

Министерство образования и науки 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
Расчет кожухотрубного теплообменного аппарата для нагревания пропанола

УДК 66.045.122:661.725.046

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К41	Белкин Сергей Алексеевич		

Руководитель

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

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Верховская М.В.	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Штейнле А.В.	к.м.н.		

По разделу «Механический расчет оборудования»

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель НОЦ	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Краснокутская Е.А.	д.х.н.		

Томск – 2018 г.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального 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

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель НОЦ Н.М. Кижнера

_____ Е.А. Краснокутская
(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
4К41	Белкину Сергею Алексеевичу

Тема работы:

Расчет кожухотрубного теплообменного аппарата для нагревания пропанола
--

Утверждена приказом директора (дата, номер)	
---	--

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе</p> <p><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>Расчет кожухотрубного теплообменника для нагревания пропанола от 15°C до температуры кипения</p> <p>Производительность теплообменника G=220 т/сутки</p>
---	--

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>1 Технологический расчет 1.1 Тепловые расчеты 1.2 Ориентировочный расчет и подбор теплообменника 1.3 Уточненный расчет 1.4 Гидравлический расчет 1.5 Расчет толщины изоляции 2 Конструктивно – механический расчет 2.1 Выбор материала 2.2 Расчет обечайки корпуса аппарата 2.3 Подбор крышки и днища 2.4 Толщина трубных решеток 2.5 Расчет и подбор штуцеров и фланцев 2.6 Расчет опорных лап 3 Механический расчет 4 Расчет необходимости укрепления отверстий 5 Расчет Фланцевого Соединения 6 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 7 Социальная ответственность</p>
<p>Перечень графического материала</p> <p><i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Лист 1 – Технологическая схема установки АЗ Лист 2 – Общий вид теплообменника А1 Лист 3 – Выносные элементы А1 Лист 4 – Экономические показатели АЗ</p>

<p>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</p> <p><i>(с указанием разделов)</i></p>	
<p>Раздел</p>	<p>Консультант</p>
<p>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</p>	<p>Верховская М.В.</p>
<p>Социальная ответственность</p>	<p>Штейнле А.В.</p>
<p>Конструктивно-механический раздел</p>	<p>Беляев В.М.</p>

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

Задание выдал руководитель:

<p>Должность</p>	<p>ФИО</p>	<p>Ученая степень, звание</p>	<p>Подпись</p>	<p>Дата</p>
<p>Доцент</p>	<p>Тихонов Николай Викторович</p>	<p>к.т.н., доцент</p>		

Задание принял к исполнению студент:

<p>Группа</p>	<p>ФИО</p>	<p>Подпись</p>	<p>Дата</p>
<p>4К41</p>	<p>Белкин Сергей Алексеевич</p>		

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

Студенту:

Группа	ФИО
4К41	Белкин Сергей Алексеевич

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	НОЦ им. Н.М.Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	Машины и аппараты химических производств

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

<i>1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	<i>Расчет затрат</i>
---	----------------------

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<i>1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	<i>Анализ конкурентных технических решений рынка. Морфологический анализ.</i>
<i>2. Планирование научно-исследовательских работ и бюджета на их выполнение</i>	<i>Определение структуры работ. Определение трудоемкости выполнения работ. Разработка графика проведения научных исследований.</i>
<i>3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования</i>	<i>Расчет интегрального показателя эффективности научного исследования</i>

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

<i>1. Морфологическая матрица</i>
<i>2. План-график проведения НИ</i>

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Верховская М.В.	к.э.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К41	Белкин Сергей Алексеевич		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4К41	Белкин Сергей Алексеевич

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	НОЦ им. Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	Машины и аппараты химических производств

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. <i>Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – <i>вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения)</i> – <i>опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы)</i> – <i>негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу)</i> – <i>чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)</i> 	<p><i>Промышленное химическое предприятие, теплообменник для нагревания пропилового спирта. Расположен внутри цеха, пульт управления находится в отдельной операторской.</i></p> <p><i>В ходе производственных процессов возможно возникновение вредных и опасных факторов производственной среды, таких как утечка вредных и опасных веществ, поражение электрическим током, получение термических ожогов, падение с высоты, воздействие вредных шумов и вибрации, возможность возникновения пожара и взрыва, нарушение микроклимата производственных помещений</i></p>
<p>2. <i>Перечень законодательных и нормативных документов по теме</i></p>	<p><i>Конституция Российской Федерации от 12.12.1993</i></p> <p><i>Федеральный закон № 426-ФЗ от 28 декабря 2013 года «О специальной оценке условий труда»</i></p> <p><i>Федеральный закон №184-ФЗ «О техническом регулировании от 27 декабря 2002 года.</i></p> <p><i>Федеральный закон № 123-ФЗ от 22.07.2008 г (ред. от 10.07 2012г) «Технический регламент о требованиях к пожарной безопасности»</i></p> <p><i>Федеральный закон от 21.07.97 г. № 116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов»</i></p>

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. <i>Анализ выявленных вредных и опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – <i>физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;</i> 	<p>1. <i>Опасность взрыва или пожара</i></p> <p>2. <i>Повышенный уровень вибрации</i></p> <p>3. <i>Повышенная температура воздуха рабочей зоны</i></p>
--	--

<ul style="list-style-type: none"> – действие фактора на организм человека; – приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); – предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства) 	<p>4. Повышенный уровень шума</p> <p>5. Опасность поражения электрическим током</p> <p>6. Опасность травм при работе с подвижными частями оборудования</p> <p>7. Повышенная температура поверхности оборудования</p>
<p>2. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> – защита селитебной зоны – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды. 	<p>Мероприятия по устранению выброса в окружающую среду отходов и вредных веществ:</p> <p>1) Совершенствование технологического процесса</p> <p>2) Снижение потребления энергии без увеличения количества выбросов</p> <p>3) Установка дополнительных систем очисток, либо замена существующих или их усовершенствование</p>
<p>3. Защита в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> – перечень возможных ЧС на объекте; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; – разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС; – разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий 	<p>Типичная ЧС – возможность взрыва при несоблюдении норм взрыво- и пожаробезопасности.</p> <p>Взрывобезопасность должна обеспечиваться мерами взрывопреупреждения и взрывозащиты, осуществлением специальных организационных и организационно-технических мероприятий в объеме требований, установленных действующими нормами взрывобезопасности.</p>
<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны 	<p>Для работников, занятых на работе с вредными или опасными условиями труда, законодатель установил сокращенную продолжительность рабочего времени – не более 36 часов в неделю (ст.92 ТК РФ, п.1 Постановления Правительства РФ от 20.11.2008 N 870).</p>
<p>Перечень графического материала:</p>	
<p>При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров)</p>	

<p>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</p>	
--	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Штейнле А.В.	К.М.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К41	Белкин Сергей Алексеевич		

Запланированные результаты обучения по ООП

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
P1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические и специальные знания в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (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)

Реферат

В бакалаврской работе рассчитан теплообменник для нагрева пропанола.

Произведен технологический, тепловой и конструктивно-механический расчет проектируемого аппарата.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» приведен анализ конкурентных технических решений, проведено планирование научно-исследовательских работ, определена структура работ в рамках научного исследования, выполнено определение трудоемкости выполнения работ, разработан график проведения научного исследования, рассчитаны затраты, определена ресурсная, финансовая, бюджетная, социальная и экономическая эффективности исследования.

Раздел «Социальная ответственность» включает в себя определение вредных и опасных производственных факторов, предложения способов снижения негативного воздействия на организм человека.

Дипломный проект содержит расчетно-пояснительную записку из 85 страниц текста, 19 таблиц, 20 рисунков, 29 источников и графическую часть из 2 листов формата А1, 2 листа формата А3 и 2 листов формата А4.

Содержание

Введение	11
1 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	16
1.1 Тепловые расчеты	16
1.2 Ориентировочный расчет и подбор теплообменника	18
1.3 Уточненный расчет	19
1.4 Гидравлический расчет	22
1.4.1 Расчет потерь давления в трубном пространстве теплообменника	23
1.4.2 Расчет потерь давления в трубопроводе	24
1.4.3 Подбор насоса из каталога по рассчитанным данным	25
1.5 Расчет толщины изоляции	25
2 КОНСТРУКТИВНО – МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	27
2.1 Выбор материала	27
2.2 Расчет обечайки корпуса аппарата	27
2.3 Подбор крышки и днища	29
2.4 Толщина трубных решеток	29
2.5 Расчет и подбор штуцеров и фланцев	30
2.6 Расчет опорных лап	32
3 ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА	34
3.1 Методика расчёта	34
3.2 Теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками, компенсатором или расширителем на кожухе	34
3.3 Расчет температурных деформаций	49
4 РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОСТИ УКРЕПЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ	51
5 РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ	53
6 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ	62
6.1 Анализ конкурентных технических решений	62
6.2 Определение возможных альтернатив конструктивного исполнения оборудования	64
6.3 Этап планирования	65
6.4 Этап расчета затрат	69
6.5 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	72
7 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ	74

7.1 Производственная безопасность.....	74
7.2 Анализ вредных факторов, возникающих при эксплуатации проектируемого теплообменника	76
7.3 Анализ вредных факторов, возникающих при эксплуатации проектируемого теплообменника	78
7.4 Экологическая безопасность	80
7.5 Безопасность в аварийных ситуациях	80
7.6 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	81
7.7 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	82
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	83
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ И ИСТОЧНИКОВ	84

Введение

Теплопередача – это наука о процессах распространения теплоты. Различают три различных способа переноса теплоты: теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение. В реальных установках теплота передаётся комбинированным путём, однако вклад этих трёх составляющих в общий перенос теплоты неодинаков и определяется многими условиями: природой теплоносителя, агрегатным состоянием, температурным и гидродинамическим условиям и т.д.

Конвекция – перенос тепла вследствие движения и перемещения микроскопических объемов газа или жидкости.

В химической технологии теплообменные аппараты довольно широко распространены, применяются в различных производствах легкой и тяжелой промышленности. Для обеспечения того или иного технологического процесса применяются различные типы теплообменных аппаратов.

В зависимости от способа передачи тепла различают две основные группы теплообменников:

1) Поверхностные теплообменники, в которых перенос тепла между обменивающимися теплом средами происходит через разделяющую их поверхность теплообмена – глухую стенку;

2) Теплообменники смешения, в которых тепло передается от одной среды к другой при их непосредственном соприкосновении. Значительно реже применяются в химической промышленности регенеративные теплообменники, в которых нагрев жидких сред происходит за счет их соприкосновения с ранее нагретыми твердыми телами-насадкой, заполняющей аппарат, периодически нагреваемой другим теплоносителем.

Теплообменники типа “труба в трубе”

При сравнительно небольших тепловых нагрузках (малых производительностях по теплоносителям), когда требуемая величина теплопередающей поверхности незначительна (до 20÷40 м²), на практике рекомендуется использование наиболее простых по устройству, изготовлению, монтажу и эксплуатации теплообменников типа “труба в трубе”.

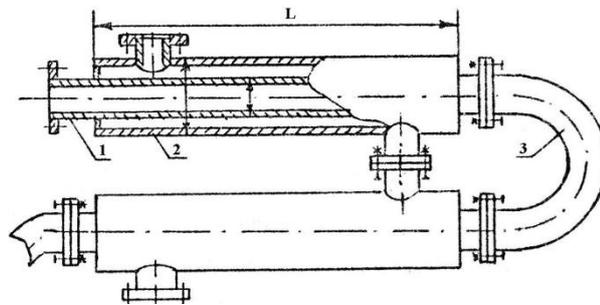


Рисунок 1 – Неразборный теплообменник типа «труба в трубе»: 1- теплообменная труба; 2 – кожуховая труба; 3 – калач.

Пластинчатые теплообменники

В пластинчатых теплообменниках поверхность теплообмена образуется набором тонких штампованных гофрированных пластин, которые собраны в пакеты и разделены между собой специальной формы и профиля уплотнительной термостойкой резиной. Пластины в пакетах сжимаются между неподвижной и подвижной плитами, образуя разграниченные между собой плоские щелевидной формы каналы для прохода горячего и холодного теплоносителя. При этом следует иметь в виду, что под пакетом подразумевается группа пластин, которые образуют систему параллельных каналов для движения теплоносителя только в одном направлении.

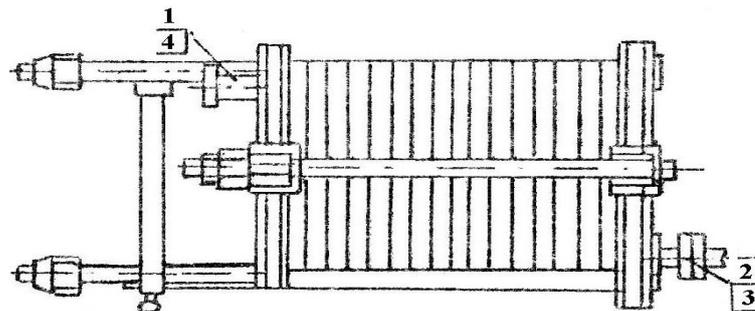


Рисунок 2 – Пластинчатый теплообменник на двухопорной раме: 1 - 4 – штуцеры для теплоносителей.

Спиральные теплообменники

В спиральных теплообменниках поверхность теплопередачи образуется двумя листами (лентами) из углеродистой или легированной стали, свернутыми в виде спирали вокруг центральной перегородки (керна).

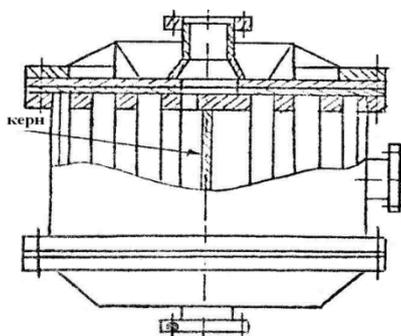


Рисунок 3 – Спиральный теплообменник.

Кожухотрубные теплообменники.

Кожухотрубные теплообменные аппараты используются для практической реализации таких процессов, как нагревание (охлаждение), конденсация и испарение. Соответственно аппараты называются теплообменниками, холодильниками, конденсаторами и испарителями.

Кожухотрубные теплообменники:

- с двойными трубами;
- с линзовым компенсатором;
- с плавающей головкой;
- с U-образными трубами;

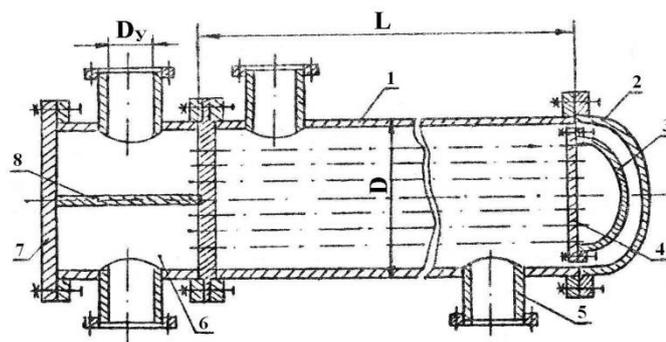


Рисунок 4 – Кожухотрубный теплообменник с плавающей головкой: кожух; 2 – крышка кожуха; 3 – крышка плавающей головки; 4 – трубная решетка плавающей головки; 5 – штуцер; 6 – распределительная камера; 7 – крышка распределительной камеры; 8 – перегородка.

Змеевиковые теплообменники.

Основным теплообменным элементом является змеевик-труба, согнутая по определенному профилю.

Аппарат имеет корпус 1, в котором размещен змеевик 3 или система змеевиков. Витки змеевика ориентированы по винтовой линии. При большой площади поверхности

теплообмена змеевики по длине набирают из нескольких секций. Во избежание прогибов труб при большом числе витков и большом диаметре навивки каждый виток закрепляют болтами на стойках.

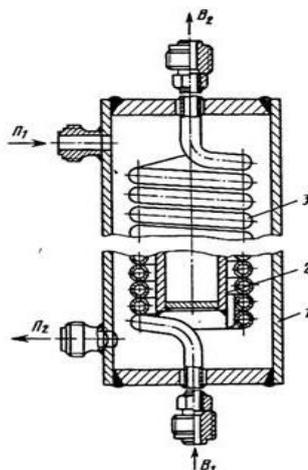


Рисунок 5 – Змеевиковый теплообменник.

Оросительные теплообменники.

Оросительные теплообменники применяют в основном для охлаждения жидкостей и газов или конденсации паров.

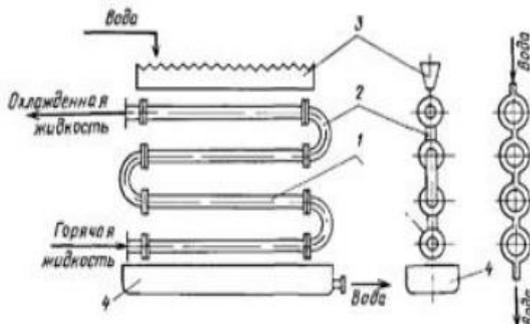


Рисунок 6 – Оросительный теплообменник

Оребренные теплообменники.

