

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

Институт Электронного обучения

Направление Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Кафедра Общей химии и химической технологии

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема проекта
Установка получения сжатого воздуха с разработкой теплообменника

УДК 621.51.002:536.24

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К11	Кудрин Александр Георгиевич		

Руководитель

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

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Сечина А.А.	к.х.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Чулков Н.А.	к.т.н., доцент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

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

Томск – 2016 г.

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

Институт электронного обучения

Направление подготовки Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Кафедра Общей химии и химической технологии

УТВЕРЖДАЮ:

И. о. зав. кафедрой

Тихонов В.В.
(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврская работа

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

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К11	Кудрин Александр Георгиевич

Тема работы:

Установка получения сжатого воздуха с разработкой теплообменника

Утверждена приказом директора (дата, номер)	25.04.16 № 3106/С
---	-------------------

Срок сдачи студентом выполненной работы:	01.06.16
--	----------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе</p> <p>(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;</p>	<p>Воздух с температурой 50 °С проходит по межтрубному пространству теплообменника охлаждаясь водой до 20 °С. Вода подается в трубное пространство теплообменного аппарата с температурой 12 °С, проходя через трубное пространство вода нагревается до температуры 40 °С . Среды движутся противотоком.</p> <p>Давление в межтрубном пространстве: $P_1 := 0.8 \text{ МПа}$</p> <p>Давление в трубном пространстве: $P_2 := 0.6 \text{ МПа}$</p>
---	---

экономический анализ и т. д.).	
<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</p> <p>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</p>	<p>Содержание</p> <p>Введение</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Описание технологической схемы 2. Расчет кожухотрубчатого теплообменника 3. Организационно – экономический раздел 4. Социальная ответственность
<p>Перечень графического материала</p> <p>(С точным указанием обязательных чертежей)</p>	<p>Лист 1 Технологическая схема</p> <p>Лист 2-3 Общий вид и выносные элементы теплообменника</p> <p>Лист 4 Технико-экономические показатели</p>
<p>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы (с указанием разделов)</p>	
Раздел	Консультант
Организационно – экономический раздел	к.х.н., доцент Сечина А.А.
Социальная ответственность	к.т.н., доцент Чулков Н.А.
<p>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</p>	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	14.04.16
--	----------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Семакина О.К.	к.т.н., с.н.с.		14.04.16

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3–2К11	Кудрин А.Г.		14.04.16

Реферат

Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и 4 листов графического материала формата А1. Пояснительная записка содержит __с., 18 рис., 21 табл., 35 источников литературы.

В бакалаврской работе рассчитан и подобран кожухотрубчатый теплообменник с неподвижной трубной решеткой горизонтального исполнения, необходимый для охлаждения сжатого воздуха.

Произведен тепловой расчет и подбор кожухотрубчатого теплообменника.

В механическом разделе произведены расчеты толщины стенок обечайки и стандартных эллиптических крышек; подбор стандартных штуцеров; расчет укреплений отверстий патрубков; расчет фланцевых соединений; расчет трубной решетки; расчет развальцовочного соединения; подбор и расчет горизонтальных опор.

Ключевые слова: кожухотрубчатый теплообменник, фланец, трубная решетка.

Abstract

The graduation project consists of an explanatory note includingp., 18 fig., 21 tabl., the list of 35 references, and the graphic part on 4 A1 sheets.

The topic of the given diploma is a shell and tube heat exchanger, where author chooses and calculates a heat exchanger with fixed tube-sheet for cooling compressed air.

The project's technical part includes thermal calculation tube heat exchanger.

The project's mechanical part includes calculation of shell thickness and standard elliptical lids, pipe fitting selection, calculation of strengthening for the branch pipe openings, calculation for flange connection and of tube-sheet, calculation of flare fitting connection and of horizontal support reaction.

Keywords: tube heat exchanger, flange, tube-sheet.

Содержание

Введение.....	11
1 Описание технологической схемы.....	12
2 Расчет кожухотрубчатого теплообменника Т-6.....	13
2.1 Технологический расчет теплообменника.....	13
2.2 Конструктивный расчет теплообменника	18
2.3 Механический расчет теплообменника Т-6.....	20
2.3.1 Определение температурных напряжений в трубах и корпусе	23
2.3.2 Прибавка к расчетным толщинам конструктивных элементов.....	25
2.3.3 Расчет давлений	25
2.3.4 Давление в трубном пространстве	25
2.3.5 Давление в межтрубном пространстве.....	26
2.3.6 Давление в распределительной камере.....	26
2.3.7 Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки (кожуха).....	27
2.3.8 Расчет толщины стенки крышки.....	28
2.3.9 Расчет толщины стенки распределительной камеры.....	30
2.3.10 Подбор стандартного фланцевого соединения кожуха и распределительной камеры.....	31
2.3.11 Прочностной расчет фланцевого соединения.....	32
2.3.12 Усилие, возникающее от температурных деформаций.....	37
2.3.13 Расчет фланца на статическую прочность.....	39
2.4. Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях.....	40
2.4.1 Условия статической прочности фланцев.....	40
2.4.2 Расчет трубной решетки.....	42
2.4.3 Расчет напряжения в трубных решетках.....	49
2.4.4 Расчет трубы на прочность, устойчивость, жесткость и расчет крепления труб к решетки.....	51
2.4.5 Определение деформаций под действием давления.....	53
2.4.6 Укрепление отверстий патрубков, штуцеров.....	54
2.4.7 Расчет укрепления отверстия, штуцеров входа воздуха.....	57
2.4.8 Расчет веса аппарата.....	59
2.4.9 Выбор стандартной опоры аппарата.....	61
2.4.10 Условие гидротестирования.....	62
2.4.11 Определение расчетных усилий.....	65
2.4.12 Проверка несущей способности оболочки, неукрепленной кольцами жёсткости в области опорного узла	67
2.4.13 Проверка условий устойчивости.....	71
2.5 Гидравлический расчет теплообменника.....	75
3 Организационно – экономический раздел.....	77

3.1 Расчет производственной мощности.....	77
3.2 Организация оплаты труда.....	82
3.3 Определение потребности в инвестициях.....	89
4 Социальная ответственность.....	92
4.1 Производственные метеоусловия.....	93
4.2 Производственное освещение.....	93
4.3 Шумы и вибрация.....	94
4.4 Коллективные и индивидуальные средства защиты рабочих.....	96
4.5 Защитная одежда и защитные приспособления.....	97
4.6 Техника безопасности.....	97
4.6.1 ТБ при разработке генерального плана предприятия.....	97
4.7 Техника безопасности технологического процесса.....	99
4.8 Техника безопасности механического оборудования.....	99
4.9 Электробезопасность.....	100
4.9.1Классификация помещений и наружных установок по электрооборудованию. Статическое электричество. Молниезащита	100
4.10 Пожаровзрывобезопасность	102
4.11 Санитарно-бытовое обслуживание.....	103
4.12 Пожарная защита.....	103
4.13 Чрезвычайные ситуации.....	104
4.13.1 Производственные аварии.....	104
4.13.2 Стихийные бедствия.....	105
4.13.3 Социально-военные конфликты.....	105
Литература.....	107
Приложение	111

ВВЕДЕНИЕ

Сжатый воздух - один из самых распространенных энергоносителей на любом промышленном предприятии, а совокупность устройств, связанных с его обработкой и распределением, является достаточно сложной энергоемкой энергетической промышленной системой, от уровня совершенства которой зависят показатели технологических процессов, где используется сжатый воздух. В свою очередь система воздухообеспечения предназначена для централизованного обеспечения разнообразных промышленных потребителей сжатым воздухом требуемых параметров (давление, расход, температура, влажность) в соответствии с заданным графиком.

Эффективная и надежная работа системы воздухообеспечения является основной целью при проектировании, что обеспечивается:

обеспечением потребителей сжатым воздухом определенных параметров и в нужном количестве.

Потребность предприятия в сжатом воздухе определяется видом и объемом производства, номенклатурой выпускаемой продукции и исходного сырья, структурой цехов, особенностями технологического процесса и технической характеристикой установленного оборудования. Она представляет собой суммарное потребление сжатого воздуха всеми цехами предприятия, производством или оборудованием, характеризуемое расчетными расходами сжатого воздуха.

Целью бакалаврской работы является разработка и модернизация кожухотрубчатого теплообменника, который необходим для охлаждения сжатого воздуха в технологическом процессе установки осушки воздуха. Таким образом, необходимо провести соответствующие технологические и механические расчеты для проверки работоспособности рассчитанного теплообменника.

1. ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Установка осушки воздуха представляет собой систему аппаратов, связанных между собой по технологической схеме, смотри приложение чертеж 2.

От компрессоров воздух под давлением до 0,8 МПа поступает в воздухоотборники 3_1 , 3_2 , 16_1 с целью выравнивания пульсации. Из воздухоотборника воздух с температурой до 50°C поступает в межтрубное пространство теплообменника 6_1 (охлаждающая вода – в трубное пространство противотоком), где охлаждается до температуры 20–25°C.

Далее воздух с образовавшейся капельной влагой и маслом поступает в центробежный влагомаслоотделитель 7_1 , где за счет центробежных сил капельная влага отделяется. Затем воздух с оставшейся капельной влагой и маслом поступает в блок масляных фильтров 8_1 , 8_2 , представляющие собой емкости по 0,065 м³, в которые засыпается «орешек», замена либо пропаривание которого производится по отдельному графику.

Из блока масляных фильтров частично осушенный и очищенный от масла воздух поступает на установку осушки воздуха, для дальнейшей осушки.

2. Расчет кожухотрубчатого теплообменника Т-6

2.1 Технологический расчет теплообменника

Воздух с температурой $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ проходит по межтрубному пространству теплообменника охлаждаясь водой до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Вода подается в трубное пространство теплообменного аппарата с температурой $12\text{ }^{\circ}\text{C}$, проходя через трубное пространство вода нагревается до температуры $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Среды движутся противотоком.

Рассчитываем теплообменный аппарат типа кожухотрубчатый, горизонтального исполнения.

холодный теплоноситель: вода.

горячий теплоноситель: воздух.

Горячий теплоноситель проходит по межтрубному пространству теплообменника.

Холодный теплоноситель проходит по трубному пространству теплообменника.

Исходные данные:

Рабочее давление в межтрубном пространстве теплообменника:

$$P_1 := 0.8 \text{ МПа}$$

Рабочее давление в трубном пространстве теплообменника:

$$P_2 := 0.6 \text{ МПа}$$

Начальная температура горячего теплоносителя (воздух):

$$t_{1Н} := 50\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Конечная температура горячего теплоносителя (воздух):

$$t_{1К} := 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Начальная температура холодного теплоносителя (вода):

$$t_{2Н} := 12\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Конечная температура холодного теплоносителя (вода):

$$t_{2К} := 40\text{ }^{\circ}\text{C}$$

объемный расход горячего теплоносителя:

$$V_{Н1} := 40 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}$$

$$V_1 := \frac{V_{Н1}}{60} = 0.667 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Через коэффициент "1" обозначим параметры теплоносителя в межтрубном пространстве, через коэффициент "2" - по трубному пространству

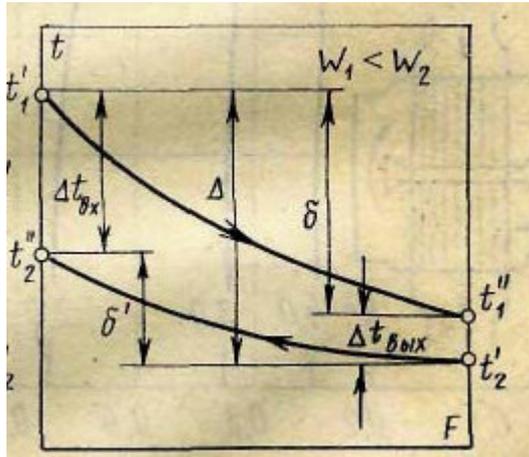


Рисунок 1 Диаграмма изменение температуры теплоносителей при движении противотоком

Принимаем схему движения теплоносителей как противоточную смотри рисунок 1. Таким образом, большая и меньшая разности температур:

Расчет проводим согласно [1, стр. 214]

Большая и меньшая разность температур на концах теплообменника:

$$\Delta t_M := t_{1K} - t_{2H} = 8 \quad ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\delta} := t_{1H} - t_{2K} = 10 \quad ^\circ\text{C}$$

Средняя разность температур входящая в уравнение теплоотдачи:

Для противотока:

$$\Delta t_{cp} := \begin{cases} \Delta t_{cp} \leftarrow \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_M}{2} & \text{if } \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M} < 2 \\ \Delta t_{cp} \leftarrow \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}\right)} & \text{if } \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M} \geq 2 \end{cases} = 9 \quad ^\circ\text{C}$$

Определение средних температур теплоносителя в трубном пространстве.

$$t_{cp2} := \frac{t_{2K} + t_{2H}}{2} = 26 \quad ^\circ\text{C}$$

Средняя температура для горячего теплоносителя в межтрубном пространстве.

$$t_{cp1} := \Delta t_{cp} + t_{cp2} = 35 \quad ^\circ\text{C}$$

Плотность холодного теплоносителя находим при помощи интерполяций:

Смотри [1, стр. 512]

$$t_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 40 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad p_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 998 \\ 992 \end{pmatrix} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$p_2 := \text{Floor}(\text{linterp}(t_{\text{таб2}}, p_{\text{таб2}}, t_{\text{ср2}}), 0.5) = 996 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Таблица 1. Свойства воздуха при различной температуре.

