экструдера.

Расплав полимера относится к Ньютонским жидкостям и подчиняется закону Ньютона:1

$$P = \eta \frac{dU}{dx} \quad (2.1)$$

где  $P$  - напряжение сдвига, вызывающее течение жидкости;

$dU/dx$  - градиент скорости, т.е. различие в скоростях ламинарного течения двух слоев жидкости, отстоящих друг от друга на расстоянии  $x$ , отнесенное к этому расстоянию;

$\eta$  - коэффициент вязкости, который для краткости называют вязкостью (динамической вязкостью).

Физический смысл коэффициента вязкости - свойство текучих тел (жидкостей и газов) оказывать сопротивление перемещению одной их части

относительно другой. В результате макроскопическая работа, затрачиваемая на это перемещение, рассеивается в виде тепла [28].

Механизм внутреннего трения в расплаве заключается в переносе импульса хаотически движущимися молекулами из одного слоя в другой, что приводит к выравниванию скоростей - это описывается введением силы трения. Чем больше плотность полимера, тем больше сила трения и, соответственно, больше тепловыделение.

Контроль температуры полимера в процессе экструзии - основная задача производства гранулированного полиэтилена. Перед началом работы необходимо прогреть цилиндры экструдера до температур плавления (160-180 °С). После запуска и подачи сырья, температура стенок цилиндра увеличивается за счет сил трения, описанных выше. На этом этапе внешний прогрев уже не требуется, а наоборот – необходим отвод выделяемого тепла.

Регулировку температурного режима проводить не просто, это связано с невозможностью контролирования нагрева расплава от сдвиговых усилий, связанных со скорости подачи полимера и его плотности. Поэтому для контроля температур цилиндров экструдера в необходимых диапазонах разработано множество различных систем для отвода тепла. Основным оборудованием таких систем термостатирования являются теплообменники, через которые насосами прокачивается теплоноситель для охлаждения корпуса.

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 их доля примерно составляют 70-80 % [1]

Кожухотрубчатые теплообменники.

Кожухотрубчатый теплообменники, состоящие из пучков труб, которые закрепляются в трубных решетках, кожухах, крышках, камерах,

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
						19
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

патрубках и опорах. Трубные и межтрубные пространства разделены, и каждое из них может быть отсечено перегородками на несколько витков. Классическая схема кожухотрубчатого теплообменника показана на рисунке 2.3.

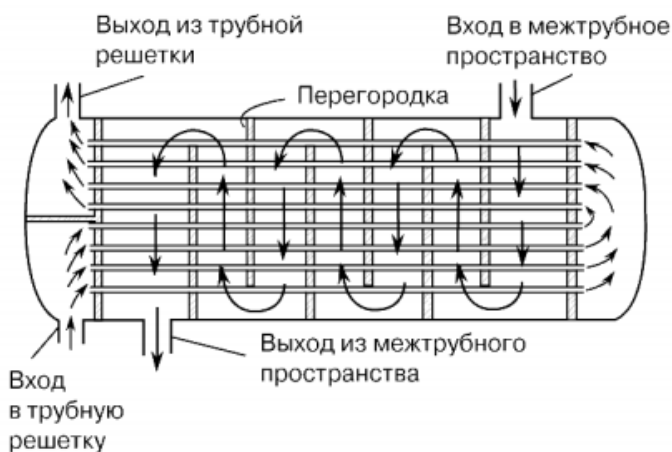


Рисунок 2.3 – Классическая схема кожухотрубчатого теплообменника

В кожухотрубчатом теплообменнике движутся 2 потока, 1 поток проходит по пространству внутри труб, так называемое – трубное пространство, а другой поток омывает трубы снаружи, проходя по так называемому – межтрубному пространству. На рисунке 3 хорошо показано, что по межтрубному пространству, поток движется, меняя направление. С таким движением возможно при установке сегментных перегородок [2].

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

Кожухотрубчатые теплообменники бывают одноходовыми, двухходовыми, четырёхходовыми, и шестиходовыми. Представим что при проектировании нового аппарата, и его трубный пучок получается длинными, но при этом диаметр аппарата мал. В этом случае, трубный пучок целесообразнее как бы «сложить». Так и появились многоходовой 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 направлять в межтрубное пространство, а горячий в трубное пространство, то за счет удлинения трубы будут изгибаться. Это явление называют температурной деформацией.

Для избегания от этих явлений, кожухотрубчатые теплообменники делаются:

- 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 гармошку [6].

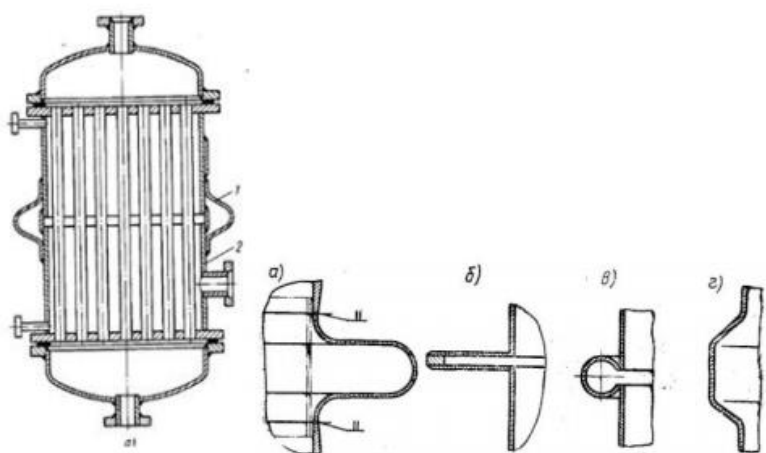


Рисунок 2.4 – Кожухотрубчатый теплообменник с температурным компенсатором на кожухе.

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 достигается при установлении плавающей головки – трубный пучок имеет отдельную внутреннюю крышку, которая не приваривается к кожуху, и может двигаться по горизонтали [б].

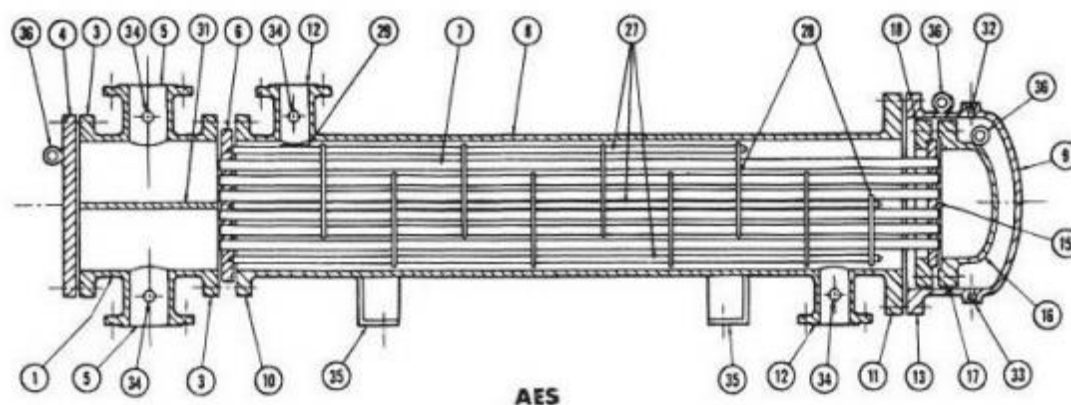


Рисунок 2.5 – Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой.

В последнем случае, для подавления температурной деформации применяются U - образные трубы. Теплообменник с таким видом труб изображен на рисунке б:

1 - U-образные трубы , 2 – кожух, 3 – трубная решетка, 4 – распределительная камера, 5 – перегородка.

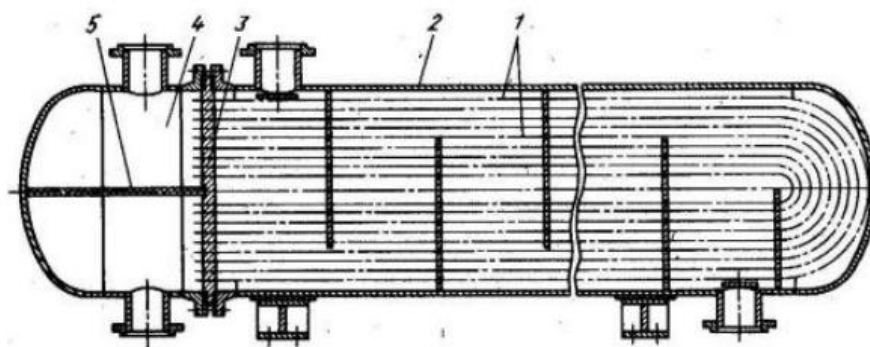


Рисунок 2.6 – Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубами.

### 3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ

Установка **горячего масла для цилиндров и ротора шестеренчатого насоса экструдера** предназначена для нагрева и охлаждения теплоносителя диатермического масла, которое используется для термостатирования элементов экструдера. Технологическая схема установки представлена в приложении А.

Для хранения масла используется резервуар ТК-8415. Для перекачки теплоносителя используются шестеренные насосы с водяным охлаждением Р-8425 А/В (один в работе, один в резерве). Для предварительного нагрева экструдера перед пуском, масло нагревается электрическими нагревательными элементами Е-8425. После пуска экструдера, нагреватели отключаются, и масло охлаждается до необходимой температуры при прохождении через теплообменник Е-8435.

Зависящее от температуры расширение объема принимается расширительным резервуаром. Для удаления паров диатермического масла или водяного пара, в случае попадания влаги в систему, предусмотрен дыхательный трубопровод. Расширительный бак находится под азотной «подушкой» для избежания окисления масла и потери его физических свойств [25].

Для полной работы установки все необходимые элементы системы - трубопроводы, клапаны, фильтры, насосы, кабели и контрольно-измерительные приборы смонтированы воедино на рамной конструкции.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Шашилов В.В.</i>			<i>Технологическая схема</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>					23	3
<i>Консульт.</i>								
<i>Н. контр.</i>								
<i>Рук-ль ООП</i>								
						<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		

В качестве горячего теплоносителя используется MARLOTHERM LH – это высокоэффективный синтетический органический теплоноситель для применения в жидкой и в парожидкостной фазе в закрытых теплопередающих системах с принудительной циркуляцией. Температура кипения равна 280 °С, что дает большое преимущество по сравнению с водяными системами охлаждения, а именно нет необходимости в высоком давлении для поддержания жидкой фазы теплоносителя и нет отсутствие гидроударов. Верхний предел применения соответствует температуре на выходе обогревателя 360°С. Основные характеристики теплоносителя представлены в таблице 3.1 [25].

Таблица 3.1 Общие характеристики MARLOTHERM LH

<b>Характеристика</b>	<b>Показатель</b>	<b>Единицы измерения</b>	<b>Метод испытаний</b>
Интервал кипения при 1013 мбар	277 - 282	°С	ASTM D 1078
Температура застывания	минус 30	°С	DIN ISO 3016
Плотность при 20°С	996	кг / м <sup>3</sup>	DIN 51 757
Кинематическая вязкость при 20°С	4	мм <sup>2</sup> / с	DIN 51562
Температура вспышки	130	°С	EN 22719
Температура воспламенения	450	°С	DIN 51 794
Допустимая температура на выходе обогревателя	360	°С	-
Допустимая температура пленки	380	°С	-
Предел перекачиваемости	минус 30	°С	-

В качестве холодного теплоносителя используется обратная вода, характеристики которой приведены в таблице 3.2.



Таблица 3.2 Общие показатели холодного теплоносителя.

Вода оборотная	Технологическая инструкция по обслуживанию водоблока	рН	7,4 - 7,5
		Общее количество растворенных в воде твердых веществ, мг/л	1500,0±15 0,0
		Суммарное количество взвешенных твердых частиц, мг/л, не более	30,0
		Нефтепродукты, мг/л, не более	5,0
		Общая жесткость, мг- экв/л	12,0±2,0
		Кальций, мг/л	150,0±15,0
		Щелочность, мг-экв/л, не более	2,0
		Магний, мг/л	50,0±6,0
		Хлориды, мг/л, не более	150,0
		Сульфаты, мг/л	200,0±20,0
		Нитриты (в виде NO <sub>2</sub> ), мг/л, не более	0,1
		Нитраты (в виде NO <sub>3</sub> ), мг/л	15±1,5
		Фосфаты, мг/л	6,0 - 8,0
		Цинк, мг/л	1,2 - 1,8
		Диоксид кремния, мг/л	2,0±0,2
Железо, мг/л, не более	1,5		

#### 4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Технологический расчет теплообменного аппарата включает в себя:

- материальный баланс;
- тепловой баланс;
- технологический расчет основного аппарата;

Материальный баланс используется для определения расхода материальных потоков, необходимых концентраций; теплового баланса – определение расхода горячего и холодного теплоносителя. Технологический расчет необходим для определения их основных размеров (площади поверхности теплопередачи, диаметра, высоты, и т.д.). По рассчитанным основным размерам выбирается аппарат по нормативным документам – ГОСТу или ТУ. Необходимые для выполнения расчетов физико-химические свойства используемых веществ (плотность, теплопроводность, теплоемкость, вязкость и др.) находят по справочникам или рассчитывают по формулам.

При выборе типа и конструкции теплообменника учитываются следующие факторы:

- степень загрязненности теплоносителей и характер отложений;
  - физико-химические свойства;
  - химическая агрессивность теплоносителей к конструкционному материалу;
  - назначение аппарата и протекающие в нем процессы;
  - удельная тепло производительность аппарата (количество теплоты, передаваемой в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при заданном тепловом режиме);
  - гидравлическое сопротивление;
  - термодинамические параметры (температура, давление, объемы и агрегатное состояние теплоносителей);
- температурные напряжения, возникающие при различном тепловом удлинении различных частей теплообменника;

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Шашипов В.В.				Технологический расчет	Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Беляев В.М.						26	11
Консульт.						<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		
Н. контр.								
Рук-ль ООП								

- конструктивное совершенство: простота устройства, малые масса и габаритные размеры, технологичность конструкции, высокий к.п.д.; себестоимость продукции.

**Исходные данные:**

Холодный теплоноситель – деминерализованная вода

Горячий теплоноситель - масло Marlotherm LH

Расход холодного (воды) теплоносителя, м<sup>3</sup>/ч:

$$G1 := 52$$

Начальная температура воды, °С:

$$t1н := 25$$

Конечная температура воды, °С:

$$t1к := 35$$

Допустимое рабочее давление холодного теплоносителя, МПа

$$P1 := 1$$

Расход горячего теплоносителя, м<sup>3</sup>/ч:

$$G2 := 60$$

Конечная температура горячего теплоносителя, °С:

$$t2к := 200$$

Допустимое рабочее давление горячего теплоносителя, МПа

$$P2 := 1.5$$

Определим физико-химические характеристики холодного теплоносителя (воды), для этого определим среднюю температуру, °С:

$$t1 := \frac{t1н + t1к}{2} = 30 \quad (4.1)$$

Используя табличные данные [22], находим плотность воды при 30 °С, кг/м<sup>3</sup>:  $\rho_{t1} := 995.7$

Удельная теплоемкость, Дж/(кг\*К):

$$c1 := 4181$$

Вязкость, Па\*с:

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		27

$$\mu_{t1} := 0.8007 \cdot 10^{-3}$$

Теплопроводность, Вт/м\*К

$$\lambda_{t1} := 0.618$$

Определим расход холодного теплоносителя в кг/с:

$$G1 := \frac{G1 \cdot \rho_{t1}}{3600} = 14.382 \quad (4.2)$$

Определяем тепловую нагрузку Q из уравнения теплового баланса для холодного теплоносителя (воды) [23, стр. 45], Вт:

$$Q := G1 \cdot c1 \cdot (t1к - t1н) = 6.013 \times 10^5 \quad (4.3)$$

Для горячего теплоносителя (Marlotherm LH) при температуре 200 °С удельная теплоемкость будет равна [25], Дж/(кг\*К):

$$c2 := 2220$$

Плотность, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_{t2} := 856$$

Определяем расход горячего теплоносителя, кг/с:

$$G2 := \frac{G2 \cdot \rho_{t2}}{3600} = 14.267 \quad (4.4)$$

Принимая потери тепла равные 5%, находим максимальную начальную температуру горячего теплоносителя из уравнения теплового баланса [23, стр. 45], °С:

$$t2н := \frac{Q \cdot 1.05}{G2 \cdot c2} + t2к = 219.935 \quad (4.5)$$

Средняя температура горячего теплоносителя, °С:

$$t2 := \frac{t2н + t2к}{2} = 209.968 \quad (4.6)$$

Определим физико - химические параметры теплоносителя при средней температуре 210 °С [25].

Плотность, кг/м<sup>3</sup>:

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		28

$$\rho_{t2} := 848$$

Удельная теплоемкость, Дж/(кг\*К):

$$c2 := 2220$$

Динамическая вязкость, Па\*с

$$\mu_{t2} := 0.3816 \cdot 10^{-3}$$

Теплопроводность, Вт/м\*К

$$\lambda_{t2} := 0.110$$

Строим схему движения теплоносителей (рисунок 4.1).

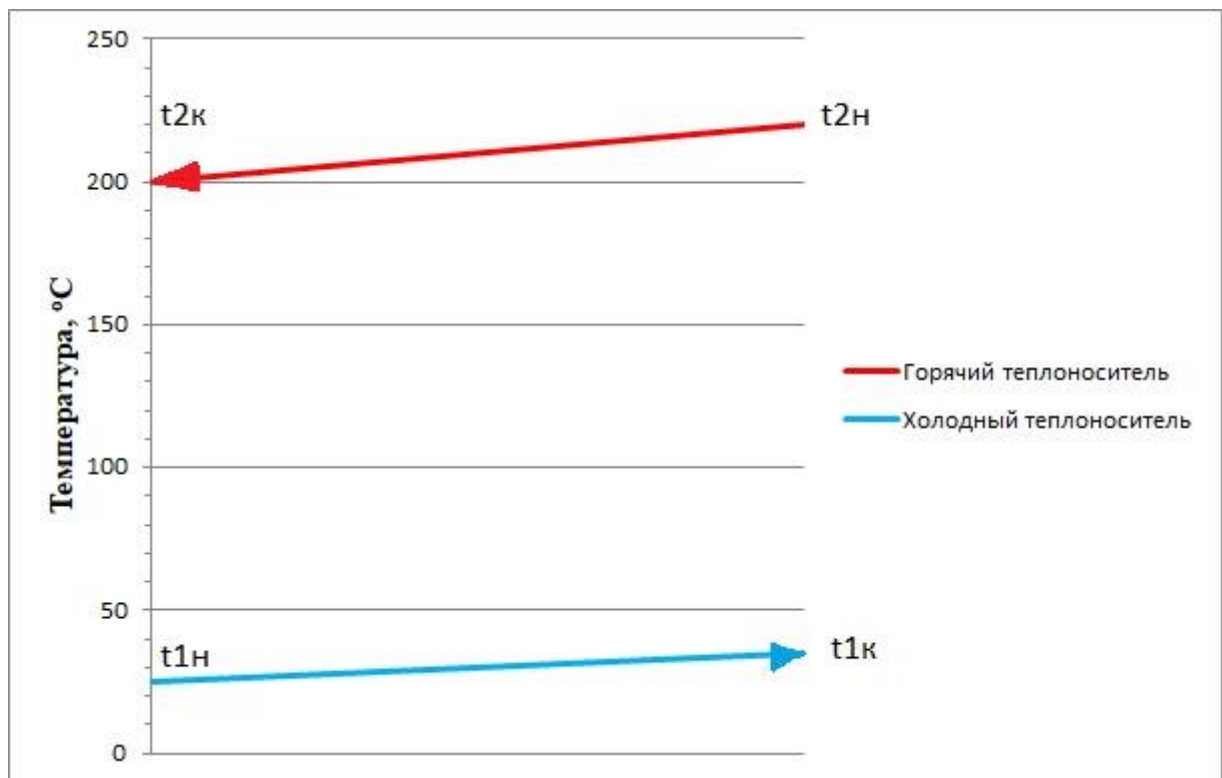


Рисунок 4.1 Схема движения теплоносителей (противоток)

Находим большую и меньшую разность температур между горячим и холодным теплоносителем на концах теплообменника, °С:

$$\Delta t_b := t_{2н} - t_{1к} = 184.935 \quad (4.7)$$

$$\Delta t_m := t_{2к} - t_{1н} = 175 \quad (4.8)$$

Тогда средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителем будет равна [23, стр. 46], °С:

$$\Delta t_{cp} := \frac{\Delta t_5 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_5}{\Delta t_M}\right)} = 179.922 \quad (4.9)$$

При сложном движении теплоносителей, например при смешанном или перекрестно-смешанном, величина среднего температурного напора снижается по сравнению с чистым противотоком. В этом случае вводится поправочный коэффициент  $\epsilon \Delta t$ , рассчитываемый следующим образом [23, стр. 46],:

$$P := \frac{t_{1K} - t_{1H}}{t_{2H} - t_{1H}} = 0.051 \quad (4.10)$$

$$R := \frac{t_{2H} - t_{2K}}{t_{1K} - t_{1H}} = 1.994 \quad (4.11)$$

$$\delta := \frac{R - 1}{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - P \cdot R}\right)} = 17.992 \quad (4.12)$$

$$\eta := \sqrt{R^2 + 1} = 2.23 \quad (4.13)$$

$$\epsilon := \frac{\frac{\eta}{\delta}}{\ln\left[\frac{2 - P \cdot (1 + R - \eta)}{2 - P \cdot (1 + R + \eta)}\right]} = 0.999 \quad (4.14)$$

С учетом поправочного коэффициента средняя разность температур будет равна, [23, стр. 46], °C:

$$\Delta t_{cp} := \Delta t_{cp} \cdot \epsilon = 179.737 \quad (4.15)$$

Поскольку теплообмен происходит от органической жидкости к воде при вынужденном движении, примем минимальное ориентировочное значение коэффициента теплопередачи равным [23, таблица 2.1], Вт/(м<sup>2</sup>\* К):

$$K_{op} := 450$$

При этом ориентировочное значение поверхности теплообмена составит [23, стр. 45], м<sup>2</sup>:

$$F_{op} := \frac{Q}{\Delta t_{cp} \cdot K_{op}} = 7.435 \quad (4.16)$$

При выборе теплообменника для заданных параметрах целесообразнее направить в межтрубное пространство высокоэффективный синтетический органический теплоноситель Marlotherm LH, так как он имеет большее высокое рабочее давление и температуру, а также не обладает коррозионной активностью и не образует загрязняющих отложений в процессе эксплуатации. В трубное пространство направим холодный теплоноситель (воду), что позволит чисть отложения внутри трубок при разборе теплообменника.