К числу компактных и эффективных теплообменников, созданных за последнее время, относятся разные конструкции теплообменных аппаратов с оребренными поверхностями. Применение оребрения со стороны теплоносителя, отличающегося низкими значениями коэффициентов теплоотдачи, позволяют значительно повысить тепловые нагрузки аппаратов.

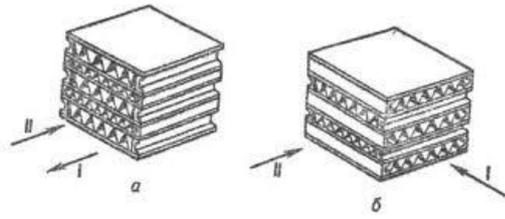


Рисунок 7 – Схема устройства пластинчато-ребристого теплообменника.

1 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Технологический расчет заключается в тепловом расчете теплообменника, и выбор из ряда стандартных теплообменников для дальнейших расчетов.

Исходные данные:

Производительность – 220 тонн/сутки

Нагреваемый агент - пропанол

Давление в межтрубном пространстве: $P = 0.1$ МПа;

Температура нагрева: $T=97,2^{\circ}\text{C}$;

1.1 Тепловые расчеты

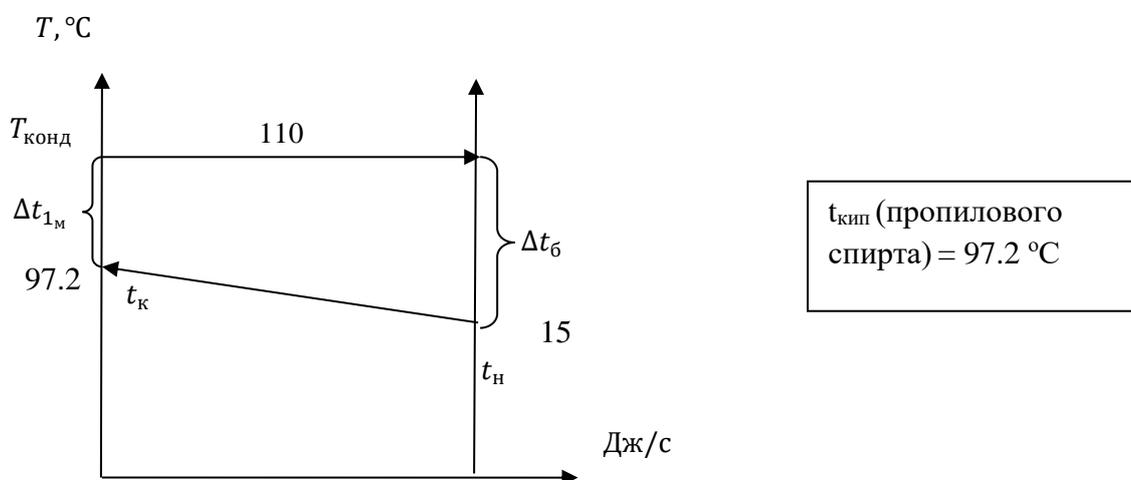
Переведем производительность по пропанолу (G_2) в кг/с:

$$G_2 = 220 \frac{\text{тонн}}{\text{сутки}} = \frac{220 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} = 2,55 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.1)$$

Из табл. LVI [1, с. 548] в качестве горячего теплоносителя принимаем водяной насыщенный пар с параметрами:

$$P = 1,461 \text{ кгс/см}^2 = 0,14 \text{ МПа};$$

$T_{\text{конд}} = 110^{\circ}\text{C}$. Температурная схема процесса:



Рассчитаем большую (Δt_6) и малую ($\Delta t_{\text{м}}$) разность температур на концах теплоносителей:

$$\Delta t_6 = T_2 - t_1 = 110 - 15 = 95^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_M = T_1 - t_2 = 110 - 97,2 = 12,8^\circ\text{C},$$

где $T_1 = T_2 = T_{\text{конд}}$ – температура конденсации греющего пара, $^\circ\text{C}$;

t_1 – температура пропанола на входе в теплообменник, $^\circ\text{C}$;

t_2 – температура пропанола на выходе из теплообменника, $^\circ\text{C}$.

Средняя разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$ определим по уравнению 4.78 [1, с. 169]:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_M)} = \frac{95 - 12,8}{\ln(\frac{95}{12,8})} = 41,1^\circ\text{C}. \quad (1.2)$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_1 * I_{\text{п}} + G_2 * C_p * t_1 = G_1 * I_{\text{к}} + G_2 * C_p * t_2, \quad (1.3)$$

где G_1 – массовый расход греющего пара, кг/с;

G_2 – массовый расход пропанола, кг/с;

$I_{\text{п}}$ – удельная энтальпия водяного пара, Дж/кг;

$I_{\text{к}}$ – удельная энтальпия конденсата водяного пара, Дж/кг;

C_{p2} – теплоемкость пропанола при средней температуре, Дж/(кг · К).

$Q_{\text{п}}$ – тепловые потери (примем 5%);

Из уравнения теплового баланса выразим расход греющего водяного пара:

$$G_1 = \frac{G_2 \cdot C_p \cdot (t_2 - t_1) \cdot 1,05}{I_{\text{п}} - I_{\text{к}}}. \quad (1.4)$$

Из табл. LVI [1, с. 548] удельная энтальпия греющего пара при $T_{\text{конд}} = 110^\circ\text{C}$:

$$I_{\text{к}} = 461,3 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$I_{\text{п}} = 2696 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Расход греющего пара:

$$G_1 = \frac{2,55 \cdot 2765,4 \cdot (97,2 - 15) \cdot 1,05}{(2696 - 461,3) \cdot 10^3} = 0,27 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Тепловая нагрузка:

$$Q = G_2 \cdot C_p \cdot (t_2 - t_1) = 2,55 \cdot 2765,4 \cdot (97,2 - 15) = 608638,3 \text{ Вт}. \quad (1.5)$$

1.2 Ориентировочный расчет и подбор теплообменника

Принимаем трубы Ø25x2:

$d_{нар} = 25$ мм – наружный диаметр трубок;

$\delta = 2$ мм – толщина стенок трубок;

$d_{вн} = d_{нар} - 2 \cdot \delta = 25 - 2 \cdot 2 = 21$ мм – внутренний диаметр трубок.

Найдем максимальную и минимальную ориентировочную поверхность теплопередачи:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}}; \quad (1.6)$$

$$K_{op} = 120 - 340 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$F_{op}^{min} = \frac{608638,3}{340 \cdot 41,1} = 43,5 \text{ м}^2$$

$$F_{op}^{max} = \frac{608638,3}{120 \cdot 41,1} = 123,4 \text{ м}^2$$

В первом приближении примем характер движения трубного потока турбулентным:

$$Re_{op} = 10000.$$

По рис. V [1, с. 556] определяем вязкость пропанола при средней температуре 41,1°C:

$$\mu = 1,33 \text{ мПа} \cdot \text{с};$$

Рассчитаем ориентировочное число труб на один ход:

$$n' = \frac{G_2}{0,785 \cdot Re_{op} \cdot d_{вн} \cdot \mu} = \frac{2,55}{0,785 \cdot 10000 \cdot 0,021 \cdot 1,33 \cdot 10^{-3}} = 11,6 \approx 12. \quad (1.7)$$

Опираясь на рассчитанные данные, выберем теплообменник из табл. 4.12 [1, с.215]:

Таблица 1 – Параметры выбранного теплообменного аппарата

Число ходов, Z	Наружный диаметр, D, мм	Общее число труб, N	Число труб на один ход, n	Поверхность теплообмена, м ² , F
6	600	204	34	61

1.3 Уточненный расчет

Уточняем значение критерия Re :

$$Re = \frac{n'}{n} \cdot Re_{op} = \frac{12}{34} \cdot 10000 = 3529,4. \quad (1.8)$$

$Re < 10000$ – режим течения пропанола переходный.

Рассчитаем действительную поверхность теплообмена, выражая ее из основного уравнения теплопередачи 4.72 [1, с. 168]:

$$K_{дейст} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \Sigma R}, \quad (1.9)$$

Где α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющего пара к стенке;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к пропанолу;

ΣR – сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений.

1.3.1 Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке

Коэффициент теплоотдачи от водяного пара к стенке определим по формуле 4.49а [1, с. 161]:

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot N \cdot d_n}{\mu_1 \cdot G_1}}, \quad (1.10)$$

где ρ_1 – плотность конденсата водяного пара, кг/м³;

μ_1 – вязкость конденсата водяного пара, Па · с;

λ_1 – коэффициент теплопроводности конденсата водяного пара, Вт/(м · К).

Теплофизические величины берем при температуре пленки

$$T_{пленки} = \frac{T_{конд} + t_{ст1}}{2}, \quad (1.11)$$

где $t_{ст1} = T_{конд} - 0,1 \cdot \Delta t_{ср} = 110 - 0,1 \cdot 41,1 = 105,89^\circ\text{C}$.

$$T_{пленки} = \frac{110 + 105,89}{2} = 107,9^\circ\text{C}.$$

Из табл. XXXIX [1, с. 537] имеем:

$$\rho_1 = 952,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\mu_1 = 261,2 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\lambda_1 = 0,685 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Поправочную функцию ε_t для водяного пара принимаем равной 1.

Коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 1 \cdot 0,685 \cdot \sqrt[3]{\frac{952,4^2 \cdot 204 \cdot 0,025}{261,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,27}} = 10436,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

1.3.2 Коэффициент теплоотдачи от стенки к смеси

Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к пропанолу выразим из формулы 4.11 [1, с. 150]:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{\text{экв}}}, \quad (1.12)$$

где Nu – критерий Нуссельта;

λ_2 – коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К);

$d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр; для труб круглого сечения $d_{\text{экв}} = d_{\text{вн}}$.

Для переходной области критерий Нуссельта рассчитывается из зависимости рис. 4.1 [1, с. 154]:

$$Nu = 9 \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}, \quad (1.13)$$

где Pr – критерий Прандтля при средней температуре пропанола;

Pr_{cm} – критерий Прандтля при температуре стенки.

Критерии Прандтля находим по рис XIII [1, с. 564]:

$$Pr = 23;$$

$$Pr_{cm} = 12.$$

Критерий Нуссельта равен:

$$Nu = 9 \cdot 23^{0,43} \cdot \left(\frac{23}{12}\right)^{0,25} = 40,887.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к пропанолу:

$$\alpha_2 = \frac{40,887 \cdot 0,151}{0,021} = 294,37 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

1.3.3 Суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений

Рассчитаем сумму термических сопротивлений стенки и загрязнений [1, с. 195]:

$$\Sigma R = r_{31} + r_{32} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} \quad (1.14)$$

где r_{31} – тепловое сопротивление загрязнения стенки со стороны пара;

r_{32} – тепловое сопротивление загрязнения стенки со стороны пропанола;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м · К);

δ – толщина стенки трубок, м.

Из табл. XXXI [1, с. 531] выберем тепловые проводимости загрязнений:
со стороны греющего пара

$$\frac{1}{r_{31}} = 5800 \frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}$$

со стороны пропанола

$$\frac{1}{r_{32}} = 5800 \frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}$$

Из табл. XXVIII [1, с. 529] для стали:

$$\lambda_{ст} = 46,5 \frac{Вт}{м \cdot К}$$

Для удобства, рассчитаем величину, обратную сумме сопротивлений – тепловую проводимость:

$$\Sigma R = \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{46,5} = 0,383 \cdot 10^{-3} \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

1.3.4 Коэффициент теплопередачи и поверхность теплообмена

Рассчитаем коэффициент теплопередачи:

$$K_{дейст} = \frac{1}{\frac{1}{10013,1} + \frac{1}{670,63} + 0,383 \cdot 10^{-3}} = 258 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Тогда площадь теплопередачи составит:

$$F_{дейст} = \frac{608638,3}{258 \cdot 41,1} = 57,398 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности:

$$\Delta F = \frac{63 - 57,4}{57,4} \cdot 100 = 9,7 \%. \quad (1.15)$$

Запас поверхности теплообмена достаточен.

1.4 Гидравлический расчет

Целью гидравлического расчета является расчет потерь давления в трубопроводе и в трубном пространстве теплообменника с дальнейшим выбором насоса для того, чтобы нагреваемая вода поступала в теплообменник из резервуара.

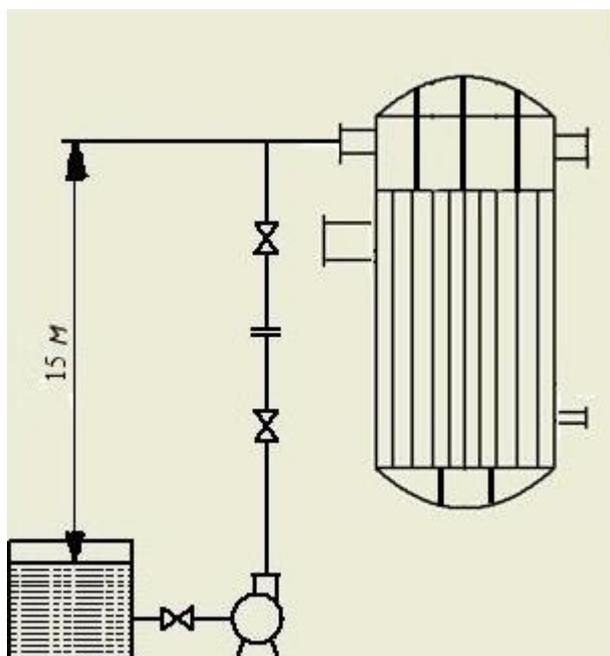


Рисунок 1.1 – Эскиз трубопровода

Рассчитаем мощность, потребляемую двигателем насоса для перемещения пропанола из резервуара в теплообменник (в трубную зону) по формуле [1, с. 20]:

$$N = \frac{V \cdot \Delta P_{общ}}{1000 \cdot \eta}, \quad (1.16)$$

где V – объемный расход пропанола, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\Delta P_{общ}$ – повышение давления, сообщаемое насосом перекачиваемому потоку и равное полному гидравлическому сопротивлению сети, Па;

η – КПД насоса.

$$\Delta P_{общ} = \Delta P_{тр} + \Delta p. \quad (1.17)$$

1.4.1 Расчет потерь давления в трубном пространстве теплообменника

Расчет потерь давления в трубном пространстве осуществляем по примеру 1.35 [1, с. 54]:

Скорость движения смеси в трубном пространстве при $Re = 3529,4$:

$$\omega_{mp} = \frac{Re \cdot \mu_{см}}{d_{экв} \cdot \rho_{см}}, \quad (1.18)$$

Плотность пропанола равна:

$$\rho_{см} = 788 \frac{кг}{м^3}.$$

Тогда скорость пропанола будет равна:

$$\omega_{mp} = \frac{3529,4 \cdot 1,33 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 788} = 0,284 \frac{м}{с}.$$

Скоростное давление в трубах:

$$\Delta p_{ск} = \frac{\rho w^2}{2} = \frac{788 \cdot 0,284^2}{2} = 32 \text{ Па}. \quad (1.19)$$

Потеря давления на преодоление трения в трубах:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \left(\frac{nL}{d} \right) \Delta p_{ск} = 0,037 \cdot \left(\frac{6 \cdot 4}{0,021} \right) \cdot 32 = 1353 \text{ Па}. \quad (1.20)$$

По табл. XIII [1, с.520] находим коэффициенты местных сопротивлений.

Вид сопротивления	ζ	$\sum \zeta$
Входная и выходная камера	1,5	1,5
Вход в трубы и выход из них	1	1*12=12
Поворот на 180° из одной секции в другую	2,5	2,5*5=12,5

Скорость пропанола в штуцерах:

$$w_{шт} = w \cdot \frac{n \cdot d_{тр}^2}{d_{шт}^2} = 0,284 \cdot \frac{204 \cdot 6 \cdot 0,021^2}{0,055^2} = 1,41 \text{ м/с}. \quad (1.21)$$

Скоростное давление в штуцерах:

$$\Delta p'_{ск} = \frac{\rho w_{шт}^2}{2} = \frac{788 \cdot 1,41^2}{2} = 783 \text{ Па}.$$

Скорость в штуцере больше скорости в трубах, поэтому потери давления для входной и выходной камер находим по скорости в штуцерах, а потери при входе и выходе из труб и при поворотах из одной секции в другую – по скорости в трубах:

$$\Delta p_{mc} = 1,5 \cdot 783 + (12 + 2,5 \cdot 5) \cdot 32 = 1958,5 \text{ Па} \quad (1.22)$$

Общее гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника:

$$\Delta p_{сум} = \Delta p_{mc} + \Delta p_{тр} = 1958,5 + 1353 = 3311,5 \text{ Па} \quad (1.23)$$

1.4.2 Расчет потерь давления в трубопроводе

Потери давления в трубопроводе находим по формуле 1.49 [1, с. 25]:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \left(1 + \frac{\lambda \cdot L}{d} + \Sigma \zeta \right) + \rho \cdot g \cdot h_{под} + \Delta p_{дон}, \quad (1.24)$$

где ρ – плотность пропанола при начальной температуре, кг/м³;

ω – скорость пропанола в трубопроводе, м/с.