Температура (°C)	Плотность (кг/м ³)	Удельная теплоемкость с _p , кДж/(кг* К)	Теплопроводность Вт/(м* К)	Кинематическая вязкость (м ² /с) x 10 ⁻⁶	Объемный коэффициент теплового расширения (1/К) x 10 ⁻³	Число (критерий) Прандтля
-150	2.793	1.026	0.0116	3.08	8.21	0.76
-100	1.980	1.009	0.0160	5.95	5.82	0.74
-50	1.534	1.005	0.0204	9.55	4.51	0.725
0	1.293	1.005	0.0243	13.30	3.67	0.715
20	1.205	1.005	0.0257	15.11	3.43	0.713
40	1.127	1.005	0.0271	16.97	3.20	0.711
60	1.067	1.009	0.0285	18.90	3.00	0.709
80	1.000	1.009	0.0299	20.94	2.83	0.708
100	0.946	1.009	0.0314	23.06	2.68	0.703
120	0.898	1.013	0.0328	25.23	2.55	0.70
140	0.854	1.013	0.0343	27.55	2.43	0.695
160	0.815	1.017	0.0358	29.85	2.32	0.69
180	0.779	1.022	0.0372	32.29	2.21	0.69
200	0.746	1.026	0.0386	34.63	2.11	0.685
250	0.675	1.034	0.0421	41.17	1.91	0.68
300	0.616	1.047	0.0454	47.85	1.75	0.68
350	0.566	1.055	0.0485	55.05	1.61	0.68
400	0.524	1.068	0.0515	62.53	1.49	0.68

Плотность горячего теплоносителя: смотри таблицу 1.

$$t_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 40 \end{pmatrix} \text{ }^{\circ}\text{C} \quad p_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 1.205 \\ 1.127 \end{pmatrix} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$p_1 := \text{Floor}(\text{interp}(t_{\text{таб1}}, p_{\text{таб1}}, t_{\text{ср1}}), 0.0005) = 1.147 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Изобарная удельная теплоемкость воздуха при рабочем давлении и средней температуре горячего теплоносителя: смотри таблицу 1.

$$t_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 40 \end{pmatrix} \text{ }^{\circ}\text{C} \quad C_{p1\text{таб}} := \begin{pmatrix} 1005 \\ 1005 \end{pmatrix} \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

$$C_{p1} := \text{Floor}(\text{interp}(t_{\text{таб1}}, C_{p1\text{таб}}, t_{\text{ср1}}), 0.5) = 1.005 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

Изобарная удельная теплоемкость воды: находим по [1, рис. XI, стр. 562]

$$C_{p2} := 4190 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

Расход горячего теплоносителя (воздух):

$$G_1 := \frac{V_1}{p_1} = 0.581 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплота конденсации воздуха, Дж/кг

$$r := 197 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Количество теплоты:

$$Q := r \cdot G_1 = 1.146 \times 10^5 \text{ Вт}$$

Массовый расход холодного теплоносителя: (вода)

$$G_2 := \frac{Q}{C_{p2} \cdot (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})} = 0.976 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Объемный расход воды:

$$V_2 := \frac{G_2}{p_2} = 9.803 \times 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Коэффициент теплопередачи: [1, стр. 172, табл. 4.8].

$K := 600$ в первом приближении (от конденсирующего газа к воде) свободное движение.

Ориентировочное значение площади поверхности теплообмена:

$$F_{\text{ор}} := \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = 21.213 \quad \text{м}^2$$

Для дальнейшего расчета зададимся диаметром труб конструктивно, так как технологической схемой не предусмотрены насосы расчет проведем при ламинарном течении воды ниже турбулентного $Re_2 := 2300$.

Диаметр труб в трубной решетке 25x2 мм

Внутренний диаметр труб в трубной решетке: $d_B := 0.021$ м

Наружный диаметр труб: $d_H := 0.025$ м

толщина стенки трубы: $s_{\text{тр}} := 0.002$ м

Динамический коэффициент вязкости воды при $t_{\text{cp}2} = 26$ °C (1, стр. 516, табл. IX):

$$t_{\text{таб}2} := \begin{pmatrix} 20 \\ 30 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \mu_{\text{таб}2} := \begin{pmatrix} 1 \cdot 10^{-3} \\ 0.801 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix} \text{ Па}\cdot\text{с}$$

$$\mu_2 := \text{Floor}(\text{linterp}(t_{\text{таб}2}, \mu_{\text{таб}2}, t_{\text{cp}2}), 0.00005) = 8.5 \times 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$$

Кинетическая вязкость воздуха при $t_{\text{cp}1} = 35$ °C: смотри таблицу 1

$$t_{\text{таб}1} := \begin{pmatrix} 20 \\ 40 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \nu_{\text{таб}1} := \begin{pmatrix} 15.11 \cdot 10^{-6} \\ 16.97 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\nu_1 := \text{Floor}(\text{linterp}(t_{\text{таб}1}, \nu_{\text{таб}1}, t_{\text{cp}1}), 0.000005) = 1.65 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Динамический коэффициент вязкости воздуха при $t_{\text{cp}1} = 35$ °C:

$$\mu_1 := \rho_1 \cdot \nu_1 = 1.892 \times 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$$

Расчетная скорость теплоносителя обеспечивающая ламинарное течение воды в трубах:

$$\omega_2 := \frac{2300 \cdot \mu_2}{d_B \cdot \rho_2} = 0.093 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

2.2 Конструктивный расчет теплообменника:

Расчет проводим по [2, стр. 29]

По уравнению расхода определим площадь проходного сечения трубок одного хода:

$$f_1 := \frac{G_2}{\omega_2 \cdot \rho_2} = 0.01 \quad \text{м}^2$$

Число труб одного хода:

$$n_{\text{тр}} := \text{ceil} \left(\frac{f_1}{0.785 \cdot d_B^2} \right) = 31 \quad \text{труб}$$

Принимаем стандартное число труб одного хода в теплообменнике:

$$n_{\text{тр}} := 50 \quad \text{труб}$$

Коэффициент теплоотдачи воды выше чем у воздуха:

коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве: α_1

коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве: α_2

При $\alpha_1 > \alpha_2$ диаметр расчетный: $d_p := d_H$

Расчетная длина одной трубки при одном ходе:

$$L_p := \text{ceil} \left(\frac{F_{\text{оп}}}{\pi \cdot d_p \cdot n_{\text{тр}}} \right) = 6 \quad \text{м}$$

Принимаем рабочую трубу теплообменника:

$$l_p := 3 \quad \text{м}$$

Число ходов трубного пространства:

$$Z := \text{ceil} \left(\frac{L_p}{l_p} \right) = 2 \quad \text{ход}$$

общее число труб, размещаемое на трубной решетке:

$$n := Z \cdot n_{\text{тр}} = 100 \quad \text{трубы}$$

Трубы размещаются по периметру правильного шестиугольника:

Число труб a , расположенное на стороне наибольшего шестиугольника:

$$a := \text{ceil} \left[\frac{1 + \sqrt{1 - 4 \cdot \left(\frac{1-n}{3} \right)}}{2} \right] = 7 \quad \text{труб}$$

Число труб, расположенных по диагонали наибольшего шестиугольника:

$$b := 2 \cdot a - 1 = 13 \quad \text{труб}$$

$$d_{\text{вн}} := 25 \quad \text{мм}$$

Шаг расположения труб:

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

Коэффициент заполнения трубной решетки:

$$\eta := 0.8$$

Расчетный диаметр теплообменника, двухходового:

$$D_{BH} := 1.1 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 393.548 \text{ мм}$$

Поверхностная плотность теплового потока:

$$q := K \cdot \Delta t_{cp} = 5.4 \times 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Расчетная площадь поверхности теплопередачи:

$$F_p := \frac{Q}{q} = 21.213 \text{ м}^2$$

С запасом 10%:

$$F_{pz} := \frac{F_p \cdot 10}{100} + F_p = 23.335 \text{ м}^2$$

Подберем стандартный теплообменник: согласно [1]

Основные характеристики двухходового теплообменника ТГ:

Диаметр теплообменника: $D := 0.4 \text{ м}$

Длина труб $l := 3 \text{ м}$

Поверхность теплообмена: $F := 24 \text{ м}^2$

Число труб: $n := 100 \text{ труб}$

Диаметр трубы внутренний: $d_i := 0.021 \text{ м}$

толщина стенки трубы: $s_{app} := 0.002 \text{ м}^2$

Число рядов труб: $n_p := 10$

2.3 Механический расчет теплообменника Т- 6

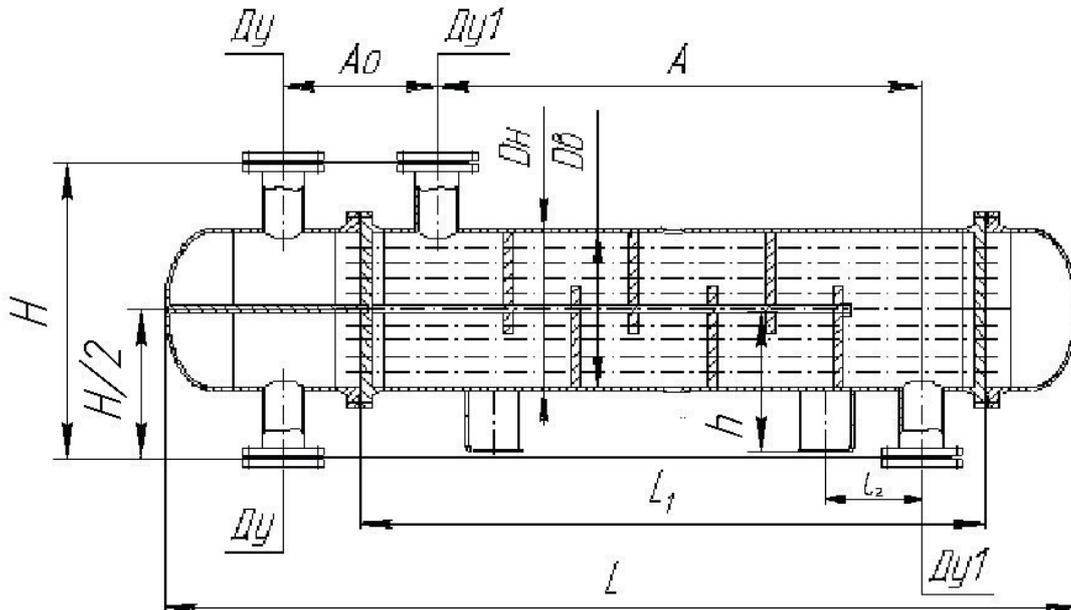


Рисунок 2 - Горизонтальный теплообменник с неподвижной трубной решеткой, многоходовой по трубам.

Воздух с температурой $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ проходит по межтрубному пространству теплообменника охлаждаясь водой до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Вода подается в трубное пространство теплообменного аппарата с температурой $12\text{ }^{\circ}\text{C}$, проходя через трубное пространство вода нагревается до температуры $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Среды движутся противоток. Рассчитываем теплообменный аппарат типа кожухотрубчатый, горизонтального исполнения.

холодный теплоноситель: вода.
горячий теплоноситель: воздух.

Горячий теплоноситель проходит по межтрубному пространству теплообменника. Холодный теплоноситель проходит по трубному пространству теплообменника.

Исходные данные.

Внутренний диаметр аппарата, мм	$D := 400$
Давление в кожухе, МПа	$P_1 := 0.8$
Давление в трубном пространстве, МПа	$P_2 := 0.6$

Для дальнейшего расчета примем максимальную температуру рабочей среды которая может быть в кожухе аппарата, как температуру кожуха аппарата. Так же и для трубного пучка аппарата.