Примем ориентировочное значение  $Re_{2op} = 15000$ , что соответствует развитому турбулентному режиму течения в трубах ( $>10000$ ). Так же при обтекании труб примем  $Re_{1op} = 1000$  для интенсивного теплообмена и уменьшения скорости образования отложения на трубках ( $>1000$ )

$$Re_{1op} := 1000$$

$$Re_{2op} := 15000$$

Примем трубки теплообменника 25x2мм

$$d_n := 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$s := 2 \times 10^{-3} \text{ м}$$

Определяем ориентировочную скорость холодного теплоносителя в межтрубном пространстве [23, стр. 47], м/с:

$$\omega_{мтрор} := \frac{Re_{1op} \cdot \mu_{t1}}{d_n \cdot \rho_{t1}} = 0.04 \quad (4.17)$$

Определяем ориентировочную скорость горячего теплоносителя в трубках теплообменника [23, стр. 47], м/с:

$$\omega_{ттрор} := \frac{Re_{2op} \cdot \mu_{t2}}{(d_n - 2 \cdot s) \cdot \rho_{t2}} = 0.422 \quad (4.18)$$

По уравнению расхода, исходя из скорости движения жидкости и заданной производительности аппарата, определяем площадь сечения проходного межтрубного пространства [23, стр. 47],  $\text{м}^2$ :

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		31

$$S_{\text{тр}} := \frac{G_1}{\rho_{t1} \cdot \omega_{\text{трпор}}} = 0.359 \quad (4.19)$$

Определяем площадь проходного сечения трубного пространства, м<sup>2</sup>:

$$S_{\text{тр}} := \frac{G_2}{\rho_{t2} \cdot \omega_{\text{трпор}}} = 0.04 \quad (4.20)$$

Находим число труб одного хода [23]:

$$n_{\text{пор}} := \frac{4S_{\text{тр}}}{\pi (d_{\text{н}} - 2s)^2} = 198.341 \quad (4.21)$$

Расчетный диаметр труб [23]:

$$d_{\text{р}} := \frac{d_{\text{н}} + (d_{\text{н}} - 2 \cdot s)}{2} = 0.018 \quad (4.22)$$

Ориентировочная расчетная длина трубки при одном ходе, м:

$$L_{\text{ор}} := \frac{F_{\text{ор}}}{\pi d_{\text{р}} \cdot n_{\text{пор}}} = 0.663 \quad (4.23)$$

Примем рабочую длину трубки при одном равной, м:

$$l_{\text{р}} := 2$$

Определяем ориентировочное число ходов трубного пространства:

$$z_{\text{ор}} := \frac{L_{\text{ор}}}{l_{\text{р}}} = 0.331 \quad (4.24)$$

Принимаем число ходов равное  $z=1$ , тогда длину труб считаем равной 2м, и тогда общее число труб будет равно:

$$n_{\text{пор}} := \frac{F_{\text{ор}}}{\pi d_{\text{р}} \cdot l_{\text{р}}} = 65.737 \quad \text{шт} \quad (4.25)$$

По каталогу [23, таблица 2.3] выбираем одноходовой теплообменник ТН со следующими параметрами:

**Вариант 1:**  $D = 273$  мм,  $d_{\text{н}} = 20 \times 2$  мм,  $z = 1$ ,  $n = 61$ ;  $S_{\text{тр}} = 0,01$  м<sup>2</sup>

**Вариант 2:**  $D = 273$  мм,  $d_{\text{н}} = 25 \times 2$  мм,  $z = 1$ ,  $n = 37$ ;  $S_{\text{тр}} = 0,011$  м<sup>2</sup>

**Вариант 3:**  $D = 325$  мм,  $d_{\text{н}} = 25 \times 2$  мм,  $z = 1$ ,  $n = 62$ ;  $S_{\text{тр}} = 0,029$  м<sup>2</sup>



Приведем уточненный расчет поверхности теплопередачи для **Варианта 3**. Определяем критерий Рейнольдса и Прандля

$$Re_2 := \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot (d_n - 2 \cdot s) \cdot \frac{n}{z} \cdot \mu_{t2}} \quad (4.26)$$

$$Re_2 = 3.656 \times 10^4$$

$$Pr_2 := \frac{c_2 \cdot \mu_{t2}}{\lambda_{t2}} \quad (4.27)$$

$$Pr_2 = 7.701$$

В соответствии с формулой (2.12) [23] находим коэффициент Нюсельта жидкости, движущейся по трубам турбулентно.

Поправкой  $(Pr/Pr_{ст})^{0.25}$  здесь можно пренебречь, так как разность температур  $t_1$  и  $t_{ст1}$  невелика (менее  $Dt_{ср}$ )

$$Pr_{ст} := Pr_2$$

$$Nu_2 := 0.023 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr_2^{0.4} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст}} \right) = 232.684 \quad (4.28)$$

находим коэффициент теплоотдачи теплоносителя, движущегося в трубах турбулентно по формуле (2.16) [23],  $Вт/м^2 \cdot К$ :

$$\alpha_2 := \frac{\lambda_{t2}}{d_n - 2 \cdot s} \cdot Nu_2 = 1.219 \times 10^3 \quad (4.29)$$

Площадь сечения потока в межтрубном пространстве между перегородками по таблице 2.3 [23],  $м^2$ :

$$S_{мтр} := 0.029, \text{ тогда}$$

$$Re_1 := \frac{G_1 \cdot d_n}{S_{мтр} \cdot \mu_{t1}} = 1.548 \times 10^4 \quad (4.30)$$

$$Pr_1 := \frac{c_1 \cdot \mu_{t1}}{\lambda_{t1}} = 5.417 \quad (4.31)$$

В соответствии с формулой (2.16) [23] находим коэффициент Нюсельта жидкости, движущейся в межтрубном пространстве:

$$Nu1 := 0.24 \cdot Re1^{0.6} \cdot Pr1^{0.36} = 143.981 \quad (4.32)$$

коэффициент теплоотдачи к жидкости, Вт/(м<sup>2</sup>\*К) [23]:

$$\alpha1 := \frac{\lambda_{t1}}{dH} \cdot Nu1 = 3.559 \times 10^3 \quad (4.33)$$

Термические сопротивления загрязнений стенок для горячего теплоносителя (Marlother LH) и холодного (воды) равны [23, таблица 2.2], Вт/м<sup>2</sup>\*К:

$$r_{з1} := \frac{1}{5800}, \quad r_{з2} := \frac{1}{2900}$$

Коррозионная активность воды, даже деминерализованной, подводит нас к выбору нержавеющей стали в качестве материала труб. Теплопроводность нержавеющей стали примем [23]

$$\lambda_{ст} := 17.5 \text{ Вт/(м*К)}$$

Сумма сопротивлений термических стенки и загрязнений равна [23], м<sup>2</sup>\*К/Вт:

$$Sum3 := \frac{s}{\lambda_{ст}} + r_{з1} + r_{з2} = 6.315 \times 10^{-4} \quad (4.34)$$

Коэффициент теплопередачи равен [23], Вт/м<sup>2</sup>\*К:

$$K_{ww} := \frac{1}{\frac{1}{\alpha1} + \frac{1}{\alpha2} + Sum3} = 577.049 \quad (4.35)$$

Требуемая теплообменная поверхность будет равна, м<sup>2</sup>:

$$F_{ww} := \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = 5.798$$

Из таблицы 2.3 [19] получаем, что из стандартного ряда подходит теплообменник с трубами длиной 1,5 м и поверхностью F = 7,5 м<sup>2</sup>. При этом запас поверхности составит:

$$\Delta := \frac{(F_H - F)}{F}, \quad \Delta = 29.361\% \quad (4.36)$$

Запас :=  $\begin{cases} \text{"Запас поверхности недостаточен"} & \text{if } \Delta < .15 \\ \text{"Запас поверхности в норме"} & \text{if } .15 \leq \Delta \leq .30 \\ \text{"Запас поверхности избыточен"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Запас = "Запас поверхности в норме"

Масса теплообменника по таблице 2.8 [23] составит 485 кг.

Аналогичные расчеты проведем для **Варианта 1.**

$D = 273 \text{ мм}, d_n = 20 \times 2 \text{ мм}, z = 1, n = 61; S_{mtr} = 0,01 \text{ м}^2$

Результаты, согласно расчету:

$Re_1 = 35\,928; a_1 = 7372 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$

$Re_2 = 48\,770; \alpha_2 = 2015 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$

$K = 791,399 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); F = 4,227 \text{ м}^2.$

Из таблицы 2.3 [23] следует, что теплообменник с трубами длиной 1.0 м имеет недостаточную поверхность (4,0), поэтому он непригоден. Теплообменник длиной 1,5 м и номинальной поверхностью  $F_n = 6,0 \text{ м}^2$  имеет избыточный запас поверхности 42%. Масса теплообменника  $M_1 = 388 \text{ кг}.$

Аналогичные расчеты проведем для **Варианта 2.**

$D = 273 \text{ мм}, d_n = 25 \times 2 \text{ мм}, z = 1, n = 37; S_{mtr} = 0,011 \text{ м}^2$

Результаты, согласно расчету:

$Re_1 = 35\,920; a_1 = 6367 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$

$Re_2 = 61\,260; \alpha_2 = 1842 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$

$K = 751 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); F = 4,455 \text{ м}^2.$

Из таблицы 2.3 [23] следует, что теплообменник с трубами длиной 1,5 м имеет недостаточный запас поверхности (4,5), поэтому для данной задачи он непригоден.

Теплообменник длиной 2 м и номинальной поверхностью  $F_n = 6,0 \text{ м}^2$  имеет избыточный запас поверхности 35%. Масса теплообменника  $M_1 = 527 \text{ кг}.$

Из трех подобранных вариантов наиболее подходящим оказался вариант №3 с поверхностью теплообмена  $7,5 \text{ м}^2$  и массой 485 кг. Так же

подходит Вариант № 1 с массой 388 кг и  $F = 4,227 \text{ м}^2$ , хотя он обладает избыточным запасом поверхности.

Для данных теплообменников проведем гидравлический расчёт.

## 5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Гидравлический расчет аппарата проводится с целью определения потерь давления в аппарате, подбора насоса или компрессора с нужными характеристиками для прокачки теплоносителей и оптимальных режимов работы аппарата.

Рассчитанные параметры теплообменника:

$$D = 325 \text{ мм}, d_n = 25 \times 2 \text{ мм}, z = 1, n = 62; S_{\text{мтр}} = 0,029 \text{ м}^2$$

Так как расход теплоносителей почти одинаковый (52 и 60 м<sup>3</sup>/ч), то выберем штуцера входа и выхода теплоносителей одинакового диаметра, м:

$$d_{\text{шт}} := 0.100$$

Рассмотрим компоновку труб в трубной решетке, представленную на рисунке 5.1 [7].

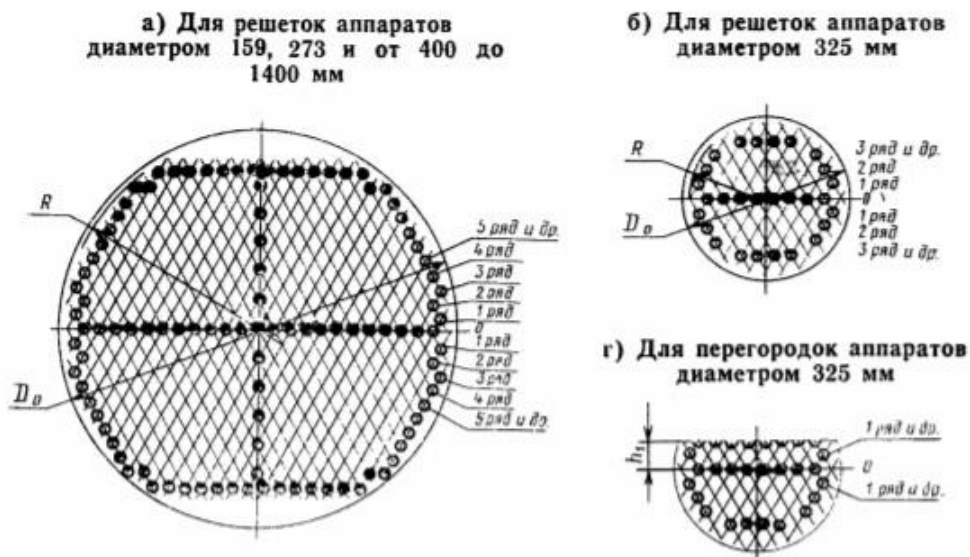


Рисунок 5.1 Схема расположения труб в трубной решетке

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Шашипов В.В.				Гидравлический расчет	Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Беляев В.М.						36	5
Консульт.						<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		
Н. контр.								
Рук-ль ООП								

Расположение труб в трубной решетке для выбранного нами теплообменника будет соответствовать рисунку 5.1 б). Расположение трубок по рядам будет следующим:

0 ряд - 6

1 ряд - 9

2 ряд - 8

3 ряд - 7

4 ряд - 4

Общее количество 62 шт.

Число сегментных перегородок по таблице 2.7 [23] принимаем:

$X := 6$

Согласно подобранному теплообменнику, длина трубок составляет, м:

$L_{\text{труб}} := 1.5$

Площадь трубного пространства равна [23], м<sup>2</sup>:

$$S_{\text{труб}} := \frac{\pi \cdot (d_{\text{н}} - 2 \cdot s)^2 \cdot n}{4} = 0.021 \quad (5.1)$$

Скорость жидкости в трубах, м/с:

$$\omega_{\text{труб}} := \frac{G_2}{S_{\text{труб}} \cdot \rho_{t2}} = 0.783 \quad (5.2)$$

Ориентировочное значение абсолютной шероховатости для стальных труб примем согласно [23, стр.14], м:

$$\Delta := 0.2 \cdot 10^{-3}$$

Эквивалентный диаметр для труб круглого сечения равен внутреннему диаметру [23 стр.14], м:

$$d_{\text{э}} := d_{\text{н}} - 2 \cdot s = 0.021 \quad (5.3)$$

Относительная шероховатость [23 стр.14]:

$$e := \frac{\Delta}{d_3} = 9.524 \times 10^{-3} \quad (5.4)$$

В турбулентном потоке различают три зоны, для которых коэффициент трения рассчитывают по-разному:

1. Зона гладкого трения ( $2320 < Re < 10/e$ )
2. Зона смешанного трения ( $10/e < Re < 560/e$ )
3. Зона автомодельная по отношению к Re ( $Re > 560/e$ )

$$\frac{10}{e} = 1.05 \times 10^3, \quad \frac{560}{e} = 5.88 \times 10^4$$

Коэффициент Рейнольдса найден ранее в тепловом расчете:

$$Re_2 = 3.656 \times 10^4$$

Так как  $1050 < 36\,560 < 58\,800$ , то расчет коэффициента трения  $\lambda$  ведем по формуле (1.6) [23] для зоны смешанного трения:

$$\lambda := 0.11 \cdot \left( e + \frac{68}{Re_2} \right)^{0.25} = 0.036 \quad (5.5)$$

Определяем скорость горячего теплоносителя в штуцерах [23 стр.68], м/с:

$$\omega_{трш} := \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_{шт}^2 \cdot \rho_{t2}} = 2.142 \quad (5.6)$$

В соответствии с формулой (2.35) [23] гидравлическое сопротивление трубного пространства рассчитывается как сумма следующих слагаемых:

$$\Delta p_{тр1} := \lambda \cdot \frac{L \cdot z}{d_H - 2 \cdot s} \cdot \frac{\omega_{тр}^2 \cdot \rho_{t2}}{2} \quad (5.7)$$

$$\Delta p_{тр2} := [2.5 \cdot (z - 1) + 2 \cdot z] \cdot \frac{\rho_{t2} \cdot \omega_{тр}^2}{2} \quad (5.8)$$

$$\Delta p_{тр3} := 3 \cdot \frac{\rho_{t2} \cdot \omega_{трш}^2}{2} \quad (5.9)$$

Тогда гидравлическое сопротивление трубного пространства [23], Па:

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		38

$$\Delta p_{\text{тр}} := \Delta p_{\text{тр}1} + \Delta p_{\text{тр}2} + \Delta p_{\text{тр}3} = 7.025 \times 10^3 \quad (5.10)$$

Определяем гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве.

Число рядов труб, омываемых потоком в межтрубном пространстве

$$m := 5$$

При выборе конструкции мы указали, что диаметр штуцеров  $d_{\text{шт}}=100\text{мм}$ , число перегородок  $X=6$ , площадь межтрубного пространства  $S_{\text{мтр}}= 0,029 \text{ м}^2$

Тогда скорость потока в штуцерах [23 стр.69], м/с:

$$\omega_{\text{мтрш}} := \frac{4 \cdot G1}{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2 \cdot \rho_{t1}} = 1.839 \quad (5.11)$$

Скорость жидкости в наиболее узком сечении межтрубного пространства площадью  $S_{\text{мтр}}$  по таблице 2.3 [23] равна, м/с::

$$\omega_{\text{мтр}} := \frac{G1}{S_{\text{мтр}} \cdot \rho_{t1}} = 0.498 \quad (5.12)$$

В межтрубном пространстве имеются следующие местные сопротивления: вход и выход теплоносителя через штуцера, 6 поворотов через сегментные перегородки (по их числу  $X$ ) и 7 сопротивлений трубного пучка при его поперечном обтекании ( $X+1$ ).

Сопротивление межтрубного пространства по формулой (2.36) [23] равно, Па:

$$\Delta p_{\text{мтр}1} := 3 \cdot \frac{\rho_{t1} \cdot \omega_{\text{мтрш}}^2}{2} \quad (5.13)$$

$$\Delta p_{\text{мтр}2} := 1.5 \cdot X \cdot \frac{\rho_{t1} \cdot \omega_{\text{мтр}}^2}{2} \quad (5.14)$$

$$\Delta p_{\text{мтр}3} := \frac{3 \cdot m \cdot (X + 1)}{\text{Re}^{0.2}} \cdot \frac{\omega_{\text{мтр}}^2 \cdot \rho_{t1}}{2} \quad (5.15)$$

$$\Delta p_{\text{мтр}} := \Delta p_{\text{мтр}1} + \Delta p_{\text{мтр}2} + \Delta p_{\text{мтр}3} = 8.047 \times 10^3 \quad (5.16)$$

Результаты расчета **Варианта 3:**

$w_{\text{тр}} = 0,783 \text{ м/с}$ ;  $l = 0,036$ ;  $w_{\text{трш}} = 2,142$ ;  $D_{\text{ртр}} = 7025 \text{ Па}$ ;

$w_{\text{мтр}} = 0,498$ ;  $w_{\text{мтрш}} = 1,839$ ;  $m = 5$ ;  $X = 6$ ;  $D_{\text{рмтр}} = 8047 \text{ Па}$ .

Аналогичный гидравлический расчет дает следующие результаты для

**Варианта 1:**

$w_{\text{тр}} = 1,372 \text{ м/с}$ ;  $l = 0,038$ ;  $w_{\text{трш}} = 2,142$ ;  $D_{\text{ртр}} = 10260 \text{ Па}$ ;

$w_{\text{мтр}} = 1,444$  ;  $w_{\text{мтрш}} = 1,839$  ;  $m = 15$ ;  $X = 8$ ;  $D_{\text{рмтр}} = 34730 \text{ Па}$ .

Не смотря на выигрыш в массе аппарата ( $388 < 485$ ), второй вариант имеет на порядок выше гидравлическое сопротивление. Что скажется в выборе более мощного насоса, дорогого и энергозатратного насоса.

Поэтому пропустим технико-экономический расчет и будем примем выбор оптимального варианта №3 для дальнейшего механического расчета

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		40





## 7. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

Задачей механического расчета является определение и обеспечение механической надежности работы кожухотрубчатого теплообменника. Критериями механической надежности деталей нефтехимического оборудования являются устойчивость, прочность, герметичность, жесткость и др.

На рисунке 7.1 изображена расчетная модель кожухотрубчатого теплообменника.