Плотность пропанола при начальной температуре $t_1 = 15^\circ\text{C}$.

По табл. IV [1, с. 512] определим плотности пропанола:

$$\rho = 808 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

Длина всего трубопровода, включая местные сопротивления – 45 м. Трубопровод выполнен из стальных труб диаметром:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{см}}{\pi \cdot \rho_{см} \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,55}{3,14 \cdot 808 \cdot 1,5}} = 0,052 \text{ м}, \quad (1.25)$$

где ω – скорость движения жидкости в трубопроводе, принимаем $\omega=1,5$ м/с [1, с. 17].

Примем диаметр труб 57 x 2,5 мм.

Критерий Рейнольдса Re:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,5 \cdot 0,057 \cdot 808}{1,33 \cdot 10^{-3}} = 47386. \quad (1.26)$$

Коэффициент трения при $d/e = 57/0,2 = 285$:

$$\lambda = 0,029.$$

Местные сопротивления:

- Диафрагма ($d_d=51$ мм);
- Отводы ($\phi=90^\circ$ $n=4$);
- Задвижки ($n=2$)

По табл. XIII [1, стр.520] находим коэффициенты местных сопротивлений.

Вид сопротивления	$\Sigma \zeta$
Вход жидкости из бака в трубопровод (труба с острыми краями)	0,5

Задвижка	2·0,5=1
Отвод ($\phi=90^\circ$, $R_0/d=2$)	4·0,15=0,6
Диафрагма ($((d_d/d_{вн.гр.})^2=0,4$, $m=0,4$)	8,25
Итого:	10,35

$$\Delta p = \frac{808 \cdot 1,5^2}{2} \left(1 + \frac{0,029 \cdot 45}{0,052} + 10,35 \right) + 808 \cdot 9,81 \cdot 15 + 0,1 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 161836,7 \text{ Па}$$

1.4.3 Подбор насоса из каталога по рассчитанным данным

Находим общие потери давления:

$$\Delta P_{\text{общ}} = 3311,5 + 161836,7 = 165148,3 \text{ Па.}$$

Объемный расход пропанола равен:

$$V = G_{\text{см}} / \rho_{\text{см}} = 2,55 / 808 = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (1.27)$$

Рассчитаем мощность, потребляемую двигателем насоса.

Примем КПД насоса $\eta=0,65$:

$$N = \frac{0,0032 \cdot 165148,3}{1000 \cdot 0,65} = 0,81 \text{ кВт.}$$

По рассчитанным данным подбираем насос [2, с. 38]

Насос					Электродвигатель		
Марка	Q, м ³ /с	H, м.ст.ж	n, 1/с	η_n	тип	N _n , кВт	η_n
X8/18	2,4·10 ⁻³	18	48,3	0,4	ВАО-31-2	3	0,82

1.5 Расчет толщины изоляции

Примем температуру окружающего воздуха $t_0 = 20^\circ\text{C}$ (в помещении) и определим суммарный коэффициент теплоотдачи в окружающую среду лучеиспусканием и конвекцией по уравнению [1, с. 168]:

$$\alpha = 9,3 + 0,058 \cdot \Delta t, \quad (1.28)$$

где Δt – разность температур поверхности аппарата и окружающего воздуха.

Примем температуру поверхности изоляции $t_{\text{ст}} = 40^\circ\text{C}$ [4.30, 1, с. 201].

Тогда:

$$\alpha = 9,3 + 0,058 \cdot (40 - 20) = 10,46 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Удельный тепловой поток:

$$q = \alpha(t_{\text{ст}} - t_0) = 10,46 \cdot (40 - 20) = 209,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (1.29)$$

Принимая приближенно, что все термическое сопротивление сосредоточено в слое изоляции, можно написать:

$$q = K(t_{\text{вн}} - t_0) \approx \frac{\lambda}{\delta}(t_{\text{вн}} - t_0), \quad (1.30)$$

откуда толщина слоя изоляции:

$$\delta = \frac{\lambda}{q}(t_{\text{вн}} - t_0) = \frac{0,09}{209,2}(110 - 20) = 0,034 \text{ м},$$

где $\lambda = 0,09 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности совелита [табл. XXVIII, 1, с. 529].

Толщину изоляции следует принять равную 35 мм.

В данном разделе проведен ориентировочный и уточненный расчет теплообменника, подобран шестиходовой теплообменник диаметром 600 мм и толщиной стенки 6 мм, имеющий 204 трубки и поверхность теплообмена 61 м². Проведен гидравлический расчет и подбор насоса, а также рассчитана толщина изоляции s=35 мм.

2 КОНСТРУКТИВНО – МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

2.1 Выбор материала

Исходя из того, что в теплообменнике происходит теплообмен между насыщенным водяным паром и органической средой, материал следует выбирать так, чтобы он был устойчив к данной среде. Из справочника [4, с. 231] выбираем сталь 16ГС. Из этой стали будут изготовлены корпус аппарата и его трубные решетки.

2.2 Расчет обечайки корпуса аппарата

Расчетная схема корпуса приведена на рис 1.

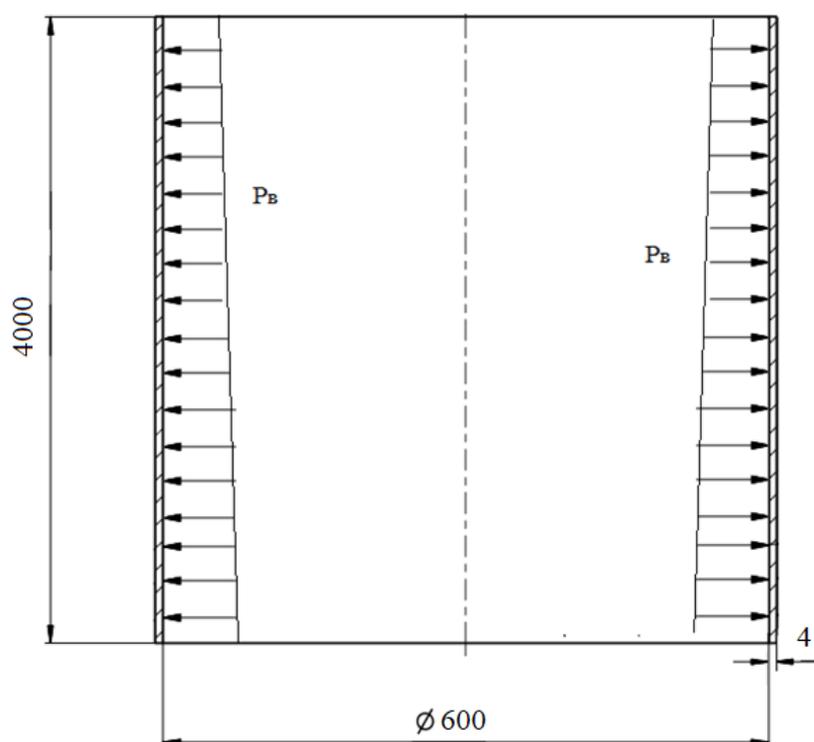


Рисунок 2.1 – Расчетная схема цилиндрической обечайки

Цель расчета толщины обечайки корпуса – обеспечение необходимой прочности при условиях работы и испытания.

Обечайка – это цилиндрический корпус аппарата, который работает, как правило, под избыточным внутренним или внешним давлением.

Принимаем вид сварного шва и способ сварки:

- стыковой с двусторонним сплошным проваром, выполненный автоматической сваркой;

- длина контролируемых швов от общей длины составляет 50%.

Принимаем коэффициент прочности сварных швов $\varphi=0,9$ [6, с. 407].

Расчетная толщина стенки по формуле 15.4 [6, с. 413]:

$$S = \frac{Dp}{2\sigma_d\varphi} + c, \quad (2.1)$$

где c – прибавка к расчетной толщине на коррозию;

D – наружный диаметр обечайки, мм;

p – рабочее давление, МПа;

σ_d – допускаемое напряжение материала обечайки, МПа;

φ – коэффициент прочности сварного шва.

Рабочее давление рассчитывается как:

$$p = p_{\text{изб}} + p_{\text{гидр}}$$

где $p_{\text{изб}}$ – избыточное давление насыщенного водяного пара;

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}} = 0.14 - 0.1 = 0.04 \text{ МПа}$$

$p_{\text{гидр}}$ – гидростатическое давление столба жидкости;

$$p_{\text{гидр}} = \rho * g * H = 1000 * 10 * 4 = 0.04 \text{ МПа}$$

Тогда рабочее давление:

$$p = p_{\text{изб}} + p_{\text{гидр}} = 0.04 + 0.04 = 0.08 \text{ МПа}$$

Давление при испытаниях:

$$p_{\text{и}} = 1.25 * p * \frac{[\sigma_{20}]}{[\sigma_T]}, \quad (2.2)$$

где $[\sigma_{20}]$ – допускаемое напряжение металла при 20°C;

$[\sigma_T]$ – допускаемое напряжение металла при рабочей температуре.

$$p_{\text{и.тр}} = 1.25 * 0.1 * \frac{183}{159} = 0.14 \text{ МПа,} \quad \text{– в трубном пространстве}$$

$$p_{\text{и.мт}} = 1.25 * 0.8 * \frac{136}{123} = 1.1 \text{ МПа,} \quad \text{– в межтрубном пространстве.}$$

По рис. 14.2 [6, с. 406] определим номинальное допускаемое напряжение для стали марки 16ГС при $T=110^\circ\text{C}$:

$$\sigma_d = 159 \text{ МПа.}$$

Поправку на коррозию принимаем равной $c = 2$ мм.

Толщина стенки обечайки с учетом прибавок:

$$S_{\text{об}} = \frac{Dp}{2\sigma_d\varphi} + c = \frac{600 \cdot 0,08}{2 \cdot 142 \cdot 1} + 2 = 2,17 \text{ мм.}$$

Принимаем исполнительную толщину стенки обечайки $S_{\text{об}}=6$ мм.

Проверка на условие прочности. Допускаемое избыточное давление:

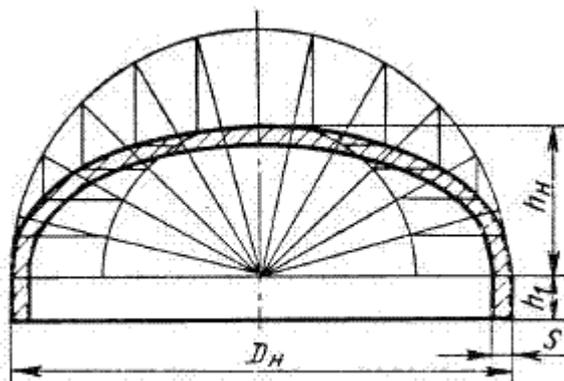
$$[p]_{\text{MT}} = \frac{2 * 159 * 0.9 * (6 - 2)}{600 + (6 - 2)} = 1.9 \text{ МПа,}$$

$$[p]_{\text{T}} = \frac{2 * 123 * 0.9 * (6 - 2)}{600 + (6 - 2)} = 1.4 \text{ МПа.}$$

Как видно из расчетов расчетные давления не превышают допускаемых.

2.3 Подбор крышки и днища

По ГОСТ 6533 – 68 принимаем крышку/днище эллиптическое отбортованное по [6, с. 444] как на рисунке ниже:



$D_{\text{н}}$	$h_{\text{н}}$	h	m
ММ			КГ
600	150	25	13,9

Рисунок 2.2 – Выбранная эллиптическая крышка и ее параметры

Проверим крышку на прочность, для этого необходимо рассчитать условное давление и сравнить с условным допускаемым давлением для данной крышки:

$$p_{\text{усл}} = 1.0 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{р.усл}} = p_{\text{р}} * \frac{[\sigma_{20}]}{[\sigma_{\text{T}}]} = 0.1 * \frac{183}{159} = 0,115$$

Как видно, расчетное условное давление не превышает допускаемого для данной крышки, а значит ее можно использовать.

2.4 Толщина трубных решеток

Толщина трубных решеток зависит от диаметра развальцованных теплообменных труб и конструкции теплообменника, поскольку напряжение, под действием которых

находится и работает трубная решетка, определяется не только давлением рабочей среды, но и особенностями конструкции аппарата.

Толщину трубной решетки находим по формуле 25.1 [6, с. 636]:

$$S_{\text{тр.реш.}} = K \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma_{\text{ид}}}}, \quad (2.2)$$

где $\sigma_{\text{ид}}$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала решетки, Мн/м².

Значения параметров K , D и p определим из таблицы 25.3 [6, с. 637]:

$$K = 0,28; \quad D = D_{\text{н}} = 600; \quad p = 0,1;$$

$$S_{\text{тр.реш.}} = 0,28 \cdot 600 \cdot \sqrt{\frac{0,1}{142}} = 5,4 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину трубной решетки $S_{\text{тр.реш.}} = 40$ мм по требованиям ГОСТ Р 55601-2013.

2.5 Расчет и подбор штуцеров и фланцев

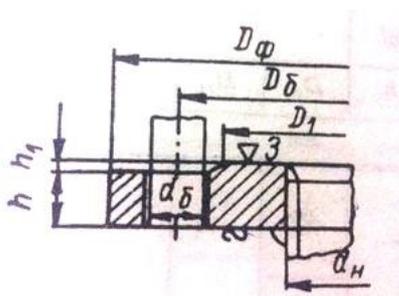


Рисунок 2.3 – Расчетная схема для подбора штуцеров и фланцев

Расчёт штуцеров сводится к определению диаметра (см. Рисунок 2.3) штуцера по уравнению:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}}, \quad (2.3)$$

где ω – скорость; для жидкости принимается 0,1-2 м/с, для пара – 10-30 м/с;

G – массовый расход соответствующего потока теплоносителя, кг/с;

ρ – плотность при соответствующих условиях, кг/м³.

2.5.1 Внутренний диаметр штуцеров для подвода и отвода пропанола

По табл. IV [1, с. 512] определим плотность пропанола при средней температуре $t_{cp} = 55^{\circ}\text{C}$:

$$\rho = 788 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \omega_2 \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,55}{3,14 \cdot 1 \cdot 788}} = 0,064 \text{ м}$$

Принимаем $d = 57 \text{ мм}$.

Фланцы [6, с. 547]:

D_y	d_n	D_ϕ	D_6	D_1	Болты		Тип фланцев – 1	
					d_6		ГОСТ 1255-67	
мм							h , мм	Масса, кг
50	57	160	125	102	M16	4	15	2,06

2.5.2 Диаметр штуцера для входа пара

Плотность насыщенного водяного пара при $T=110^{\circ}\text{C}$ [1, с. 548]:

$$\rho_n = 0,8254 \text{ кг/м}^3.$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \omega_n \cdot \rho_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,27}{3,14 \cdot 20 \cdot 0,8254}} = 0,144 \text{ м} = 144 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 133 \text{ мм}$.

Фланцы [6, с. 547]:

D_y	d_n	D_ϕ	D_6	D_1	Болты		Тип фланцев – 1	
					d_6		ГОСТ 1255-67	
мм							h , мм	Масса, кг
125	133	245	210	188	M16	8	21	5,40

2.5.3 Диаметр штуцера для выхода конденсата водяного пара

Плотность воды при $t_{cp} = 110^{\circ}\text{C}$:

$$\rho_k = 951 \text{ кг/м}^3$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \omega_k \cdot \rho_k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,27}{3,14 \cdot 1 \cdot 951}} = 0,019 \text{ м} = 19 \text{ мм}.$$

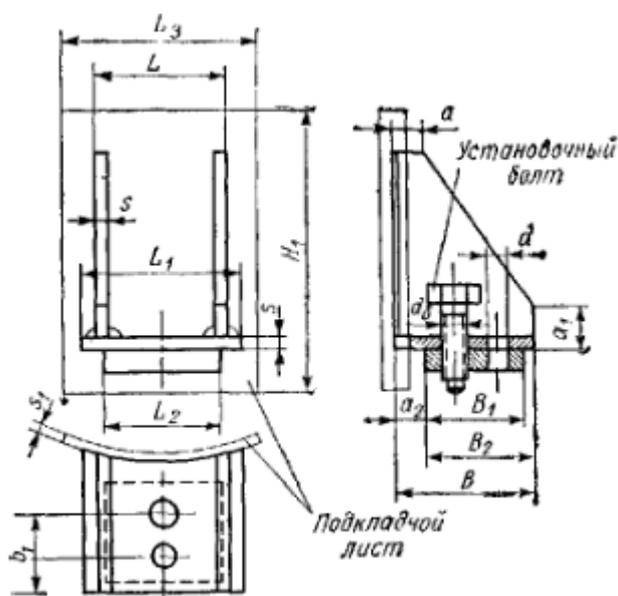
Принимаем $d = 18$ мм.