Рабочая температура кожуха аппарата, $^{\circ}\text{C}$	$t_1 := 50$
Рабочая температура труб аппарата, $^{\circ}\text{C}$	$t_2 := 40$
Ускорение свободного падения, м/с^2	$g := 9.8$

Число труб: $n := 100$ труб [1, стр. 215]

Основные размеры стандартного теплообменника типа ТНГ берем с [3, стр. 7, таблица 1]

Длина цилиндрической обечайки, мм: $l := 3000$

Длина аппарата, мм: $L := 3770$

Высота не отбортованной крышки, согласно [4, стр. 440]

$h_B := 100$ мм

Высота отбортовки крышки: [4, стр. 440]

$h := 25$ мм

Длина распределительной камеры:

$l_{\text{камеры}} := 450$ мм

Коэффициент прочности сварных швов (Сварка аппарата полуавтоматическая): $\phi := 1$
длина шва 100% (Назначили конструктивно) согласно [5]

Подбираем материал для теплообменника согласно [4]

Исполнение по материалу М1.

Таблица 2 Материальное исполнение основных узлов теплообменника.

Исполнение по материалу	Кожух	Распред-камера	Теплообменная труба	Трубная решетка
М1	16ГС	16ГС	Ст 20	16ГС

Марка : Сталь 16ГС

Классификация : Сталь конструкционная низколегированная для сварных конструкций.

Дополнение: Сталь кремнемарганцовистая.

Применение: Детали и части паровых котлов и сосудов, работающих под давлением.

Корпуса аппаратов, днища, фланцы и др. детали, работающие при температурах от -40 до +475 град. под давлением. Стационарные трубопроводы питательной воды котлов СВГ, работающих при 280 град. и давлении 38 МПа.

Зарубежные аналоги: Известны

Марка низколегированной стали - кремнемарганцованой 16ГС повышенной прочности и надежности получила за последние годы широкое распространение в химической промышленности. Эта марка отличается повышенными прочностными качествами. Кроме того эта сталь обладает хорошей пластичностью, высокими значениями ударной вязкости при отрицательных температурах, а также отличной свариваемостью. Применение этой стали для аппаратов, работающих в условиях пониженных температур (до - 70 С), значительно повышает их эксплуатационную надежность.

Марка : сталь 20

Классификация : Сталь конструкционная углеродистая качественная.

Применение: трубы перегревателей, коллекторов и трубопроводов котлов высокого давления, листы для штампованных деталей, цементуемые детали для длительной и весьма длительной службы при температурах до 350 град.

Зарубежные аналоги: Известны.

Изготавливаемые трубы из стали 20 применяют для передачи газов, пара, неагрессивных жидкостей, подающихся под давлением. Это трубы теплообменников, трубопроводов, котлов высокого давления и коллекторов. Сталь 20 наиболее востребована в трубном производстве чем другие стали.

Допускаемое напряжение материала кожуха 16ГС при температуре 20 градусов (температура гидроиспытаний): [5, стр. 15]

$$\sigma_{\text{тек}20_1} := 300 \text{ МПа}$$

коэффициент запаса по пределу текучести для условий испытаний:

$$n_t := 1.1$$

Поправочный коэффициент η :

$$\eta := 1$$

Допускаемое напряжение для условий испытаний:

$$\sigma_{\text{и}20_1} := \text{ceil}\left(\eta \cdot \frac{\sigma_{\text{тек}20_1}}{n_t}\right) = 273 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала 16ГС при рабочей температуре кожуха $t_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$:
[5, стр. 10]

$$t_{\text{таб}1} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ }^\circ\text{C} \quad \sigma_{\text{таб}1} := \begin{pmatrix} 196 \\ 177 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{Д}50} := \text{Floor}\left(\text{linterp}(t_{\text{таб}1}, \sigma_{\text{таб}1}, t_1), 0.5\right) = 188.5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала 16ГС при рабочей температуре $t_2 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$:
[5, стр. 10]

$$t_{\text{таб}2} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ }^\circ\text{C} \quad \sigma_{\text{таб}2} := \begin{pmatrix} 196 \\ 177 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{Д}40} := \text{Floor}\left(\text{linterp}(t_{\text{таб}2}, \sigma_{\text{таб}2}, t_2), 0.5\right) = 191 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала труб Ст20 при температуре 20 градусов (температура гидроиспытаний): [5, стр. 15]

$$\sigma_{\text{тек}20_2} := 220 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для условий испытаний:

$$\sigma_{\text{и}20_2} := \text{ceil}\left(\eta \cdot \frac{\sigma_{\text{тек}20_2}}{n_t}\right) = 200 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение материала Ст20 при рабочей температуре труб $t_2 = 40$ °C [5, стр. 10]

$$t_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \sigma_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 147 \\ 142 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{Д40}_T} := \text{Floor}(\text{linterp}(t_{\text{таб1}}, \sigma_{\text{таб1}}, t_2), 0.5) = 145.5 \text{ МПа}$$

2.3.1. Определение температурных напряжений в трубах и корпусе

Коэффициент линейного расширения кожуха при $t_1 = 50$ °C: [5, стр. 23]

$$\alpha_1 := 11.5 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

Коэффициент линейного расширения трубы при $t_2 = 40$ °C: материал сталь 20 [5, стр. 23]

$$\alpha_2 := 11.5 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

Модуль упругости для кожуха: [5, стр. 23]

$$t_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad E_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 1.99 \cdot 10^5 \\ 1.91 \cdot 10^5 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$E_1 := \text{Floor}(\text{linterp}(t_{\text{таб1}}, E_{\text{таб1}}, t_1), 0.5) = 1.96 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для труб: [5, стр. 23]

$$t_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad E_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 1.99 \cdot 10^5 \\ 1.91 \cdot 10^5 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$E_2 := \text{Floor}(\text{linterp}(t_{\text{таб2}}, E_{\text{таб2}}, t_2), 0.5) = 1.97 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Средняя температура труб:

$$t_T := \frac{t_1 + t_2}{2} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средняя температура кожуха аппарата:

$$t_K := t_1 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

температурная разность кожуха и труб:

$$\Delta t := t_T - t_K = -5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Площадь поперечного сечения всех труб: количество труб $n = 100$ [1, стр. 215]

$$d_H := 0.025 \text{ м} \quad d_B := 0.021 \text{ м}$$

$$F_T := \frac{\pi \cdot n \cdot (d_H^2 - d_B^2)}{4} = 0.014 \text{ м}^2 \quad n = 100$$

Площадь поперечного сечения кожуха:

$$D := 0.4 \text{ м}$$

$$F_K := \frac{\pi \cdot [(D + 2 \cdot 0.008)^2 - D^2]}{4} = 0.01 \text{ м}^2$$

Температурные деформации:

$$Q_t := \left| \frac{(\alpha_2 \cdot t_T - \alpha_1 \cdot t_K) \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot F_T \cdot F_K}{E_1 \cdot F_T + E_2 \cdot F_K} \right| = 0.068 \text{ МПа}$$

Температурные напряжения в трубах и корпусе;

$$\sigma_T := \left| \frac{\alpha_1 \cdot \Delta t \cdot E_1 \cdot F_K}{F_T + F_K} \right| = 4.678 \text{ МПа}$$

$$\sigma_K := \left| \frac{\alpha_2 \cdot \Delta t \cdot E_2 \cdot F_T}{F_T + F_K} \right| = 6.626 \text{ МПа}$$

Условия температурных деформаций:

$$\text{Усл}_1 := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_{Д40_Т} \geq \sigma_T \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Усл}_1 = \text{"Условия выполняются"}$$

$$\text{Усл}_2 := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_{Д50} \geq \sigma_K \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Усл}_2 = \text{"Условия выполняются"}$$

Подбираем аппарат с неподвижной трубной решеткой, без компенсаторов (расширителей) на кожухе.

Теплообменник **400 ТНГ-2,5-М 1/25 Г-3-2-У-И** (диаметр кожуха 400, Теплообменник с неподвижной трубной решеткой горизонтального исполнения, условное давление в кожухе и трубах 2,5 МПа, исполнение по материалу М 1 с диаметром труб 25 мм, длиной труб 3 м, число ходов по трубам 2, климатического исполнения для Умеренного климата, с деталями крепления Изоляции.

2.3.2 Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов:

Прибавку к расчетным толщинам находим согласно [5, стр 9]

Скорость коррозии материала аппарата:

$$П := 0.17 \frac{\text{мм}}{\text{год}}$$

Срок эксплуатации аппарата:

$$\tau := 12 \text{ лет}$$

Прибавка для компенсации коррозии и эрозии:

$$c_1 := П \cdot \tau = 2.04 \text{ мм}$$

Прибавка для компенсации минусового допуска;

$$c_2 := 1 \text{ мм}$$

Технологическая прибавка;

$$c_3 := 0 \text{ мм}$$

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов:

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 3.04 \text{ мм}$$

2.3.3 Расчет давлений

Определить гидростатическое давление в аппарате:

Плотность воды при гидроиспытаниях (температура 20 градусов), [1, стр. 548]

$$\rho_{\text{вод}} := 998 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Высоту гидростатического столба в аппарате принимаем равной диаметру аппарата.

$$D := 0.4 \text{ м}$$

$$H_{\text{гид}} := D = 0.4 \text{ м}$$

Давление гидростатического столба при гидроиспытаниях [1, стр. 13]:

$$P_{\text{гид}} := g \cdot H_{\text{гид}} \cdot \rho_{\text{вод}} = 3.912 \times 10^3 \text{ Па}$$

$$P_{\text{гид}} := 3.912 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}$$

2.3.4 Давление в трубном пространстве

Расчетное давление в трубном пространстве в рабочих условиях: [1]

$$P_{\text{рас2}} := (P_2 + P_{\text{гид}}) = 0.604 \text{ МПа}$$

Давление при гидроиспытаниях [4]:

$$P_{\text{и2}} := 1.25 \cdot P_{\text{рас2}} \cdot \frac{\sigma_{\text{и20}_2}}{\sigma_{\text{Д40}_T}} = 1.038 \text{ МПа}$$

Условное давление:

$$P_{\text{усл}2} := P_{\text{рас}2} \cdot \frac{\sigma_{\text{и}20_2}}{\sigma_{\text{Д}40_T}} = 0.83 \quad \text{МПа}$$

2.3.5 Давление в межтрубном пространстве

Расчетное давление:

$$P_{\text{рас}1} := (P_1 + P_{\text{гид}}) = 0.804 \quad \text{МПа}$$

Давление при гидроиспытаниях: [1]

$$P_{\text{и}1} := 1.25 \cdot P_{\text{рас}1} \cdot \frac{\sigma_{\text{и}20_1}}{\sigma_{\text{Д}50}} = 1.455 \quad \text{МПа}$$

Условное давление: (межтрубного пространства)

$$P_{\text{усл}1} := P_{\text{рас}1} \cdot \frac{\sigma_{\text{и}20_1}}{\sigma_{\text{Д}50}} = 1.164 \quad \text{МПа}$$

2.3.6 Давление в распределительной камере

По скольку материал из которого сотоит распределительна камера сталь 16ГС, а в камере распределяется поток воды по трубному пространству, температура при расчете давлений действующих на распределительную камеру будет учитываться при температуре трубного пространства.

Расчетное давление:

$$P_{\text{рас}3} := (P_2 + P_{\text{гид}}) = 0.604 \quad \text{МПа}$$

Давление при гидроиспытаниях: [4]

$$P_{\text{и}3} := 1.25 \cdot P_{\text{рас}3} \cdot \frac{\sigma_{\text{и}20_1}}{\sigma_{\text{Д}40}} = 1.079 \quad \text{МПа}$$

Условное давление: (межтрубного пространства)

$$P_{\text{усл}3} := P_{\text{рас}3} \cdot \frac{\sigma_{\text{и}20_1}}{\sigma_{\text{Д}40}} = 0.863 \quad \text{МПа}$$

2.3.7 Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки (кожуха)

Расчет проводим согласно [6, стр. 5]

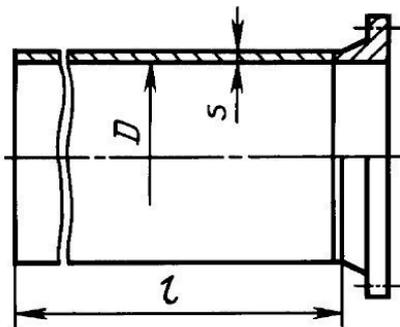


Рисунок 3 - Расчетная схема цилиндрической обечайки

Диаметр цилиндрической обечайки:

$$D := 400 \quad \text{мм}$$

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p1} := \max \left(\left(\frac{P_{рас1} \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{Д50} - P_{рас1}} \right), \left(\frac{P_{и1} \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{и20_1} - P_{и1}} \right) \right) = 1.069 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина стенки аппарата:

$$s_{и1} := s_{p1} + c = 4.109 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину для корпуса аппарата:

$$s_1 := 8 \quad \text{мм}$$

Проверка условий применимости формул без моментной теории:

$$\text{Пров}_{\text{примен1}} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D} > 0.1 \end{cases}$$

Пров_{примен1} = "Условия применения формул выполняются"

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при рабочих условиях:

$$P_{д1} := \frac{2 \cdot \sigma_{Д50} \cdot \phi \cdot (s_1 - c)}{D + (s_1 - c)} = 4.618 \quad \text{МПа}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при условий гидроиспытаний:

$$P_{д2} := \frac{2 \cdot \sigma_{и20_1} \cdot \phi \cdot (s_1 - c)}{D + (s_1 - c)} = 6.687 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления при рабочих условиях:

$$\text{Пров}_{\text{проч1}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки обечайки выполняется"} & \text{if } P_{д1} > P_{рас1} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д1} < P_{рас1} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{проч1}} = \text{"Условие прочности стенки обечайки выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления при условиях гидроиспытания:

$$\text{Пров}_{\text{проч2}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для цилиндр. обечайки выполняется"} & \text{if } P_{д2} > P_{и1} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{проч2}} = \text{"Условие прочности стенки для цилиндр. обечайки выполняется"}$$

2.3.8 Расчет толщины стенки крышки

Расчет проводим согласно [6]

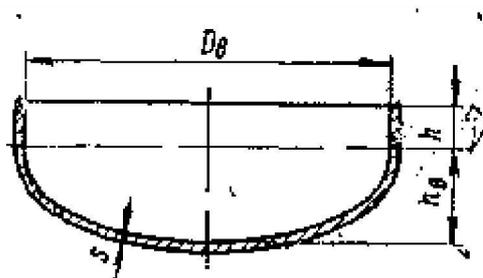


Рисунок 4 - Крышка эллиптическая отбортованная стальная.