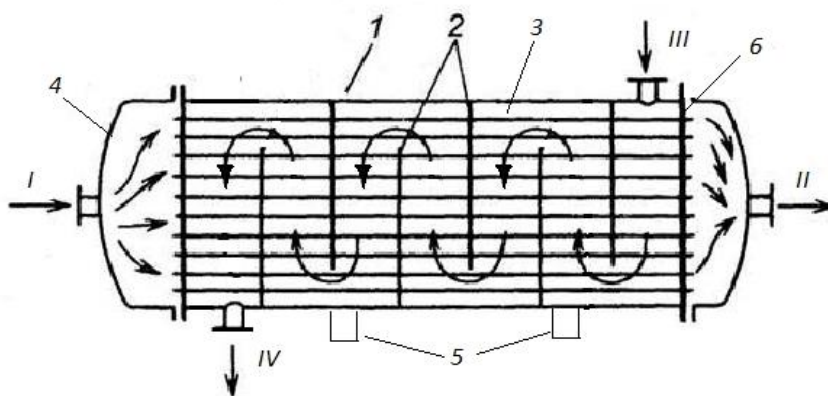


Рисунок 7.1 - Расчетная модель кожухотрубчатого теплообменника

Номера позиций и названия элементов представлены в таблице 7.1

Таблица 7.1 - Номера позиций и названия элементов

№	Название элемента	количество
1	Кожух аппарата	1
2	Поперечная перегородка	6
3	Теплообменная труба	62
4	Крышка аппарата	2
5	Седловые опоры	2
6	Фланец	2
7	Трубная решетка	2

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Механический расчет теплообменника					
Разраб.	Шашипов В.В.							Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Беляев В.М.								42	57
Консульт.								<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		
Н. контр.										
Рук-ль ООП										

Данные о штуцерах представлены в таблице 7.2

Таблица 7.2 - Штуцера

Обозначение	Наименование	Dy, мм	Py, МПа
I	Вход горячего теплоносителя	100	1,5
II	Выход горячего теплоносителя	100	1,5
III	Вход холодного теплоносителя	100	1
IV	Выход холодного теплоносителя	100	1

### 7.1 Расчет теплообменного аппарата на прочность

Исходные данные для расчета на прочность

Длина цилиндрической обечайки, мм

$$H := 1500$$

Внутренний диаметр, мм

$$D := 325$$

Рабочее давление в т. пространстве, МПа

$$P2 = 1.5$$

Рабочее давление в м/т пространстве, МПа

$$P1 = 1$$

Материал обечайки: листовой прокат из стали 20К

Скорость коррозии, мм/год

$$П := 0.1$$

Срок эксплуатации, лет

$$тв := 25$$

Плотность стали при 20 °С, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho := 7800$$

Плотность среды в трубном пространстве кг/м<sup>3</sup>

$$\rho c1 := 848$$

Плотность среды в межтрубном пространстве кг/м<sup>3</sup>

$$\rho c2 := 995.7$$

Ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

$$g := 9.8$$

Максимальная температура горячего теплоносителя, °С

$$t_T := 220$$

Максимальная температура холодного теплоносителя, °С

$$t_K := 35_{\circ C}$$

## 7.2 Расчет толщины стенки кожуха

Целью расчета является определение толщины стенки цилиндрической обечайки, которая будет обеспечивать прочность конструкции.

Расчет выполняем по ГОСТ 34233.2-2017 "НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек"[4].

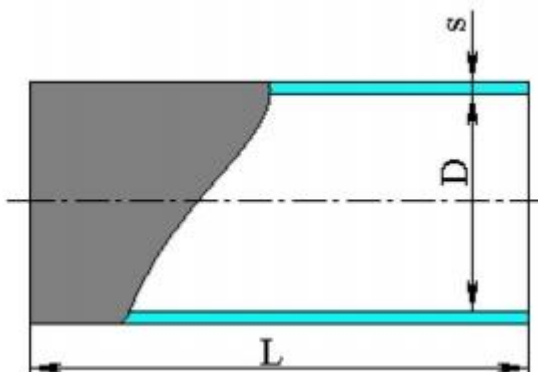


Рисунок 7.2 - Расчетная схема цилиндрической обечайки кожуха

Обычно в качестве расчетной выбирают температуру горячего теплоносителя, то есть 220 °С. Но так это максимальная температура при нормальном протекании технологического процесса и возможны нештатные ситуации, при которых возможно резкое увеличение рабочих температур до 300 °С. В таких случаях системами проваварийной автоматической защиты основное оборудование производственной линии будет остановлено до устранения причин. Поэтому максимальную температуру горячего теплоносителя для механического расчета примем блокировочное значение 300 °С

Допускаемое напряжение для стали 20К при температуре 300 °С принимаем равным, МПа:

$$\sigma := 119$$

Расчетное значение предела текучести при 20 °С для стали 20К определим согласно таблице Б.1 [3] равно, МПа:

$$R_e := 220$$

Допускаемое напряжение для стали 20К при температуре 20 °С гидравлического испытания принимаем по формуле 5 [3], МПа:

$$\sigma_H := \text{Floor}\left(\frac{R_e}{1.1}, 0.5\right) = 199.5 \quad (7.1)$$

Допускаемое напряжение для стали 20К по [3], при  $t=20$  °С равно, МПа:  $\sigma_{20} := 147$

Поправочный коэффициент принимаем в соответствии с рекомендациями [3], п.8.3

$$\eta := 1$$
$$\sigma_{д20} := \eta \cdot \sigma_{20} = 147 \quad (7.2)$$

Определяем коэффициент прочности сварных швов при автоматической сварке с двухсторонним сплошным проваром [3]:

$$\varphi := 1$$

Так как теплообменник горизонтальный, гидростатическим столбом жидкости можно пренебречь, тогда принимаем давление равным, МПа:

$$P := P_1 = 1$$

Давление гидроиспытаний, МПа:

$$P_H := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{д20}}{\sigma} = 1.544 \quad (7.3)$$

Прибавка для компенсации коррозии и эрозии обечайки, мм:

$$c_1 := P \cdot t_B = 2.5$$

Прибавка для компенсации минусового допуска, мм:

$$c_2 := 0$$

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		45

Прибавка технологическая, мм:

$$c_3 := 0$$

Сумма прибавок к расчетной толщине стенки, мм:

$$c_{\text{св}} := c_1 + c_2 + c_3 = 2.5 \quad (7.4)$$

Расчетная толщина стенки обечайки по формуле 2 [4]:

$$s_p := \max\left(\frac{P \cdot D}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi - P}, \frac{P_H \cdot D}{1.8 \cdot \sigma_H \cdot \varphi - P_H}\right) = 1.404 \quad (7.5)$$

Исполнительная толщина стенки обечайки с учетом суммы прибавок составляет по формуле 1 [4],

$$s_{\text{ис}} := \text{ceil}(s_p + c) = 4 \quad (7.6)$$

Принимаем толщину стенки обечайки равной

$$s_{\text{ис}} := 6$$

Проверяем применимость формул безмоментной теории:

$$\text{Пров}_1 := \begin{cases} \text{"Условие применимости выполняется"} & \text{if } \frac{s - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{"Условие применимости НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_1 = \text{"Условие применимости выполняется"}$$

Находим допускаемое внутреннее избыточное давление в рабочих условиях и в условиях гидротестирования:

$$p_1 := 2 \cdot \sigma \cdot \varphi \cdot \frac{(s - c)}{[D + (s - c)]} = 2.536 \text{ МПа} \quad (7.7)$$

$$p_{1H} := 2 \cdot \sigma_H \cdot \varphi \cdot \frac{(s - c)}{[D + (s - c)]} = 4.251 \text{ МПа} \quad (7.8)$$

$$\text{Пров} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \begin{cases} P \leq p_1 \\ P_H \leq p_{1H} \end{cases} \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Из расчетов, представленных выше, можно сделать вывод, что при толщине стенки 6 мм обеспечивается прочность кожуха как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях

### 7.3 Поверочный расчет кожухотрубчатого теплообменника

Определение количества трубок основывается на расположении их по вершинам правильного шестиугольника. Схема расположения труб представлена на рисунке 7.3.

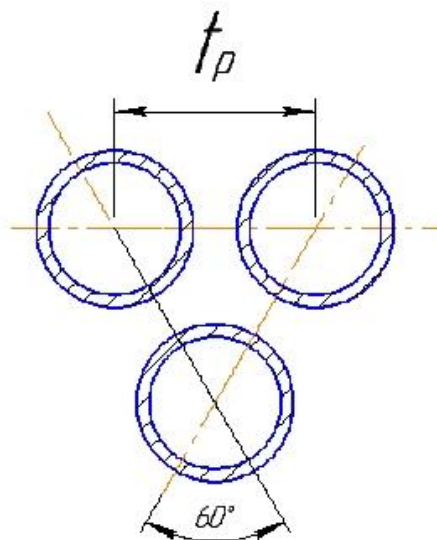


Рисунок 7.3 - Схема расположения труб по вершинам правильного шестиугольника

На стадии технологического и гидравлического расчетов мы выбрали теплообменник со следующими параметрами:

Наружный диаметр трубок, мм:

$$d_T := d_n \cdot 1000 = 25$$

Количество трубок, шт:

$$n = 62$$

Определим шаг расположения труб по [6]:

$$t_p := 1.2 \cdot d_T + 2 \tag{7.9}$$

$$t_p = 32 \text{ мм}$$

Коэффициент заполнения трубной решетки примем

$$\eta := 0.8$$

По [7] минимальная толщина трубной решетки для труб 25x2 равна:

$$s_{\text{реш}} := 21 \text{ мм}$$

Так как трубная решетка выполняется заодно с фланцем, принимаем, что толщина решетки равна толщине фланца по [8]

$$s_{\text{реш}} := 28 \text{ мм}$$

### 7.3.1 Расчет вспомогательных величин

Внутренний радиус кожуха равен, мм:

$$a := \frac{D}{2} = 162.5 \quad (7.10)$$

По [10] расстояние от оси аппарата до оси наиболее удаленной теплообменной трубки равно, мм:

$$a_1 := 0.525 \cdot t_p \cdot \sqrt{n} = 132.283 \quad (7.11)$$

Характеристика относительная бесшовного края решетки трубной по формуле 1 [9]:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.228 \quad (7.12)$$

Толщина стенки труб для гладких теплообменных трубок 25x2 мм из материала 08X17N13M2T равна, мм:

$$s_T := 2$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку

- со стороны межтрубного пространства по формуле 2 [9]:

$$\eta_M := 1 - \frac{n \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.446 \quad (7.13)$$

- со стороны трубного пространства по формуле 3 [9]:



$$\eta_T := 1 - \frac{n \cdot (d_T - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.609 \quad (7.14)$$

Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата

Модуль упругости для материала 08X17H13M2T при температуре 300 °С по [3], МПа:

$$E_T := 1.90 \cdot 10^5$$

Пол длины трубок теплообменного аппарата, мм:

$$l_w := \frac{H}{2} = 750 \quad (7.15)$$

Модуль упругости системы труб по формуле 4 [9]:

$$K_y := \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{1} = 41.289 \quad (7.16)$$

Модуль упругости для материала 20К при температуре 300 °С по [3], МПа:

$$E_K := 1.71 \cdot 10^5$$

Приведенное отношение жесткости кожуха к жесткости труб определяем по формуле 5 [9]:

$$\rho_w := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_T \cdot s} = 3.593 \quad (7.17)$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы-кожух:

$$K_q = 1 + K_q' \quad (7.18)$$

$$K_p = 1 + K_p' \quad (7.19)$$

Для теплообменников с неподвижной трубной решеткой [9]:

$$K_q' = K_p' = 0$$

Тогда коэффициенты изменения жесткости системы трубы-кожух:

$$K_q := 1$$

$$K_p := 1$$

Коэффициент жесткости трубной решетки по приложению Б [9]:

$$\eta_{T_0} := \begin{pmatrix} 0.6 \\ 0.65 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \begin{pmatrix} 0.3 \\ 0.37 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \text{linterp}(\eta_{T_0}, \psi_0, 0.609)$$

$$\psi_0 = 0.313 \text{ МПа}$$

Диаметр отверстия в решетке, мм

$$d_0 := 25.7$$

Коэффициенты ослабления трубной решетки по приложению Б [9]:

$$\varphi_p := 1 - \frac{d_0}{t_p} = 0.197 \quad (7.20)$$

Эффективный диаметр для решеток с трубами, закрепленными на всю толщину решетки [9], мм:

$$d_E := d_0 - 2s_T = 21.7 \quad (7.21)$$

Установим толщину стенки в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем равной толщине стенки кожуха, мм

$$s_1 := s = 6$$

Примем по таблице 1 [12] крышку эллиптическую с толщиной стенки равной, мм:

$$s_2 := 6$$

Коэффициент системы кожух-решетка равен, 1/мм:

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s_1}} = 0.042 \quad (7.22)$$

Диаметр фланца по табл. 21.12 [8], мм:

$$D_H := 530$$

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		50

Радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха, мм:

$$R_1 := \frac{D_H + D}{4} = 213.75 \quad (7.23)$$

Коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе равен,  
Н\*мм:

$$K_1 := \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_K \cdot s_1^3}{5.5 \cdot R_1} = 2.126 \times 10^5 \quad (7.24)$$

Толщина тарелки фланца кожуха по [8] равна, мм:

$$h_1 := 28$$

По табл.3 [13] выбираем прокладку типа А:

$$d_{\Pi} := 372_{\text{мм}}$$

внутренний диаметр прокладки

$$D_{\Pi} := 442_{\text{мм}}$$

условный проход прокладки

$$B_1 := d_{\Pi}$$

$$E_1 := E_K$$

Коэффициент жесткости фланца кожуха при изгибе

$$K_{\Phi 1} := \frac{E_1 \cdot h_1^3 \cdot B_1}{12 \cdot R_1^2} + K_1 \cdot \left( 1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2} \right) = 4.156 \times 10^6 \quad (7.25)$$

Коэффициент системы решетка - трубы вычисляются по формуле 8 [9],  
1/мм:

$$\beta := \frac{1.82}{s_{\text{реш}}} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_{\text{реш}}}{\psi_0 \cdot E_T}} = 0.016 \quad (7.26)$$

Безразмерный параметр системы решетка-трубы по формуле 10 [9]:

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 2.144 \quad (7.27)$$

### 7.3.2 Определение усилий в элементах теплообменного аппарата

По таблице Г.1[9] коэффициенты линейного расширения

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		51

Коэффициент линейного расширения металла кожуха 20К при температуре 20 – 300°C, 1/°C:

$$\alpha_K := 13.1 \cdot 10^{-6}$$

Коэффициент линейного расширения металла 08Х17Н13М2Т труб при температуре 20 – 300°C, 1/°C:

$$\alpha_T := 18 \cdot 10^{-6}$$

Максимальная расчетная температура трубок и корпуса аппарата:

$$t_{K_{max}} := 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{T_{max}} := 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_T := 1.5 \text{ МПа}$$

$$p_M := 1 \text{ МПа}$$

$$\eta_T := 0.609$$

Температура сборки аппарата, °C:

$$t_0 := 20$$

Коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб по формуле 12 [9]:

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{n \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2} = 0.281 \quad (7.28)$$

Приведенное давление вычисляют по формуле 11[9], МПа:

$$p_{11} := [\alpha_T \cdot (t_T - t_0) - \alpha_K \cdot (t_K - t_0)] \cdot K_y \cdot 1 = 42.486 \quad (7.29)$$

$$p_{22} := [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5 \cdot \rho \cdot K_q)] \cdot p_T = 5.409 \quad (7.30)$$

$$p_{33} := [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \cdot \rho \cdot K_p)] \cdot p_M = 2.561 \quad (7.31)$$

$$p_0 := p_{11} + p_{22} - p_{33} = 45.335 \quad (7.32)$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения по формуле 13 [9]:

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		52

$$K_{\Phi} := K_{\Phi 1}$$

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{\Phi} \cdot R_1} = 3.804 \quad (7.33)$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб определяют по табл.1 [9]

$$\omega := \begin{pmatrix} 2 \\ 2.5 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \begin{pmatrix} 2.79 \\ 3.58 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \text{linterp}(\omega, \Phi_1, 2.144) = 3.018$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 2 \\ 2.5 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_2 := \begin{pmatrix} 1.32 \\ 2.16 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_2 := \text{linterp}(\omega, \Phi_2, 2.144) = 1.562$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 2 \\ 2.5 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_3 := \begin{pmatrix} 2.75 \\ 3.76 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_3 := \text{linterp}(\omega, \Phi_3, 2.144) = 3.041$$

$$\omega := 2.144$$

Значения  $T_1, T_2, T_3$  вычисляются по формулам 14,15,16,17[9]:

$$t := 1 + 1.4 \cdot \omega \cdot (m_n - 1) = 1.686 \quad (7.34)$$

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5 \cdot (1 + m_n \cdot t) \cdot (t - 1)] = 6.883 \quad (7.35)$$

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t = 2.633 \quad (7.36)$$

$$T_3 := \Phi_3 \cdot m_n = 3.735 \quad (7.37)$$

Коэффициент влияния давления на изгиб первого фланца [9]:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2} = 672.769 \quad (7.38)$$

Так как фланцы на кожухе идентичные, примем, что коэффициент влияния давления на изгиб второго фланца подобен коэффициенту влияния давления на изгиб 1-го фланца

$$m_2 := m_1$$

Приведенное давление на фланцы равно [9], МПа:

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\phi} \cdot (m_1 \cdot p_M - m_2 \cdot p_T) = -0.206 \quad (7.39)$$

Перерезывающую силу и изгибающий момент, распределенные по краю трубной решетки, вычислим :

- для момента изгибающего по формуле 18 [9], (Н\*мм)/мм:

$$M_n := \left( \frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -1.377 \times 10^4 \quad (7.40)$$

- для силы перерезывающей по формуле 19 [9], Н/мм:

$$Q_n := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 628.481 \quad (7.41)$$

Перерезывающие силы и изгибающий момент, распределенные по периметру зоны перфорированной решетки:

для изгибающего момента по формуле 23 [9], (Н\*мм)/мм:

$$M_a := M_n + (a - a_1) \cdot Q_n = 5.225 \times 10^3 \quad (7.42)$$

для перерезывающей силы по формуле 24 [9], Н/мм:

$$Q_a := m_n \cdot Q_n = 772.041 \quad (7.43)$$

Осевая сила и изгибающий момент, влияющие на трубу

для осевой силы по формуле 25 [9], Н:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{n} \cdot [(\eta_M \cdot P_M - \eta_T \cdot P_T) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a] = 1.609 \times 10^4 \quad (7.44)$$

Принимаем аппарат с перегородками в кожухе. Для теплообменника диаметром 325 и длиной труб 1,5 м число перегородок равно 6 по табл. 2 [2] расстояние между перегородками будет равно, мм:

$$l_3 := 175$$

тогда максимальный пролет между трубной решеткой и ближайшей перегородкой будет равен, мм:

$$l_{1R} := \frac{(1500 - 5 \cdot 175)}{2} = 312.5 \quad (7.45)$$

Приведенная длина трубы, по формуле стр.17 [9], мм:

$$l_{пр} := \frac{l_{1R}}{3} = 104.167 \quad (7.46)$$

Внешний диаметр трубки равен, мм:

$$d_{внеш} := 25$$

Внутренний диаметр трубки равен, мм:

$$d_{внутр} := 16$$

Момент инерции поперечного сечения трубы, мм:

$$J_T := \frac{\pi \cdot (d_{внеш}^4 - d_{внутр}^4)}{64} = 1.596 \times 10^4 \quad (7.47)$$

Изгибающий момент, действующий на трубу по формуле 26 [9],

Н\*мм:

$$M_T := \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{пр}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = 1.264 \times 10^5 \quad (7.48)$$

Усилия в кожухе:

- усилие, распределенное по периметру кожуха по формуле 27 [9],

Н/мм:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot P_T - Q_n = -506.606 \quad (7.49)$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха по формуле 28 [9], (Н\*мм)/мм:

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_\phi \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_n + T_3 \cdot \beta \cdot M_n) - \frac{P_M}{2 \cdot \beta_1^2} = 432.963 \quad (7.50)$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух по формуле 29 [9]:

$$F_w := \pi \cdot D \cdot Q_K = -5.173 \times 10^5 \quad (7.51)$$

### 7.3.3 Расчетные напряжения в элементах конструкции

Принимаем трубную решетку, приваренную втавр к обечайке кожуха по [9]. Нагрузки на решетку представлены на рисунке 7.4. Расчетная схема решетки представлена на рисунке 7.5. Трубная решетка аппарата отмечена на рисунке 1 позицией номер 7. 6.

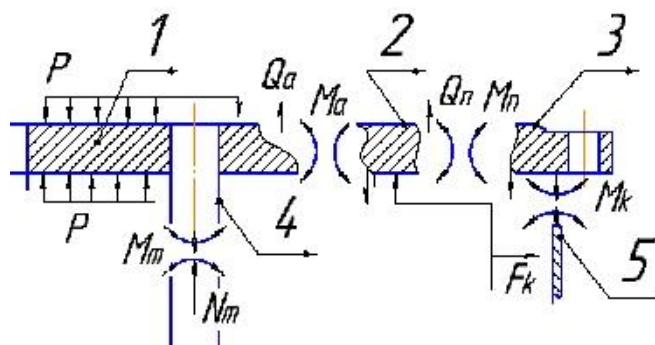


Рисунок 7.4 - Нагрузки на трубную решетку:

1 - центральная перфорированная часть; 2- кольцевая неперфорированная часть; 3 - фланец; 4 - трубы; 5 - корпус.