Фланцы [6, с. 547]:

D_y	d_H	D_Φ	D_6	D_1	Болты		Тип фланцев – 1	
					d_6		ГОСТ 1255-67	
мм							h , мм	Масса, кг
15	18	95	65	45	M12	4	10	0,51

2.6 Расчет опорных лап

Рассчитаем массу аппарата. Принимаем конструкцию, изображенную на Рисунке 2.4.



Р МН	L	L ₁	L ₂	B	B ₁	B ₂	b	b ₁	H	h	s	a	a ₁	a ₂	R	d	d ₆	масса	Подкладной лист		
																			s ₁	L ₃	H ₁
																				мм	
0,010	100	120	90	195	185	90	22	70	235	14	6	25	50	105	12	24	M16	4,29	12	150	310

Рисунок 2.4 – Расчетная схема и параметры выбранной опоры

Масса обечайки:

$$m_{об} = 2\pi r S_{об} H_{об} \rho, \quad (2.4)$$

где $r = D/2 = 0,3$ м – радиус обечайки;

$H_{об} = 4,7$ м – высота обечайки;

$\rho = 7850$ кг/м³ – плотность стали.

$$m_{об} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,004 \cdot 4,7 \cdot 7850 = 354,9 \text{ кг.}$$

Масса трубок:

$$m_{\text{тр}} = 0,785 \cdot (d_{\text{нар}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \cdot L \cdot N_{\text{тр}} \cdot \rho = 0,785 \cdot (0,025^2 - 0,021^2) \cdot 4 \cdot 204 \cdot 8700 \\ = 1025,4 \text{ кг.}$$

Масса крышки и днища:

$$m_{\text{кр}} = 13,9 \cdot 2 = 27,8 \text{ кг.}$$

Масса трубных решеток:

$$m_{\text{тр.р.}} = 2 \cdot 0,785 (D_{\text{н}}^2 - d_{\text{нар}}^2 \cdot N_{\text{тр}}) \cdot S_{\text{тр.реш.}} \cdot \rho = \\ = 2 \cdot 0,785 \cdot (0,6^2 - 0,025^2 \cdot 204) \cdot 0,04 \cdot 7850 = 114,6 \text{ кг.}$$

Масса аппарата:

$$m_{\text{ап}} = m_{\text{об}} + m_{\text{тр}} + m_{\text{тр.р.}} + m_{\text{кр}} = 354,9 + 1025,4 + 27,8 + 114,6 = 1522,7 \text{ кг.}$$

Рассчитаем массу воды в аппарате:

$$M_{\text{воды}} = V_{\text{ап}} \cdot \rho_{\text{в}}, \quad (2.5)$$

Плотность воды $\rho_{\text{в}}$ принимает равной 1000 кг/м³.

Объем аппарата:

$$V_{\text{ап}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{вн}}^2}{4} \cdot L = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} \cdot 4,7 = 1,32 \text{ м}^3. \quad (2.6)$$

Масса воды в аппарате:

$$M_{\text{воды}} = 1,32 \cdot 1000 = 1320 \text{ кг.}$$

Принимаем, что масса вспомогательных устройств (штуцеров, фланцев, болтов и т.д.) составляет 20% от общей массы, тогда:

Рассчитаем общую нагрузку на опоры $G_{\text{общ}}$:

$$G_{\text{общ}} = [(M + M_{\text{воды}}) \cdot g] \cdot 1,2 = [(1522,7 + 1320) \cdot 10] \cdot 1,2 \\ = 38619,6 \text{ Н.} \quad (2.7)$$

Установим на корпус аппарата 2 опоры. Рассчитываем нагрузку на одну опору:

$$\frac{G_{\text{общ}}}{2} = \frac{38619,6}{2} = 9654,9 \text{ Н.}$$

Из табл. 29.2 принимаем опорные лапы на нагрузку $P=10000 \text{ Н}$ [6, с.673]. Опоры II типа – для аппаратов с теплоизоляцией.

В данном разделе проверили достаточность толщины обечайки и крышек, выбрали штуцера и фланцы и рассчитали опорные лапы.

3 ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

3.1 Методика расчёта

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

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

Расчет ведем в соответствии с ГОСТ Р 52857.7-2007 [7] и использованием программы [8].

Ниже представлена расчетная модель для проектируемого оборудования.

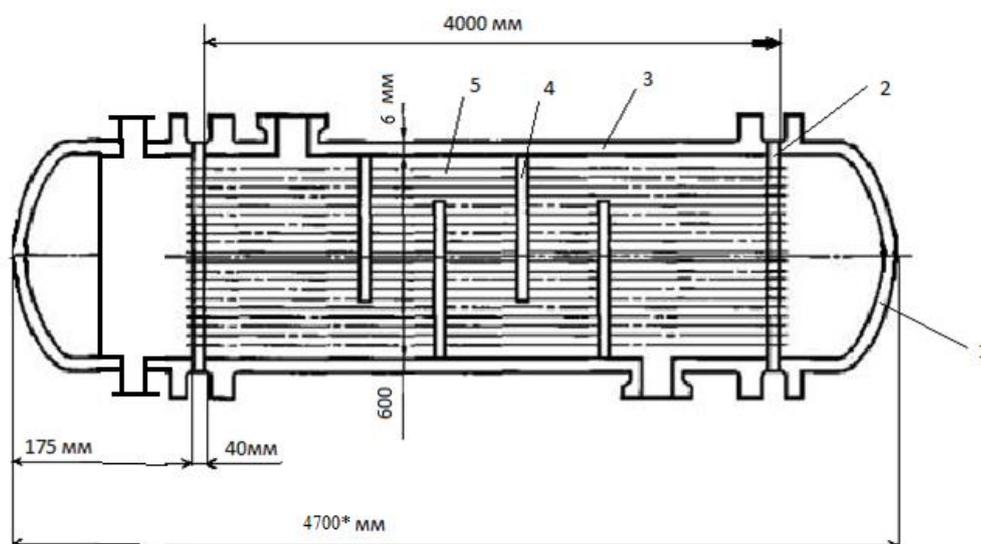


Рисунок 3.1 – Расчетная модель кожухотрубного теплообменника:

- 1- крышка эллиптическая; 2- трубная решетка; 3- корпус $D=600$ мм; 4- перегородка;
5- трубка 25×2 мм.

3.2 Теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками, компенсатором или расширителем на кожухе

Толщины трубных решеток теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками, компенсатором или расширителем на кожухе назначаются конструктивно с последующей проверкой по формулам настоящего раздела стандарта.

3.2.1 Вспомогательные величины

3.2.1.1 Относительную характеристику беструбного края трубной решетки вычисляют по формуле

$$D := 2 \cdot a \quad D = 592 \text{ мм} \quad \text{внутренний диаметр кожуха,}$$

$$m_n := \frac{a}{a_1} \quad m_n = 1.048$$

3.2.1.2 Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата

Модуль упругости основания (системы труб) вычисляют по формуле

$$K_y := \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l} \quad K_y = 6.114 \quad \frac{H}{\text{мм}^3}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_K \cdot s_K} \quad \rho = 4.234$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы — кожух вычисляют по формулам:

$$K_{q1} := 0 \quad K_{p1} := 0$$

$$K_q := 1 + K_{q1} \quad K_q = 1$$

$$\psi_0 = 0.465 \quad \text{- коэффициент прочности перфорированной плиты}$$

Если материалы труб и трубной решетки различны необходимо ввести данные для них:

$$E_{p1} := E_p \quad s_{p1} := s_p \quad E_{p2} := E_p \quad s_{p2} := s_p$$

$$\beta := \begin{cases} \beta \leftarrow \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\psi_0 \cdot E_p}} & \text{if material} = 1 \\ \beta \leftarrow 1.53 \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y}{\psi_0 \cdot \left(\frac{1}{E_{p1} \cdot s_{p1}^3} + \frac{1}{E_{p2} \cdot s_{p2}^3} \right)}} & \text{if material} = 2 \end{cases}$$

$$\beta = 0.01$$

Безразмерный параметр системы решетка — трубы вычисляют по формуле

$$\omega := \beta \cdot a_1 \quad \omega = 2.882$$

Коэффициенты ослабления трубной решетки ϕ_r , ϕ_E , жесткости перфорированной плиты ψ_0 , а также коэффициенты системы кожух — решетка β_1 , обечайка — фланец камеры β_2 и коэффициенты жесткости фланцевого соединения при изгибе K_f приведены в приложениях [1].

3.2.2 Определение усилий в элементах теплообменного аппарата

3.2.2.1 Приведенное давление p_0 вычисляют по формуле

$\alpha_T := \alpha_K$ так как материал идентичен

m_{cp} — коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб:

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{i \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2} \quad m_{cp} = 0.203$$

$$p_0 = 3.193 \quad \text{МПа}$$

3.2.2.2 Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения вычисляют по формуле

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_\phi \cdot R_1} \quad \rho_1 = 1.019$$

3.2.2.3 Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб Φ_1, Φ_2, Φ_3 , определяют по формулам:

$$\Phi := \begin{cases} \left[\begin{array}{l} f1 \leftarrow \frac{0.7}{\omega} \cdot \left(\frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) \right) + \text{bei}(0, \omega) \\ f2 \leftarrow \frac{0.7}{\omega} \cdot \frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) - \text{ber}(0, \omega) \\ x1 \leftarrow \frac{0.7}{\omega} \cdot \left(\frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) \cdot \text{bei}(0, \omega) - \frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) \cdot \text{ber}(0, \omega) \right) \\ T_\Phi \leftarrow -f2 \cdot \frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) - f1 \cdot \frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) \\ \left[\begin{array}{l} \frac{\omega}{T_\Phi} \cdot (\text{ber}(0, \omega)^2 + \text{bei}(0, \omega)^2 + x1) \\ \frac{\omega}{T_\Phi} \cdot \left(\text{ber}(0, \omega) \cdot \frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) + \frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) \cdot \text{bei}(0, \omega) \right) \\ \frac{\omega}{T_\Phi} \cdot \left[\left(\frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) \right)^2 + \left(\frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) \right)^2 \right] \end{array} \right] \text{ if } \omega < 10 \\ \left(\begin{array}{l} \sqrt{2 \cdot \omega} \\ \omega \\ \sqrt{2 \cdot \omega} \end{array} \right) \text{ if } \omega \geq 10 \end{array} \right. \end{cases}$$

$$\Phi = \begin{pmatrix} 4.285 \\ 2.773 \\ 4.461 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 = 4.285$$

$$\Phi_2 = 2.773$$

$$\Phi_3 = 4.461$$

$$\Phi_1 := \Phi_0$$

$$\Phi_2 := \Phi_1$$

$$\Phi_3 := \Phi_2$$

3.2.2.4 Значения T_1, T_2, T_3 определяют по приложению Ж [1] в зависимости от ω и m_n или вычисляют по формулам:

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

$$t = 1.193$$

$$T_{1\downarrow} := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5 \cdot (1 + m_n \cdot t) \cdot (t - 1)]$$

$$T_1 = 5.419$$

$$T_{2\downarrow} := \Phi_2 \cdot t$$

$$T_2 = 3.307$$

$$T_{3\downarrow} := \Phi_3 \cdot m_n$$

$$T_3 = 4.674$$

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

- для изгибающего момента, $H^* \text{мм/мм}$:

Коэффициент влияния давления на изгиб 1 и 2 го фланца, мм^2 :

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2} \quad m_1 = 760.561$$

$$m_2 := \frac{1 + \beta_2 \cdot h_2}{2 \cdot \beta_2^2} \quad m_2 = 760.561$$

Приведенное давление на фланцы, МПа:

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\Phi} \cdot (m_1 \cdot p_M - m_2 \cdot p_T) \quad p_1 = 0.038$$

$$M_{II} := \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} \quad M_{II} = -6.415 \times 10^3$$

- для перерезывающей силы, Н/мм :

$$Q_{\Pi} := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} \quad Q_{\Pi} = 115.858$$

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

- для изгибающего момента:

$$M_a := M_{\Pi} + (a - a_1) \cdot Q_{\Pi} \quad M_a = -4.851 \times 10^3 \quad \text{Н} \cdot \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_a := m_n \cdot Q_{\Pi} \quad Q_a = 121.394 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

3.2.2.7 Осевую силу и изгибающий момент, действующие на трубу, вычисляются по формулам:

- для осевой силы:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{i} \cdot \left[(\eta_M \cdot p_M - \eta_T \cdot p_T) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right]$$

$$N_T = 2.611 \times 10^3 \quad \text{Н}$$

- для изгибающего момента:

$$J_T := \frac{\pi \cdot d_T^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_T - 2 \cdot s_T}{d_T} \right)^4 \right] \quad J_T = 9.628 \times 10^3 \quad \text{мм}^4$$

$$M_T := \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{пр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) \quad M_T = 2.055 \times 10^3$$

3.2.2.8 Усилия в кожухе вычисляются по формулам:

- усилие, распределенное по периметру кожуха:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot p_T - Q_{\Pi} \quad Q_K = -101.058 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха, Н*мм/мм:

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_{\Phi} \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_{\Pi} + T_3 \cdot \beta \cdot M_{\Pi}) - \frac{p_M}{2 \cdot \beta_1^2} \quad M_K = -480.557$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F_{\text{ww}} := \pi \cdot D \cdot Q_K$$

$$F = -1.879 \times 10^5 \text{ Н}$$

3.2.3 Расчетные напряжения в элементах конструкции

3.2.3.1 Расчетные схемы присоединения решетки к кожуху приведены на рисунках 2-5.

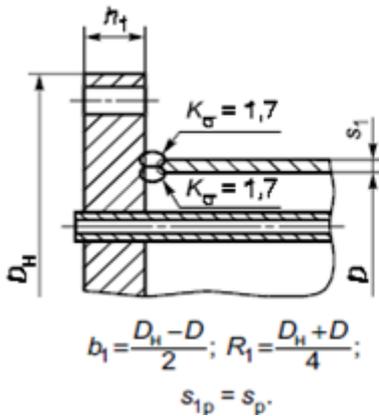


Рисунок 3.2 – Решетка, приваренная втавр к обечайке кожуха

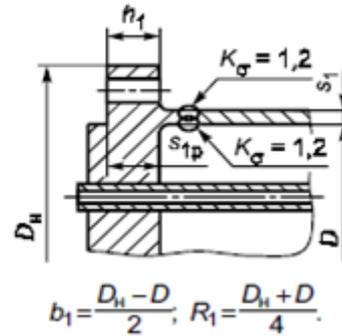


Рисунок 3.3 - Решетка, приваренная встык к обечайке кожуха

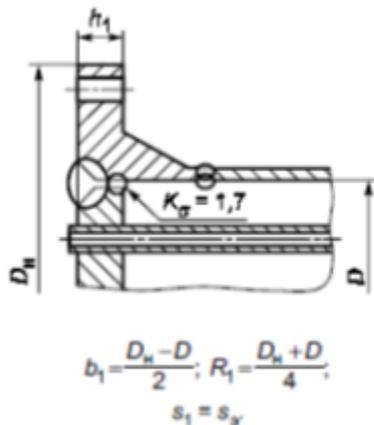


Рисунок 3.4 – Решетка, вваренная во фланец

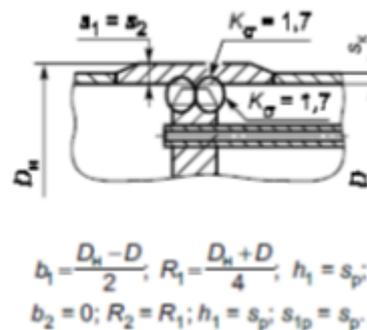


Рисунок 3.5 – Решетка, вваренная в кожух

$b_1 := \frac{D_H - D}{2}$	b_1 — ширина тарелки фланца кожуха, мм;
$b_1 = 19$	b_2 — ширина тарелки фланца камеры, мм;
$R_1 = 305.5$	D — внутренний диаметр кожуха или плавающей головки, мм;
$s_{1p} := s_p$	D_H — наружный диаметр фланца, мм;
$s_{1p} = 40$	h_1 — толщина тарелки фланца кожуха, мм
$b_2 := 0$	R_1 — радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха, мм
	R_2 — радиус центра тяжести тарелки фланца камеры, мм;
	s_p — толщина трубной решетки, мм;
	s_1 — толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
	s_{1p} — толщина решетки в зоне кольцевой канавки, мм;
	$s_э$ — эквивалентная толщина втулки фланца, мм;

3.2.3.2 Расчетные напряжения в трубных решетках.