Радиус кривизны в вершине крышки равен: (для эллиптических оболочек)

$$R_1 := D = 400 \quad \text{мм}$$

Расчет толщины стенки крышки под действием внутреннего давления:

$$s_{p2} := \max \left(\begin{pmatrix} P_{рас3} \cdot \frac{R_1}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{Д40} - 0.5 \cdot P_{рас3}} \\ P_{и3} \cdot \frac{R_1}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{и20_1} - 0.5 \cdot P_{и3}} \end{pmatrix} \right) = 0.791 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина стенки аппарата:

$$s_{и2} := s_{p2} + c = 3.831 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину днища:

$$s_2 := 8 \quad \text{мм}$$

Проверка условий применимости формул без моментной теории:

$$\text{Пров}_{\text{примен2}} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{if } 0.002 \leq \frac{s_2 - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Пров}_{\text{примен2}} = \text{"Условия применения формул выполняются"}$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при рабочих условиях:

$$P_{\text{д3}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{Д40}} \cdot \Phi \cdot (s_2 - c)}{R_1 + (s_2 - c)} = 4.679 \quad \text{МПа}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при условий гидроиспытаний:

$$P_{\text{д4}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{и20}_1} \cdot \Phi \cdot (s_2 - c)}{R_1 + (s_2 - c)} = 6.687 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок, крышки от действия внутреннего давления при условиях гидроиспытания:

$$\text{Пров}_{\text{проч3}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки днища выполняется"} & \text{if } P_{\text{д4}} > P_{\text{и3}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Пров}_{\text{проч3}} = \text{"Условие прочности стенки днища выполняется"}$

Проверка условия прочности стенок, крышки от действия внутреннего давления при рабочих условиях:

$$\text{Пров}_{\text{проч4}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки днища выполняется"} & \text{if } P_{\text{д3}} > P_{\text{рас3}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Пров}_{\text{проч4}} = \text{"Условие прочности стенки днища выполняется"}$

2.3.9 Расчет толщины стенки распределительной камеры

Расчет согласно [6]

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p3} := \max \left(\left(\frac{P_{рас3} \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{Д40} - P_{рас3}} \right), \left(\frac{P_{из3} \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{и20_1} - P_{из3}} \right) \right) = 0.792 \quad \text{мм}$$

Исполнительная толщина стеки аппарата:

$$s_{из3} := s_{p3} + c = 3.832 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину для колонных аппаратов:

$$s_3 := 8 \quad \text{мм}$$

Проверка условий применимости формул без моментной теории:

$$\text{Пров}_{\text{примен3}} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{if } \frac{s_3 - c}{D} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_3 - c}{D} > 0.1 \end{cases}$$

$\text{Пров}_{\text{примен3}} = \text{"Условия применения формул выполняются"}$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при рабочих условиях:

$$P_{д5} := \frac{2 \cdot \sigma_{Д40} \cdot \phi \cdot (s_3 - c)}{D + (s_3 - c)} = 4.679 \quad \text{МПа}$$

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления при условий гидроиспытаний:

$$P_{д6} := \frac{2 \cdot \sigma_{и20_1} \cdot \phi \cdot (s_3 - c)}{D + (s_3 - c)} = 6.687 \quad \text{МПа}$$

Проверка условия прочности стенок, распределительной камеры от действия внутреннего давления при рабочих условиях:

$$\text{Пров}_8 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки распред. камеры выполняется"} & \text{if } P_{д5} > P_{рас1} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д5} < P_{рас1} \end{cases}$$

$\text{Пров}_8 = \text{"Условие прочности стенки распред. камеры выполняется"}$

Проверка условия прочности стенок, распределительной камеры от действия внутреннего давления при условиях гидроиспытания:

$$\text{Пров}_9 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки распред. камеры выполняется"} & \text{if } P_{д6} > P_{и1} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Пров₉ = "Условие прочности стенки распред. камеры выполняется"

2.3.10 Подбор стандартного фланцевого соединения кожуха и распределительной камеры

Подбираем стандартный фланец согласно [7]

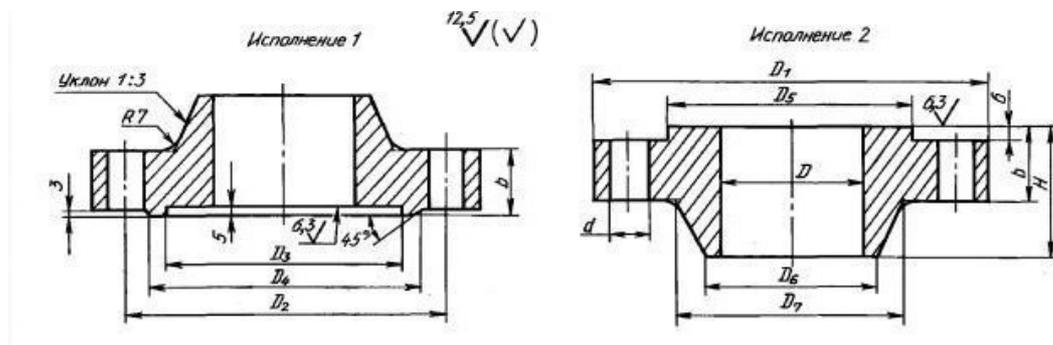


Рисунок 5 - Фланцевое соединение с приварными в стык фланцами, тип уплотнительной поверхности выступ впадина.

Тип фланца: фланцевое соединение с приварными встык фланцам.

Тип уплотнительной поверхности: выступ впадина

Материал фланца: Сталь 16ГС

Таблица 3. Основные размеры фланцевого соединения.

Внутренний Диаметр аппарата D, мм	D ₁ мм	D ₂ мм	D ₃ мм	D ₄ мм	a мм	D ₅ мм	a ₁ мм	D ₆ мм	D ₇ мм	b мм	H мм	d мм	Количество	Давление услов.
400	535	495	458	466	13,5	457	12	416	424	35	70	23	20	1,6

2.3.11 Прочностной расчет фланцевого соединения

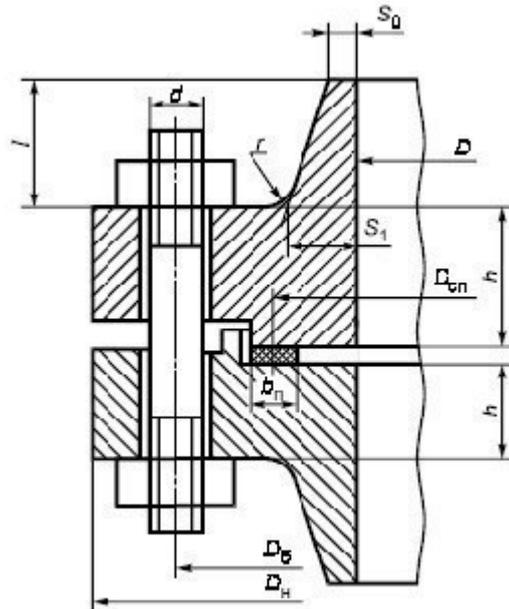


Рисунок 6 - Фланцевое соединения с приварными встык фланцами.

Тип фланца: фланцевое соединения приварные встык

Тип уплотнительной поверхности: выступ впадина

Расчет проводим [8]

Исходные данные для расчета: взяты из таблицы

Внутренний диаметр: $D = 400$ мм

Наружный диаметр фланца: $D_H := 535$ мм

Диаметр болтовой окружности: $D_б := 495$ мм

Толщина фланца: $h := 35$ мм

Материал обечаек и фланцев - сталь 16ГС

Материал болтов - сталь 35Х

Материал прокладки - паронит ПОН.

Толщина прокладки: $h_{II} := 3$ мм

Ширина прокладки: $b_{II} := 25$ мм

Диаметр болта: $d := 22$ мм

Средний диаметр прокладки:

Толщина цилиндрической части втулки принята:

$$s_0 := 8 \text{ мм} \quad s_5 := s_1 = 8 \text{ мм}$$

Толщина конической части втулки:

$$s_{1B} := 12 \text{ мм}$$

Уклон втулки (принимаем):

$$i := \frac{1}{3}$$

Высота втулки:

$$h_v := 35 \text{ мм}$$

Средний диаметр прокладки:

$$D_{\text{СП}} := 457 - b_{\text{П}} = 432 \text{ мм}$$

Количество болтов:

$$n := 20 \text{ болтов}$$

Давление для расчета фланцевого соединения:

$$P_{\text{усл}} := \max(P_{\text{усл1}}, P_{\text{усл3}}) = 1.164 \text{ МПа}$$

Расчетная температура фланцевого соединения (не изолированного):

$$t_{\text{ф}} := t_1 \cdot 0.96 = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Расчетная температура болтов:

$$t_{\text{б}} := t_1 \cdot 0.85 = 42.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

материал для болтов: Сталь 35Х

допускаемое напряжение материала при температуре 20 ⁰с для болта согласно [9]:

$$\sigma_{\text{б20}} := 230 \text{ МПа}$$

допускаемое напряжение материала при рабочей температуре для болта согласно [9]:

$$t_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \sigma_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 230 \\ 230 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{б}} := \text{Floor}\left(\text{interp}(t_{\text{таб1}}, \sigma_{\text{таб1}}, t_{\text{б}}), 0.5\right) = 230 \text{ МПа}$$

материал для фланцевого соединения 16ГС

допускаемое напряжение материала при гидроиспытаниях для фланцев согласно [5]:

$$\sigma_{\text{ф20}} := \sigma_{\text{и20}_1} = 273 \text{ МПа}$$

допускаемое напряжение материала при рабочей температуре для фланцев согласно [5]:

$$t_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \sigma_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 196 \\ 177 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\phi} := \text{Floor}(\text{interp}(t_{\text{таб2}}, \sigma_{\text{таб2}}, t_{\phi}), 0.5) = 189 \text{ МПа}$$

Модуль упругости материала болта при температуре 20 градусов:

$$E_{\text{б20}} := 2.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости материала фланца 16ГС согласно [5, стр. 27, таблица В1] для низколегированных сталей, при температуре 20 градусов:

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

Модуль упругости материала фланца при рабочей температуре t_{ϕ}

:

$$t_{\text{таб5}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ градусов} \quad E_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 1.99 \cdot 10^5 \\ 1.96 \cdot 10^5 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$E := \text{Floor}(\text{interp}(t_{\text{таб5}}, E_{\text{таб1}}, t_{\phi}), 0.5) = 1.98 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости материала болта при рабочей температуре температуре $t_{\text{б}}$ градусов (Сталь 35Х теплоустойчивая и коррозионно-стойкая хромистая):

$$t_{\text{таб6}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \text{ градусов} \quad E_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 2.15 \cdot 10^5 \\ 2.15 \cdot 10^5 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$E_{\text{б}} := \text{Floor}(\text{interp}(t_{\text{таб6}}, E_{\text{таб2}}, t_{\text{б}}), 0.5) = 2.15 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Температурный коэффициент линейного расширения материала фланцев 09Г2С согласно [5, стр. 28, таблица Г1]

$$\alpha_{\phi} := 11.6 \cdot 10^{-6}$$

Температурный коэффициент линейного расширения болтов 35Х согласно [9, стр 286, таблица XI]:

$$\alpha_{\text{б}} := 13.1 \cdot 10^{-6}$$

Эффективная ширина прокладки:

-для плоских прокладок:

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\text{п}} & \text{if } b_{\text{п}} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{\text{п}}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases} = 19 \text{ мм}$$

Характеристики прокладки:

Прокладочный коэффициент m

$$m := 2.5$$

Удельное давление обжатия прокладки:

$$q_{\text{обж}} := 20 \text{ МПа}$$

Допускаемое Удельное давление

$$q_d := 130 \text{ МПа}$$

Коэффициент обжатия:

$$K_{\text{обж}} := 0.9$$

Условный модуль сжатия прокладки

$$E_{\Pi} := 200 \text{ МПа}$$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке,

$$P_{\text{обж}} := 0.5\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m \cdot |P_{\text{усл}}| = 3.753 \times 10^4 \text{ Н}$$

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

$$R_{\Pi} := \begin{cases} \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P_{\text{усл}} & \text{if } P_{\text{усл}} \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} = 7.506 \times 10^4 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечений болтов (шпилек) по таблице 4

$$f_{\text{б}} := 295 \text{ мм}^2$$

Таблица 4 Расчетная площадь поперечного сечения болтов.