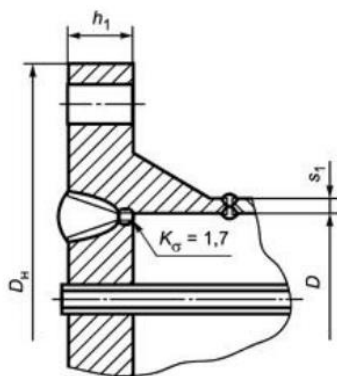


Рисунок 7.5 - Решётка, вваренная во фланец

$$s_p := s_{\text{реш}} = 48$$

Ширина тарелки фланца кожуха, мм:

$$b_1 := \frac{D_H - D}{2} = 102.5 \quad (7.52)$$

Принимаем толщину решетки в зоне кольцевой канавки равной толщине трубной решетки

$$s_{1p} := s_{\text{реш}} = 48$$

Определяем расчетные напряжения в трубных решетках

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом

- изгибные по формуле 30 [9]:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_n|}{(s_{1p} - c)^2} = 39.895 \quad \text{МПа} \quad (7.53)$$

- касательные по формуле 31 [9]:

$$\tau_{p1} := \frac{|Q_n|}{(s_{1p} - c)} = 13.813 \quad \text{МПа} \quad (7.54)$$

При

$$-1 \leq \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} \leq 1, \quad \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = 0.11$$

A - коэффициент , определяемый по табл. Г2 [9] в зависимости от  $\omega$  и

$m_A$

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = 0.11 \quad (7.55)$$

$$\omega = 2.144$$

$$A := 0.514$$

Максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки по формуле 34 [9], (Н\*мм)/мм:

$$M_{\max} := A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} = 2.449 \times 10^4 \quad (7.56)$$

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } |M_a| \leq M_{\max} \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov = "Условие выполняется"

Напряжения в перфорированной части трубной решетки

- изгибные по формуле 32 [9]:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)^2} = 360.478 \quad \text{МПа} \quad (7.57)$$

- касательные по формуле 33 [9]:

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)} = 86.186 \quad \text{МПа} \quad (7.58)$$

Определим напряжения в месте присоединения кожуха к решетке

- в направлении меридиональном по формулам 38,39 [9]:

мембранные

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_k|}{(s_1 - c)} = 144.745 \quad \text{МПа} \quad (7.59)$$

изгибные

$$\sigma_{\text{ух}} := \frac{6 \cdot |M_K|}{(s_1 - c)^2} = 212.063 \quad \text{МПа} \quad (7.60)$$

- в направлении окружном по формулам 40,41 [9]:  
 мембранные

$$\sigma_{M\varphi} := \frac{|p_M| \cdot a}{(s_1 - c)} = 46.429 \quad \text{МПа} \quad (7.61)$$

изгибные

$$\sigma_{\text{у}\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{\text{ух}} = 63.619 \quad \text{МПа} \quad (7.62)$$

Напряжения в трубах

- в направлении осевом по формулам 42,43 [9]:  
 мембранные

$$\sigma_{1T} := \frac{|N_T|}{\pi \cdot (d_T - s_T) \cdot s_T} = 111.324 \quad \text{МПа} \quad (7.63)$$

суммарные

$$\sigma_1 := \sigma_{1T} + \frac{d_T \cdot |M_T|}{2 \cdot J_T} = 210.318 \quad \text{МПа} \quad (7.64)$$

- в направлении окружном по формуле 44 [9]:

$$\sigma_{2T} := \frac{(d_T - s_T) \max(|p_T|, |p_M|, |p_T - p_M|)}{2 \cdot s_T} = 8.625 \quad \text{МПа} \quad (7.65)$$

### 7.3.4 Проверка прочности трубных решеток

Допускаемое напряжение для металла решетки 08X17H13M2T при температуре расчетной 300 °С по [3], МПа:

$$\sigma_{\text{др}} := 123$$

Проверка статической прочности

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \max(\tau_{p1}, \tau_{p2}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{\text{др}} \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov = "Условие прочности выполняется"

### 7.3.5 Проверка жесткости трубных решеток

По таблице 2 [9] принимаем допустимую величину прогиба трубной решетки

$$[W] := 0.9 \text{ мм}$$

$$W := \frac{1.2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q_n + T_2 \cdot \beta \cdot M_n| = 0.821 \text{ мм}$$

Prov :=  $\begin{cases} \text{"Условие жесткости выполняется"} & \text{if } W \leq [W] \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Prov = "Условие жесткости выполняется"

### 7.3.6 Расчет прочности и устойчивости кожуха

Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке по формуле 53 [9]:

$$\sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot \sigma \quad (7.66)$$

Допускаемое напряжение для материала корпуса 20К при расчетной температуре 300 °С по [3], МПа:

$$\sigma := 119$$

Prov :=  $\begin{cases} \text{"Условие статической прочности выполняется"} & \text{if } \sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot \sigma \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Prov = "Условие статической прочности выполняется"

### 7.3.7 Расчет труб на прочность, устойчивость и жесткость. Расчет крепления труб в решетке

Примем, что трубки крепятся в трубной решетке при помощи развальцовки. Расчетная схема крепления труб в трубной решетке представлена на рисунке 7.6.

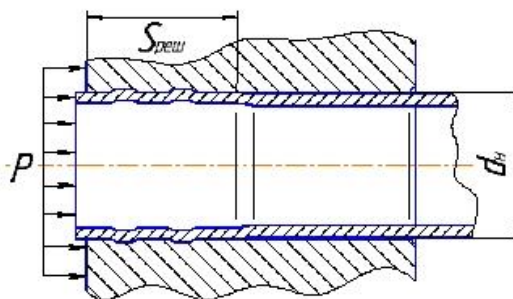


Рисунок 7.6 - Схема крепления труб в трубной решетке

Допускаемое напряжение для металла труб 08X17H13M2T при температуре расчетной 300 °С по [3] идентично напряжению допускаемому решетке, МПа:

$$\sigma_{дг} := \sigma_{др} = 123$$

Условие статической прочности труб:

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } (\max(\sigma_{1T}, \sigma_{2T}) \leq \sigma_{дг}) \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Prov = "Условие прочности выполняется"**

Поскольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичного сосуда, приведенного в [1], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчет на малоцикловую прочность по [1] не проводится.

$$s_{тв} := 2$$

Проверку на устойчивость, а также проверку жесткости труб проводят в случае, если  $N_T < 0$ .

$$N_T = 1.609 \times 10^4 \text{ Н}$$

Поэтому проверку на устойчивость и жесткость не проводим.

По приложению Е [3] для труб, завальцованных в пазы с двумя и более пазами:

$$[N]_{тр} := 0.8 \cdot \pi \cdot s_T \cdot (d_T - s_T) \cdot \min(\sigma_{дг}, \sigma_{др}) = 1.739 \times 10^4 \quad (7.67)$$

Условие крепления труб в трубной решетке

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } (|N_T| \leq [N]_{\text{тр}}) \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov = "Условие прочности выполняется"

#### 7.4 Расчет толщины стенки стандартной эллиптической крышки

Примем крышку для теплообменного аппарата эллиптическую. Эллиптическая крышка изображена на рисунке 7.1 под номером 5. Расчетная схема крышка изображена на рисунке 7.7

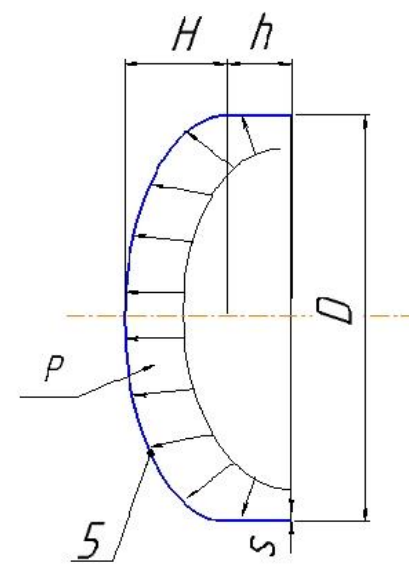


Рисунок 7.7 - Расчетная схема эллиптической крышки

Методика расчета толщины эллиптической крышки такая же, как и у расчета кожуха: определение минимальной толщины, которое выдержит крышка в рабочих условиях и условиях испытания

Глубина крышки по таблице 2 [4], мм:

$$H := 0.25 \cdot D = 81.25$$

Радиус кривизны стандартной эллиптической крышки по формуле 45 [4], мм:

$$R := \frac{D^2}{4 \cdot H} = 17.604 \quad (7.68)$$

Так как теплообменник горизонтальный, гидростатическим столбом жидкости можно пренебречь, тогда принимаем давление равным, МПа:

$$P := P_2 = 1.5$$

Давление гидроиспытаний, МПа:

$$P_{И} := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{Д20}}{\sigma} = 2.316 \quad (7.69)$$

Расчетная толщина стенки эллиптической крышки равна, мм:

$$s_{1p} := \max \left( \frac{P \cdot R}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma - 0.5 \cdot P}, \frac{P_{И} \cdot R}{1.8 \cdot \varphi \cdot \sigma_{И} - 0.5 \cdot P_{И}} \right) = 0.114 \quad (7.70)$$

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки с учетом суммы прибавок составляет по формуле 42 [4]:

$$s_1 := \text{ceil}(s_{1p} + c) = 3 \text{ мм} \quad (7.71)$$

Принимаем толщину стенки крышки, как и для кожуха, мм:

$$s_{1в} := 6$$

#### 7.4.1 Проверка условия прочности

Проверка условия прочности выполняются по формуле 44 [4]. Находим допускаемое внутреннее избыточное давление в рабочих условиях и условиях гидроиспытаний, МПа:

$$P_{Д} := \frac{2 \cdot (s_1 - c) \cdot \varphi \cdot \sigma}{R + 0.5 \cdot (s_1 - c)} = 43.04 \quad (7.72)$$

$$P_{ДИ} := \frac{1.8 \cdot (s_1 - c) \cdot \varphi \cdot \sigma_{И}}{R + 0.5 \cdot (s_1 - c)} = 64.94 \quad (7.73)$$

$$\text{Prov1} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \begin{cases} P < P_{ДИ} \\ P < P_{Д} \end{cases} \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Prov1 = "Условие выполняется"**

Принимаем по табл.1 [12] 2 эллиптические крышки типа

Крышка 325-6-81-ГОСТ 6533-78

При толщине стенки 6 мм обеспечивается прочность крышки как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

### 7.5 Проверка необходимости укрепления отверстий

В кожухотрубчатом теплообменнике имеются четыре отверстия под технологические штуцера. Расчет укрепления производится по принципу компенсации изъятого отверстием металла. Цель расчета необходимости укрепления отверстий заключается в определении предельного диаметра неукрепленного отверстия и сравнении его с расчетным диаметром отверстия. Если расчетный диаметр превышает предельный диаметр, то данное отверстие подлежит укреплению в целях компенсации возникающих напряжений в зоне отверстия. Укрепление следует производить по самому большому отверстию.

На рисунке 7.8 представлена расчетная схема укрепления отверстия.

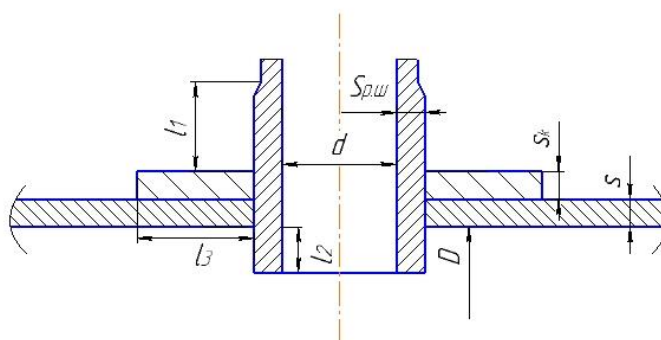


Рисунок 7.8 - Расчетная схема необходимости укрепления цилиндрической обечайки избыточной толщиной стенки штуцера и накладным кольцом

#### 7.5.1 Расчет параметров цилиндрической оболочки и штуцера

Расчетный диаметр аппарата вычисляется по формуле 3 [14]:

$$D_p := D = 325 \text{ мм} \quad (7.74)$$

Расчетный диаметр отверстия вычисляется по формуле 12 [14]:

$$d_p := d + 2 \cdot c = 105 \text{ мм} \quad (7.75)$$



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

Ширина зоны укрепления в переходах и днищах вычисляются по формуле:

$$l_p := \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 33.727 \text{ мм} \quad (7.76)$$

Проверка условий применения формул для расчета укрепления отверстий

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

**пров1 = "Условия применения формул выполняются"**

Расчетная толщина стенки обечайки по формуле 15 [14]:

$$s_{p.об} := \frac{P \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_d - P} = 2.061 \text{ мм} \quad (7.77)$$

Расчетная толщина стенки штуцера по [14]:

$$s_{p.шт} := \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_d - P} = 0.666 \text{ мм} \quad (7.78)$$

Исполнительная толщина стенки штуцера

$$s_o := \text{ceil}(s_{p.шт} + c) = 4 \text{ мм} \quad (7.79)$$

Принимаем

$$s_{p.шт} := 4 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия не требующего укрепления при наличии избыточной толщины стенки по формуле 26 [14]:

$$d_{0.ов} := 2 \cdot \left[ \left( \frac{s - c}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 60.57 \text{ мм} \quad (7.80)$$

### 7.5.2 Проверка условий расчета укреплений отверстий

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

провЗ = "требуется"

Принимаем исполнительную толщину накладного кольца по [15]:

$$s_K := 6_{\text{мм}}$$

Определим отношения допускаемых напряжений по [14] стр 7:

для внешней части штуцера

$$\sigma_{д1} := \sigma_{д}$$

$$\chi_1 := \min\left(1, \frac{\sigma_{д1}}{\sigma_{д}}\right) = 1$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_2 := \min\left(1, \frac{\sigma_{д1}}{\sigma_{д}}\right) = 1$$

для кольца накладного

$$\chi_3 := \min\left(1, \frac{\sigma_{д}}{\sigma_{д}}\right) = 1$$

### 7.5.3 Укрепление отверстия штуцером:

Расчетная длина штуцера по формуле 17 [14]:

$$l_{1p} := \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s - c)} = 19.17 \text{ мм} \quad (7.81)$$

$$l_{2p} := 0.5 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s - 2c)} = 5.123 \text{ мм} \quad (7.82)$$

Принимаем

$$l_1 := 20_{\text{мм}}$$

$$l_2 := 5_{\text{мм}}$$

Расчетная ширина накладного кольца для штуцера по формуле 22

[14]:

$$l_{3p} := \sqrt{D_p \cdot (s + s_K - c)} = 55.565 \text{ мм} \quad (7.83)$$

Принимаем ширину кольца равной

$$l_3 := 60_{\text{мм}}$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления по формуле 24 [14]:

$$d_{o,p} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 13.491 \quad (7.84)$$

#### 7.5.4 Проверка условия укрепления отверстия

Проверка условия укрепления отверстия

Проверка условия укрепления одиночного отверстия выполняется по формуле 28 [14]:

$$\begin{aligned} A_p &:= 0.5 \cdot (d_p - d_{o,p}) \cdot s_p = 94.315 \text{ мм}^2 \\ O_{ne} &:= l_{1p} \cdot (s_o - s_{p,ш} - c) \cdot \chi_1 \\ T_{wo} &:= l_{2p} \cdot (s_o - c - c) \cdot \chi_2 \\ T_{hree} &:= l_{3p} \cdot s_k \cdot \chi_3 + l_p \cdot (s - s_p - c) \\ \Sigma &:= O_{ne} + T_{wo} + T_{hree} \end{aligned} \quad (7.85)$$

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

**Prov2 = "Условие укрепления отверстия выполняются"**

Допускаемое внутреннее избыточное давление для штуцера:

Коэффициент понижения прочности по формуле 32 [14]:

$$K1 := 1$$

$$W := 1 + \frac{l_{1p} \cdot (s_o - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot s_k \cdot \chi_2 + l_{3p} \cdot (s_k - c - c) \cdot \chi_3}{l_p \cdot (s - c)} \quad (7.86)$$

$$V := \min \left( 1, \frac{W}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_p - d_0}{l_p} + K1 \cdot \frac{d + 2 \cdot c}{D_p} \cdot \frac{\phi}{\phi} \cdot \frac{l_{1p}}{l_p}} \right) = 1 \quad (7.87)$$

#### 7.5.5 Проверка условия прочности для одиночного отверстия

Находим допускаемое избыточное давление для рабочих условий испытания по формуле 31 [14]:

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		67

$$P_{гор} := \frac{2 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi \cdot \sigma_D \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 2.536 \text{ МПа} \quad (7.88)$$

$$P_{горИ} := \frac{1.8 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{20} \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 2.819 \text{ МПа} \quad (7.89)$$

Условие прочности для одиночного отверстия:

$$p_{И} := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_D} = 2.316 \text{ МПа} \quad (7.90)$$

Prov2 := 

"Условие прочности выполняется"	if	P < Pгор
		pИ < PгорИ
"Условие прочности НЕ выполняется"		otherwise

**Prov2 = "Условие прочности выполняется"**

В результате проектного расчёта необходимости укрепления отверстия цилиндрической обечайки, нагруженной внутренним давлением, получены следующие значения:

- расчетный диаметр отверстия

$$d_p = 105 \text{ мм}$$

- расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего укрепления при наличии избыточной толщины стенки

$$d_0 = 60.5 \text{ мм.}$$

Так как условие  $d_p \leq d_0$  не выполняется, отверстие было дополнительно укреплено накладным кольцом толщиной 6 мм. После укрепления отверстия проверка на рабочие условия и на условия испытания аппарата показала, что полученные и использованные значения толщин стенок удовлетворяют заданным условиям эксплуатации:

$$P < P_{гор}$$

$$p_{И} < P_{горИ}$$

## 7.6 Расчет фланцевого соединения

Целью расчета фланцевого соединения является подбором такого типа фланца и прокладки, при которых выполняются условия герметизации фланцевого соединения и прочность в рабочих условиях и в условиях испытания. В качестве критериев надежности выступают прочность и герметичность.

Фланец изображен на рисунке 7.1 под номером 4. Расчетная схема фланца изображена на рисунке 7.9.

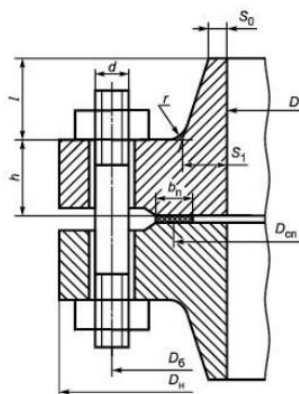


Рисунок 7.9 - Расчетная схема фланцевого соединения

Для условных давлений среды 1,5 МПа согласно прил. А [16] рекомендуется применять гладкие фланцы

Принимаем фланец типа 1 по табл.21.12 [8] с наружным диаметром равным:

$$D_{\text{н}} := 460 \text{ мм}$$

С диаметром болтовой окружности равным:

$$D_{\text{б}} := 410 \text{ мм}$$

С диаметром шпильки равным:

$$d := 20 \text{ мм}$$

Принимаем толщину фланца

$$h := 28 \text{ мм}$$

Меньшую толщину конической втулки

$$S_0 := 15 \text{ мм}$$

Большую толщину конической втулки

$$S_1 := 30 \text{ мм}$$

Длину конической втулки приварного встык фланца

$$l_w := 46 \text{ мм}$$

Выбираем прокладку типа А по табл.3 [13] с наружным диаметром равным:

$$D_{\text{шп}} := 382 \text{ мм}$$

с шириной равной:

$$b_{\text{п}} := 32 \text{ мм}$$

с толщиной равной:

$$h_{\text{п}} := 2 \text{ мм}$$

Согласно рекомендациям по табл.21.14 [8] :

Материал обечаяк и фланцев - сталь 20 К

Материал шпилек - сталь 25Х1МФ

Материал прокладки - паронит ПОН.