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом вычисляют по формулам:

-изгибные:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_{II}|}{(s_{1p} - c)^2} \quad \sigma_{p1} = 28.117 \quad \text{МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{p1} := \frac{|Q_{II}|}{s_{1p} - c} \quad \tau_{p1} = 3.131 \quad \text{МПа}$$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки вычисляются по формулам:

A — коэффициент, определяемый по приложению Г в зависимости от ω и m_A :

B — коэффициент, определяемый по приложению Г, в зависимости от ω и n_B :

ω - Безразмерный параметр системы решетка — трубы вычисляются по формуле:

$$m_a := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} \quad m_a = -0.408$$

$$n_B := \frac{Q_a}{\beta \cdot M_a} \quad n_B = -2.453$$

$$A := 0.397$$

$$B := 0.858$$

$$M_{\max} := \begin{cases} A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} & \text{if } -1 \leq \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} \leq 1 \\ B \cdot |M_a| & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$M_{\max} = 4.725 \times 10^3 \quad \text{Н} \cdot \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

- изгибные:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\left[\phi_p \cdot (s_p - c)^2 \right]} \quad \sigma_{p2} = 85.414 \quad \text{МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\phi_p \cdot (s_p - c)} \quad \tau_{p2} = 13.534 \text{ МПа}$$

3.2.3.3 Напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке вычисляются по формулам:

ск — расчетная прибавка к толщине стенки кожуха, мм;

- в меридиональном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_k|}{(s_1 - c_k)} \quad \sigma_{Mx} = 101.058 \text{ МПа}$$

изгибные:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_k|}{(s_1 - c_k)^2} \quad \sigma_{ux} = 2.883 \times 10^3 \text{ МПа}$$

- в окружном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{M\phi} := \frac{|p_M| \cdot a}{s_1 - c_k} \quad \sigma_{M\phi} = 414.4 \text{ МПа}$$

изгибные:

$$\sigma_{u\phi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} \quad \sigma_{u\phi} = 865.003 \text{ МПа}$$

3.2.3.4 Напряжения в трубах вычисляются по формулам:

- в осевом направлении:

мембранные:

$$\sigma_{1T} := \frac{|N_T|}{\pi (d_T - s_T) \cdot s_T} \quad \sigma_{1T} = 18.069 \text{ МПа}$$

суммарные:

$$\sigma_1 := \sigma_{1T} + \frac{d_T \cdot |M_T|}{2J_T} \quad \sigma_1 = 20.737 \text{ МПа}$$

в окружном направлении:

$$\sigma_{2T} := \frac{(d_T - s_T) \cdot \max(|p_T|, |p_M|, |p_T - p_M|)}{2 \cdot s_T} \quad \sigma_{2T} = 8.05 \quad \text{МПа}$$

3.2.4 Проверка прочности трубных решёток

3.2.4.1 Проверка статической прочности

$$\max(\tau_{p1}, \tau_{p2}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{др}$$

3.2.4.2 Проверку трубной решётки на малоцикловую прочность проводят по ГОСТ Р 52857.6.

В случае, если в расчёте должна учитываться ползучесть материала, допускается проводить проверку на малоцикловую прочность по приложению Д [1].

в месте соединения с кожухом:

$$\Delta\sigma_1 := \sigma_{p1} \quad \Delta\sigma_1 = 28.117 \quad \text{МПа}$$

$$\Delta\sigma_2 := 0 \quad \Delta\sigma_3 := \Delta\sigma_2$$

в перфорированной части:

$$\Delta\sigma_{1.1} := \sigma_{p1}$$

$$\Delta\sigma_{2.1} := 0$$

$$\Delta\sigma_{3.1} := \Delta\sigma_2$$

$$K_{\sigma} := \frac{\rho_{шва} \cdot \xi}{\varphi_{шва}}$$

где $\rho_{шва} := 1$ для шлифованных поверхностей сварных швов

$$\xi := 1.5$$

$$\varphi_{шва} := 0.9$$

$$K_{\sigma} := \frac{\rho_{шва} \cdot \xi}{\varphi_{шва}}$$

$$K_{\sigma} = 1.667$$

3.2.4.3 Для многоходовых по трубному пространству теплообменных аппаратов прочность трубных решёток в зоне паза под перегородку проверяют по формулам, приведенным в 5.6 [1].

При этом следует принимать:

$\sigma_{дА}$ - допускаемая амплитуда упругих напряжений по ГОСТ Р 52857.6, МПа

$$\sigma_{дА} := 450 \quad \text{МПа}$$

$$s_{pp} := (s_p - c) \cdot \frac{\sigma_{p2}}{2 \cdot \sigma_{дА}} \quad s_{pp} = 3.511 \text{ мм}$$

$$\text{Проверка} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } (\max(\tau_{p1}, \tau_{p2}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{дp}) \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Проверка = "Условие выполняется"

3.2.5 Проверка жесткости трубных решеток

Проверку проводят в случаях, когда к жесткости трубных решеток предъявляются какие-либо дополнительные требования, например, для аппаратов со стекающей пленкой, с перегородками по трубному пространству, если недопустим переток между ходами.

Условие жесткости:

$$W := \frac{1.2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q_{II} + T_2 \cdot \beta \cdot M_{II}|$$

$$W = 0.286 \quad \text{мм}$$

W_d Рекомендуемая допустимая величина прогиба трубной решетки, мм, в зависимости от диаметра аппарата

$$W_d := \begin{cases} W_d \leftarrow 0.7 & \text{if } D \leq 600 \\ W_d \leftarrow 0.9 & \text{if } 600 < D \leq 1000 \\ W_d \leftarrow 1.1 & \text{if } 1000 < D \leq 2000 \\ W_d \leftarrow 1.2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$W_d = 0.7 \quad \text{мм}$$

$$\text{Usl}_{525} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } W \leq W_d \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl₅₂₅ = "Условие выполняется"

3.2.6.2. Проверку кожуха на малоцикловую прочность в месте присоединения к решетке проводят по ГОСТ Р 52857.6. В случае, если в расчете должна учитываться ползучесть материала, допускается проводить проверку на малоцикловую прочность по приложению Д [1].

При проверке кожуха на малоцикловую прочность следует принимать:

$\sigma_{цх}$ изгибные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в меридиональном направлении, МПа;

$\sigma_{M\phi}$ мембранные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в окружном направлении, МПа;

$\sigma_{u\phi}$ изгибные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в окружном направлении, МПа;

$$\Delta\sigma_{1z} := \sigma_{Mx} + \sigma_{ux} \quad \Delta\sigma_1 = 2.984 \times 10^3$$

$$\Delta\sigma_{2z} := \sigma_{M\phi} + \sigma_{u\phi} \quad \Delta\sigma_2 = 1.279 \times 10^3$$

$$\Delta\sigma_{3z} := 0 \quad \Delta\sigma_3 = 0$$

Допускается амплитуду напряжений вычислять по формуле ГОСТ Р 52857.6 :

$$\sigma_a := \frac{K_\sigma}{2} \cdot \sqrt{\Delta\sigma_1^2 + \Delta\sigma_2^2 - \Delta\sigma_1 \cdot \Delta\sigma_2} \quad \sigma_a = 2.161 \times 10^3$$

Допускаемую амплитуду напряжений определяют по формуле:

$A_m := 0.45 \cdot 10^5$ характеристика материала, МПа;

$R_{mt} := 290.9$ временное сопротивление материала при расчетной температуре, МПа;

$B_m := 0.4 \cdot R_{mt}$ характеристика материала, МПа; $B_m = 116.36$ МПа

A_m и B_m, C_t выбираем по табл. 3 ГОСТР 52857.6, R_{mt} по ГОСТ Р 52857.1-2007

C_t поправочный коэффициент, учитывающий температуру;

n_N коэффициент запаса прочности по числу циклов;

n_σ коэффициент запаса прочности по напряжениям;

Для углеродистой стали: $C_t := \frac{2300 - t_k}{2300} \quad C_t = 0.965$

$$n_N := 10 \quad n_\sigma := 2$$

$$N_d := \frac{1}{n_N} \cdot \left(\frac{A_m}{\sigma_a - \frac{B_m}{n_\sigma}} \cdot C_t \right)^2 = 42.661 \quad - \quad \text{допускаемое число циклов}$$

принимаем число циклов нагружения: $N := 5 \cdot 10^3$

$$\sigma_{da} := C_t \cdot \frac{A_m}{\sqrt{n_N \cdot N}} + \frac{B_m}{n_\sigma} \quad \sigma_{da} = 252.426$$

Условие малоциклового прочност будет выполняться, если

$$Usl_5262 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется " if } \sigma_a \leq \sigma_{da} \\ \text{"Условие НЕ выполняется " otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_5262 = \text{"Условие НЕ выполняется "}$$

3.2.6.3 Если условие прочност кожуха в месте соединения с решеткой по 3.2.6.1 и 3.2.6.2 не выполняется, можно установить переходный пояс увеличенной толщины длиной не менее $2 \cdot \sqrt{D \cdot s_1}$

$$2 \cdot \sqrt{D \cdot s_1} = 97.324 \quad \text{мм}$$

3.2.7 Расчет труб на прочност, устойчивост и жесткост и расчет крепления труб в решетке

3.2.7.1 Условие статической прочност труб:

σ_{1T} мембранные напряжения в трубах в осевом направлении, МПа;

σ_{2T} мембранные напряжения в трубах в окружном направлении, МПа;

σ_{dT} допускаемое напряжение для материала труб, МПа;

$$Usl_5271 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется " if } \max(\sigma_{1T}, \sigma_{2T}) \leq \sigma_{dT} \\ \text{"Условие НЕ выполняется " otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_5271 = \text{"Условие выполняется "}$$

3.2.7.2 Проверку труб на малоцикловую прочност проводят по ГОСТ Р 52857.6. В случае, если при расчете должна учитываться ползучест материала, допускается проводить проверку на малоцикловую прочност по приложению Д [1].

При проверке труб на малоцикловую прочност следует принимать

σ_1 суммарные напряжения в трубах в осевом направлении, МПа;

$$\Delta \sigma_{1v} := \sigma_1$$

$$\Delta \sigma_{2v} := 0$$

$$\Delta \sigma_{3v} := 0$$

$$K_\sigma := 1$$

Допускается амплитуду напряжений вычислять по формуле

$$\sigma_a := \frac{K_\sigma}{2} \cdot \sqrt{\Delta\sigma_1^2 + \Delta\sigma_2^2 - \Delta\sigma_1 \cdot \Delta\sigma_2}$$

$$\sigma_a = 17.281 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{d_a} := C_t \cdot \frac{A_m}{\sqrt{n_N \cdot N}} + \frac{B_m}{n_\sigma}$$

$$\sigma_{d_a} = 252.426 \text{ МПа}$$

Условие малоциклового прочностного будет выполняться, если

$$Usl_{5272} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_a \leq \sigma_{d_a} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_{5272} = \text{"Условие выполняется"}$$

3.2.7.3 Проверку труб на устойчивость проводят в случае, если $N_T < 0$. Условие устойчивости:

ϕ_t коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе, определяемый по графику на Рисунке 3.6, в зависимости от λ .

E_T модуль продольной упругости материала труб, МПа;

d_T наружный диаметр трубы, мм;

s_T толщина стенки трубы, мм;

$$l_{2R} := 400$$

$$l_R := \max(l_{2R}, 0.7 \cdot l_{1R})$$

$$l_R = 700$$

$$\lambda := K_T \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{d_T}}{E_T}} \cdot \frac{l_R}{(d_T - s_T)}$$

$$\lambda = 1.426$$

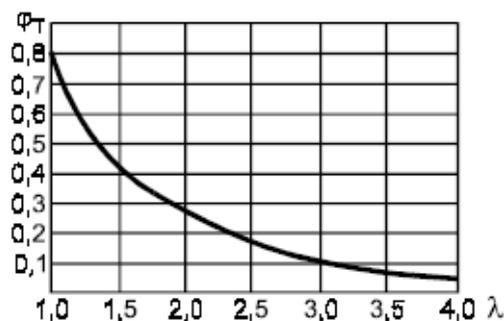


Рисунок 3.6 – Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе

3.2.7.4 Проверка жесткости труб

Проверку проводят в случаях, когда к жесткости труб предъявляют какие-либо дополнительные требования, например, для аппаратов со стекающей пленкой. Проверку жесткости труб проводят только при $N_T < 0$.

Прогиб трубы вычисляют по формуле

$$A_y := 0.2$$

$$Y := A_y \cdot \frac{|M_T|}{|N_T|} \quad Y = 0.157 \quad \text{мм}$$

где A_y — коэффициент, определяемый по графику, приведенному на Рисунке 3.7, в зависимости от λ_y

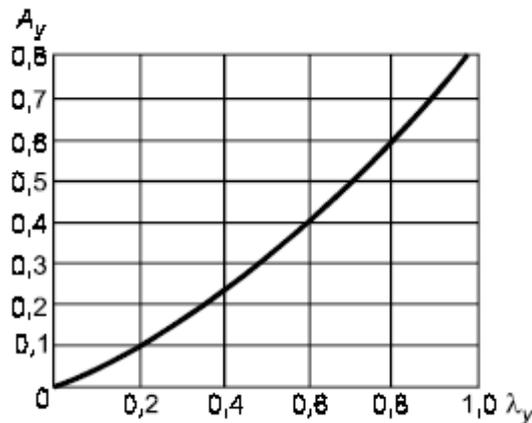


Рисунок 3.7 – Коэффициент для определения максимального прогиба трубы

$$J_T := \frac{\pi}{64} \cdot [d_T^4 - (d_T - 2 \cdot s_T)^4] \quad J_T = 9.628 \times 10^3 \quad \text{мм}^4$$

$$\lambda_y := \frac{|N_T| \cdot l_{\text{пр}}^2}{E_T \cdot J_T} \quad \lambda_y = 0.29$$

где $l_{\text{пр}} = l$ — для аппаратов без перегородок в кожухе.

$l_{\text{пр}} = \frac{l_R}{3}$ — для аппаратов с перегородками.

Во всех случаях прогиб трубы не должен превышать зазор между трубами в пучке и приводить к их соприкосновению.

3.2.7.5 Проверка прочности крепления трубы в решетке

Если трубы крепятся в решетке с помощью развальцовки, должно выполняться условие:

$$Usl_{5275} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } |N_T| \leq N_{dnp} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_{5275} = \text{"Условие выполняется"}$$

3.3 Расчет температурных деформаций

Температурные деформации кожухотрубного теплообменника определяются согласно [1]. Расчетная схема температурных деформаций труб и корпуса представлена ниже.

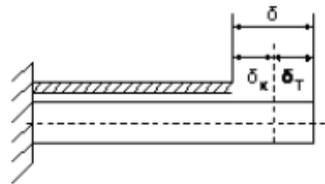


Рисунок 3.8 – Схема температурных деформаций труб и корпуса

Цель расчета в определении удлинения корпуса и труб и проверка применимости теплообменника с неподвижными трубными решетками.

Площадь поперечного сечения труб и корпуса:

$$F_T = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{нар}^2 - d_{вн}^2) = 204 \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (0.025^2 - 0.021^2) = 0.0295 \quad \text{м}^2$$

$$F_K = \frac{\pi}{4} \cdot (D_H^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0.612^2 - 0.6^2) = 0.0114 \quad \text{м}^2$$

где F_T – площадь поперечного сечения труб, м^2 ;

F_K – площадь поперечного сечения корпуса, м^2 .

Далее определяем температурное усилие по формуле:

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

$$Q_t = \frac{(12 \cdot 10^{-6} \cdot 110 - 18.7 \cdot 10^{-6} \cdot 41.1) \cdot 1.1 \cdot 10^5 \cdot 2.0 \cdot 10^5 \cdot 0.0295 \cdot 0.0114}{1.1 \cdot 10^5 \cdot 0.0295 + 2.0 \cdot 10^5 \cdot 0.0114} = 0.7384 \text{ МПа}$$

Определим удлинение труб и корпуса по закону Гука:

$$\delta_T = \frac{Q_t \cdot l}{E_T \cdot F_T} = 0.00137 \text{ МН}$$

$$\delta_K = \frac{Q_t \cdot l}{E_K \cdot F_K} = 0.00194 \text{ МН}$$

где δ_t – удлинение труб, м;

δ_k – удлинение корпуса, м;

Определим температурные напряжения, испытываемые корпусом и трубами, для сравнения с допускаемыми:

$$\sigma_T = \frac{Q_t}{F_T} = \frac{0.7384}{0.0295} = 25.03 \text{ МН}$$

$$\sigma_K = \frac{Q_t}{F_K} = \frac{0.7384}{0.0114} = 64.772 \text{ МН}$$

Проверим применимость выбранного оборудования:

$$\sigma_T \leq [\sigma_T] = 25.03 \leq 123.0 \text{ МН}$$

$$\sigma_K \leq [\sigma_K] = 64.772 \leq 159.0 \text{ МН}$$

Как видно из расчетов, допускаемые напряжения превышают расчетные, следовательно, допустимо применение теплообменного аппарата с неподвижными трубными решетками.