$d_{\text{б}}, \text{ мм}$	20	22	24	27	30	36
$f_{\text{б}}, 10^{-4}, \text{ м}^2$	2,35	2,95	3,4	4,45	5,4	7,9
$d_{\text{б}}, \text{ мм}$	42	48	52	56	60	65
$f_{\text{б}}, 10^{-4}, \text{ м}^2$	10,9	14,4	18,2	19,65	23,0	26,0

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

$$A_{\text{б}} := n \cdot f_{\text{б}} = 5.9 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Равнодействующая нагрузка от давления

$$Q_{\text{д}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{сп}})^2 \cdot P_{\text{усл}} = 1.707 \times 10^5 \text{ Н}$$

Податливость прокладки

$$y_{\Pi} := \frac{h_{\Pi} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\Pi} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\Pi}} = 3.979 \times 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек

$$L_{\text{б0}} := 2 \cdot h + h_{\Pi} = 73 \text{ мм}$$

Эффективная длина болта при определении податливости

$$L_{\text{б}} := \text{ceil}(L_{\text{б0}} + 0.28 \cdot d) = 80 \text{ мм}$$

Податливость болтов

$$y_{\text{б}} := \frac{L_{\text{б}}}{E_{\text{б20}} \cdot A_{\text{б}}} = 6.307 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}$$

Расчетные параметры фланцев:

Параметр длины обечайки:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot s_0} = 56.569 \text{ мм}$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K := \frac{D_{\text{н}}}{D} = 1.337$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца,

$$\beta_{\text{T}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.78$$

$$\beta_{\text{U}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 7.513$$

$$\beta_{\text{Y}} := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 6.898$$

$$\beta_{\text{Z}} := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 3.535$$

- коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с прямой втулкой, плоскими фланцами и свободными фланцами

$$\beta_{\text{F}} := 0.91 \quad \beta_{\text{V}} := 0.55 \quad f := 1$$

- коэффициент λ

$$\lambda := \frac{\beta_{\text{F}} \cdot h + l_0}{\beta_{\text{T}} \cdot l_0} + \frac{\beta_{\text{V}} \cdot h^3}{\beta_{\text{U}} \cdot l_0 \cdot (s_1)^2} = 1.745$$

Угловая податливость фланцев:

Угловая податливость фланца при затяжке:

$$y_{\Phi} := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{\lambda \cdot s_0^2 \cdot l_0 \cdot E_{20}} = 3.981 \times 10^{-10}$$

Плечи действий усилия в болтах:

-Для приваренных встык фланцев: смотри [8, стр. 32]

$$b := 0.5 \cdot (D_{\Phi} - D_{\text{СП}}) = 31.5 \quad \text{мм}$$

Относительная длина втулки фланца:

$$x := \frac{h_B}{\sqrt{D \cdot s_0}} = 0.619$$

$$\beta := \frac{s_{1B}}{s_0} = 1.5$$

$$\xi := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.249$$

$$s_3 := \xi \cdot s_0 = 9.99$$

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

$$e := 0.5 \cdot (D_{\text{СП}} - D - s_3) = 11.005 \quad \text{мм}$$

2.3.12 Усилие, возникающее от температурных деформаций

Коэффициент жесткости фланцевого соединения нагруженного внутренним давлением:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\text{II}} - 2 \cdot y_{\Phi} \cdot e \cdot b}{y_{\text{II}} + y_{\Phi} + 2 \cdot e \cdot y_{\Phi} \cdot b^2} = 0.987$$

Нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов:

$$P_{\text{Б1}} := \alpha \cdot Q_{\text{д}} + R_{\text{II}} = 2.434 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

При рабочих условиях:

$$P_{\text{Б2}} := P_{\text{Б1}} + (1 - \alpha) \cdot (Q_{\text{д}}) = 2.457 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

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

$$P_{\text{БМ}} := \max(P_{\text{Б1}}, P_{\text{Б2}}) = 2.457 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

-в рабочих условиях

$$P_{\text{бр}} := P_{\text{бм}} + (1 - \alpha) \cdot Q_{\text{д}} = 2.48 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

Расчетные напряжения в болтах при затяжке:

$$\sigma_{\text{б1}} := \frac{P_{\text{бм}}}{A_{\text{б}}} = 41.646 \quad \text{МПа}$$

В рабочих условиях

$$\sigma_{\text{б2}} := \frac{P_{\text{бр}}}{A_{\text{б}}} = 42.031 \quad \text{МПа}$$

Номинальное допускаемое напряжение для болтов при рабочей температуре:

$$\sigma_{\text{б}} = 230 \quad \text{МПа}$$

Номинальное допускаемое напряжение для болтов при гидроиспытаниях:

$$\sigma_{\text{б20}} := 230 \quad \text{МПа}$$

где $\xi = 1,2$ — коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке; $\xi := 1.2$

$K_{\text{у.р}}$ — коэффициент условий работы:

$K_{\text{у.р1}} = 1,0$ для рабочих условий;

$K_{\text{у.р2}} = 1,35$ для условий испытания.

$$K_{\text{у.р1}} := 1 \quad K_{\text{у.р2}} := 1.35$$

$K_{\text{у.з}}$ — коэффициент условий затяжки:

$K_{\text{у.з}} = 1,0$ при обычной неконтролируемой затяжке;

$$K_{\text{у.з}} := 1$$

Рекомендуемые значения крутящих моментов при затяжке приведены в приложении Л.

$K_{\text{у.т}}$ — коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций:

Учитываем температурные деформации:

$$K_{\text{у.т}} := 1.3$$

Допускаемые напряжения для болтов (шпилек) при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания вычисляются по формулам:

При гидроиспытаниях:

$$\sigma_{\text{бм}} := K_{\text{у.р2}} \cdot K_{\text{у.з}} \cdot \xi \cdot K_{\text{у.т}} \cdot \sigma_{\text{б20}} = 484.38 \quad \text{МПа}$$

При рабочих условиях

$$\sigma_{\text{бр}} := K_{\text{у.р1}} \cdot K_{\text{у.з}} \cdot K_{\text{у.т}} \cdot \sigma_{\text{б}} = 299 \quad \text{МПа}$$

Условие прочности болтов при затяжке:

$$\text{Услов}_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности болтов при гидроиспытаниях выполняются"} & \text{if } \sigma_{\text{б1}} \leq \sigma_{\text{бм}} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_1 = \text{"Условия прочности болтов при гидроиспытаниях выполняются"}$$

Условие прочности болтов в рабочих условиях:

$$\text{Услов}_2 := \begin{cases} \text{"Условия прочности болтов при работе выполняются"} & \text{if } \sigma_{б2} \leq \sigma_{бр} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Услов}_2 = \text{"Условия прочности болтов при работе выполняются"}$

Паронит мягкая прокладка, поэтому в соответствии с [8] проверяется условие прочности прокладки:

Расчетное удельное давление:

$$q := \frac{\max(P_{б1}, P_{б2})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_0} = 9.529 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое удельное давление определяется по предложению И согласно [8] для паронита при не более 2-3 мм:

$$q_d := 130 \quad \text{МПа}$$

$$\text{Услов}_{\text{прочности_прокладки}} := \begin{cases} \text{"Условия прочности прокладки выполняются"} & \text{if } q \leq q_d \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Услов}_{\text{прочности_прокладки}} = \text{"Условия прочности прокладки выполняются"}$

2.3.13 Расчет фланца на статическую прочность

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами:

$$C_{\phi} := \max \left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_{б}}{n}}{2 \cdot d + \frac{h \cdot 6}{m + 0.5}}} \right) = 1$$

Расчетный изгибающий момент действующий на фланец при затяжке:

$$M_M := C_{\phi} \cdot P_{б1} \cdot b = 7.668 \times 10^6 \quad \text{Н}\cdot\text{мм}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях:

$$M_P := C_{\phi} \cdot \max \left[(P_{бр} \cdot b + Q_d \cdot e), e \cdot |Q_d| \right] = 9.69 \times 10^6 \quad \text{Н}\cdot\text{мм}$$

Приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой:

$$D_{\text{пр}} := \begin{cases} D & \text{if } D \geq 20 \cdot s_{1B} \\ (D + s_0) & \text{if } \begin{cases} f > 1 \\ D \leq 20 \cdot s_{1B} \end{cases} \\ (D + s_{1B}) & \text{if } \begin{cases} D \leq 20 \cdot s_{1B} \\ f = 1 \end{cases} \end{cases} = 412 \quad \text{мм}$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

$$\sigma_{1M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (s_{1B} - c)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 132.844 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{0M} := f \cdot \sigma_{1M} = 132.844 \quad \text{МПа}$$

2.4 Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

Меридиональное изгибающее напряжение для плоского фланца:

$$\sigma_{1P} := \frac{M_P}{\lambda \cdot (s_{1B} - c)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 167.859 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{0P} := f \cdot \sigma_{1P} = 167.859 \quad \text{МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца, трубе плоского фланца в рабочих условиях:

$$\sigma_{0\text{мм_раб}} := \frac{Q_d}{\pi \cdot (D + s_0) \cdot (s_0 - c)} = 26.843 \quad \text{МПа}$$

Окружные мембранные напряжения от действия давления во втулке приварного встык фланца, трубе плоского фланца S0:

$$\sigma_{0\text{мо_раб}} := \frac{D \cdot P_{\text{усл}}}{2 \cdot (s_0 - c)} = 46.947 \quad \text{МПа}$$

2.4.1 Условия статической прочности фланцев

-при затяжке:

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении s_0 условия статической прочности определяют по формулам: проверка согласно [8, стр. 15]:

с учетом стесненности температурных деформаций:

$$K_T := 1.3$$

допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений МПа;

$$\sigma_R := \sigma_\phi = 189 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_R \cdot K_T = 245.7 \quad \text{МПа}$$

При затяжке:

$$\text{Услов}_{\text{стат1}} := \begin{cases} \text{"Условия статической прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{0M} \leq \sigma_R \cdot K_T \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_{\text{стат1}} = \text{"Условия статической прочности выполняются"}$$

-в рабочих условиях:

$$A := \max(|0.3 \cdot \sigma_{0p} - \sigma_{0mo_раб}|, |0.3 \cdot \sigma_{0p} + \sigma_{0mo_раб}|)$$

$$B := |0.7 \cdot \sigma_{0p} + (\sigma_{0mo_раб} - \sigma_{0mm_раб})|$$

$$V := |0.7 \cdot \sigma_{0p} - (\sigma_{0mo_раб} - \sigma_{0mm_раб})|$$

$$\max(\max(|\sigma_{0p} - \sigma_{0mm_раб}|, |\sigma_{0p} + \sigma_{0mm_раб}|), A, \max(B, V)) = 194.702$$

$$\Gamma := 0.7 \cdot \sigma_{0p} + (\sigma_{0mo_раб} - \sigma_{0mm_раб})$$

$$D := \max(|\sigma_{0p} - \sigma_{0mm_раб}|, |\sigma_{0p} + \sigma_{0mm_раб}|)$$

$$E := \max(|0.3 \cdot \sigma_{0p} - \sigma_{0mo_раб}|, |0.3 \cdot \sigma_{0p} + \sigma_{0mo_раб}|)$$

$$Ж := |0.7 \cdot \sigma_{0p} - (\sigma_{0mo_раб} - \sigma_{0mm_раб})|$$

$$\text{Услов}_{\text{стат2}} := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \max(D, E, \max(Ж, \Gamma)) \leq \sigma_R \cdot K_T \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_{\text{стат2}} = \text{"Условия выполняются"}$$

ПРОВЕРКА УГЛОВ ПОВОРОТА ФЛАНЦЕВ

Угол поворота приварного встык, плоского фланца и бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta := P_{бр} \cdot y_\phi \cdot \frac{E_{20}}{E} = 9.924 \times 10^{-5}$$

Допускаемый угол поворота фланца с диаметром 400 мм: $\theta_d := 0.006$

$$\text{Усл}_{\text{поворота_холодного_фланца}} := \begin{cases} \text{"Условие угла поворота фланца выполняется"} & \text{if } \theta \leq \theta_d \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Усл}_{\text{поворота_холодного_фланца}} = \text{"Условие угла поворота фланца выполняется"}$$

2.4.2 Расчет трубной решетки

Расчет согласно [11]

Половина длины труб аппарата равна $l_{\text{труб}} := 1500$ мм .