### 7.6.1 Основные расчетные значения

Расчетные температуры

- расчетная температура неизолированных приварных встык фланцев по табл. В1 [16]

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t \quad (7.91)$$

$$t_{\phi} = 288 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- расчетная температура шпилек по табл. В1 [16]

$$t_{\sigma} := 0.85 \cdot t \quad (7.92)$$

$$t_{\sigma} = 255 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		70

Допускаемые напряжения для шпилек из стали 25Х1МФ по таблице

Г1 [16]

$$t := \begin{pmatrix} 250 \\ 300 \end{pmatrix}$$

$$\sigma := \begin{pmatrix} 210 \\ 199 \end{pmatrix}$$

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

$$\sigma_{д.б} = 208.9 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для шпилек из стали 25Х1МФ при расчетной температуре по таблице Ж1 [16]

$$t := \begin{pmatrix} 200 \\ 300 \end{pmatrix}$$

$$E_б := \begin{pmatrix} 2.08 \cdot 10^5 \\ 2.02 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

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

$$E_б = 2.047 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для шпилек при  $t = 20$  °С по табл. Г [16]

$$\sigma_{20б} := 238 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для шпилек при температуре испытания  $20$  °С по таблице Ж1 [16]

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

Коэффициент линейного расширения стали 25Х1МФ при  $t = 20-400$  °С по таблице Ж2 [16]

$$\alpha_б := 13.9 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}}$$

Допускаемые напряжения для фланцев и обечаек стали 20 К по [3]

$$t := \begin{pmatrix} 250 \\ 300 \end{pmatrix}$$

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		71

$$\sigma := \begin{pmatrix} 132 \\ 119 \end{pmatrix}$$

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

$$\sigma = 122.12 \text{ МПа}$$

Так как фланцы изготавливается из листового проката

$$\eta := 1$$

$$\sigma_{\text{д.}\phi} := \eta \cdot \sigma \quad (7.93)$$

$$\sigma_{\text{д.}\phi} = 122.12 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для фланцев из стали 20 К при расчетной температуре по [3]

$$t := \begin{pmatrix} 250 \\ 300 \end{pmatrix}$$

$$E := \begin{pmatrix} 1.76 \cdot 10^5 \\ 1.71 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E := \text{linterp}(t, E, t_{\phi})$$

$$E = 1.722 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 20К при  $t = 20^{\circ}\text{C}$  по [3]

$$\sigma_{20} := 147 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{д}20} := \eta \cdot \sigma_{20} \quad (7.94)$$

$$\sigma_{\text{д}20} = 147 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для стали 20К при температуре испытания  $20^{\circ}\text{C}$  по [3]

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

Коэффициент линейного расширения стали 20 К при  $t = 20 - 300^{\circ}\text{C}$  по

[3]

$$\alpha_{\phi} := 13.1 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}}$$

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		72



Номинальное допускаемое напряжение для шпилек из стали 25Х1МФ при  $t = 20^{\circ}\text{C}$  по таблице Г1 [16]

$$\sigma_{\text{дбн}} := \sigma_{206} = 238 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения для шпилек из стали 25Х1МФ при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания вычисляются по формулам Г3 и Г4 [16]:

$$\sigma_{\text{дбм}} := \xi \cdot K_{\text{у.р.р}} \cdot K_{\text{у.з}} \cdot K_{\text{у.т}} \cdot \sigma_{\text{дбн}} = 285.6 \text{ МПа} \quad (7.95)$$

$$\sigma_{\text{дбр}} := \xi \cdot K_{\text{у.р.и}} \cdot K_{\text{у.з}} \cdot K_{\text{у.т}} \cdot \sigma_{\text{дбн}} = 385.56 \text{ МПа} \quad (7.96)$$

Коэффициент условий работы:

$$\xi := 1.2$$

- для рабочих условий

$$K_{\text{у.р.р}} := 1$$

- для условий испытания

$$K_{\text{у.р.и}} := 1.35$$

Коэффициент условий при обычной неконтролируемой затяжке:

$$K_{\text{у.з}} := 1$$

Коэффициент нагрузки от температурных деформаций при расчете фланцев

$$K_{\text{у.т}} := 1.0$$

### 7.6.2 Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения

Эффективная ширина плоской прокладки по формуле 5 [16]

$$b_0 := 3.8 \cdot \sqrt{b_{\text{п}}} = 21.496 \text{ мм} \quad (7.97)$$

Расчетный диаметр плоской прокладки по формуле 7 [16]

$$D_{\text{сп}} := D_{\text{нп}} - b_0 = 360.504 \text{ мм} \quad (7.98)$$

Характеристики прокладки по таблице И1 [16]

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		73

Прокладочный коэффициент

$$m := 2.5$$

Удельное давление для обжатия прокладки

$$q_{\text{обж}} := 20 \text{ МПа}$$

Допустимое удельное давление

$$q_d := 130 \text{ МПа}$$

Коэффициент для обжатия прокладки

$$K_{\text{обж}} := 0.9$$

Модуль условного сжатия прокладки

$$E_{\text{II}} := 0.02 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке по формуле 8 [16], Н:

$$P_{\text{обж}} := 0.5 \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot q_{\text{обж}} = 2.435 \times 10^5 \quad (7.99)$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения по формуле 9 [16], Н:

$$R_{\text{II}} := \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P = 9.13 \times 10^4 \quad (7.100)$$

### 7.6.3 Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

Площадь поперечного сечений шпилек по приложению Д [16]

$$f_{\text{б}} := 225 \text{ мм}^2$$

Суммарная площадь сечения шпилек по нагруженному сечению наименьшего диаметра или внутреннему диаметру резьбы по формуле 10 [16]

$$A_{\text{б}} := n \cdot f_{\text{б}} = 2.7 \times 10^3 \text{ мм}^2 \quad (7.101)$$

Равнодействующая нагрузка от давления по формуле 11 [16]

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		74

$$Q_{\text{д}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{сп}}^2 \cdot P = 1.531 \times 10^5 \text{ Н} \quad (7.102)$$

#### 7.6.4 Податливость прокладки и шпилек

Податливость прокладки по формуле К.1 [16]

$$y_{\text{п}} := \frac{h_{\text{п}} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\text{п}} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} = 2.483 \times 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{Н}} \quad (7.103)$$

Расстояние между опорными поверхностями гаек принимаем

$$L_{\text{б0}} := 110_{\text{мм}}$$

Эффективная длина шпильки при определении податливости по стр.32 [16]

$$L_{\text{б}} := L_{\text{б0}} + 0.56 \cdot d = 121.2 \text{ мм} \quad (7.104)$$

Податливость болтов по формуле К.2 [16]

$$y_{\text{б}} := \frac{L_{\text{б}}}{E_{206} \cdot A_{\text{б}}} = 2.088 \times 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}} \quad (7.105)$$

#### 7.6.5 Расчетные параметры и угловая податливость фланцев

- параметр длины обечайки по формуле К.3 [16]

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} = 69.821 \text{ мм} \quad (7.106)$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру по формуле К.4 [16]

$$K_{\text{фл}} := \frac{D_{\text{н}}}{D} = 1.415 \quad (7.107)$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца по формулам К.5 - К.8 [16]

$$\beta_{\text{T}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.746 \quad (7.108)$$

$$\beta_{\text{U}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 6.33 \quad (7.109)$$

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		75

$$\beta_Y := \frac{1}{(K - 1)} \left[ 0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 5.809 \quad (7.110)$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 2.993 \quad (7.111)$$

- коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами по графикам К2-К4 [16]

$$\beta_F := 0.67$$

$$\beta_V := 0.12$$

$$f := 1.2$$

$$\beta_{\text{www}} := \frac{S_1}{S_0} = 2 \quad (7.112)$$

$$x := \frac{1}{\sqrt{D \cdot S_0}} = 0.659 \quad (7.113)$$

- коэффициент  $\lambda$  по формуле К.11 [16]

$$\lambda_{\text{www}} := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 0.753 \quad (7.114)$$

Угловая податливость фланца при затяжке по формуле К.12 [16]

$$y_\Phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 4.638 \times 10^{-11} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{мм}} \quad (7.115)$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками по формуле К.18 [16]

$$C_F := \max \left( 1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_6}{n}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5}}} \right) = 1.057 \quad (7.116)$$

Приведенный диаметр приварного встык фланца по формуле К.19 [16]

при

$$D \geq 20 \cdot S_1$$

$$D_{\text{пр}} := D = 325$$

### 7.6.6 Плечи действия сил и коэффициенты жесткости

Плечо действия усилий в шпильках для приварных встык и плоских фланцев по формуле E.1 [16]

$$b := 0.5(D_6 - D_{\text{сп}}) = 24.748 \text{ мм} \quad (7.117)$$

Коэффициент  $\zeta$  находим по формуле E.6 [16]

$$\zeta := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.468 \quad (7.118)$$

Эквивалентная толщина плоских фланцев по формуле E.5 [16]

$$S_9 := \zeta \cdot S_0 = 22.015 \text{ мм} \quad (7.119)$$

Плечо усилия от действия давления на фланец для всех типов фланцев по формуле E.4 [16]

$$e_{\text{в}} := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D - S_9) = 6.745 \text{ мм} \quad (7.120)$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев по формуле E.8 [16]

$$\gamma := \frac{1}{y_{\text{п}} + y_6 \cdot \frac{E_{206}}{E_6} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}} \cdot \frac{E_{20}}{E}} = 3.228 \times 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \quad (7.121)$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой для приварных встык фланцев с плоскими прокладками по формуле E.11 [16]

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\text{п}} - 2 \cdot e \cdot y_{\text{ф}} \cdot b}{y_{\text{п}} + y_6 + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}}} = 0.968 \quad (7.122)$$

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, в соединениях с приварными встык и плоскими фланцами по формуле 13 [16]

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		77

$$Q_t := \gamma \cdot [2\alpha_{\phi} \cdot h \cdot (t_{\phi} - 20) - 2\alpha_{\sigma} \cdot h \cdot (t_{\sigma} - 20)] = 4.416 \times 10^4 \text{ Н} \quad (7.123)$$

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

$$P_{\sigma 1} := \max \left[ \begin{array}{l} \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} \\ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} - Q_t \end{array} \right] = 2.395 \times 10^5 \text{ Н} \quad (7.124)$$

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

$$P_{\sigma 2} := \max [ (P_{\text{обж}}), 0.4 \cdot A_{\sigma} \cdot \sigma_{20\sigma} ] = 2.57 \times 10^5 \text{ Н} \quad (7.125)$$

Расчетная нагрузка на шпильки фланцевых соединений при затяжке фланцевого соединения по формуле 17 [16]

$$P_{\sigma M} := \max (P_{\sigma 1}, P_{\sigma 2}) = 2.57 \times 10^5 \text{ Н} \quad (7.114)$$

Расчетная нагрузка на шпильки фланцевых соединений в рабочих условиях по формуле 18 [16]

$$P_{\sigma p} := P_{\sigma M} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t = 3.061 \times 10^5 \text{ Н} \quad (7.126)$$

#### 7.6.7 Проверка прочности шпилек и прокладки

Расчетные напряжения в шпильках

- при затяжке по формуле 19 [16]

$$\sigma_{\sigma 1} := \frac{P_{\sigma M}}{A_{\sigma}} = 95.2 \text{ МПа} \quad (7.127)$$

- в рабочих условиях по формуле 20 [16]

$$\sigma_{\sigma 2} := \frac{P_{\sigma p}}{A_{\sigma}} = 113.382 \text{ МПа} \quad (7.128)$$

Проверка условий прочности шпилек при затяжке и в рабочих условиях по формулам 21,22 [16]

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		

$$Usl\_1 := \begin{cases} \text{"Условия при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{б1} > \sigma_{дбм} \\ \text{"Условия в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{б2} > \sigma_{дбр} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Usl\_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$

Удельное давление на прокладку

$$q := \frac{\max(P_{бм}, P_{бр})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 8.447 \text{ МПа} \quad (7.129)$$

Условие прочности прокладки

$$Usl\_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Usl\_2 = \text{"Условие прочности прокладки выполняется"}$

### 7.6.8 Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на приварной встык фланец или плоский фланец при затяжке по формуле 24 [16]

$$M_M := C_F \cdot P_{бм} \cdot b = 6.726 \times 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (7.130)$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях по формуле 26 [23]

$$M_p := C_F \cdot \max[P_{бр} \cdot b + (Q_d) \cdot e, |Q_d| \cdot e] = 9.103 \times 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (7.131)$$

### 7.6.9 Расчетные напряжения во фланце при затяжке

- меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца по формулам 28,29 [16]

для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_1$

$$\sigma_{1M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_1 - c_o)^2 \cdot D_{пр}} = 36.34 \text{ МПа} \quad (7.132)$$

для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_0$

$$\sigma_{0M} := \sigma_{1M} \cdot f = 43.607 \text{ МПа} \quad (7.133)$$

- напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в условиях затяжки по формулам 31,32 [16]

- радиальное напряжение

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 47.58 \text{ МПа} \quad (7.134)$$

- окружное напряжение

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} = 10.937 \text{ МПа} \quad (7.135)$$

### 7.6.10 Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

- меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_1$  по формуле 34 [16]

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S_1 - c_0)^2 \cdot D_{пр}} = 49.179 \text{ МПа} \quad (7.136)$$

- меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_0$  по формуле 35 [16]

$$\sigma_{0p} := \sigma_{1p} \cdot f = 59.015 \text{ МПа} \quad (7.137)$$

- меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца по формулам 37,38 [16]

для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_1$

$$\sigma_{P1MM} := \max \left[ \frac{Q_d + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_1) \cdot (S_1 - c_0)}, \frac{Q_d + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_1) \cdot (S_1 - c_0)} \right] = 4.992 \text{ МПа} \quad (7.138)$$

для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_0$

$$\sigma_{P0MM} := \max \left[ \frac{Q_d + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)}, \frac{Q_d + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)} \right] = 11.467 \text{ МПа} \quad (7.139)$$



Окружные мембранные напряжения от действия давления во втулке приварного встык фланца в сечении  $S_0$  вычисляются по формуле 39 [16]

$$\sigma_{Ромо} := \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S_0 - c_o)} = 19.5 \text{ МПа} \quad (7.140)$$

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

- радиальное напряжение по формуле 40 [16]

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 64.391 \text{ МПа} \quad (7.141)$$

- окружное напряжение по формуле 41 [16]

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = 14.801 \text{ МПа} \quad (7.142)$$

#### 7.6.11 Проверка условий статической прочности фланцев

Расчет производится по формулам 43 - 46 [16]

При расчете с учетом стесненности температурных деформаций.

$$K_T := 1.0$$

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений и допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений рассчитываем в соответствии с п.8.10 [3]

$$\sigma_{д.м} := 1.5 \cdot \sigma = 183.18 \text{ МПа} \quad (7.143)$$

$$\sigma_{д.р} := 3 \cdot \sigma = 366.36 \text{ МПа} \quad (7.144)$$

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_1$   
- в рабочих условиях

$$\sigma_{Pmax} := \max \left( \left( \begin{array}{c} |\sigma_{1p} - \sigma_{P1MM} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{1p} - \sigma_{P1MM} + \sigma_{Tp}| \\ |\sigma_{1p} + \sigma_{P1MM}| \end{array} \right) \right)$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях в сечении  $S_1$

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

**Usl\_1 = "Условия прочности выполняются"**

- при затяжке

$$\sigma_{3max} := \max(|\sigma_{1M} + \sigma_{RM}|, |\sigma_{1M} + \sigma_{TM}|)$$

Проверка условий прочности при затяжке в сечении  $S_1$

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

**Usl\_1 = "Условия прочности выполняются"**

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_0$

- в рабочих условиях

$$Q := |\sigma_{0p} - \sigma_{P0MM}|$$

$$R := |0.3 \cdot \sigma_{0p} + \sigma_{P0MO}|$$

$$W := |\sigma_{0p} + \sigma_{P0MM}|$$

$$T := |0.7 \cdot \sigma_{0p} - (\sigma_{P0MM} - \sigma_{P0MO})|$$

$$e := |0.3 \cdot \sigma_{0p} - \sigma_{P0MO}|$$

$$Y := |0.7 \cdot \sigma_{0p} + (\sigma_{P0MM} - \sigma_{P0MO})|$$

$$\sigma_{Pmax.3} := \max(Q, W, e, R, T, Y) = 70.482$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях в сечении  $S_0$

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{Pmax.3} \leq 1.3 \cdot \sigma_{д.Р} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Usl\_1 = "Условия прочности выполняются"**

- при затяжке

Проверка условий прочности при затяжке в сечении  $S_0$

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

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

Для фланцев всех типов в сечении  $S_0$  должно выполняться условие по формуле 53 [16]

Проверка условий для фланцев всех типов в сечении  $S_0$

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{POM0}|, |\sigma_{POMM}|) \leq \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

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

Для тарелок приварных встык фланцев должны выполняться условия:

- при затяжке по формуле 54 [16]

Проверка условий для тарелок приварных встык фланцев при затяжке

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

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

- в рабочих условиях по формуле 55 [16]

Проверка условий для тарелок приварных встык фланцев в рабочих условиях

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

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

### 7.6.12 Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца по формуле 58 [16]

$$\Theta := M_p \cdot y_f \cdot \frac{E_{20}}{E} = 4.879 \times 10^{-4} \text{ рад} \quad (7.145)$$

Допустимый угол поворота приварного встык фланца

$$D := \begin{pmatrix} 400 \\ 2000 \end{pmatrix}$$

$$\Theta_D := \begin{pmatrix} 0.006 \\ 0.013 \end{pmatrix}$$

$$\Theta_D := \text{linterp}(D, \Theta_D, 1000)$$

$$\Theta_D = 8.625 \times 10^{-3} \text{ рад} \quad (7.146)$$

$$Us1\_P := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > 1.3 \cdot \Theta_D \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > \Theta_D \\ \text{"Условие поворота фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Us1\_P = "Условие поворота фланца выполняется"**

### 7.6.13 Расчет элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость

Поскольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичных элементов фланцевого соединения, приведенного в [8], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчет на малоцикловую прочность по [11] не проводится.

Вывод: определили геометрические размеры фланцевого соединения ( $D_H=460$  мм;  $D_6=410$  мм;  $h=28$  мм), а так же размеры шпилек ( $d=20$  мм;  $l_B=125$  мм) и количество шпилек ( $n= 12$  штук). Условие статической прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются. Условие поворота плоского фланца выполняется. Условие прочности прокладки выполняется. Условие прочности выполняется.

### 7.7 Расчет массы аппарата

Исходные данные для расчета массы аппарата

Наружный диаметр корпуса, м

$$D_{\text{Н}} := 0.325$$

Внутренний диаметр аппарата, м

$$D_{\text{ВК}} := 0.313$$

Внутренний диаметр крышки, м

$$D_{\text{кр}} := 0.313$$

Внутренний диаметр труб, м

$$D_{\text{вт}} := 0.021$$

Наружный диаметр труб, м

$$D_{\text{нт}} := 0.025$$

Плотность среды, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_c := 995.7$$

Толщина стенок труб, м

$$s_{\text{т}} := 0.002$$

Толщина стенки корпуса, м

$$s_{\text{корп}} := 0.006$$

Прибавка на коррозию, м

$$c := 0.0025$$

Длина корпуса, м

$$L_{\text{корп}} := 1.716$$

Длина труб, м

$$L_{\text{труб}} := 1.5$$

Длина распределительной камеры, м

$$L_{\text{к}} := 0.5$$

Количество труб

$$n := 62$$

Ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

$$g := 9.81$$

Плотность стали, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{\text{мет}} := 7800$$

Толщина трубной решетки, м

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		85

$$s_{\text{тр}} := 0.028$$

Диаметр трубной решетки, м

$$D_{\text{т.р1}} := 0.325$$

Вес корпуса аппарата:

$$G_{\text{корп}} := \pi \cdot \left( \frac{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вк}}^2}{4} \right) \cdot L_{\text{корп}} \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 789.537 \text{ Н} \quad (7.146)$$

Вес распределительной камеры аппарата:

$$G_{\text{кам}} := \pi \cdot \left( \frac{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вк}}^2}{4} \right) \cdot L_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 230.052 \text{ Н} \quad (7.148)$$

Вес трубного пучка:

$$G_{\text{труб.п}} := \pi \cdot \left( \frac{D_{\text{нт}}^2 - D_{\text{вт}}^2}{4} \right) \cdot L_{\text{труб}} \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g \cdot n = 1.028 \times 10^3 \text{ Н} \quad (7.149)$$

Вес трубной решетки:

$$G_{\text{труб.р}} := \pi \cdot \left( \frac{D_{\text{т.р1}}^2 - n \cdot D_{\text{нт}}^2}{4} \right) \cdot s_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 112.532 \text{ Н} \quad (7.150)$$

По (12) вес эллиптической крышки:

$$G_{\text{э.к.}} := 55.5 \text{ кг}$$

Вес пустого аппарата:

Принимаем, что фланцы, патрубки и пр. составляют 30% массы аппарата

$$G_{\text{ап1}} := (2G_{\text{э.к.}} + 2G_{\text{труб.р}} + G_{\text{корп}} + G_{\text{кам}} + G_{\text{труб.п}}) \cdot 1.3 = 3.099 \times 10^3 \text{ Н} \quad (7.151)$$

Вес жидкости в аппарате:

Вес жидкости внутри аппарата при гидроиспытаниях:

$$G_{\text{жид1}} := \left[ \pi \cdot \frac{D_{\text{вк}}^2}{4} \cdot (L_{\text{корп}} + L_{\text{к}}) \right] \cdot \rho_{\text{с}} \cdot g = 1.666 \times 10^3 \text{ Н} \quad (7.152)$$

Вес аппарата при гидроиспытаниях:

$$G_{\text{ап2}} := G_{\text{ап1}} + G_{\text{жид1}} = 4.765 \times 10^3 \text{ Н} \quad (7.153)$$

Нагрузка от собственной массы:

$$F_{\text{св}} := G_{\text{ап2}} = 4.765 \times 10^3 \text{ Н} \quad (7.154)$$

Переводим нагрузку в МН:

$$F1 := \frac{F}{1000000} = 4.765 \times 10^{-3} \text{ МН} \quad (7.155)$$

### 7.8 Расчёт обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор.

Целью расчета является проверка несущей способности корпуса аппарата от воздействия опорной нагрузки от рабочего веса аппарата, а также подбор седловых опор на основе рассчитанной максимальной массы кожухотрубчатого теплообменника. В расчете определяется необходимость подкладного листа.