В данном разделе проверили все обозначенные критерии надежности оборудования. Практически все из них прошли проверку. Для непрошедшего проверку условия прочности кожуха предложено решение проблемы.

4 РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОСТИ УКРЕПЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ

В кожухотрубном аппарате имеются отверстия под штуцера, следовательно, необходимо провести расчет необходимости укрепления отверстий и выбрать способ укрепления, если понадобится. Схема расчета приведена ниже.

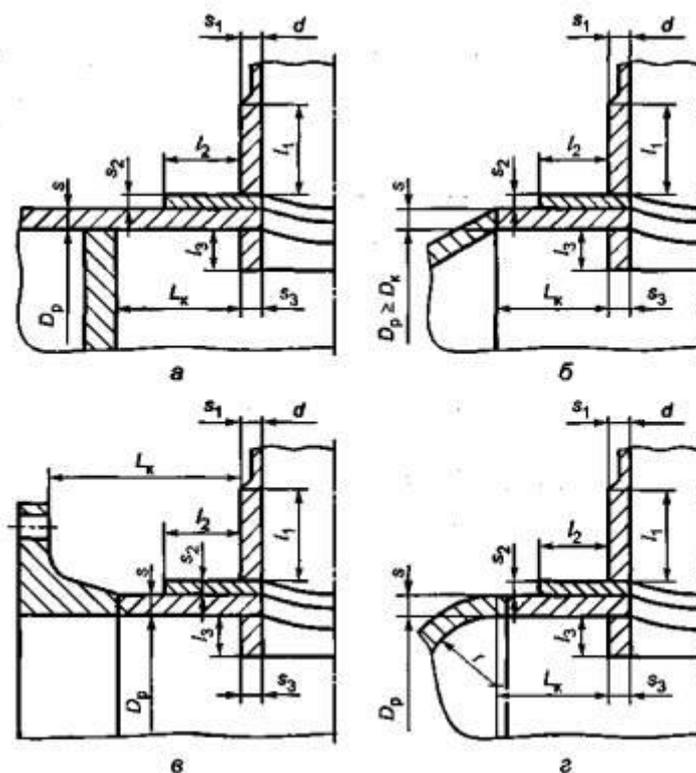


Рисунок 4.1 – Расчетная модель укрепления отверстий при наличии близко расположенных конструктивных элементов (непроходящие штуцера)

Расчетная толщина стенки штуцеров:

$$s_{p1} := \frac{Pr \cdot (d1 + 2 \cdot c)}{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi - Pr} \quad s_{p1} = 0.117 \quad \text{ММ}$$

$$s_{p2} := \frac{Pr \cdot (d2 + 2 \cdot c)}{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi - Pr} \quad s_{p2} = 0.134 \quad \text{ММ}$$

Наружный диаметр отверстий:

$$d_{1н} := d1 + 2 \cdot s_{p1} = 52.234 \quad \text{ММ}$$

$$d_{2н} := d2 + 2 \cdot s_{p2} = 60.267 \quad \text{ММ}$$

Расчетный диаметр:

$$D_{p1} := \frac{D^2}{2 \cdot H} \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot \left(\frac{D^2 - 4 \cdot H^2}{D^4} \right) \cdot \chi_a^2} \quad D_{p1} = 567.324 \quad \text{ММ}$$

Расчетный диаметр отверстия:

$$d_{p1} := \frac{d1 + 2 \cdot c}{\sqrt{1 - \left(\frac{2 \cdot x_a}{D_p}\right)^2}} \quad d_{p1} = 58.704 \quad \text{мм}$$

$$d_{p2} := \frac{d2 + 2 \cdot c}{\sqrt{1 - \left(\frac{2 \cdot x_{ш}}{D_p}\right)^2}} \quad d_{p2} = 66.099 \quad \text{мм}$$

Проверка условий применения формул для расчета укрепления отверстий:

$$\text{пров1} := \begin{cases} \text{"Отношение диаметров НЕ выполняется"} & \text{if } \left(\frac{d_{p1} - 2 \cdot c}{D}\right) > 0.6 \\ \text{"Отношение толщины к диаметру НЕ выполняется"} & \text{if } \left(\frac{s - c}{D}\right) > 0.1 \\ \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров1 = "Условия применения формул выполняются"

$$\text{пров2} := \begin{cases} \text{"Отношение диаметров НЕ выполняется"} & \text{if } \left(\frac{d_{p2} - 2 \cdot c}{D}\right) > 0.6 \\ \text{"Отношение толщины к диаметру НЕ выполняется"} & \text{if } \left(\frac{s - c}{D}\right) > 0.1 \\ \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

пров2 = "Условия применения формул выполняются"

Определяем расстояние между стенками штуцеров:

$$b := x_a + x_{ш} - \frac{d_{p1}}{2} - \frac{d_{p2}}{2} \quad b = 487.599 \quad \text{мм}$$

$$\text{Усл} := \begin{cases} \text{"НЕ требуется расчет взаимовлияющих отверстий"} & \text{if } b \geq \sqrt{D_{p1} \cdot (s - c)} + \sqrt{D_{p2} \cdot (s - c)} \\ \text{"требуется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Усл = "НЕ требуется расчет взаимовлияющих отверстий"

Как видим из расчетов, укрепление отверстий не требуется.

5 РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Целью расчета фланцевого соединения является подбор необходимых для выполнения условий герметизации и прочности элементов. Схема расчета приведена ниже.

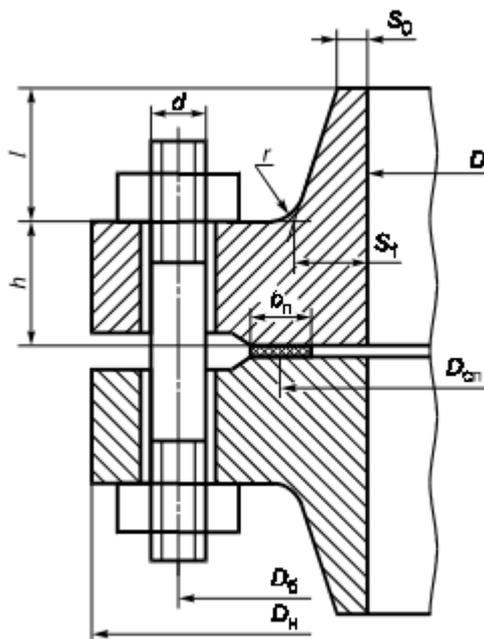


Рисунок 5.1 – Расчетная модель плоского фланца

Определение расчетных параметров

Расчетные температуры

Расчетная температура неизолированных плоских фланцев:

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot (t_p) \quad t_{\phi} = 96 \quad ^\circ\text{C}$$

Расчетная температура болтов:

$$t_{\sigma} := 0.85 \cdot (t_p) \quad t_{\sigma} = 85$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали 15ХМ:

В рабочем состоянии

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 200 \end{pmatrix} \quad \sigma_{\text{ww}} := \begin{pmatrix} 152.5 \\ 152 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{\text{д.б}} := \text{Floor}(\text{linterp}(t, \sigma, t_{\sigma}), 0.5)$$

$$\sigma_{\text{д.б}} = 152.5 \quad \text{МПа}$$

Модуль упругости для болтов при рабочей температуре

$$E_{\sigma} := 1.84 \cdot 10^5 \quad \text{МПа}$$

Модуль упругости для болтов при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

$$E_{6.20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для болтов при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\sigma_{206} := 155 \frac{1}{\text{К}}$$

Коэффициент линейного расширения стали 15ХМ при $t = 20\text{-}200 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\alpha_6 := 12.6 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}$$

Модуль упругости для стали 16ГС при расчетной температуре:

$$E_{16} := 1.982 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для стали 16ГС при температуре испытания $20 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$E_{20} := 2.00 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент линейного расширения стали 16ГС при $t = 20\text{-}200 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\alpha_{16} := 17 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}}$$

Эффективная ширина плоской прокладки:

$$b_{\Pi} = 15 \text{ мм}$$

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\Pi} & \text{if } b_{\Pi} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \cdot \sqrt{b_{\Pi}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$b_0 = 15$$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке:

$$P_{\text{обж}} := 0.5 \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m_1 \cdot |P_{\text{руб}}|$$

$$P_{\text{обж}} = 3.021 \times 10^4 \text{ Н}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения:

$$R_{\Pi} := \begin{cases} \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m_1 \cdot P_{\text{руб}} & \text{if } P_{\text{руб}} \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$R_{\Pi} = 6.041 \times 10^4 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечения болтов (шпилек):

$$f_{\text{б}} := 225 \text{ мм}^2$$

Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра:

$$A_{\text{б}} := n \cdot f_{\text{б}} \quad A_{\text{б}} = 4.5 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Равнодействующая нагрузка от давления:

$$Q_{\text{д}} := \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot D_{\text{сп}}^2 \cdot P_{\text{руб}} \quad Q_{\text{д}} = 2.582 \times 10^5 \text{ Н}$$

Приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента:

$$Q_{\text{FM}} := \max \left(\left| F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right|, \left| F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right| \right)$$

$$Q_{\text{FM}} = 5.718 \times 10^5 \text{ Н}$$

Податливость прокладки:

$$y_{\Pi} := \frac{h_{\Pi} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\Pi} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\Pi}} \quad y_{\Pi} = 2.979 \times 10^{-7} \quad \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек по ГОСТ 52857.6:

$$L_{\text{б0}} := 82 \quad \text{мм}$$

Эффективная длина болта (шпильки) при определении податливости:

$$L_{\text{б}} := \begin{cases} L_{\text{б0}} + 0.28 \cdot d & \text{if } b_s = 1 \\ L_{\text{б0}} + 0.56 \cdot d & \text{if } b_s = 2 \end{cases}$$

$$L_{\text{б}} = 88.44$$

Податливость болтов:

$$y_{\text{б}} := \frac{L_{\text{б}}}{E_{\text{б}} \cdot 20 \cdot A_{\text{б}}} \quad y_{\text{б}} = 9.876 \times 10^{-8} \quad \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Расчетные параметры фланцев:

Параметр длины обечайки:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} \quad l_0 = 77.46 \quad \text{мм}$$

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру:

$$K_1 := \frac{D_H}{D} \quad K_1 = 1.258$$

Коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца:

$$\beta_T := \frac{K_1^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K_1) - 1)}{(1.05 + 1.945 \cdot K_1^2) \cdot (K_1 - 1)} \quad \beta_T = 1.266$$

$$\beta_U := \frac{K_1^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K_1) - 1)}{1.36 \cdot (K_1^2 - 1) \cdot (K_1 - 1)} \quad \beta_U = 6.591$$

$$\beta_Y := \left[\frac{1}{(K_1 - 1)} \right] \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K_1^2 \cdot \log(K_1)}{(K_1^2 - 1)} \right] \quad \beta_Y = 8.668$$

$$\beta_Z := \frac{K_1^2 + 1}{K_1^2 - 1} \quad \beta_Z = 4.428$$

Коэффициенты для фланцевых соединений с приварным встык фланцами с прямой втулкой, плоскими фланцами и свободными фланцами:

$$\beta_F = 0.91 \quad \beta_V = 0.55 \quad f_{\lambda\lambda} = 1$$

Коэффициент λ :

$$\lambda_1 := \left(\frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} \right) + \left(\frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot S_0^2} \right) \quad \lambda_1 = 1.85$$

Угловая податливость фланцев:

Угловая податливость фланца при затяжке:

$$y_\phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda_1 \cdot l_0 \cdot S_0^2} \quad y_\phi = 1.746 \times 10^{-10} \quad \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$y_{\text{фн}} := \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_{\text{б}}}{E_{20} \cdot h^3 \cdot D_{\text{н}}}$$

$$y_{\text{фн}} = 3.534 \times 10^{-11} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками (болтами):

$$C_{\text{F}} := \max \left[1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{\text{б}}}{n \cdot \left[2 \cdot d + \left(\frac{6 \cdot h}{m_1 + 0.5} \right) \right]}} \right] \quad C_{\text{F}} = 1$$

Приведенный диаметр плоского фланца:

$$D_{\text{пр}} := D$$

Плечо действия усилий в болтах (шпильках) для приварных встык и плоских фланцев:

$$b := 24_{\text{мм}}$$

Плечо усилия от действия давления на фланец для всех типов фланцев:

$$e_1 := 0.5 \cdot |D_{\text{сп}} - D - S_0| = 15.5$$

Эквивалентная толщина плоских фланцев: $S_э := S_0$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев:

$$\gamma_1 := \frac{1}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} \cdot \left(\frac{E_{\text{б}} \cdot 20}{E_{\text{б}}} \right) + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}} \cdot \frac{E_{20}}{E}} \quad \gamma_1 = 1.645 \times 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой для приварных встык и плоских фланцев с плоскими прокладками:

$$\alpha_1 := 1 - \frac{y_{\text{п}} - 2 \cdot e \cdot y_{\text{ф}} \cdot b}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}}} \quad \alpha_1 = 0.54$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$\alpha_M := \frac{y_{\bar{6}} + 2 \cdot y_{\text{фн}} \cdot b \cdot \left[b + e - \left(\frac{e^2}{D_{\text{сп}}} \right) \right]}{y_{\bar{6}} + y_{\text{п}} \cdot \left(\frac{D_{\bar{6}}}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\text{фн}} \cdot b^2} \quad \alpha_M = 0.288$$

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, в соединениях с приварным встык и плоскими фланцами:

$$Q_t := \gamma_1 \cdot \left[2 \cdot \alpha_{\text{ф}} \cdot h \cdot (t_{\text{ф}} - 20) - 2 \cdot \alpha_{\bar{6}} \cdot h \cdot (t_{\bar{6}} - 20) \right] \quad Q_t = 6.226 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

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

$$P_{\bar{6}1} := \max \left[\left[\alpha_1 \cdot (Q_d + F) + R_{\text{п}} + \frac{4 \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right], \left[\alpha_1 \cdot (Q_d + F) + R_{\text{п}} + \left(\frac{4 \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right) - Q_t \right] \right]$$

$$P_{\bar{6}1} = -4.944 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Расчетная нагрузка на болты (Шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов (шпилек):

$$P_{\bar{6}2} := \max(P_{\text{обж}}, 0.4 \cdot A_{\bar{6}} \cdot \sigma_{20\bar{6}}) \quad P_{\bar{6}2} = 2.79 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

Расчетная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений при затяжке фланцевого соединения:

$$P_{\bar{6}M} := \max(P_{\bar{6}1}, P_{\bar{6}2}) \quad P_{\bar{6}M} = 2.79 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

Расчетная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях:

$$P_{\bar{6}p} := P_{\bar{6}M} + (1 - \alpha_1) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{\text{сп}}}$$

$$P_{\bar{6}p} = 2.81 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

Проверка условий прочности болтов (шпилек) при затяжке и в рабочих условиях:

$$\text{Prov}_6 := \begin{cases} \text{"Условия прочности при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{61} > \sigma_{206} \\ \text{"Условия прочности в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{62} > (\sigma_{д.б}) \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov_6 = "Условия прочности выполняются"

Удельное давление на прокладку:

$$q := \frac{\max(P_{6M}, P_{6P})}{\pi \cdot D_{СП} \cdot b_{П}} \quad q = 9.304 \quad \text{МПа}$$

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок):

$$\text{Prov}_7 := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov_7 = "Условие прочности прокладки выполняется"

Расчет фланцев на статическую прочность:

Расчетный изгибающий момент, действующий на приварной встык фланца или плоский фланец при затяжке:

$$M_M := C_F \cdot P_{6M} \cdot b \quad M_M = 6.696 \times 10^6 \quad \text{Н·мм}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях:

$$M_P := C_F \cdot \max[P_{6P} \cdot b + (Q_d + Q_{FM}) \cdot e, |Q_d + Q_{FM}| \cdot e]$$

$$M_P = 9.001 \times 10^6 \quad \text{Н·мм}$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

- меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца, обечайке плоского фланца:

$$\sigma_{0M} := \frac{M_M}{\lambda_1 \cdot (S_0 - c)^2 \cdot D_{пр}} \quad \sigma_{0M} = 94.25 \quad \text{МПа}$$

- напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в условиях затяжки:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \left[\frac{(1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0)}{\lambda_1 \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \right] \cdot M_M \quad \sigma_{RM} = 6.126 \quad \text{МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{ТМ} := \left[\frac{(\beta_Y \cdot M_M)}{h^2 \cdot D} \right] - \beta_Z \cdot \sigma_{RМ} \quad \sigma_{ТМ} = 33.333 \quad \text{МПа}$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условия:

- меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с прямой втулкой и плоских фланцев:

$$\sigma_{0p} := \frac{M_p}{\lambda_1 \cdot (S_0 - c)^2 \cdot D_{пр}} \quad \sigma_{0p} = 126.693 \quad \text{МПа}$$

- максимальные меридиональные мембранные напряжения в обечайке плоского фланца:

$$\sigma_{0mp} := \max \left[\left[\frac{Q_d + F + \frac{(4 \cdot |M|)}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D - S_0) \cdot (S_0 - c)} \right], \left[\frac{Q_d + F - \frac{(4 \cdot |M|)}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D - S_0) \cdot (S_0 - c)} \right] \right]$$

$$\sigma_{0mp} = -11.469 \quad \text{МПа}$$

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

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{Rp} := \left[\frac{(1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0)}{\lambda_1 \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \right] \cdot M_p \quad \sigma_{Rp} = 8.235 \quad \text{МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{Tp} := \left[\frac{(\beta_Y \cdot M_p)}{h^2 \cdot D} \right] - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} \quad \sigma_{Tp} = 44.807 \quad \text{МПа}$$

Проверка условий статической прочности фланцев:

$$\text{Prov}_8 := \begin{cases} \text{PR}_1 & \text{if } \max(|\sigma_{0M} + \sigma_{RM}|, |\sigma_{0M} + \sigma_{TM}|) > K_T \cdot \sigma_{20} \\ \text{PR}_2 & \text{if } \max(|\sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Tp}|, |\sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Rp}|, |\sigma_{0p} + \sigma_{0mp}|) > K_T \cdot \sigma_{д.ф} \\ \text{PR}_3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov_8 = "Условия статической прочности выполняются"

Проверка углов поворота фланца:

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца:

$$\theta = 1.586 \times 10^{-3} \quad \theta := M_p \cdot y_{ф} \cdot \frac{E_{20}}{E}$$

Допустимый угол поворота плоского фланца: $\theta_d := 0.013$

$$\text{Prov}_9 := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \theta > 1.3 \cdot \theta_d \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \theta > \theta_d \\ \text{"Условия поворота плоского фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_9 = \text{"Условия поворота плоского фланца выполняется"}$$

Из проведенных расчетов видно, что фланцевое соединение проходит проверку на прочность и герметичность.