Число труб:

$$n_{\text{тр}} := 100 \quad \text{труб}$$

Для трубной решетки используем материал: Сталь 16ГС, согласно таблице материального исполнения аппарата, таблица

Допускаемое напряжение трубной решетки, при рабочей температуре труб: [5]

$$\sigma_{\text{реш50}} := \sigma_{\text{Д50}} = 188.5 \quad \text{МПа}$$

Модуль упругости:

$$E_{\text{реш50}} := E_1 = 1.96 \times 10^5 \quad \text{МПа}$$

Для труб используется материал: Сталь Ст20

Допускаемое напряжение трубного пучка:

$$\sigma_{\text{тр40}} := \sigma_{\text{Д40}_T} = 145.5 \quad \text{МПа}$$

Модуль упругости при рабочей температуре 40 °C для материала труб: Сталь Ст20 [5]

$$t_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad \text{°C} \qquad E_{\text{таб2}} := \begin{pmatrix} 1.99 \cdot 10^5 \\ 1.91 \cdot 10^5 \end{pmatrix} \quad \text{МПа}$$

$$E_{\text{тр40}} := \text{Floor}(\text{interp}(t_{\text{таб2}}, E_{\text{таб2}}, 150), 0.5) = 1.86 \times 10^5 \quad \text{МПа}$$

Диаметр трубы внутренний: $d_{\text{тр}} := 21$ мм

толщина стенки трубы: $s_{\text{тр}} := 2$ мм

Диаметр трубы наружный: $d_{\text{нр}} := 25$ мм

Внутренний радиус кожуха:

$$a := \frac{D}{2} = 200 \quad \text{мм}$$

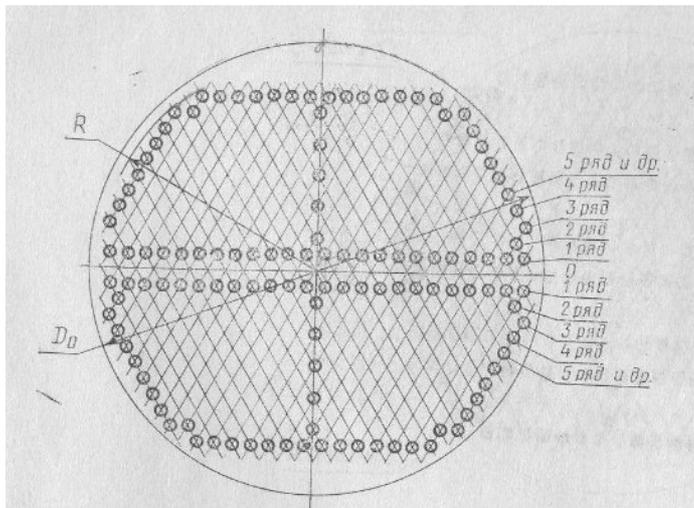


Рисунок 7 - Решетка аппарата диаметром 400-1400 мм.

Основные характеристики трубной решетки, для двухходового теплообменника диаметром 400 мм. согласно [10]

Диаметр трубного пучка

$$D_0 := 387 \quad \text{мм}$$

Расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы: согласно [10, таблица 2]

$$a_1 := \frac{D_0}{2} = 193.5 \quad \text{мм}$$

Расчет трубной решетки: согласно [11]

Относительную характеристику без трубного края трубной решетки:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.034$$

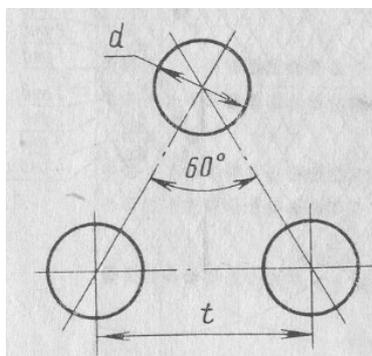


Рисунок 8 - Расположение труб в трубной решетке.

Шаг расположения труб [2]:

$$t := 1.2 \cdot d_{\text{HP}} + 2 = 32 \quad \text{мм}$$

Коэффициент прочности решетки:

$$\phi_p := \frac{t - 21}{t} = 0.344$$

Диаметр середины прокладки фланцевого соединения:

$$D_{\text{СП}} = 432 \quad \text{мм}$$

Толщина трубной решетки:

$$s_p := \text{ceil} \left(\frac{D_{\text{СП}}}{4.7} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{рас2}}}{\sigma_{\text{реш50}} \cdot \phi_p}} + c \right) = 12 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину трубной решетки:

$$s_{\text{пр}} := 35 \quad \text{мм}$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку вычисляют по формулам:

- со стороны межтрубного пространства:

$$\eta_M := 1 - \frac{n_{\text{ТР}} \cdot d_{\text{HP}}^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.583$$

- со стороны трубного пространства:

$$\eta_T := 1 - \frac{n_{\text{ТР}} \cdot (d_{\text{HP}} - 2 \cdot s_{\text{ТР}})^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.706$$

Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата.

Модуль упругости основания (системы труб)

$$K_y := \frac{E_{\text{ТР40}} \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l_{\text{труб}}} = 15.234 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле

$$E_1 = 1.96 \times 10^5 \quad \text{МПа}$$

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{труб}}}{E_1 \cdot s_1} = 2.82$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы - кожух:

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы — кожух вычисляют по формулам:

[11]

K_{1p} - отношение осевого перемещения компенсатора или расширителя при действии давления к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора и расширителя от действия того же давления

$$K_{1p} := 0$$

$$K_{1q} := K_{1p} = 0$$

K_q - коэффициент изменения жесткости системы трубы - кожух при действии осевой силы;

$$K_q := 1 + K_{1p} = 1$$

K_p - коэффициент изменения жесткости системы трубы - кожух при действии давления;

$$K_p := 1 + K_{1p} = 1$$

Коэффициент жесткости перфорированной плиты ψ_0

$$\eta_T = 0.706$$

Таблица 5 Коэффициент жесткости перфорированной плиты ψ_0

η_T	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
ψ_0	0,12	0,15	0,2	0,25	0,3	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68

Коэффициент жесткости перфорированной плиты ψ_0

$$\eta_{T_T} := \begin{pmatrix} 0.7 \\ 0.75 \end{pmatrix} \quad \psi_{0_T} := \begin{pmatrix} 0.44 \\ 0.51 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \text{Floor}(\text{linterp}(\eta_{T_T}, \psi_{0_T}, \eta_T), 0.005) = 0.445$$

Коэффициент системы решетка - трубы:

$$\beta := \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\psi_0 \cdot E_{\text{реш50}}}} = 0.015$$

Безразмерный параметр системы решетка — трубы вычисляются по формуле

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 2.814$$

K_ϕ - коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе, Н·мм;

$$K_\phi := 1 \quad \text{Н·мм}$$

Максимальное давление в трубном пространстве:

$$P_{и2} = 1.038 \quad \text{МПа}$$

Максимальное давление в межтрубном пространстве:

$$P_{и1} = 1.455 \quad \text{МПа}$$

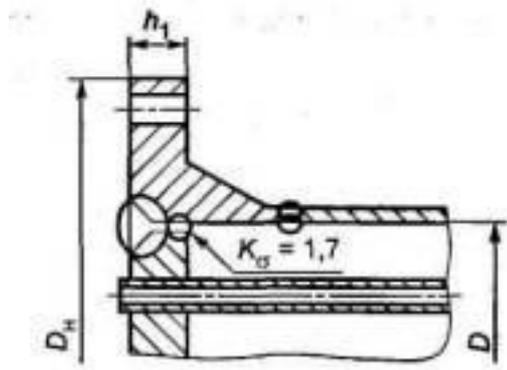


Рисунок 9 - решетка, сваренная во фланец

R_1 - радиус центра тяжести тарелки кожуха:

$$R_1 := \frac{D_H + D}{4} = 233.75 \text{ мм}$$

b_1 - ширина тарелки кожуха;

$$b_1 := \frac{D_H - D}{2} = 67.5 \text{ мм}$$

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

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{n_{тр} \cdot (d_{нр} - 2 \cdot s_{тр})^2}{a_1^2} = 0.177$$

Приведенное давление p_0 вычисляют по формуле:

$$A := \eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \rho \cdot K_p)$$

$$B := [\alpha_1 \cdot (t_1 - 20) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20)] \cdot K_y \cdot l$$

$$p_0 := B + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5 \rho \cdot K_q)] \cdot P_{и2} - A \cdot P_{и1} = 5.277 \text{ МПа}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения вычисляют по формуле

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{ф} \cdot R_1} = 1.193 \times 10^7 \text{ МПа}$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб Φ_1, Φ_2, Φ_3

безразмерный параметр системы решетка - трубы. $\omega = 2.814$ $m_n = 1.034$

$$\omega_{1T} := \begin{pmatrix} 2 \\ 2.5 \end{pmatrix} \quad \Phi_{1T} := \begin{pmatrix} 2.79 \\ 3.58 \end{pmatrix} \quad \Phi_{2T} := \begin{pmatrix} 1.32 \\ 2.16 \end{pmatrix} \quad \Phi_{3T} := \begin{pmatrix} 2.75 \\ 3.76 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \text{Floor}[\text{linterp}[\omega_{1T}, \Phi_{1T}, (\omega)], 0.005] = 4.075$$

$$\Phi_2 := \text{Floor}[\text{linterp}[\omega_{1T}, \Phi_{2T}, (\omega)], 0.005] = 2.685$$

$$\Phi_3 := \text{Floor}[\text{linterp}[\omega_{1T}, \Phi_{3T}, (\omega)], 0.005] = 4.39$$

Значения T_1, T_2, T_3 вычисляются по формулам:

$$t_{1k} := 1 + 1.4\omega \cdot (m_n - 1) = 1.132$$

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5(1 + m_n \cdot t_1) \cdot (t_1 - 1)] = 4.797$$

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t_1 = 3.04$$

$$T_3 := \Phi_3 \cdot m_n = 4.537$$

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

- для изгибающего момента:

s_{1k} - толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой мм

$$s_{1k} := 8 \text{ мм} \quad s_{2k} := 8 \text{ мм}$$

β_1 - коэффициент системы кожух - решетка, 1/мм;

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{s_{1k} \cdot a}} = 0.033 \frac{1}{\text{мм}}$$

β_2 - коэффициент системы обечайка - камеры, 1/мм;

$$\beta_2 := \frac{1.3}{\sqrt{s_{2k} \cdot a}} = 0.033 \frac{1}{\text{мм}}$$

$$h_1 := s_p$$

m_1 - коэффициент влияния давления на изгиб:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{\beta_1^2} = 2.024 \times 10^3$$

m_2 - коэффициент влияния давления на изгиб:

$$m_2 := \frac{1 + \beta_2 \cdot h_1}{\beta_2^2} = 2.024 \times 10^3$$

p_1 - приведенное давление на фланцы

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\phi} \cdot (m_1 \cdot P_{и1} - m_2 \cdot P_{и2}) = 8.856 \times 10^5 \text{ МПа}$$

расчетное давление воздушного охлаждения в камере аппарата:

$$P := P_{и2} = 1.038 \quad \text{МПа}$$

$$M_{\Pi} := \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 987.946 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

для перерезывающей силы:

$$Q_{\Pi} := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 128.327 \text{ Н}$$

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

- для изгибающего момента:

$$M_a := M_{\Pi} + (a - a_1) \cdot Q_{\Pi} = 1.822 \times 10^3 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_a := m_n \cdot Q_{\Pi} = 132.637 \quad \text{Н}$$

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

- для осевой силы:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{n_{\text{тр}}} \cdot \left[(\eta_M \cdot P_{и1} - \eta_T \cdot P_{и2}) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right] = 3.854 \times 10^3 \quad \text{Н}$$

- для изгибающего момента:

Внутренний диаметр трубы:

$$d_{\text{вн}} := d_{\text{нр}} - 2 \cdot s_{\text{тр}} = 21 \quad \text{мм}$$

J_T - момент инерции поперечного сечения трубы, мм⁴;

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

приведенная длина трубы, используемая при расчете прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу, мм;

$I_{\text{пр}}$ — вычисляют по формулам.

$$I_{\text{пр}} := l_{\text{труб}} = 1.5 \times 10^3 \quad \text{мм}$$

$$M_T := \frac{E_{\text{тр40}} \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot I_{\text{пр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = 2.782 \times 10^2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Усилия в кожухе вычисляются по формулам:

- усилие, распределенное по периметру кожуха:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot P_{и2} - Q_{II} = -24.562 \quad \text{Н}$$

коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе:

$$K_1 := 1$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_{\phi} \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_{II} + T_3 \cdot \beta \cdot M_{II}) - \frac{P_{и1}}{2 \cdot \beta_1^2} = 1.042 \times 10^4 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F := \pi D \cdot Q_K = -3.086 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Расчетные напряжения в элементах конструкции

s_p - толщина трубной решетки, м; $s_p = 35 \quad \text{мм}$

$$s_{1p} := s_p = 35 \quad \text{мм}$$

2.4.3 Расчетные напряжения в трубных решетках

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

- изгибные:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_{II}|}{(s_{1p} - c)^2} = 5.803 \quad \text{МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{1p} := \frac{|Q_{II}|}{s_{1p} - c} = 4.015 \quad \text{МПа}$$

n_B - коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;

$$n_B := \frac{Q_a}{\beta \cdot M_a} = 5.006 \quad \omega = 2.814$$

B - коэффициент,

$$B := 0.991$$

где A - коэффициент, определяемый по таблице [50] в зависимости от ω и m_A

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = 0.2$$

$$A := 0.514$$

M_{\max} — максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки.

$$M_{\max} := \begin{cases} A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} & \text{if } \begin{cases} m_A \leq 1 \\ -1 \leq m_A \end{cases} \\ B \cdot |M_a| & \text{if } \begin{cases} m_A < -1 \\ m_A > 1 \end{cases} \end{cases} = 4.689 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки вычисляются по формулам:

- изгибные:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\phi \cdot (s_{1p} - c)^2} = 27.542 \text{ МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{2p} := \frac{|Q_a|}{\phi \cdot (s_{1p} - c)} = 4.15 \text{ МПа}$$

Напряжения в кожухе в месте присоединения к решётке

в меридиональном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_k|}{(s_{1k} - c)} = 4.952 \text{ МПа}$$

изгибные:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_k|}{(s_{1k} - c)^2} = 2.54 \times 10^3 \text{ МПа}$$

в окружном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{M\varphi} := \frac{P_{и1} \cdot a}{(s_{1k} - c)} = 58.684 \text{ МПа}$$

изгибные:

$$\sigma_{u\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} = 762.085 \text{ МПа}$$

в окружном направлении:

$$\sigma_{2T} := \frac{(d_{нр} - s_{тр}) \max(|P_{и2}|, |P_{и1}|, |P_{и2} - P_{и1}|)}{2 \cdot s_{тр}} = 8.368 \text{ МПа}$$

$\sigma_{др}$ - допускаемое напряжение для материала решетки, МПа;

$$\sigma_{др} := \sigma_{реш50} = 188.5 \text{ МПа}$$

Проверка прочности трубных решёток

Проверка статической прочности

$$\text{Пров}_{\text{труб_реш}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \max(\tau_{1p}, \tau_{2p}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{др} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

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

Проверка прочности и устойчивости кожуха

Проверку прочности кожуха в месте присоединения к решетке.

Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке:

допускаемое напряжение для материала кожуха теплообменного аппарата или крышки аппарата, МПа;

$$\sigma_{Д50} = 188.5 \text{ МПа}$$

$$\text{Пров}_{\text{кож}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_{Мх} \leq 1.3 \cdot \sigma_{Д50} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{кож}} = \text{"Условие выполняется"}$$

2.4.4 Расчёт трубы на прочность, устойчивость и жесткость и расчет крепления труб к решетке.

условие статической прочности труб

$$\text{Пров}_{\text{ст_прочности}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_{2T} \leq \sigma_{тр40} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{ст_прочности}} = \text{"Условие выполняется"}$$

Проверку труб на устойчивость проводят в случае, если

K_T - коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость;

-Для рабочих условий:

$$K_{T1} := 1.3$$

-Для условий гидроиспытания:

$$K_{T2} := 1.126$$

Задаем конструктивно:

l_{1R} — максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой, мм; $l_{1R} := 300 \text{ мм}$

l_{2R} — максимальный пролет трубы между перегородками, мм; $l_{2R} := 250 \text{ мм}$

l_R - расчетная длина труб при продольном изгибе, мм;

$$l_R := \max(l_{2R}, 0.7l_{1R}) = 250 \text{ мм}$$

Для труб, завальцованных в гладком отверстии с отбортовкой, согласно [2]:

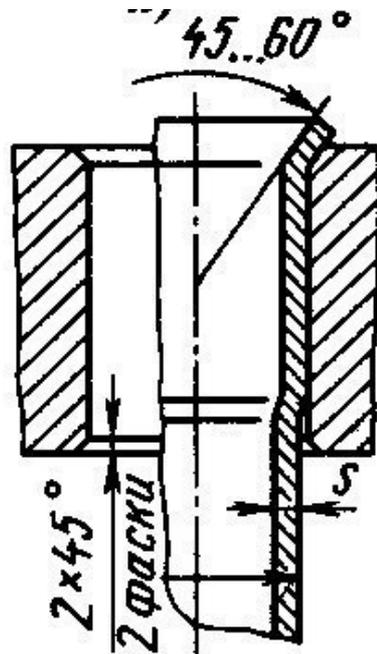


Рисунок - 10 развальцовка в гладком отверстии с отбортовкой

Площадь трубной решетки, заключенной между четырьмя трубами:

$$f_{\text{л}} := 0.866 \cdot t^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4} = 540.423 \quad \text{мм}^2$$

Трубная нагрузка:

$$q_{\text{л}} := P_{\text{и}2} \cdot f = 560.77$$

-Для рабочих условия:

$$\lambda_1 := K_{\text{T}1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\text{тр}40}}{E_{\text{тр}40}}} \cdot \frac{l_{\text{R}}}{(d_{\text{тр}} - s_{\text{тр}})} = 0.478$$

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

-Для условий гидроиспытания:

$$\lambda_2 := K_{\text{T}2} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\text{и}20_2}}{E_{\text{тр}20}}} \cdot \frac{l_{\text{R}}}{(d_{\text{тр}} - s_{\text{тр}})} = 0.47$$

$$\varphi_{\text{T}} := 0.5$$

из рисунка

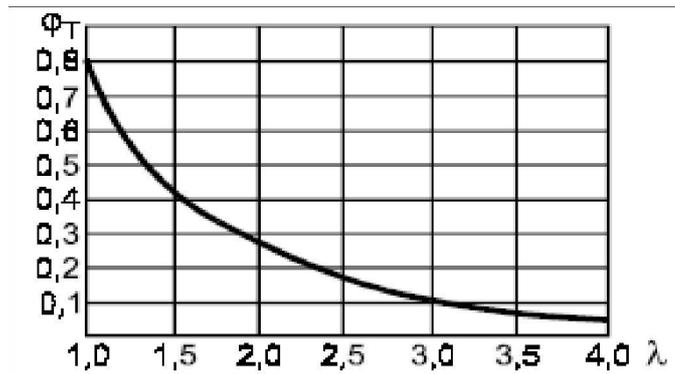


Рисунок - 11 Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе

Проверка жесткости труб: [10]

Проверку проводят в случаях, когда к жесткости труб предъявляют какие-либо дополнительные требования.

Проверку жесткости труб проводят только при $N_T < 0$

$$\text{Пров}_{\text{жест_труб}} := \begin{cases} \text{"Проверка жесткости труб нужна"} & \text{if } N_T < 0 \\ \text{"Проверка жесткости труб НЕ нужна"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Пров}_{\text{жест_труб}} = \text{"Проверка жесткости труб НЕ нужна"}$

2.4.5 Определения деформаций под действием давления

Осевое усилие от давление в трубном пространстве на крышку теплообменника:

$$Q_1 := P_{и2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1.304 \times 10^5 \text{ Н}$$

Осевое усилие от давление на трубную решетку со стороны межтрубного пространства:

$$Q_2 := P_{и2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_v^2 \cdot n_{тр}) = 9.445 \times 10^4 \text{ Н}$$

Осевое усилие распорной силы со стороны межтрубного пространства на трубную решетку:

$$Q_3 := P_{и1} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_{нр}^2 \cdot n_{тр}) = 1.114 \times 10^5 \text{ Н}$$

Осевое усилие в трубном и межтрубном пространстве:

$$Q := Q_1 + Q_2 + Q_3 = 3.363 \times 10^5 \text{ Н}$$

Осевое усилие в трубном и межтрубном пространстве:

$$g_{\lambda} := \frac{Q}{n_{тр}} = 3.363 \times 10^3 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечения всех труб:

$$F_{\text{т}} := \frac{\pi \cdot n_{\text{тр}} \cdot (d_{\text{нр}}^2 - d_{\text{в}}^2)}{4} = 1.445 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

Площадь поперечного сечения кожуха:

$$F_{\text{к}} := \frac{\pi \cdot [(D + 2 \cdot 23)^2 - D^2]}{4} = 3.056 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

Площадь поперечного сечения стенки трубы:

$$d_{\text{н}} := 0.025 \text{ м} \quad d_{\text{в}} := 0.021 \text{ м}$$

$$f_{\text{т}} := n_{\text{тр}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2) = 0.014 \text{ м}^2$$

$$q_{\text{т}} := \sigma_{\text{т}} \cdot f_{\text{т}} = 0.068 \text{ Н}$$

Суммарное усилие:

$$q_{\text{с}} := q - q_{\text{т}} = 3.363 \times 10^3 \text{ Н}$$

Удельная нагрузка от давления на единицу длины окружности:

$$\sigma_0 := \frac{q_{\text{с}}}{n_{\text{тр}} \cdot \pi \cdot d_{\text{н}}} = 428.176 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$\sigma_{0\text{д}} := 0.04 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$\text{Пров}_{\text{прочности}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \sigma_0 \leq \sigma_{0\text{д}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

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

2.4.6 Укрепление отверстий патрубков штуцеров

согласно [13]:

Подбираем стандартные штуцера с фланцами стальными приварными встык, с уплотнительной поверхностью выступ впадина, согласно [12]

Для большей надежности подбираем фланец с уплотнительной поверхностью типа выступ впадина.

Штуцер изготовлен из материала сталь 16ГС, материал такой же как и материал частей аппарата с которыми он соединен, для избежания увеличения скорости коррозий.

Штуцер 80 - 1,6 - 1 - 2 - 160 - 16ГС АТК 24.218.06.90

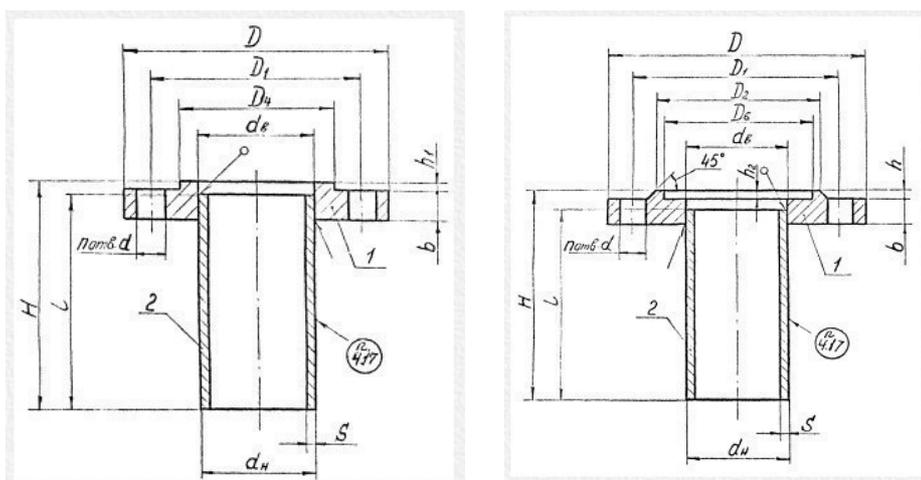


Рисунок 12 - штуцер с фланцами приваренными встык с уплотнительной поверхностью типа выступ впадина

Таблица 6 Обозначение штуцеров.

Обозначение	Название	Количество	Проход условный, мм	Давление условное, МПа
T ₁	Вход воздуха	1	80	1.6
T ₂	Выход воздуха	1	80	1.6
T ₃	Вход воды	1	80	1.6
T ₄	Выход воды	1	80	1.6
T ₅	Слив конденсата	1	50	2.5

Таблица 7 Параметры штуцеров.