Седловая опора изображена на рисунке 7.1 под номером 3. Расчетная схема опоры изображена на рисунке 7.10

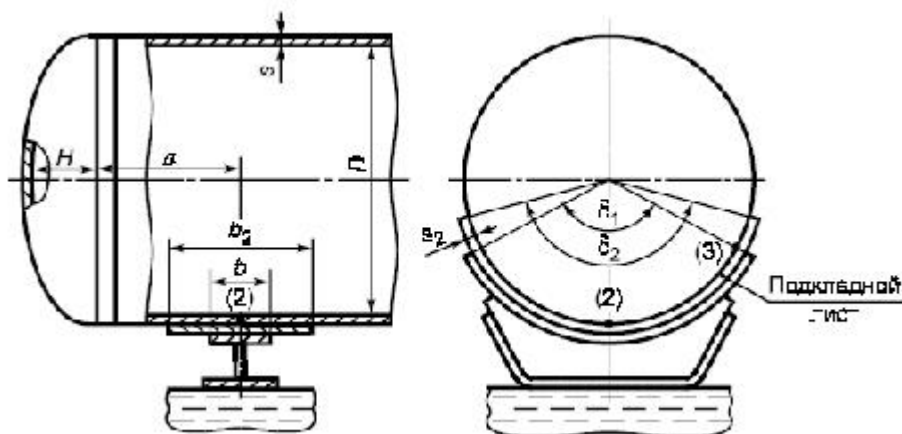


Рисунок 7.10 - Расчетная схема седловой опоры

Исходные данные для расчета обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор:

Аппарат изготовлен из стали 20К

Плотность материала, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho := 7800$$

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

$$H := 81$$

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

$$L := 1550$$

Внутренний диаметр цилиндрической обечайки или выпуклого днища, мм;

$$D := 325$$

Внутреннее избыточное или наружное давление, МПа

$$p_{\text{rab}} := 1.5$$

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

$$\phi := 1$$

Модуль продольной упругости при расчетной температуре, МПа

$$E := 1.71 \times 10^5$$

Ширина седловой опоры [17], мм;

$$b := 250$$

Исполнительная толщина подкладного листа, мм;

$$s_2 := 12$$

Ширина подкладного листа, мм;

$$b_2 := 360$$

$$\sigma_t := 119$$

Допускаемое напряжение при расчетной температуре, МПа;

Предел текучести при расчетной температуре, МПа;

$$\sigma_T := 179$$

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		88



Допускаемое напряжение при температуре 20 °С, МПа;

$$\sigma_{20} := 147$$

Длина выступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища, мм;

$$a := 400$$

Длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда [17], мм;

$$e := a + H = 481$$

Расчетная температура в аппарате, °С;

$$t_{\text{rab}} := 300$$

Сумма прибавок к расчетной толщине стенки, мм;

$$c := 2.5$$

Угол охвата седловой опоры [17], °;

$$\delta_1 := 120\text{-deg}$$

Угол охвата сосуда подкладным листом, °.

$$\delta_2 := 140\text{-deg}$$

В качестве основной расчётной схемы принимаем цилиндрический сосуд постоянного сечения симметрично опёртый на две опоры.

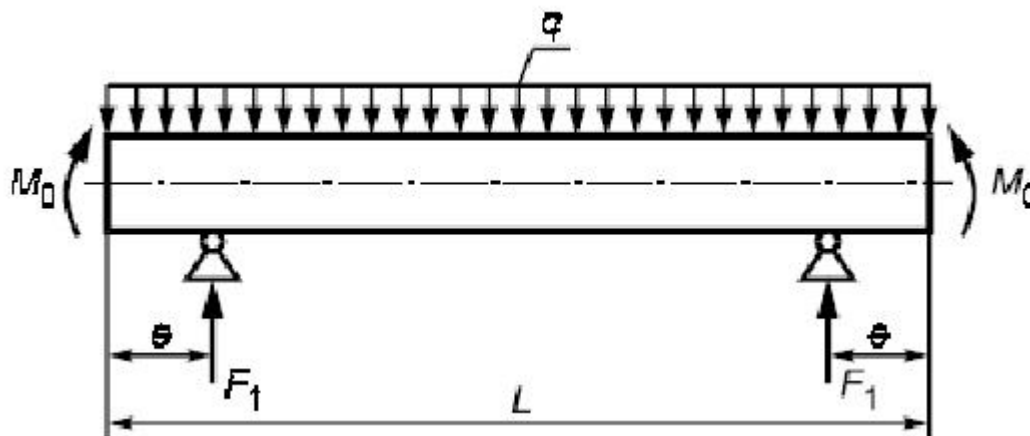


Рисунок 7.11 - Расчетная схема определения усилий

Допускаемое напряжение при расчетной температуре:

Принимаем по [3] при расчётной температуре  $t=300$  °С

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

$$\sigma_d = 119 \text{ МПа}$$

Расчётное давление:

$$p := p_{\text{rab}}$$

$$p = 1.5 \text{ МПа}$$

Исполнительная толщина стенки по [4]

$$s_r := \frac{p \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_d - p} = 2.061 \text{ мм} \quad (7.156)$$

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

$$s = 4 \text{ мм}$$

Принимаем

$$s_{\text{нн}} := 6 \text{ мм}$$

Вес аппарата при гидроиспытаниях :

$$G_{\text{ап2}} = 4.765 \times 10^3 \text{ Н}$$

Площадь эллиптической крышки:

$$A_k := 1.24 \cdot D = 403 \text{ мм}$$

Проверка применимости формул [17]:

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

**Prov = "Формулы применимы"**

Распределенную нагрузку и изгибающий момент, действующие на обечайку по приведенной на рис. 2.9, вычисляют по формулам 30, 31 [17]:

$$H = 81 \text{ мм}$$

$$q_w := \frac{G_{ap2}}{L + \frac{4 \cdot H}{3}} = 2.874 \frac{H}{mm} \quad (7.157)$$

$$M_0 := q \cdot \frac{D^2}{16} = 1.897 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (7.158)$$

Опорное усилие вычисляют по формуле 33 [17]:

$$F_1 := \frac{G_{ap2}}{2} = 2.382 \times 10^3 \text{ Н} \quad (7.159)$$

Моменты над опорой вычисляют по формуле 34 [17]:

$$M_1 := \frac{q \cdot e^2}{2} - M_0 = 3.135 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (7.160)$$

$$M_2 := M_1 = 3.135 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Максимальный момент между опорами вычисляют по формуле 35 [17]

$$M_{12} := M_0 + F_1 \cdot \left( \frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + \frac{2}{3} \cdot H \right)^2 = -7.513 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (7.161)$$

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой вычисляют по формуле 36 [17]:

$$Q_1 := \frac{L - 2 \cdot a}{L + \frac{4}{3} \cdot H} \cdot F_1 = 1.078 \times 10^3 \text{ Н} \quad (7.162)$$

Условие проверки несущей способности обечайки в сечении между опорами по формуле 40 [17]:

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

**Пров<sub>нес.сп.</sub> = "Проверка не требуется"**

Следовательно, несущую способность обечайки в сечении между опорами проверять не следует

### 7.8.1 Проверка несущей способности обечайки, неукреплённой кольцами жесткости в области опорного узла

Параметр, определяемый расстоянием до днища, вычисляют по формуле 45 [17]:

$$\gamma_{ww} := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{(s-c)}{D}} = 0.361 \quad (7.163)$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле 46 [17]:

$$\beta_{1w} := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s-c)}} = 6.745 \quad (7.164)$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба, действующие в области опорного узла, вычисляют по формуле 55 [17]:

$$\sigma_{mx} := \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D^2 \cdot (s-c)} = 1.08 \text{ МПа} \quad (7.165)$$

Проверка несущей способности обечайки

$u := 2$

для подкладного листа по формуле 61 [17]:

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

$$b_w := \begin{cases} b & \text{if } u=1 \\ b_2 & \text{if } u=2 \end{cases} \quad (7.166)$$

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

Условие прочности по формуле 56 [17]:

$$F_1 \leq \min(F_{d2}, F_{d3})$$

$$\sigma_{ij} = K_1 \cdot K_2 \cdot \sigma_d \quad (7.167)$$

- допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении.  $F_{d2}$

- допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении  $F_{d3}$

Пределные напряжения изгиба  $\sigma_{i2}$ ,  $\sigma_{i3}$ :

Коэффициенты для определения

при  $\sigma := 2$  для рабочих условий

$$K_2 := \begin{cases} 1.25 & \text{if } \sigma = 1 \\ 1.05 & \text{if } \sigma = 2 \end{cases} \quad (7.168)$$

для условий испытания

$$K_2 = 1.05$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры

$$K_{10} := \max\left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0.25\right) = 0.25 \quad (7.169)$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \delta}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.851 \quad (7.170)$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.425 \quad (7.171)$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta}} = 0.925 \quad (7.172)$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \sqrt{\frac{D}{w}} \cdot \frac{b}{D} \cdot \delta} = 0.172 \quad (7.156)$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата

$$K_{13} := \frac{\max\left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta}{\pi}, 0\right)}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.071 \quad (7.156)$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояние до днища

$$K_{15} := \min\left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta}\right) = 1 \quad (7.173)$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.148 \quad (7.174)$$

по табл.1

$$v_{12} := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} \quad (7.175)$$

$$v_{13} := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta)} \quad (7.176)$$

$$v_{212} := -\sigma_{\text{mx}} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \quad (7.177)$$

$$v_{213} := 0$$

$$v_{222} := \left(\frac{p \cdot D}{4 \cdot w} - \sigma_{\text{mx}}\right) \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \quad (7.178)$$

$$v_{223} := \frac{p \cdot D}{2 \cdot w} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \quad (7.179)$$

по стр.3

$$K_{112} := \frac{1 - v_{212}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212}\right)^2 + \left(1 - v_{212}^2\right) \cdot v_{12}^2}} = 1.478$$

$$K_{122} := \frac{1 - \nu_{213}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{213}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{213}\right)^2 + (1 - \nu_{213}^2) \cdot \nu_{13}^2}} = 0.62$$

$$K_{113} := \frac{1 - \nu_{222}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{12} \cdot \nu_{222}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{12} \cdot \nu_{222}\right)^2 + (1 - \nu_{222}^2) \cdot \nu_{12}^2}} = 1.497$$

$$K_{123} := \frac{1 - \nu_{223}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{223}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{223}\right)^2 + (1 - \nu_{223}^2) \cdot \nu_{13}^2}} = 0.713$$

$$K_{1.2} := \min(K_{112}, K_{122}) = 0.62$$

$$K_{1.3} := \min(K_{113}, K_{123}) = 0.713$$

Предельное напряжение изгиба по формуле 1

$$\sigma_{i2} := K_{1.2} \cdot K_2 \cdot \sigma_d = 77.459 \text{ МПа} \quad (7.180)$$

$$\sigma_{i3} := K_{1.3} \cdot K_2 \cdot \sigma_d = 89.046 \text{ МПа} \quad (7.181)$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении по формуле 57

$$F_{d2} := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot \sqrt{D} \cdot w \cdot (w)}{K_{10} \cdot K_{12}} = 2.029 \times 10^5 \text{ Н} \quad (7.182)$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении по формуле 58

$$F_{d3} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D} \cdot (w) \cdot (w)}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17}} = 9.435 \times 10^5 \text{ Н} \quad (7.183)$$

Условие прочности: по формуле 56

$$F_1 \leq \left| \min(F_{d2}, F_{d3}) \right| \quad (7.184)$$

Проверка условия прочности:

$$\text{Проверка3} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется."} & \text{if } F_1 \leq \left| \min(F_{d2}, F_{d3}) \right| \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется."} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Проверка3 = "Условие прочности выполняется."

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры по формуле 60.

$$F_e := F_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{(w)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 676.877 \text{ Н} \quad (7.185)$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие по формуле 13 [4]

$$\varphi_T := 1$$

по прил.5 [4]Н

$$F_d := \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma_d \cdot \varphi_T = 4.298 \times 10^5$$

по графику 7 [4]

$$\varphi_3 := 0.97$$

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности, Н\*мм определяется по формуле 22 [4]:

$$M_{II} := \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma_d = 1.135 \times 10^{10} \quad (7.186)$$

Допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости, Н\*мм определяется по формуле 23 [4]:

$$M_E := \frac{10.9 \cdot 10^{-5} \cdot E}{1.8} \cdot D^3 \cdot \left[ \frac{100 \cdot (s - c)}{D} \right]^{2.5} = 4.278 \times 10^8 \quad (7.187)$$

Допускаемый изгибающий момент, Н\*мм определяем по формуле 21 [4]

$$M_d := \frac{M_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{M_{II}}{M_E} \right)^2}} = 4.275 \times 10^8 \quad (7.188)$$

Проверка условия устойчивости по формуле 59:

$$\frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d} \leq 1 \quad (7.189)$$



$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } \left| \frac{M_1}{M_d} \right| + \left| \frac{F_e}{F_d} \right| \leq 1 \\ \text{"Условие устойчивости не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov = "Условие устойчивости выполняется"

Таким образом, подбираем седловую опору типа 2 для сосудов и аппаратов диаметром от 800 до 4000 мм, согласно табл. 29.12 [8]

Исходя из веса аппарата выбираем две опоры ОГ-325-7 МН 5131-63.

По расчетам, произведенным в данном разделе, можно сделать вывод, что выбранные седловые опоры не оказывают на обечайку аппарата воздействий, которые могли бы привести к потере прочности и устойчивости теплообменника.

### 7.9 Требования к проектированию конструкции по [18]:

По таблице 3 принимаем максимальное расстояние между поперечными перегородками трубного пучка при наружном диаметре стальных теплообменных труб 25 мм

$$\Lambda := 800 \text{ мм}$$

Мы приняли 6 перегородок с расстоянием 175 мм между ними. По таблице 2 принимаем минимальную толщину поперечных перегородок трубного пучка для наружного диаметра кожуха 325 мм при расстоянии между ними до 300 мм:

$$\psi_{\text{III}} := 3 \text{ мм}$$

Принимаем толщину равную 6 мм.

По таблице 4 определяем диаметры поперечных перегородок трубного пучка для наружного диаметра кожуха 325 мм

$$d_{\text{III}} := D - 2s - 3 = 310 \text{ мм}$$

По таблице 9 принимаем диаметр и минимальное число стяжек при наружном диаметре кожуха 325 мм:

$$d_c := 12 \text{ мм}$$

$$N_c := 4$$

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	Лист
						97
Изм.	Лист	№ докум..	Подпись	Дата		

### 7.3.10 Подбор прокладок

Принимаем прокладку по [13]:

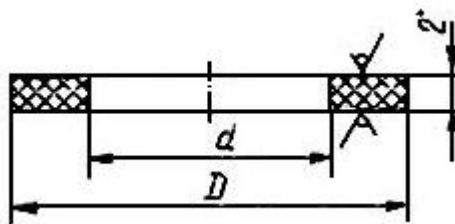


Рисунок 7.12 - Прокладка из паронита

Внешний диаметр прокладки:

$$D_1 := 382_{\text{мм}}$$

Внутренний диаметр прокладки:

$$d := 318_{\text{мм}}$$

Ширина прокладки:

$$\frac{D_1}{2} - \frac{d}{2} = 32_{\text{мм}}$$

### 7.3.11 Подбор устройства строповки

Ушки для строповки крышек принимаем по табл. 30.3 [8]

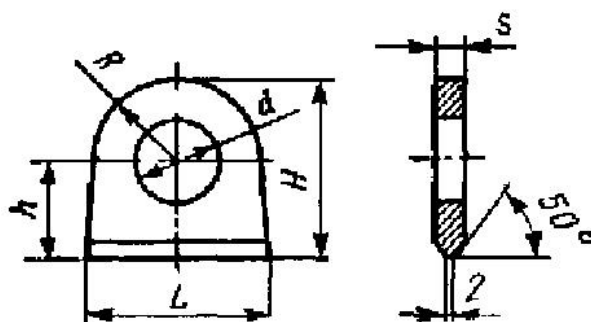


Рисунок 7.13 - Ушко 3-1-ГОСТ 13716-68

Грузоподъемность ушка

$$G := 1 \cdot 10^2 \text{ МН}$$

$$L := 80 \text{ мм}$$

$$H := 80 \text{ мм}$$

$$h := 45 \text{ мм}$$

$$d := 35 \text{ мм}$$

$$R := 36 \text{ мм}$$

$$s := 12 \text{ мм}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.060510.001.ПЗ

Лист

98

## 8. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

В процессе исследования проводились материальный, технологический, гидравлический, механический расчеты. В конструктивно-механическом расчете были произведены расчеты толщин стенок обечайки, эллиптической крышки, штуцеров, фланцевых соединений и трубных решеток.

В результате исследования было рассмотрено несколько вариантов теплообменников стандартного конструкторского ряда, из которых был выбран наиболее подходящий по габаритам, массе, поверхности теплообмена и гидравлическому сопротивлению.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики 325ТНГ-1,5-М1/25Г-1,5-1-У: диаметр аппарата 325 мм, длина теплообменных труб 1500 мм, диаметр труб 25х2 мм, рабочее давление трубного пространства 1 МПа, рабочее давление межтрубного пространства 1,5 МПа, расчетная температура трубного пространства 300 °С, расчетная температура межтрубного пространства 300 °С, поверхность теплообмена 7,5 м<sup>2</sup>, масса 485 кг, назначенный срок службы 25 лет.

В результате исследования был рассчитан теплообменник, эффективность которого на 15% больше по сравнению со старым теплообменником.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		Шашипов В.В.			Результат проведенного исследования	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>		Беляев В.М.					99	1
<i>Консульт.</i>						<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		
<i>Н. контр.</i>								
<i>Рук-ль ООП</i>								

## 9. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Повышение энергоэффективности – одна из передовых целей, заявленных в Энергетической стратегии на период до 2035 г. Достичь желаемый уровень энергоэффективности можно не только заменой морально и физически устаревшего оборудования, но и модернизацией существующего основного фонда. Интенсивность вышеуказанных мероприятий, в первую очередь, зависит от финансовых возможностей организаций. Очевидно, что решение о проведении модернизации или переоборудования принимается на основании проведенного технико-экономического обоснования.

В рамках данной выпускной квалификационной работы предложено заменить существующий теплообменник на новый, с большей теплопроизводительностью. Как было заявлено ранее, осуществление данной замены оборудования позволит эффективно, а главное с небольшими затратами:

- повысить производительность установки;
- сократить количество часов, необходимых на обслуживание оборудования (турбулентный поток будет препятствовать появлению отложений на стенках труб), а также более удобная конструкция для чистки трубного пространства.
- сокращение межремонтных сроков службы рассматриваемого объекта, следовательно, и сокращение времени простоя технологической линии.

### 9.1 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 образом выделенная часть рынка, группы потребителей, обладающих определенными общими признаками.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Шашиков В.В.</i>			<b>Финансовый менеджмент</b>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>					100	26
<i>Консульт.</i>						<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		
<i>Н. контр.</i>								
<i>Рук-ль ООП</i>								

**Сегментирование** – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга). Можно применять географический, демографический, поведенческий 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.

Проведем сегментирование рынка потребления полиэтилена высокой плотности, для производства которого проводится исследование. Результат представлен в таблице 9.1.

Таблица 9.1 Карта сегментирования рынка производства ПЭВП

		Вид ПЭВП				
		Пленка	Текстиль	Формование	Трубы	Экструзия
Размер компании	Крупные					
	Средние					
	Мелкие					

Проведенное сегментирование показывает, какие ниши производства полиэтилена наиболее заняты конкурентами. Это марки производства разнообразных пленок, как пищевых, так и технических, а также марок для формования – производства разнообразной тары (бутылки, контейнеры, канистры). Но, не смотря на сильную конкуренцию в этих областях, на рынке остается потребность в бимодальном полиэтилене. Особенностью данного продукта (по сравнению с одномодальными марками) является стабильность при выдуве пленки, более высокие показатели прочности при меньшей толщине.

Производство данного типа полиэтилена с высокими рыночными качествами возможно только на современных производствах с использованием двух петлевых ректоров полимеризации. Средних и мелких компаний с такими технологиями сейчас практически нет на рынке.

Рассматриваемая в данной работе замена теплообменника как раз относится к установке, производящей выпуск бимодального полиэтилена и должно способствовать увеличению производительности.

## **9.2 Оценка перспективности разработки**

В целях оценки качества предлагаемой научной разработки и перспектив её коммерческого успеха в рамках данной бакалаврской работы использовалась технология QuaD.

Для проведения анализа проекта по технологии QuaD были предварительно распределены веса критериев, по которым оценивается научная разработка. В рамках производства теплообменного аппарата одними из наиболее весомых критериев были выбраны:

- энергоэффективность – 0,1;
- надёжность – 0,1;
- безопасность – 0,1;
- простота эксплуатации – 0,12;
- ремонтпригодность – 0,12;
- цена – 0,1.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
						102
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

В соответствии с результатами конструктивно-механического расчёта теплообменника одними из наивысших баллов были отмечены следующие критерии:

- надёжность – 90;
- унифицированность – 92;
- безопасность – 89;
- простота эксплуатации – 86;
- ремонтпригодность – 88.

В соответствии с пособием [41] список критериев, их веса, а также необходимые расчётные величины заносятся в таблицу 9.2.