6 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

В настоящее время перспективность научного исследования определяется не столько масштабом открытия, оценить которое на первых этапах жизненного цикла высокотехнологического и ресурсоэффективного продукта бывает достаточно трудно, сколько коммерческой ценностью разработки. Оценка коммерческой ценности разработки является необходимым условием при поиске источников финансирования для проведения научного исследования и коммерциализации его результатов. Это важно для разработчиков, которые должны представлять состояние и перспективы проводимых научных исследований.

Необходимо понимать, что коммерческая привлекательность научного исследования определяется не только превышением технических параметров над предыдущими разработками, но и тем, насколько быстро разработчик сумеет найти ответы на такие вопросы – будет ли продукт востребован рынком, какова будет его цена, каков бюджет научного проекта, какой срок потребуются для выхода на рынок и т.д.

Поэтому в данном разделе дипломной работы проводится рассмотрение процесса расчета и проектирования теплообменника с позиции выполнения инженерного проекта, для успешного выполнения которого необходимо поставить некоторые задачи, а именно:

- оценить коммерческий потенциал и перспективность проведения работы;
- спланировать ход выполнения научной работы;
- определить ресурсную (ресурсосберегающую), финансовую, бюджетную, социальную и экономическую эффективность проекта.

Актуальность работы заключается в том, что время движется вперед, технология не должна стоять на месте. Постоянная доработка, улучшение, модернизация оборудования – ключ к ресурсоэффективному и экономически выгодному становлению промышленности.

6.1 Анализ конкурентных технических решений

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения.

Анализ проводится на основе сравнения нижеперечисленных показателей с показателями конкурентов, под которыми подразумеваются теплообменники схожего назначения.

1. Выход продукта – производительность, заданная для расчета или указанная в технологической документации.
2. Энергоэкономичность – количество электроэнергии, необходимое для обеспечения работы сопутствующего оборудования (электродвигатели насосов, датчики АСУ ТП и т.д.).
3. Надежность – свойство сохранять свои рабочие параметры в условиях работы без серьезных неполадок, выходов из строя.
4. Уровень шума – количество производимого шума и вибрации.
5. Безопасность – предусмотренная технологически система безопасности работников и находящегося рядом оборудования.
6. Простота монтажа – количество усилий, необходимых для сборки, установки и подсоединения оборудования по месту работы.
7. Срок эксплуатации – технологически установленное время работы до полного физического и/или морального износа.
8. Обслуживание – количество усилий, необходимых, чтобы поддерживать работоспособность оборудования.
9. Сертификация – прохождение сертификационных испытаний, соответствие оборудования какому-либо стандарту.
10. Материалоемкость – количество и качество материала, используемого для производства единицы оборудования.

Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

$$K = \sum B_i * B_i \quad (1)$$

где К – конкурентоспособность (экспертная оценка) научной разработки или конкурента;

B_i – вес показателя (в долях единицы);

B_i – балл i -го показателя.

Анализ приведен в таблице 1.

Таблица 1 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Параметры	Проектное оборудование			Конкурент 2		
	Балл	Весовой коэф.	Эксп. оценка	Балл	Весовой коэф.	Эксп. оценка
1.Выход продукта	9	0,15	1,35	1	0,05	0,05
2.Энергоэкономичность	5	0,1	0,5	10	0,25	2,5
3.Надежность	8	0,1	0,8	3	0,1	0,3
4.Уровень шума	1	0,05	0,05	6	0,15	0,9
5.Безопасность	4	0,1	0,4	9	0,1	0,9
6.Простота монтажа	10	0,2	2	2	0,1	0,2
7.Срок эксплуатации	7	0,1	0,7	4	0,1	0,4
8.Обслуживание	3	0,05	0,15	7	0,05	0,35
9.Сертификация	2	0,05	0,1	8	0,05	0,4
10.Материалоемкость	6	0,1	0,6	5	0,05	0,25
			Σ6,65			Σ6,25

С учетом полученных по таблице экспертных оценок можно сделать вывод, что проектный теплообменник занимает «золотую середину» между предложением нестандартного набора свойств и предложением стандартного набора свойств чуть высшего качества. Большую экспертную оценку получил выход продукта, что логично при выбранном направлении работы, нацеленной на модернизацию модели для больших объемов производительности. Так же значимое место занимает простота монтажа: во времена уже выстроенных заводов предложить простой монтаж нового оборудования – самый эффективный ход.

6.2 Определение возможных альтернатив конструктивного исполнения оборудования

При разработке и проектировании, особенно в инженерной сфере, можно найти достаточно много путей решения поставленной задачи. Для выявления наиболее эффективных в ресурсном и экономическом плане в данной работе используется морфологический подход, основанный на систематическом исследовании всех теоретически возможных вариантов, вытекающих из закономерностей проектирования объекта. Реализация подхода приводится в таблице 2.

Таблица 2 – Морфологическая матрица для проектируемого теплообменника

	1	2	3	4
А. Исполнение крышки	плоская круглая	плоская прямоугольная	сферическая	
Б. Используемая сталь	Ст3	12Х18Н10Т	16ГС	
В. Трубки	20х2 мм	25х2.5 мм	36х3.5 мм	
Г. Температура горячего теплоносителя	97	100	110	120
Д. Входная камера	наличие	отсутствие		
Е. Опоры	опорная обечайка	лапы	седло	

Для решения поставленной задачи можно подобрать несколько решений:

- А1Б2В1Г4Д1Е1 – идеальный вариант, излишне дорогой материал корпуса и крышек, а также завышенная температура горячего теплоносителя;
- А3Б3В1Г3Д1Е2 – вариант, рассмотренный в данной дипломной работе, оптимальное сочетание реальности исполнения и необходимых параметров;
- А2Б3В3Г3Д1Е3 – экспериментальный вариант с необычной формой корпуса, можно рассмотреть, при наличии требований к установке по месту.

6.3 Этап планирования

Для выполнения научной работы формируется рабочая группа, в состав которой могут входить научные сотрудники и преподаватели, инженеры, техники и лаборанты, численность групп может варьироваться. По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей. Так в данной работе студент-дипломник занимает должность инженера-разработчика, а руководитель дипломной работы – руководителя инженерного проекта.

6.3.1 Разработка этапов проектирования

Для построения плана выполнения работ, необходимо составить перечень этапов в рамках проведения дипломной исследовательской работы, а также провести распределение исполнителей по видам работ.

Таблица 3 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления работы	2	Выбор направления работы	Руководитель, инженер
	3	Календарное планирование работ по теме	Инженер
Проведение работы	4	Проведение точных расчетов	Инженер
	5	Согласование конструкции аппарата	Руководитель, инженер
	6	Построение чертежей	Инженер
	7	Согласование чертежей, исправление ошибок	Руководитель, инженер
Обобщение и оценка результатов	8	Оценка эффективности полученных результатов	Инженер
	9	Определение целесообразности проведения работы	Инженер
Презентация проделанной работы	10	Оформление документации	Инженер
	11	Защита работы	Руководитель, инженер

Самым трудоемким этапом, разумеется, является проведение работы. Далее необходимо найти количество дней в календарных и рабочих днях, затраченные на выполнение каждого вида работ, для расчета трудоемкости работ. Она понадобится позднее, для расчета материальных затрат.

Ожидаемая трудоемкость вычисляется по формуле:

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

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

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

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

Продолжительность работ в рабочих днях есть отношение ожидаемой трудоемкости к количеству человек, выполняющих данную работу.

Так же для построения графика Ганта необходимо знать рабочее время в календарных днях. Для этого используется формула:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{\text{кал}}, \quad (3)$$

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

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

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности, особый для каждого отдельного года, и равный 1.48 для 2017г.

Все результаты расчетов приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Временные показатели проведения исследования

Название работы	Трудоёмкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях T_{pi}	Длительность работ в календарных днях T_{ki}
	t_{\min} , чел-дни	t_{\max} , чел-дни	$t_{\text{ож}}$, чел-дни			
Составление и утверждение технического задания	1	2	1,4	Руководитель	1,4	2
Выбор направления работы	1	2	1,4	Руководитель, инженер	0,7	1
Календарное планирование работ по теме	2	3	2,4	Инженер	2,4	4
Проведение точных расчетов	30	40	34	Инженер	34	50
Согласование конструкции аппарата	1	2	1,4	Руководитель, инженер	0,7	1
Построение чертежей	30	40	34	Инженер	34	50
Согласование чертежей,	2	3	2,4	Руководитель, инженер	1,2	2

исправление ошибок						
Оценка эффективности полученных результатов	1	2	1,4	Инженер	1,4	2
Определение целесообразности проведения работы	1	2	1,4	Инженер	1,4	2
Оформление документации	7	14	8,4	Инженер	8,4	12
Защита работы	1	2	1,4	Руководитель, инженер	0,7	1

На основе полученных данных строится график Ганта с разбивкой года на месяцы и декады за период времени дипломирования – таблица 5.

Таблица 5 – календарный план-график проведения работ за период дипломирования

№	Вид работ	Исполнители	Т _{кп} . кал. дн.	Продолжительность выполнения работ																
				февр			март			апрель			май			июнь				
				2	3		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3		
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	2	■																
2	Выбор направления работы	Руководитель, инженер	1	■																
3	Календарное планирование работ по теме	Инженер	4	■																
4	Проведение точных расчетов	Инженер	50	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
5	Согласование конструкции аппарата	Руководитель, инженер	1																	
6	Построение чертежей	Инженер	50																	
7	Согласование чертежей, исправление ошибок	Руководитель, инженер	2																	
8	Оценка эффективности полученных результатов	Инженер	2																	

T_p – продолжительность работ, выполняемых работником, раб. дн. (табл. «4»);

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

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m * 1.3 * M}{F_d} \quad (6)$$

где Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

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

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

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

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{доп} = k_{доп} * Z_{осн} \quad (7)$$

где $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

Расчет зарплат приведен в таблице 6.

Таблица 6 – Расчет заработной платы

Исполнители	Z_m	$Z_{дн}$	T_p	$Z_{осн}$	$k_{доп}$	$Z_{доп}$	$Z_{зп}$
Руководитель	33664	1813	7	12691	0,12	1523	14214
Инженер	9489	619,5	127	78676,5	0,12	9441	88117,5
Итого $Z_{зп}$							102331,5

6.4.2 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

Под данной статьей затрат подразумеваются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{внеб} = k_{внеб} * (Z_{осн} + Z_{доп}) \quad (8)$$

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

На 2014 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность, в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%.

$$Z_{внеб} = 0,271 * 102331,5 = 27731,8 \text{ руб.}$$

6.4.3 Расчет материальных затрат

Так как дипломная работа рассматривает процесс проектирования оборудования, в материальные затраты войдет затраченная электроэнергия, по тарифу предприятия. Расчет материальных затрат приведен в таблице 7.

Таблица 7 – Материальные затраты

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты, руб.
Электроэнергия	кВт.ч	150/месяц 825 всего	5,8	4785
Итого				4785

6.4.4 Формирование бюджета затрат

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

Кроме рассчитанных ранее затрат необходимо внести такую статью, как «Накладные расходы», которую, по рекомендациям, можно принять 16% от суммы всех статей затрат.

Определение бюджета представлено в таблице 8.

Таблица 8 – Расчет бюджета затрат

Наименование статьи	Сумма, руб.
1. Материальные затраты	4785
2. Затраты по заработной плате исполнителей темы	102331,5

3. Отчисления во внебюджетные фонды	27731,8
4. Накладные расходы	21575,7
5. Бюджет затрат	156424

6.5 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

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

Интегральный финансовый показатель разработки определяется по формуле:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}}$$

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

Φ_{pi} – стоимость каждого варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения проекта.

$$I_{\text{финр}}^{\text{P}} = \frac{156424}{230000} = 0,68,$$

$$I_{\text{финр}}^{\text{K1}} = \frac{230000}{230000} = 1,$$

Для расчета интегрального показателя ресурсоэффективности потребуется составить таблицу оценки выбранного варианта исполнения работы по критериям.

Таблица 9 – Оценка характеристик исполнения проекта

Критерии \ Объект исследования	Весовой коэффициент параметра	P	K1
1. Производительность	0,2	5	4
2. Доступность запчастей	0,2	5	5
3. Обслуживание	0,2	5	4
4. Конкурентоспособность	0,1	4	3
5. Надежность	0,2	4	4
6. Цена	0,1	3	3
Итого	1		

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{p,исп1.} = \sum a_i \cdot b_i,$$

Соответственно:

$$I_{p,P} = 0,2 * 5 + 0,2 * 5 + 0,2 * 5 + 0,1 * 4 + 0,2 * 4 + 0,1 * 3 = 4,5$$

$$I_{p,K1} = 0,2 * 4 + 0,2 * 5 + 0,2 * 4 + 0,1 * 3 + 0,2 * 4 + 0,1 * 3 = 4,0$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_p = \frac{I_{p,P}}{I_{финр}^P} = \frac{4,5}{0,68} = 6,62,$$

$$I_{K1} = \frac{I_{p,K1}}{I_{финр}^{K1}} = \frac{4,0}{1} = 4,0,$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта:

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_p}{I_{K1}}$$

Все результаты внесены в таблицу 10.

Таблица 10 – Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	P	K1
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,68	1
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности	4,5	4,0
3	Интегральный показатель эффективности	6,62	4,0
4	Сравнительная эффективность разновидностей исполнения	1,65	

Суммируя результаты всей работы, можно заключить, что модернизация технологического оборудования обойдется недешево, однако это эффективно, а главное имеет большую актуальность в ресурсосберегательной сфере.

7 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Производственное оборудование должно обеспечивать безопасность работающих при монтаже (демонтаже), вводе в эксплуатацию и эксплуатации как в случае автономного использования, так и в составе технологических комплексов при соблюдении требований (условий, правил), предусмотренных эксплуатационной документацией [13].

В данной дипломной работе проектируется теплообменник для нагрева пропилового спирта. Из того, что такое оборудование имеет технологический характер, появляется необходимость рассмотреть процесс его монтажа, обслуживания и работы с точки зрения влияния оборудования на работника, окружающую среду. Кроме того, необходимо рассмотреть аспект возникновения чрезвычайных ситуаций, возможных их причин и последствий, чтобы предупредить их и уменьшить убытки предприятия, а главное сохранить человеческое здоровье и жизнь.

7.1 Производственная безопасность

Производственная безопасность представляет собой систему технических средств и организационных мероприятий, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня. Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, возникающие при разработке и эксплуатации данного оборудования. Выбор факторов производится в соответствии с ГОСТ 12.0.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»[14]. Выявленные факторы перечислены в таблице 1.