Таблица 9.2 Оценочная карта для анализа по технологии QuaD

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы	Максимальный балл	Относительное значение	Средневзвешенное значение
<b>Показатели оценки качества разработки</b>					
1. Энергоэффективность	0,14	81	100	0,81	0,1134
2. Надёжность	0,1	90	100	0,9	0,09
3. Унифицированность	0,15	92	100	0,92	0,138
4. Уровень материалоёмкости разработки	0,05	82	100	0,82	0,041
5. Безопасность	0,1	89	100	0,89	0,089
6. Простота эксплуатации	0,1	86	100	0,86	0,086
7. Ремонтпригодность	0,1	88	100	0,88	0,088
<b>Показатели оценки коммерческого потенциала разработки</b>					
8. Конкурентоспособность продукта	0,05	73	100	0,73	0,0365
9. Уровень проникновения на рынок	0,01	68	100	0,68	0,0068
10. Перспективность рынка	0,01	78	100	0,78	0,0078

Продолжение таблицы 9.2

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы	Максимальный балл	Относительное значение	Средневзвешенное значение
<b>Показатели оценки коммерческого потенциала разработки</b>					
11. Цена	0,1	60	100	0,6	0,06
12. Послепродажное обслуживание	0,05	71	100	0,71	0,0355
13. Финансовая эффективность научной разработки	0,03	77	100	0,77	0,0231
14. Наличие сертификации разработки	0,01	74	100	0,74	0,0074
Итого	1				0,8225

Величина, помещённая в графе таблицы «Итого», рассчитана по формуле (2) [41]:

$$P_{cp} = \sum_{i=1}^{20} (B_i \cdot B_i) \quad (9.1)$$

где  $P_{cp}$  – средневзвешенное значение показателя качества и перспективности научной разработки;

$B_i$  – вес показателя (в долях единицы);

$B_i$  – средневзвешенное значение  $i$ -го показателя [41].

В соответствии с предложенной классификацией можно говорить о перспективности предложенной в бакалаврской работе научной разработки, поскольку значение средневзвешенного показателя качества и перспективности составило 0,82 или 82 балла. Однако, в результате анализа было выяснено, что слабостью разработки может оказаться цена. Эти слабые места необходимо учесть в последующих частях данного раздела работы.



### 9.3 SWOT анализ

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.

Все факторы и стратегии вносятся в матрицу SWOT, которая расположена ниже.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		105

Таблица 9.3 – Матрица SWOT

	<p><b>Сильные стороны НИР:</b>                  С1. Простота конструкции проектируемого теплообменника.                  С2. Значительная часть деталей стандартна, что позволяет легче ремонтировать аппарат.                  С3. Относительная экономичность и энергоэффективность технологии.                  С4. Высокий ресурс работоспособности.</p>	<p><b>Слабые стороны НИР:</b>                  Сл1. Необходимость дополнительных расчетов на прочность существующего фундамента                  Сл2. Необходимость изготовления новой трубной обвязки.                  Сл3. Незначительное увеличение затрат на перекачивание теплоносителя через теплообменник</p>
<p><b>Возможности:</b>                  В1. Возникновение дополнительного спроса на производимый продукт.                  В2. Выход на международный рынок полиэтилена.                  В3. Спрос на результаты теоретических расчетов</p>		
<p><b>Угрозы:</b>                  У1. Риск возникновения разгерметизации новых трубопроводов.                  У2. Риск снятия с гарантийного обслуживания при использовании нового непроектного теплообменника</p>		

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений.

Выявленные соответствия внесены в таблицу 9.4:

Таблица 9.4 – Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны					
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4
	B1	+	+	+	+
	B2	-	-	+	-
	B3	+	+	+	+
Угрозы проекта	У1	-	-	-	-
	У2	+	-	-	-
Слабые стороны					
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3	
	B1	-	-	-	
	B2	-	-	-	
	B3	+	+	-	
Угрозы проекта	У1	-	+	-	
	У2	+	+	-	

Таблица 9.5 – Итоговый SWOT-анализ

	<p><b>Сильные стороны НИР:</b>          С1. Простота конструкции проектируемого теплообменника.          С2. Значительная часть деталей стандартна, что позволяет легче ремонтировать аппарат.          С3. Энергоэффективность технологии, увеличение производительности.          С4. Высокий ресурс работоспособности.</p>	<p><b>Слабые стороны НИР:</b>          Сл1. Необходимость дополнительных расчетов на прочность существующего фундамента          Сл2. Необходимость изготовления новой трубной обвязки.          Сл3. Незначительное увеличение затрат на перекачивание теплоносителя через теплообменник.</p>
--	---	--

Таблица 9.5 – Итоговый SWOT-анализ (продолжение)

<p><b>Возможности:</b>  <b>В1.</b> Возникновение дополнительного спроса на производимый продукт.  <b>В2.</b> Выход на международный рынок полиэтилена.  <b>В3.</b> Спрос на результаты теоретических расчетов</p>	<p>Увеличение производительности ведет к уменьшению себестоимости продукта и созданию дополнительного спроса.</p>	<p>Расчеты нового оборудования могут иметь спрос на аналогичных производствах.</p>
<p><b>Угрозы:</b>  <b>У1.</b> Риск возникновения разгерметизации новых трубопроводов.  <b>У2.</b> Риск снятия с гарантийного Обслуживания при использовании нового непроектного теплообменника</p>	<p>Замена существующего теплообменника может стать причиной снятия с гарантии другого оборудования (насосы, приборы КИП) при возникновении неполадок.</p>	<p>Установка нового теплообменника и изменение геометрии трубной обвязки может стать причиной разгерметизации при нарушении соосности смонтированных трубопроводов.</p>

SWOT - анализ показывает на то, что основной угрозой проекта является снятие с гарантии вспомогательного оборудования, а именно насосов для перекачки теплоносителя. При возникновении гарантийного случая (неполадки или поломки) производитель может отказать в ремонте из-за изменений в проекте. Поэтому результаты расчета, а именно гидравлический расчет, необходимо согласовать с производителем насосов.

### Планирование научно-исследовательских работ

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;
- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

Примерный порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным этапам работ представлен в таблице 9.6.

Таблица 9.6 Перечень этапов, работ и распределение исполнителей.

Основные этапы работ	Номер работ	Содержание работ	Исполнитель
Разработка технического задания	1	Составление и разработка технического задания	Научный руководитель (НР)
Выбор направления исследований	2	Подбор материалов по теме исследования	НР, Исполнитель (И)
	3	Изучение материалов по теме исследования	И
	4	Выбор направления исследования	НР, И
	5	Календарное планирование работ	НР, И
Теоретические и экспериментальные исследования	6	Проведение теоретических расчетов с использованием ПО MathCAD	И
	7	Выбор лучшего результата	НР
Обобщение и оценка результатов	8	Оценка эффективности полученных результатов	НР, И
	9	Определение целесообразности выполнения ВКР	НР, И
<b>Проведение ВКР</b>			
Разработка технической документации и проектирование	10	Разработка чертежей в программе КОМПАС 3D	И
	11	Проверка разработанных чертежей	НР, И
Оформление отчета по НИР	12	Составление пояснительной записки	И

## Определение трудоемкости выполнения работ

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

$$t_{ожі} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5}, \quad (9.2)$$

где:

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

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

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

На выполнение работ выделено 4 месяца, что в календарных днях равно 97 дням. Кратчайший срок выполнения проекта – 60 дней, максимальный – 90 дней (Таблица 9.7).

Таблица 9.7 – Минимальная и максимальная трудоемкость выполнения работ

Номер работ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Минимальная трудоемкость	1	2	8	1	1	10	1	1	1	12	1	17
Максимальная трудоемкость	1	4	10	2	1	20	2	2	1	20	2	25

Определим ожидаемую трудоемкость по формуле (9.2) с округлением до целых:

Таблица 9.8 – ожидаемая трудоемкость выполнения работ

Номер работ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ожидаемая трудоемкость	1	3	9	1	1	14	2	2	1	15	2	20

С учетом ожидаемой продолжительности работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях  $T_p$  по формуле (4) [41]:

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{ч_i}, \quad (9.3)$$

где:

$T_{pi}$  – продолжительность одной работы, раб. дн.;

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

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

### Разработка графика проведения научного исследования

С целью построения графика Ганта, необходимо дни, затраченные на каждый этап работ, перевести в календарные по формуле (5) [41]:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{кал}, \quad (9.4)$$

где:

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

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

$k_{кал}$  – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по формуле (6) [41]:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}}, \quad (9.5)$$

где:

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

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

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

Таким образом:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}} = \frac{366}{366 - 52 - 14} = 1,22$$

Продолжительность каждой из работ рассчитана по формуле (9.4) и представлена в Таблице 9.9 с округлением до целых:

Таблица 9.9 Временные показатели проведения работ

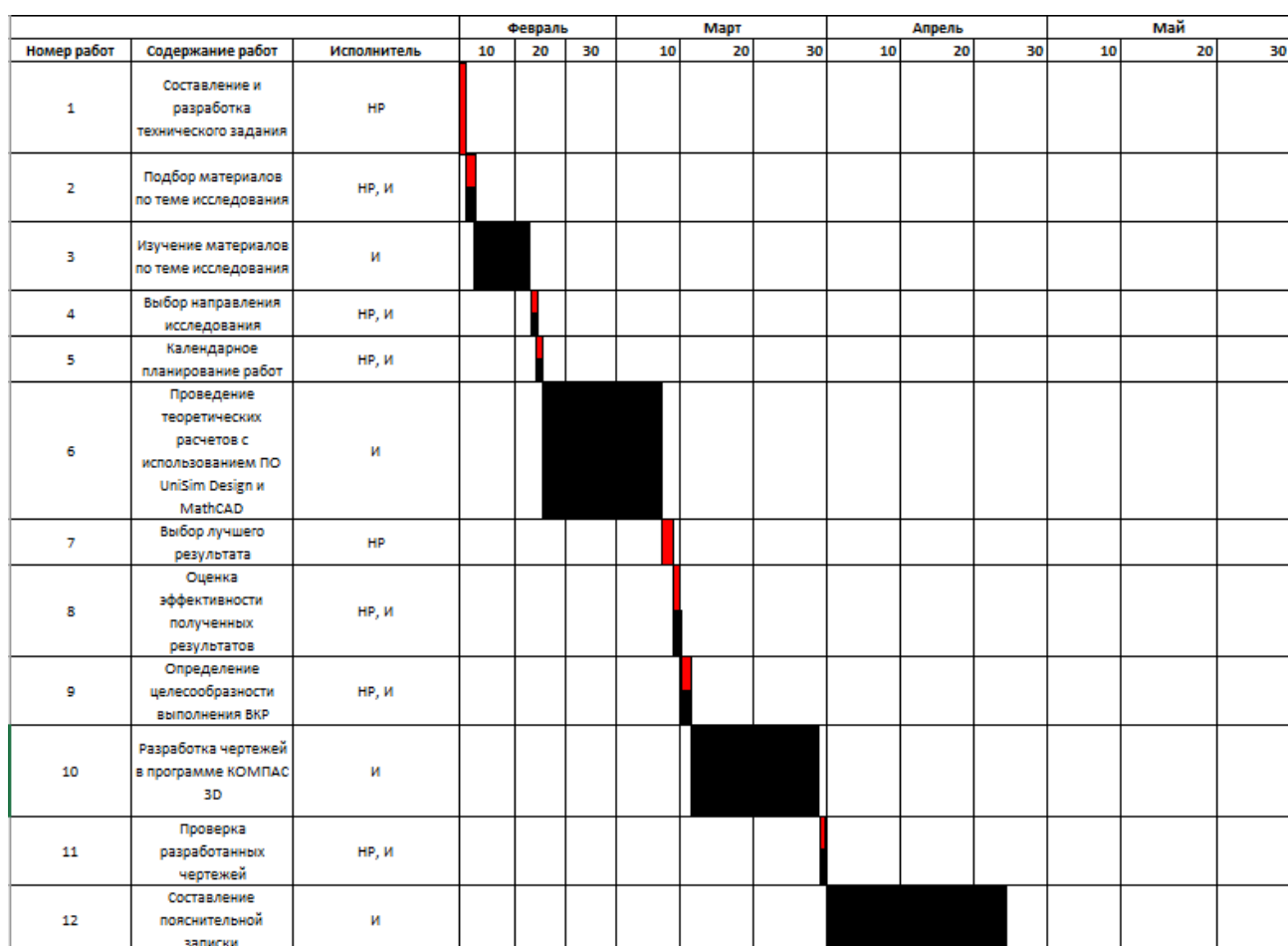
Номер работ	$t_{min}$ , чел-дни	$t_{max}$ , чел-дни	$t_{ожи}$ , чел-дни	Исполнители работ	Длительность в рабочих днях	Длительность в календарных днях
1	1	1	1	НР	1	1
2	2	4	3	НР, И	2	2

Таблица 9.9 Временные показатели проведения работ (продолжение)

3	8	10	9	И	9	11
4	1	2	1	НР, И	1	1
5	1	1	1	НР, И	1	1
6	10	20	14	И	14	17
7	1	2	2	НР	2	2
8	1	2	2	НР, И	1	1
9	1	1	1	НР, И	1	1
10	12	20	15	И	15	18
11	1	2	1	НР, И	1	1
12	17	25	20	И	20	24
Итого	60	90	72		68	80

С учетом данных из Таблицы 9.9 составим план-график работ

(Рисунок 9.1):



■ - Научный руководитель

■ - Исполнитель

Рисунок 9.1 План-график работ



## **Бюджет научно-технического исследования**

При планировании бюджета проекта должно быть обеспечено полное и достоверное 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 исполнителей 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 научнотехнической 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;

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		113

- 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 ведется по формуле (7) [41]:

$$Z_m = (1 + k_T) \times \sum_{i=1}^m C_i \times N_{\text{расх } i}, \quad (9.6)$$

где:

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

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

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

$k_T$  – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы (принимается в размере 15% от стоимости материалов).

Таблица 9.10 Материальные затраты в рамках работ. Исполнение 1

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за единицу, руб	Затраты на материалы, руб.
Теплоноситель Marlotherm LH	Бочка (200л)	10	75000	862500
Трубы	м	50	400	23000
Датчики	шт.	20	6000	138000
Итого				1023500

В случае высокого гидравлического сопротивления необходимо закупить новые насосы.

Таблица 9.10 Материальные затраты в рамках работ Исполнение 2

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за единицу, руб	Затраты на материалы, руб.
Теплоноситель Marlotherm LH	Бочка (200л)	10	75000	862500
Трубы	м	50	400	23000
Датчики	шт.	20	6000	138000
Насосы	шт.	2	200000	460000
Итого				1483500

### Расчет амортизационных отчислений

Амортизационные отчисления с учетом срока эксплуатации оборудования, его стоимости и норм амортизации рассчитываются по формуле:

$$A_0 = \frac{C_n \times H_0}{100 \times T_{\text{раб.год}}} T_{\text{раб}}, \quad (9.7)$$

где:

$A_0$  – амортизационные отчисления, руб.;

$C_n$  – стоимость оборудования, руб.;

$H_0$  – норма амортизации, %;

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

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

Норма амортизационных вычислений вычисляется по формуле:

$$H_0 = \frac{1}{n} \times 100\%, \quad (9.8)$$

где:

$H_0$  – норма амортизации, %

$n$  – срок эксплуатации оборудования, лет.

В соответствии с экспериментальными данными, принято 5 дней эксплуатации оборудования.

Таблица 9.11 Амортизационные отчисления

Наименование основных средств	Количество основных средств, шт.	Срок эксплуатации, лет	Норма амортизации, %	Стоимость, тыс. руб.	Амортизационные отчисления, тыс. руб.
Конденсатор	1	25	6,25	8000	10,68
Подогреватель	1	25	6,25	8000	10,68
Емкость	4	25	4,7619	4660	18,97
Кипятильник	1	15	6,25	8120	10,84
Теплообменник	2	25	6,25	8000	21,37
Итого					72,54

### Затраты на электроэнергию

Затраты на электроэнергию рассчитывают по формуле :

$$Z_э = T_э \times M \times T_{\text{раб}}, \quad (9.9)$$

где:

$Z_э$  – затраты на электроэнергию;

$T_э$  – стоимость 1 кВт\*часа электроэнергии;

$M$  – потребляемая мощность, кВт;

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

Таким образом:

$$Z_э = T_э \times M \times T_{\text{раб}} = 2,45 \times 176 \times 5 \times 24 = 51744 \text{ руб.}$$

### Основная заработная плата исполнителей темы

Основная заработная плата ( $Z_{\text{осн}}$ ) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_p \quad (9.10)$$

где

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

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

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

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} \quad (9.11)$$

где

$Z_m$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

$M$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

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

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

Таблица 9.12 Баланс рабочего времени

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

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{тс} \times (1 + k_p + k_d) \times k_r \quad (9.12)$$

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

$k_{пр}$  – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от  $Z_{тс}$ );

$k_d$  – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2;

$k_r$  – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Произведем расчет фонда заработной платы производственных рабочих и занесем результаты в таблицу 9.13

Таблица 9.13 - Расчет фонда заработной платы производственных рабочих

Исполнители	З <sub>б</sub> , руб.	k <sub>пр</sub>	k <sub>д</sub>	k <sub>р</sub>	З <sub>м</sub> , руб.	З <sub>дн</sub> , руб.	T <sub>р</sub> , раб.дн.	З <sub>осн</sub> , руб.
Руководитель	35120	0,3	0,2	1,3	68484	2826	10	28260
Инженер	26300	0,3	0,2	1,3	51285	1932	65	125580
<b>Итого</b>								<b>153840</b>

### Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} \quad (9.13)$$

где  $k_{\text{доп}}$  – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12). Результаты расчета приведены в Таблице 9.14

Таблица 9.14 Расчет дополнительной заработной платы исполнителей темы

Зарплата	Руководитель	Инженер
Основная зарплата	28260	125580
Дополнительная зарплата	3391,2	15069,6
Зарплата исполнителя	31651,2	140649,6
<b>Итого по статье С<sub>зп</sub></b>	<b>172300,8</b>	

### Отчисления во внебюджетные фонды

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) \quad (9.14)$$

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

На 2016 г. Размер ставки страховых взносов равен 30% (22% - ПФР, 5,1% - ФОМС, 2,9% - ФСС). Таким образом:

$$Z_{\text{внеб}} = 0,3 \cdot (31651,2 + 140649,6) = 51690,24 \text{ руб.}$$

## Накладные расходы

Величина накладных расходов определяется по следующей формуле:

$$Z_{\text{накл}} = (\text{сумма статей 1} \div 7) \cdot k_{\text{нр}}$$

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

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

## Формирование бюджета затрат

Бюджет затрат проведенных работ приведен в Таблице 9.15

Таблица 9.15 Расчет бюджета затрат

Наименование статьи	Исполнение 1	Исполнение 2
1. Материальные затраты НТИ	1023500	1483500
2. Затраты на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ	92580	92580
3. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	153840	153840
4. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	18460,8	18460,8
5. Отчисления во внебюджетные фонды	51690,24	51690,24
6. Затраты на научные и производственные командировки	0	0
7. Накладные расходы	75551,31	75551,31
8. Бюджет затрат НТИ	1415622,35	1875622,35

## Определение ресурсной эффективности исследования

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

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} \quad (9.15)$$

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

$\Phi_{pi}$  – стоимость  $i$ -го варианта исполнения;

$\Phi_{\text{max}}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i \quad (9.16)$$

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

$a_i$  – весовой коэффициент  $i$ -го варианта исполнения разработки;

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

$n$  – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности приведен в форме таблицы 9.16.

Таблица 9.16 - Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии \ Объект исследования	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2
1. Производительность	0,1	5	5
2. Удобство в эксплуатации	0,15	5	5
3. Энергосбережение	0,15	5	4
4. Надежность	0,20	5	5
5. Доступность запчастей	0,25	5	5
6. Стоимость	0,15	5	3
ИТОГО	1	4,8	4,5



Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ( $I_{испi}$ ) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{исп.1} = \frac{I_{р-исп1}}{I_{финр}}, I_{исп.2} = \frac{I_{р-исп2}}{I_{финр}} \text{ и т.д.} \quad (9.17)$$

Сравнительная эффективность проекта ( $\mathcal{E}_{ср}$ ):

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{исп.1}}{I_{исп.2}} \quad ()$$

Таблица 9.17 - Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,82	1,00
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,8	4,4
3	Интегральный показатель эффективности	5,85	4,4
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1,00	0,75

Таким образом, наиболее ресурсоэффективным является исполнение номер 1, предусматривающее использование уже имеющихся насосов теплоносителя.

### **Выводы по главе**

1) Определен коммерческий потенциал, а также сильные и слабые стороны проекта. По результатам SWOT анализа, основной угрозой в реализации проекта является потеря гарантии на насосы теплоносителя. Поэтому необходимо согласовать проект замены теплообменника с заводом-производителем насосов.

2) Составлен план-график работ, включающий 12 основных пунктов.

3) Рассчитан бюджет работ по модернизации. Определена эффективность вариантов исполнения.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		122

## 10. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Объектом исследования в данной выпускной квалификационной работе является модернизация кожухотрубчатого теплообменника для охлаждения экструдера, используемого для производства гранулированного полиэтилена. Теплоносителями являются деминерализованная вода и высокоэффективный синтетический, органический теплоноситель Marlotherm LH (далее по тексту Масло).

Рассматриваемый теплообменник располагается совместно с резервуаром для хранения масла, насосами и электронагревателями в отдельном помещении здания экструзии. В совокупности все перечисленное оборудование называется «Установка горячего масла», которая подробно описана в пункте 1 данной работы (Описание технологической схемы).

Предприятие, частью которого является модернизируемый теплообменник, находится рядом с городом Тобольск, Тюменской области. Климат данной области умеренно-континентальный: среднегодовая температура +0,9 °С, среднегодовая скорость ветра 2,9 м/с, среднегодовая влажность воздуха 75%.

Оборудование установки и его эксплуатация создает опасные и вредные факторы. При работе с представленным оборудованием необходимо строго соблюдать технику безопасности, должны применяться всевозможные меры для обеспечения безопасных условий труда для рабочего персонала.

Данный раздел выпускной квалификационной работы предусматривает собой анализ условий труда, выявление вредных и опасных производственных факторов, определение мер противопожарной безопасности, анализ воздействия на окружающую среду, а также мероприятия при возникновении чрезвычайных ситуаций.

Результатом реализации данной выпускной квалификационной работы будет увеличение эффективности и надежности оборудования установки, что помимо улучшения экономических показателей ведет к улучшению в области охраны труда и промышленной безопасности, так как чем меньше

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>					
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						
<i>Разраб.</i>		<i>Шашипов В.В.</i>			<b>Социальная ответственность</b>		<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>						123	13	
<i>Консульт.</i>							<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>			
<i>Н. контр.</i>										
<i>Рук-ль ООП</i>										

аварийных остановов, тем меньше воздействие опасных и вредных производственных факторов на персонал.

### **10.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности**

Каждый гражданин РФ в соответствии с Конституцией имеет право на труд в условиях, отвечающих требованиям безопасности и гигиены, и на вознаграждение за труд без какой то ни было дискриминации и не ниже установленного федеральным законом минимального размера оплаты труда.

Каждый работник, согласно трудовому кодексу [38], имеет право на полную, достоверную информацию об условиях труда на его рабочем месте. Для этих целей на предприятиях проводят специальную оценку условий труда (СОУТ) не реже чем раз в пять лет.

По результатам СОУТ, согласно [29], устанавливается один из четырех классов условий труда: оптимальные, допустимые, вредные и опасные.

Работник, обслуживающий Установку горячего масла, в состав которой входит рассматриваемый теплообменник, производит работы на множестве других установок, находящихся в здании производства гранулированного полиэтилена. То есть он подвергается действию множеству других вредных и опасных факторов, которые не будут рассмотрены в данном разделе. На данный момент сменному персоналу производства присвоен вредный класс условий труда (3.1), но вклад Установки горячего масла в присвоенную вредность не значительный, так как продолжительность воздействия опасных факторов на работника очень мала. Связано это с тем, что помещение изолировано от общего машинного зала и постоянного присутствия работника в помещении не требуется – все пуски и остановки происходят дистанционно. Поэтому если рассматривать Установку горячего масла отдельно от всего производства, то условия труда работников можно отнести к допустимым.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		124

Продолжительность рабочего времени регулируется Трудовым кодексом и не должна превышать 40 часов в неделю [38]. На предприятии реализован непрерывный цикл производства, поэтому для рабочего персонала, установлен четырехсменный график работы: День, Ночь, Отсыпной, День, Ночь, Отсыпной, 2 выходных. Продолжительность смены составляет 12 часов, включающих в себя неоплачиваемый 1 час для перерыва на обед и отдых.

Согласно постановлению правительства № 554 от 22 июля 2008 минимальная доплата за работу в ночное время (с 22 часов до 6 часов) составляет 20 процентов часовой тарифной ставки (оклада). По коллективному договору на предприятии данная доплата для сменного персонала увеличена до 40% от оклада.

В момент написания данной выпускной квалификационной работы, в связи с пандемией вируса COVID-19, на предприятии организован вахтовый метод работы: часть работников изолирована на территории предприятия. Согласно статье 297 ТК РФ, работодатель обеспечил работников жильем, организовав вахтовый городок. Доплата за работу вахтовым методом производится в соответствии со статьей 302 ТК РФ и составляет 20% от заработной платы работника.

## 10.2 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 теплообменника Установки горячего масла. Выбор факторов производится в соответствии ГОСТ 12.0.003-2015 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»[31]. Выявленные факторы перечислены в таблице 10.1.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		125

Таблица 10.1 – Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника.

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ		Нормативные документы
	Изготовление	Эксплуатация	
1. Повышенный уровень общей вибрации	+	+	ГОСТ 26568-85. Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация [33]
2. Повышенный уровень шума	+	+	ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. [31]
3. Повышенная температура поверхностей оборудования.			ГОСТ 12.2.003–91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности. [35]; СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» [36].
4. Вещества, представляющие опасность при аспирации (азот).	-	+	ПРИКАЗ № 500 от 28 ноября 2016 года Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности при производстве и потреблении продуктов разделения воздуха"[34]
5. Электрический ток.	-	+	ГОСТ Р 50571.3-2009. Требования по обеспечению безопасности. Защита от поражения электрическим током[39].

### **10.3 Анализ опасных и вредных производственных факторов**

Рассмотрим основные опасные и вредные производственные факторы, присутствующие при эксплуатации Установки горячего масла.

#### **10.3.1 Повышенный уровень общей вибрации и шума**

Основным источником вибрации и шума, возникающим при эксплуатации Установки горячего масла, является работа шестеренных насосов мощностью 41 кВт. Одновременно в работе находятся 2 насоса, прокачивающие горячее масло от экструдера к теплообменнику для охлаждения. Так же источником вибрации и шума является приточно-вытяжная вентиляция, которая передает вибрацию от вентагрегата через воздуховоды.

Шум и вибрация являются результатом колебания тел, передаваемого непосредственно или на расстояние другим объектам. Шум и вибрация различаются частотой колебаний в секунду. Если число колебаний в секунду не превышает 16, то они воспринимаются человеком как сотрясения и называются вибрацией. Частота колебаний от 16 до 20000 в секунду воспринимается органами слуха как шум, колебания с частотой свыше этого предела не ощущаются человеком, и называются ультразвуками. Вибрация приводит к преждевременному износу деталей, механизмов, может вызвать аварию, вредно действует на сердечно-сосудистую и нервную системы организма, вызывает снижение слуха и даже стойкую глухоту, является причиной снижения работоспособности, ослабления памяти, внимания, остроты зрения, что увеличивает возможность травматизма [33].

В целях снижения уровня шума в производственных помещениях до допустимых значений в соответствии с [33]: предусмотрено:

1. установка вентагрегатов в отдельных выгороженных помещениях - венткамерах, расположенных в удаленных от рабочих мест частях здания;
2. виброизоляция вентагрегатов с помощью пружинных амортизаторов, идущих в комплекте к вентиляционным агрегатам;

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		127

3. монтаж насосов и химического оборудования беспрокладочным методом с применением установочных винтов, удаляемых после подливки;

4. подвод питания к электродвигателям по гибким кабелепроводам.

На рассматриваемой установке для устранения приведенных источников вибрации и шума насосы установлены на отдельно стоящий фундамент и на виброизолирующие опоры. Вент камеры на установке располагаются в отдельных помещениях, также использованы гибкие вставки в узлах воздухопроводов для уменьшения вибрации.

### **10.3.2 Повышенная температура поверхности оборудования**

Повышенная температура поверхности оборудования, среды является следствием нагрева поверхности теплообменника за счет передачи тепла от горячего теплоносителя. В рассматриваемом теплообменнике в качестве горячего теплоносителя используется высокоэффективный синтетический, органический теплоноситель Marlotherm LH с температурой до 220 °С. При внезапной разгерметизации оборудования или нарушении целостности теплоизоляции возникает вероятность ожога персонала объекта.

В целях недопущения разгерметизации и нарушения целостности теплоизоляции проводятся следующие мероприятия:

- Выполнена изоляция трубопроводов горячего масла в соответствии со СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» [36];
- обслуживающий персонал обеспечивается специальной одеждой в соответствии с приказом 290н «Межотраслевые правила обеспечения работников специальной одеждой, специальной обувью и другими средствами индивидуальной защиты»;
- проходит обучение безопасным приемам и методам работ и проверку знаний согласно ГОСТ 12.0.004-90 [37];
- осуществляется периодический осмотр оборудования оперативным персоналом и руководством объекта;

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		128



- ведется непрерывный дистанционный контроль технологических параметров оборудования с помощью датчиков и АРМ оператора.

### **10.3.3 Вещества, представляющие опасность при аспирации (азот)**

Для предотвращения окисления масла и увеличения срока его эксплуатации, в резервуар хранения подается азот сверхнизкого давления (0,03 МПа). Подача осуществляется по трубопроводу из магистральной линии азота на установку. Разгерметизация трубопровода опасна для персонала, так как азот - газ без вкуса и запаха, обладает удушающим воздействием (потеря сознания вследствие недостатка кислорода) [34].

В целях защиты персонала от воздействия азота на установке предусмотрены следующие мероприятия:

- в помещении Установки горячего масла установлены электрохимические детекторы содержания кислорода DRAGER Polytron 8100 O2 LS [40]. При срабатывании сигнализации (содержание кислорода менее 19%) включается звуковое оповещение и цветовая сигнализация как внутри помещения, так и на входе в установку.

- персонал установки обеспечивается портативными переносными газоанализаторами, позволяющими своевременно среагировать при обнаружении низкого содержания кислорода.

- персонал установки обеспечивается персональным дыхательным устройством (ПДУ-3) для защиты органов дыхания в случае аварийной ситуации.

### **10.3.4 Электрический ток**

При сборке, наладке, подключении и эксплуатации установки горячего масла 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.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		129

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 [39].

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) [39].

Для понижения вероятности удара разработан ряд требований безопасности к электротехническим приборам, установленный [39]. Также, следует соблюдать технику безопасности при работе с электроприборами.

Основные способы и средства электрозащиты применяемые на установке:

- персонал установки проходит обязательное обучение оказанию первой помощи, периодические инструктажи и имеет 2-ю группу по электробезопасности.
- изоляция токопроводящих частей и ее непрерывный контроль;
- установка оградительных устройств;
- использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов;
- защитное заземление;

#### **10.4 Экологическая безопасность**

Так как в процессе эксплуатации теплообменника не используются и не выделяются газообразные продукты (выбросы), то загрязнения атмосферы отсутствуют.

В процессе эксплуатации аппарата не происходит воздействия на гидросферу, так как в процессе теплообмена в качестве теплоносителей используется деминерализованная, которая является абсолютно безопасной для окружающей среды. В цехе подготовки воды производится ее очистка. Горячим теплоносителем является минеральное масло, которое хранится в герметичном резервуаре.

В случае разгерметизации подводящих трубопроводов или фланцевых соединений аппарата резко падает давление на выходе насосов и система автоматики немедленно остановит перекачку. Полы в помещении Установки горячего масла выполнены из масло-бензостойкого искробезопасного материала. В случае разлива, масло вытирается хлопчатобумажной ветошью, которая собирается в специальные ящики из негорючего материала с крышкой, и утилизируются специализированной организацией.

В результате эксплуатации установки происходит периодическая замена масла (раз в 2 года). Отработанное масло собирается в бочки и утилизируется специализированной организацией, поэтому воздействия на литосферу не оказывается.

В результате чего можно сделать вывод о том, что негативного воздействия на окружающую среду не оказывается. Запланированная модернизация теплообменника не повлияет на экологическую безопасность Установки, так как технологический процесс не изменится.

#### **10.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях**

Чрезвычайные ситуации (ЧС) – обстановка на определенной территории сложившаяся в результате аварии, опасного природного явления, катастрофы, стихийного или иного бедствия, которые могут повлечь за собой человеческие жертвы, ущерб здоровью людей или окружающей природной

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		131

среде, значительные материальные потери и нарушение условий жизнедеятельности людей.

Чрезвычайные ситуации подразделяются на следующие виды:

- природные (наводнение, снег, ветер, низкие температуры);
- техногенные (аварии, пожары);
- военные.

На химическом предприятии возможны следующие чрезвычайные ситуации природного характера:

- прямой удар молнии;
- взрыв с последующим пожаром;
- возгорание горючих материалов.

Наиболее вероятной ЧС может быть возгорание горючих материалов, произошедшее в результате разлива масла. В подразделении предприятия разработаны «План мероприятий по ликвидации аварий Производства Готовой Продукции», согласно Федеральным законам № 116-ФЗ от 21.07.1997 "О промышленной безопасности опасных производственных объектов"[30].

Действия производственного персонала подробно описаны в случае возникновения всех возможных аварий, в том числе и возгорание на установке горячего масла.

Все участвующие в локализации и ликвидации аварий должны иметь СИЗОД, СИЗ и применять их на всех стадиях локализации и ликвидации аварий.

**Первый, заметивший признаки аварии:**

- окриком или по средствам связи оповещает обслуживающий персонал об аварии;
- использует при необходимости, средство индивидуальной защиты (фильтрующий противогаз);
- покидает опасную зону;
- немедленно сообщает об аварии начальнику смены или оператору дистанционного пульта управления;

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
						132
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

- выполняет все распоряжения ответственного руководителя работ.

**Начальник смены:**

- проводит уточнение места возникновения и характера аварии;
- докладывает диспетчеру предприятия об аварии, уточняет направление ветра, определяет место оперативного штаба по ликвидации аварии и требует вызова аварийно- спасательных служб постоянной готовности к месту штаба;
- отдаёт распоряжение операторам смены на дистанционную остановку установки и перевод её в безопасное состояние;
- отдаёт распоряжение операторам смены на оповещение по громкоговорящей связи требования ко всему персоналу, занятому работами непосредственно на установках, прекратить работы, покинуть опасную зону и выйти к месту расположения штаба;
- выставляет посты оцепления на путях подхода к опасной зоне;
- докладывает начальнику производства по телефону об аварии и принимаемых мерах по переводу производства в безопасное состояние и организации оперативного штаба по ликвидации аварии;
- поручает начальнику смены другой установки осуществлять с ним связь по рации и докладывать диспетчеру оперативную информацию;
- с одной из раций выдвигается к месту штаба для встречи выходящего из опасной зоны персонала и оперативных служб;
- уточняет количество вышедшего из опасной зоны персонала смены, персонала подрядных, сервисных организаций количеству, указанному в нарядах-допусках, табелях учёта;
- докладывает диспетчеру о вышедшем из опасной зоны персонале, наличии пострадавших;
- докладывает обстановку командирам оперативных служб, прибывающим к месту оперативного штаба по ликвидации аварии;
- до прибытия к месту штаба начальника производства исполняет обязанности ответственного руководителя аварии.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
						133
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

По прибытии ответственного руководителя работ по локализации и ликвидации аварии докладывает ему обстановку, и выполняет его распоряжения до полной ликвидации аварии.

**Вывод:**

В данном разделе рассмотрены правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности при работе на Установке горячего масла Производства полиэтилена. Выявлены вредные и опасные факторы, а также разработаны мероприятия по снижению действия данных факторов на работников. Описано возможное влияние на окружающую среду, рассмотрены способы минимизации их воздействия, а именно повышенный контроль трубопроводной обвязки. Также рассмотрены возможные чрезвычайные ситуации и выделено наиболее вероятное ЧС (пожар), а также порядок действий при его ликвидации. На любом производстве, а тем более на химическом необходимо строго следовать правилам безопасности для минимизации рисков возникновения ЧС, а также для его предотвращения.

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум..</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		134

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной работы был рассчитан кожухотрубный теплообменник для охлаждения экструдера производства полиэтилена.

Проведен тепловой расчет аппарата, определена требуемая поверхность теплопередачи. По результатам этого расчета выбрано несколько нормализованных теплообменных аппарата. По результатам гидравлического расчета из всех вариантов с наименьшим гидравлическим сопротивлением ( $D_{ртр} = 7025 \text{ Па}$ ,  $D_{рмтр} = 8047 \text{ Па}$ ) оказался теплообменник с неподвижной трубной решеткой 325ТНГ-1,5-М1/25Г-1,5-1-У.

Проведен механический расчет аппарата, в процессе которого определены толщины обечайки, днищ, трубных решеток. Детали теплообменника проверены на условия прочности и жесткости, что означает: аппарат механически надежен при работе в данных условиях. По результатам расчетов выполнен сборочный чертеж.

Так же были подобраны опоры (в количестве 2 штук) ОГ-325-7 МН 5131-63. Основные характеристики аппарата представлены в таблице 7.3

Таблица 7.3 Параметры теплообменника 325ТНГ-1,5-М1/25Г-1,5-1-У

Толщина стенки цилиндрического кожуха, мм	6
Толщина стенки эллиптической крышки, мм	6
Толщина стенки труб, мм	2
Диаметр труб, мм	25
Наружный диаметр фланца, мм	460
Диаметр болтовой окружности, мм	410
Количество болтов, мм	12
Толщина фланца, мм	28
Количество труб, шт	62

					<b>ФЮРА.060510.001.ПЗ</b>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Шашилов В.В.			<b>Заключение</b>	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Беляев В.М.					135	1
Консульт.						<b>ТПУ гр. 3-2К51</b>		
Н. контр.								
Рук-ль ООП								

## **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:**

1. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков - М.: ООО ИД «Альянс», 2007. - 576с.
2. ТУ 3612-024-00220302-02. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые аппараты с температурным компенсатором на кожухе. М.: ОАО "ВНИИнефтемаш", 2002.
3. ГОСТ 34233.1-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. - М.: Стандартиформ, 2018.
4. ГОСТ 34233.2-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. - М.: Стандартиформ, 2018.
5. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с Изменениями N 1, 2). М.: ИПК Изд-во стандартов, 78.-9 с.
6. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. Ч. 1. Учеб. Пособие. - Томск: Изд-во Томского Политехнического университета, 2003. - 118с.
7. ГОСТ Р 55601-2013. Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках. Общие технические требования. М.: Стандартиформ, 2013.
8. Лацинский А.А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. / А.А. Лацинский, А.Р. Толчинский - Л.: Машиностроение, 1970. - 752с.
9. ГОСТ 34233.7-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. М.: Стандартиформ, 2018.



10. РД РТМ 26-01-141-82 Камеры греющие выпарных аппаратов с трубными решетками, имеющими отбортованные кромки отверстий. Расчет на прочность. М.: НИИхиммаш, 83.

11. ГОСТ Р 34233.6 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках. М.: Стандартиформ, 2018.

12. ГОСТ 6533-78. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры. М.: Гос. комитет СССР по стандартам, 78.

13. ГОСТ 15180-86. Прокладки плоские эластичные. Основные параметры и размеры. М.: Гос. комитет СССР по стандартам, 86.

14. ГОСТ 34233.3-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. - М.: Стандартиформ, 2018.

15. ГОСТ 10704-91. Трубы стальные электросварные прямошовные. Сортамент (с Изменением N 1) -М.: Изд-во стандартов, 1991.

16. ГОСТ 34233.4-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. М.: Стандартиформ, 2018.

17. ГОСТ 34233.5-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. М.: Стандартиформ, 2018.

18. ГОСТ 31842-2012. Межгосударственный стандарт. Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования.

19. ГОСТ 19903 - 73. Прокат листовой горячекатаный. -М.: Изд-во стандартов, 1974.

20. Михалев М.Ф. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств / Ленинград "Машиностроение". - Ленинград : Изд-во: Ленинградское отделение, 1984.

21. Беляев В.М. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли [Электронный ресурс] учебное пособие: в 2 ч.: / В. М. Беляев, В. М. Миронов; Национальный исследовательский Томский политехнический университет (ТПУ), Институт природных ресурсов (ИПР), Кафедра общей химической технологии (ОХТ).— Томск : Изд-во ТПУ , 2013.

22. ГОСТ 9617-76. Сосуды и аппараты. Ряды диаметров. - М.: Изд-во стандартов, 1978.

22. Ульянов В.М. Физико-химические характеристики веществ. Справочник проектировщика химического оборудования. Нижний Новгород, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2009. – 309 с.

23. Дытнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию. Москва, Химия, 1983 г., стр. 272.

24. Геллер Б.Э., Геллер А.А., Чиртулов В.Г. Практическое руководство по физикохимии волокнообразующих полимеров. М.: Машиностроение, 2004. - 252с.

25. Marlotherm.ru [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://marlotherm.ru/maslo-teplonositel/marlotherm-lh>

26. Wikipedia, Реология [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Реология>

27. Kobe Steel [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.kobelco.co.jp/english/products/resin/lcm/lcm/mixing.html>

28. Wikipedia, Вязкость [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Вязкость>

29. Федеральный закон №426-ФЗ от 28 декабря 2013 г.

30. Федеральный закон №116-ФЗ от 21.07.1997 "О промышленной безопасности опасных производственных объектов"

31. ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. М.: Стандартиформ, 2019.

32. СНиП 21-01-97\*. Пожарная безопасность зданий и сооружений (с Изменениями N 1, 2). - М.: ГУП ЦПП, 2002.

33. ГОСТ 26568-85. Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация. (с Изменением N 1). - М.: Издательство стандартов, 1987.

34. ПРИКАЗ № 500 от 28 ноября 2016 года Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности при производстве и потреблении продуктов разделения воздуха"

35. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности. — Изд. офиц. Москва: Стандартиформ, 2012.

36. СНиП 41-03-2003 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов М.: Госстрой России, ФГУП ЦПП, 2004.

37. ГОСТ 12.0.004-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Организация обучения безопасности труда. Общие положения. М.: Стандартиформ, 2019.

38. Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ

39. ГОСТ Р 50571.3-2009. Требования по обеспечению безопасности. Защита от поражения электрическим током. М.: Стандартиформ, 2011

40. ПБ 08-624-03 Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности.

41. Видяев И.Г., Серикова Г.Н. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение. Томск: Изд-во Томского Политехнического университета, 2014. – 36 с.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

«Приложение А» – Технологическая схема Установки горячего масла

«Приложение Б» – Теплообменник. Общий вид. Чертеж.

«Приложение В» – Теплообменник. Сборочный чертеж.