Таблица 1 - Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации кожухотрубного теплообменника

Источник фактора, наименование видов работ	Факторы (по ГОСТ 12.0.003-74)		Нормативные документы
	вредные	опасные	
<p>1.Монтаж аппарата; 2.Монтаж арматуры; 3.Наладка аппарата; 4.Эксплуатация.</p>	<p>1. Повышенный уровень вибрации; 2. Повышенная температура воздуха рабочей зоны; 3. Повышенный уровень шума.</p>	<p>1. Электрический ток; 2. Подвижные части производственного оборудования; 3. Повышенная температура поверхности оборудования.</p>	<p>1. ГОСТ 12.2.003–91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности. 2. ГОСТ 12.1.012–90 ССБТ. Вибрационная болезнь. Общие требования. 3. СанПиН 2.2.4.548–96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. 4. ГОСТ 12.1.003–83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. 5. ГОСТ 12.2.007.0-75 Система стандартов безопасности труда. Изделия электротехнические. Общие требования безопасности 6. СанПиН 2.2.4.548-96 устанавливает гигиенические требования к микроклимату производственных помещений; 7. СанПиН 2.2.4.1191-03 устанавливает требования к электромагнитным полям для потребительской продукции; 8. ГОСТ 12.1.007-76 устанавливает требования безопасности вредных веществ.</p>

7.2 Анализ вредных факторов, возникающих при эксплуатации проектируемого теплообменника

Вибрация.

Через кожухотрубный теплообменник проходят потоки воды и пропилового спирта, при этом постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата, меняя свое направление, вследствие чего и возникает вибрация.

Длительное воздействие производственной вибрации на человека вызывает ряд функциональных и физиологических последствий, наиболее опасные из которых могут привести к нарушениям в сердечно-сосудистой системе, в опорно-двигательном аппарате, а также развитию нервных заболеваний.

Ограничение времени воздействия вибрации должно осуществляться путем установления для лиц виброопасных профессий внутрисменного режима труда, реализуемого в технологическом процессе [15].

Режим труда должен устанавливаться при показателе превышения вибрационной нагрузки на оператора не менее 1дБ (в 1.12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза) [16].

При проектировании и строительстве зданий и промышленных объектов, других элементов производственной среды, а также разработке технологических процессов должны быть использованы методы, снижающие вибрацию на путях ее распространения от источника возбуждения, по ГОСТ 26568 [16].

Повышенная температура воздуха рабочей зоны.

Относительно высокое значение температуры воздуха рабочей зоны обусловлено тем, что в кожухотрубном теплообменнике производится теплообменный процесс. Температура горячего теплоносителя достигает 120°C, тем самым нагревая корпус аппарата, который, в свою очередь, нагревает воздух. На аппарате установлена теплоизоляция для уменьшения теплопотерь и защиты от ожогов.

Температура в рабочих помещениях соответствующих категорий работ не может быть выше или ниже установленных нормативов. Санитарные правила и нормы 2.2.4.548-96 устанавливают определенный микроклимат для всех типов рабочих помещений. Оптимальные показатели микроклимата производственных помещений согласно [16] в таблице 2

Таблица 2 – Оптимальные показатели микроклимата производственных помещений

Период года	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	21-23	40-60	0,1
Теплый	22-24	40-60	0,1

Повышенный уровень шума

Шум непосредственно связан с вибрацией. Он создается потоками холодного и горячего теплоносителя, ударяющихся о стенки и перегородки аппарата. Кроме того, основной шум создают насосы, подающие оба теплоносителя в аппарат.

Шум не только ухудшает самочувствие человека и снижает производительность труда в среднем на 10-15%, но и часто приводит к профессиональным заболеваниям.

Нормирование допустимых уровней звукового давления производится в соответствии с [17]. По данному ГОСТу уровень звука в производственных помещениях не должен превышать 85 дБ А.

Снижение шума и вибрации можно достичь следующими методами:

-устранение причин шума и вибрации или существенное их ослабление в источнике образования;

-изоляция источников шума и вибрации от окружающей среды средствами звуко- и виброизоляции, звуко- и вибропоглощения;

-применение средств, снижающих шум и вибрацию на пути их распространения;

-архитектурно - планировочные решения, предусматривающие рациональное размещение технологического оборудования, машин, механизмов, акустическая обработка помещений; применение средств индивидуальной защиты;

-профилактические мероприятия медицинского характера.

В качестве средств индивидуальной защиты от шума в зависимости от конструктивного исполнения используются [13]:

- противошумные наушники, закрывающие ушную раковину снаружи;
- противошумные вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход или прилегающие к нему;
- противошумные шлемы и каски;
- противошумные костюмы.

7.3 Анализ вредных факторов, возникающих при эксплуатации проектируемого теплообменника

Электрический ток

При сборке, наладке, подключении и эксплуатации разрабатываемого устройства возможно поражение электрическим током. Особенно опасно прикосновение рабочего к токоведущим частям, находящимся под напряжением. При непосредственном прикосновении работника к таким частям, а также при воздействии электрической дуги, возникают местные поражения (ожоги). Возникают так же механические повреждения – разрыв тканей и некоторых внутренних органов.

Если сила тока, проходящего через организм 1,5 мА (при постоянном напряжении), то в месте контакта с токоведущими частями ощущается зуд и нагрев. Такую силу тока называют порогом ощущения [18].

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) [18].

Для понижения вероятности удара разработан ряд требований безопасности к электротехническим приборам, установленный [19]. Также, следует соблюдать технику безопасности при работе с электроприборами.

Основные способы и средства электрозащиты:

- изоляция токоведущих частей и ее непрерывный контроль;
- установка оградительных устройств;
- предупредительная сигнализация и блокировки;
- использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов;
- использование малых напряжений;
- электрическое разделение сетей;
- защитное заземление;

- выравнивание потенциалов;
- зануление;
- защитное отключение;
- средства индивидуальной электрозащиты.

Подвижные части производственного оборудования.

Движущиеся части производственного оборудования, являющиеся возможным источником травмоопасности, должны быть ограждены или расположены так, чтобы исключалась возможность прикасания к ним работающего или использованы другие средства (например, двуручное управление), предотвращающие травмирование [13].

Конструкция производственного оборудования должна исключать самопроизвольное ослабление или разъединение креплений сборочных единиц и деталей, а также исключать перемещение подвижных частей за пределы, предусмотренные конструкцией, если это может повлечь за собой создание опасной ситуации.

Элементы конструкции производственного оборудования не должны иметь острых углов, кромок, заусенцев и поверхностей с неровностями, представляющих опасность травмирования работающих, если их наличие не 73 определяется функциональным назначением этих элементов. В последнем случае должны быть предусмотрены меры защиты работающих [13].

Повышенная температура поверхности оборудования.

Теплообменник, температура наружных поверхностей которого в процессе эксплуатации может превышать 45 °С, должен быть теплоизолирован. Рекомендуется дополнительная установка ограждающих конструкций теплообменника. Теплоизоляция и ограждающие конструкции теплообменника разрабатываются и изготавливаются по документации эксплуатирующей организации (Заказчика) и в комплект поставки не входят [20].

При необходимости нахождения людей вблизи горячих частей оборудования должны быть приняты меры по их защите ожогов и действия высокой температуры (ограждение действующего оборудования, вентиляция, спецодежда и т.п.) [21].

Трубопроводы агрессивных, легковоспламеняющихся, горючих, взрывоопасных или вредных веществ должны быть герметичными. В местах возможных утечек (краны, вентили, фланцевые соединения) должны быть установлены защитные кожухи, а при необходимости - специальные устройства со сливом из них продуктов утечек в безопасное место [21].

7.4 Экологическая безопасность

Так как в процессе эксплуатации аппарата не используются и не выделяются газообразные продукты (выбросы). В процессе эксплуатации аппарата не происходит воздействия на гидросферу, так как в процессе теплообмена в качестве теплоносителей используется деминерализованная и обратная вода, которая является абсолютно безопасной для окружающей среды. В цехе подготовки воды производится подготовка и очистка воды. В процессе эксплуатации в воду не добавляются никакие химические соединения. В результате эксплуатации аппарат не появляются отходы, а значит нет воздействия объекта на литосферу. В результате чего можно сделать вывод о том, что негативного воздействия на окружающую среду не оказывается. Малейшие нарушения целостности кожуха или труб аппарата ведут к утечке теплоносителей, их смешению, и регламентируются статьей «Безопасность в чрезвычайных ситуациях».

7.5 Безопасность в аварийных ситуациях

Перечень основных возможных аварийных ситуаций и причин, их вызывающих:

1. Отключение электроэнергии.
2. Прекращение подачи обратной воды. Причина: остановка блока обратного водоснабжения, разрыв трубопровода.
3. Прекращение подачи пропанола. Причина: остановка АКЦ, разрыв трубопровода.
4. Разлив пропанола. Причина: разрыв трубопровода, пропуск во фланцевое соединение, неисправность арматуры.
5. Нарушение герметичности трубопровода диатермического масла. Причина: нарушение при переключениях аппаратов, разрыв трубопровода, пропуск во фланцевое соединение, неисправность арматуры.
6. Пожар. Причина: образование взрывопожароопасной смеси при разгерметизации трубопроводов, нарушения при подготовке и проведении огневых и газоопасных работ.
7. Взрыв. Причина: несоблюдение норм взрыво- и пожаробезопасности при ремонте, присоединении или отсоединении оборудования, негерметичное закрытие шлюзов подачи спирта при ремонте.
8. Загазованность в помещении отделения. Причина: разгерметизация трубопроводов, разгерметизация кожуха, попадание облака вредных веществ в помещение отделения в результате аварийных ситуаций в других отделениях и производствах.

Для обеспечения безаварийной работы установки и достижения минимального уровня взрыво- и пожаробезопасности процесса предусмотрены следующие мероприятия:

- все стадии технологического процесса непрерывны и склонны к устойчивому протеканию;
- при соблюдении правил эксплуатации процесс не обладает возможностью взрыва внутри технологической аппаратуры;
- применяемые, обращающиеся и получаемые вещества не обладают способностью быстро и спонтанно полимеризоваться, реагировать с водой, саморазогреваться и самовоспламеняться, не склонны к произвольному термическому разложению при высоких температурах и давлениях;
- на установке отсутствуют открытые поверхности аппаратов и трубопроводов с температурой выше температуры самовоспламенения обрабатываемых веществ;
- контроль и управление процессом осуществляется автоматически и дистанционно из операторной с использованием электронной системы приборов;
- предусмотрены система аварийного освобождения аппаратов от продуктов в аварийную емкость;
- на наружной установке, где расположено оборудование, в котором обращаются взрывопожароопасные вещества, предусмотрены датчики загазованности, сигналы от которых поступают в операторскую.

В соответствии с требованием норм по пожаротушению на установке должны быть предусмотрены первичные и стационарные средства пожаротушения, а также пожарная сигнализация.

На объекте работы установки обязаны находиться следующие средства пожаротушения:

- первичные средства пожаротушения (огнетушители, асбестовые одеяла, ящики с песком, лопаты и т.д.)
- пожарные краны в помещении компрессорной.

7.6 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

К чрезвычайным ситуациям относятся производственные аварии, стихийные бедствия и военные конфликты. При возникновении одной из таких ситуаций на предприятии должна включиться тревога, оповещающая персонал и дающая первичные инструкции. Каждый работник, всегда имеющий с собой первичные средства защиты

(противогаз или самоспасатель), должен немедленно его использовать. Производится остановка подачи сырья на оборудование. Сырье, уже прошедшее некоторые стадии обработки, автоматически сбрасывается на факел или в специальное хранилище, предусмотренное технологической схемой. Затем производится отключение электричества ответственным персоналом или автоматически, во избежание еще большей аварии. Персонал немедленно эвакуируется из опасной зоны, либо направляется в бомбоубежище.

7.7 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Для работников, занятых на работах с вредными или опасными условиями труда, законодатель установил сокращенную продолжительность рабочего времени - не более 36 часов в неделю (ст. 92 ТК РФ, п. 1 Постановления Правительства РФ от 20.11.2008 N 870). При этом максимально допустимая продолжительность ежедневной работы (смены) не может превышать (ст. 94 ТК РФ):

- при 36-часовой рабочей неделе - 8 часов;
- при 30-часовой рабочей неделе и менее - 6 часов.

Коллективным договором может быть предусмотрено увеличение смены при условии соблюдения предельной еженедельной продолжительности рабочего времени и гигиенических нормативов условий труда.

Также сотрудникам, занятым на работах с вредными или опасными условиями труда, положено предоставлять ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск продолжительностью не менее 7 календарных дней (ст. 117 ТК РФ, п. 1 Постановления N 870) [22].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью настоящей работы является расчет и проектирование теплообменного аппарата, предназначенного для нагревания пропанола.

В работе проведен тепловой расчет аппарата, определена требуемая поверхность теплопередачи. По результатам этого расчета выбран нормализованный теплообменный аппарат.

В работе также проведены расчеты гидравлического сопротивления трубного пространства аппарата в рабочем состоянии, рассчитан и выбран насос, необходимый для подачи нагреваемой смеси. Обоснована и выбранная конструкция, как всего аппарата, так и отдельных его узлов.

С целью определения прочности и надежности аппарата проведены механические расчеты, определены толщины обечайки, днища и трубных решеток.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ И ИСТОЧНИКОВ

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии.- 9-е изд.- Л.: Химия, 1981.-560с.
2. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию.- 2-е изд./ Под ред. Ю.И. Дытнерского.- М.: Химия, 1991. – 496 с.
3. Процессы и аппараты химической технологии. Проектирование теплообменных аппаратов. Часть 2. Гидравлический и конструктивно – механический расчеты. Методические указания к курсовому проектированию для студентов химико-технологического факультета. Томск: Изд. ТПУ, 2004. - 42 с.
4. Лацинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов: Справочник. – Спб.: Машиностроение. 1981. – 382 с.
5. Кожухотрубный теплообменник. Методические указания к выполнению лабораторной работы для студентов всех специальностей ХТФ - Томск: Изд. ТПУ, 2006 – 20 с.
6. Лацинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 3-е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.
7. ГОСТ Р 52857.7-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.
8. MathCad2015. z:\students\!Literature\!КиРЭОО\ГОСТы и Примеры в МАТКАД\
9. Кузьмина Е.А, Кузьмин А.М. Методы поиска новых идей и решений "Методы менеджмента качества" №1 2003 г.
10. Кузьмина Е.А, Кузьмин А.М. Функционально-стоимостный анализ. Экскурс в историю. "Методы менеджмента качества" №7 2002 г.
11. Основы функционально-стоимостного анализа: Учебное пособие / Под ред. М.Г. Карпунина и Б.И. Майданчика. - М.: Энергия, 1980. - 175 с.
12. Скворцов Ю.В. Организационно-экономические вопросы в дипломном проектировании: Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 2006. – 399 с.
13. ГОСТ 12.2.003–91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
14. ГОСТ 12.0.003-74 Опасные и вредные производственные факторы. Классификация[Текст]. – Сб. ГОСТов. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2002.- 4с.

15. ГОСТ 12.1.012–90 ССБТ. Вибрационная болезнь. Общие требования.
16. Санитарные правила и нормы: СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений [Текст]. – утв. Постановлением Госкомсанэпиднадзора РФ от 01.10.1996 N 21: нормативно-технический материал. – Москва: [б.и.], 1996. – 12 с.
17. ГОСТ 12.1.003–83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. [Текст]. – официальное издание М.: Стандартинформ, 2007- 4с. ГОСТ 12.2.007.0-75 Изделия электротехнические. Общие требования безопасности (с Изменениями N 1, 2, 3, 4) [Текст]. –официальное издание М.: Стандартинформ, 2008-20 с.
18. Инструкция по охране труда по электробезопасности.
19. ГОСТ 12.2.007.0-75 Система стандартов безопасности труда. Изделия электротехнические. Общие требования безопасности
20. Руководство по эксплуатации. Теплообменники кожухотрубные.
21. РД 34.03.201-97 Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей.
22. Российская Федерация. Законы. Трудовой кодекс Российской Федерации [Текст] : от 30.12. 2001 г. № 197-ФЗ, ввод в действие с 01.02.2002 / Российская Федерация. Законы. — Волгоград ; М. : Изд-во ВолГУ : Либрис, 2002. — 225 с.
23. Экология и безопасность жизнедеятельности» Под редакцией доктора физ.- мат. наук, чл.-корр. РЭА, профессора Л.А. Муравья.
24. Правила по охране труда при эксплуатации электроустановок; приказ Минтруда России от 24.07.2013 N 328н, зарегистрировано в Минюсте России 12.12.2013 N 30593.
25. Приказ МЧС РФ от 18 июня 2003г.N313 «Об утверждении Правил пожарной безопасности в Российской Федерации (ППБ 01-03)».
26. Федеральный закон от 23 февраля 2013 г. N 15-ФЗ "Об охране здоровья граждан от воздействия окружающего табачного дыма и последствий потребления табака"
27. Закон Российской Федерации “О защите населения и территорий от чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера”
28. Федеральный закон «О пожарной безопасности».
29. Макаров Г.В. Охрана труда в химической промышленности.- М.:Химия,1989-496с.