D _y мм	d _в мм	D мм	D ₁ мм	D ₂ мм	D ₄ мм	D ₆ мм	h ₂ мм	b мм	h мм	h ₂ мм	d мм	n	l мм	H мм	d _H мм	S мм
80	91	195	160	133	120	121	3	21	3	4	18	4	160	165	89	5
50	59	160	125	102	87	88	3	21	2	4	18	4	160	165	57	4

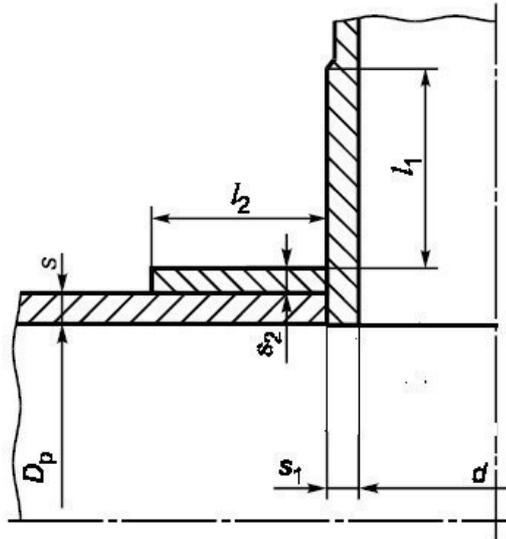


Рисунок 13 Укрепление отверстий при наличии проходного штуцера

Расчет проводим: согласно [13]

Расчетный диаметр укрепляемых элементов:

$$D_p := D = 400 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр отверстий в стенках обечайки, ось которого совпадает с нормалью к поверхности:

Расчетный диаметр патрубков входа и выхода воды, а также воздуха (имеют одинаковый диаметр):

$$d_1 := 80 + 2 \cdot c = 86.08 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр слива конденсата воздуха:

$$d_2 := 50 + 2 \cdot c = 56.08 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда:

Для штуцеров через которые проходит воздух:

$$d_{01} := 2 \cdot \left(\frac{s_1 - c}{s_{p1}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 342.052 \quad \text{мм}$$

Для штуцеров через которые проходит вода:

$$d_{02} := 2 \cdot \left(\frac{s_3 - c}{s_{p3}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_3 - c)} = 486.616 \quad \text{мм}$$

Необходимость укрепления отверстий штуцеров входа и выхода воздуха:

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст1}} := \begin{cases} \text{"необходимо укреплять"} & \text{if } d_{01} < d_1 \\ \text{"нет необходимости"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст1}} = \text{"нет необходимости"}$$

Необходимость укрепления отверстий штуцеров входа и выхода воды:

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст2}} := \begin{cases} \text{"необходимо укреплять"} & \text{if } d_{02} < d_1 \\ \text{"нет необходимости"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст2}} = \text{"нет необходимости"}$$

Необходимость укрепления штуцера слива конденсата воздуха:

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст3}} := \begin{cases} \text{"необходимо укреплять"} & \text{if } d_{01} < d_2 \\ \text{"нет необходимости"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Укрепл}_{\text{отверст3}} = \text{"нет необходимости"}$$

2.4.7 Расчет укрепления отверстия, штуцеров входа воздуха

Для дальнейшего расчета необходимо определить расчетную толщину стенки патрубка штуцера:

$$s_{p_ш1} := \max \left[\frac{P_{рас1} \cdot d_1}{2 \cdot \sigma_{Д50} \cdot \phi - P_{рас1}}, \frac{P_{и1} \cdot d_1}{2 \cdot (\sigma_{и20_1} \cdot \phi - P_{и1})} \right] = 0.231 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки патрубка штуцера:

$$s_{и_ш1} := s_{p_ш1} + c = 3.271 \text{ мм}$$

Принимаем толщину патрубка штуцера:

$$s_{ш1} := 5 \text{ мм}$$

Допускаемое напряжение для материала внешней части штуцера при расчетной температуре:

$$\sigma_{Д1} := \sigma_{Д50} = 188.5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температуре:

$$\sigma_{Д2} := \sigma_{Д50} = 188.5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала внутренней части штуцера

$$\sigma_{Д3} := \sigma_{Д50} = 188.5 \text{ МПа}$$

Отношения допускаемых напряжений:
-для внешней части штуцера:

$$\chi_1 := \min\left(1, \frac{\sigma_{Д1}}{\sigma_{Д50}}\right) = 1$$

для накладного кольца:

$$\chi_2 := \min\left(1, \frac{\sigma_{Д2}}{\sigma_{Д50}}\right) = 1$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_3 := \min\left(1, \frac{\sigma_{Д3}}{\sigma_{Д50}}\right) = 1$$

Толщина внутренней части штуцера:

$$s_4 := 0 \text{ мм}$$

Толщина укрепляющего кольца: (задаем конструктивно)

$$s_5 := 0 \text{ мм}$$

Расчетная ширина накладного кольца:

$$l_{2\text{шт}} := 0 \text{ мм}$$

Длина внешней части штуцера:

$$l_{1\text{шт}} := 1.25 \cdot \sqrt{(d_1 + 2 \cdot c) \cdot (s_{\text{шт}1} - c)} = 16.8 \text{ мм}$$

Исполнительная длина внешней части штуцера:

$$l_{\text{шт}} := 141 \text{ мм}$$

Внутренней частью штуцера

$$l_{3\text{шт}} := 0 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления,

$$d_{\text{ор}} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 17.817 \text{ мм}$$

$$A_1 := l_{1\text{шт}} \cdot (s_{\text{шт}1} - s_{p\text{шт}1} - c) \cdot \chi_1 + l_{2\text{шт}} \cdot s_5 \cdot \chi_2 + l_{3\text{шт}} \cdot (s_4 - c - c) \cdot \chi_3 = 243.835 \text{ мм}^2$$

$$A_2 := 0.5 \cdot (d_1 - d_{\text{ор}}) \cdot s_{\text{шт}1} = 170.658 \text{ мм}^2$$

условие укрепления отверстия штуцера:

$$\text{усл}_{\text{укрепления}} := \begin{cases} \text{"условие выполняется"} & \text{if } A_1 \geq A_2 \\ \text{"условие не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{усл}_{\text{укрепления}} = \text{"условие выполняется"}$$

Ширина зоны укрепления в обечайке:

$$L_0 := \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 44.542 \quad \text{мм}$$

Расчетная ширина зоны укрепления в обечайке:

$$l_p := L_0 = 44.542 \quad \text{мм}$$

Коэффициент понижения прочности:

$$K_1 := 1$$

$$V := \frac{1 + \frac{l_{1\text{шт}} \cdot (s_{\text{шт}1} - c) \cdot \chi_1 + l_{2\text{шт}} \cdot s_5 \cdot \chi_2 + l_{3\text{шт}} \cdot (s_4 - 2 \cdot c) \cdot \chi_3}{l_p \cdot (s_1 - c)}}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_1 - d_{\text{оп}}}{l_p} + K_1 \cdot \frac{d_1}{D_p} \cdot \frac{\phi}{\phi} \cdot \frac{l_{1\text{шт}}}{l_p}} = 0.92$$

$$P_{\text{д_шт}1} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_{\text{шт}1} - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{\text{Д}50} \cdot V}{80 + (s_{\text{шт}1} - c) \cdot V} = 8.3 \text{ МПа}$$

$$P_{\text{д_шт}2} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_{\text{шт}1} - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{\text{и}20_1} \cdot V}{80 + (s_{\text{шт}1} - c) \cdot V} = 12.03 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности стенок штуцера:

$$\text{Условие}_{\text{прочности_шт}1} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{\text{д_шт}1} \geq P_{\text{рас}1} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Условие}_{\text{прочности_шт}1} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Проверка условия прочности стенок штуцера при гидроиспытаниях:

$$\text{Условие}_{\text{прочности_шт}2} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{\text{д_шт}2} \geq P_{\text{и}1} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Условие}_{\text{прочности_шт}2} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

2.4.8 Расчет веса аппарата

Расчет веса корпуса аппарата:

$$D := 0.4 \quad \text{м}$$

Толщина стенки межтрубного пространства кожуха:

$$s_{1\text{шт}} := 0.008 \quad \text{м}$$

Толщина стенки распределительной камеры:

$$s_3 := 0.008 \text{ м}$$

Плотность материала сталь 16ГС:

$$\rho_{\text{мет}} := 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Вес кожуха распределительной камеры:

$$G_{\text{кож}} := \pi \cdot \left[\frac{(D + 2 \cdot s_3)^2 - D^2}{4} \right] \cdot 0.45 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 354.984 \text{ Н}$$

Вес кожуха обечайки

$$G_{\text{об}} := \pi \cdot \left[\frac{(D + 2 \cdot s_1)^2 - D^2}{4} \right] \cdot 3 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 2.367 \times 10^3 \text{ Н}$$

Внутренний объем эллиптического днища [4, стр. 440]

$$V_{\text{д1}} := 11.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Масса днища: согласно [4, стр. 441]

$$m_{\text{дн}} := 13.5 \text{ кг}$$

Вес эллиптического днища аппарата:

$$G_{\text{д.эл}} := m_{\text{дн}} \cdot g = 132.3 \text{ Н}$$

Вес трубного пучка аппарата:

$$G_{\text{тр}} := 100 \cdot \pi \cdot \left[\frac{(0.025)^2 - 0.021^2}{4} \right] \cdot 3 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 3.335 \times 10^{\hat{1}} \text{ Н}$$

Вес трубной решетки:

$$G_{\text{тр_реш}} := \pi \cdot \frac{(0.4)^2}{4} \cdot 0.035 \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 338.356 \text{ Н}$$

Вес пустого аппарата:

$$G_{\text{ап1}} := 2G_{\text{д.эл}} + G_{\text{об}} + G_{\text{кож}} + G_{\text{тр}} + G_{\text{тр_реш}} = 6.66 \times 10^3 \text{ Н}$$

Вес жидкости в условиях испытаний:

$$G_{\text{жид1}} := \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 0.45 + 2V_{\text{д1}} + \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 3 \right) \cdot \rho_{\text{вод}} \cdot g = 4.465 \times 10^3 \text{ Н}$$

Вес аппарата заполненного жидкостью:

$$G_{\text{ап2}} := G_{\text{ап1}} + G_{\text{жид1}} = 1.112 \times 10^4 \text{ Н}$$

2.4.9 Выбор стандартной опоры аппараты

[4, стр. 681].

«Опора 1—400 ОН 26-01-29—66»

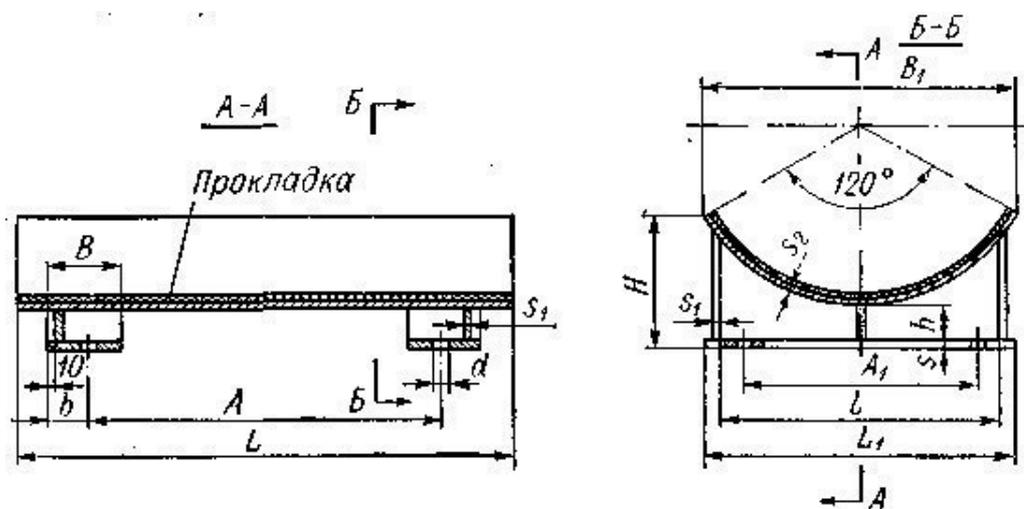


Рисунок - 14 Опоры для горизонтальных цилиндрических аппаратов (тип / по ОН 26-01-29—66).

Таблица 8 Опоры горизонтальных аппаратов типа ОН с внутренним диаметром 400 мм

G	D _B	L	L ₁	l	B	B ₁	b	H	h	A	A ₁	s	S ₁	S ₂	d
Н	мм														
800000	400	660	380	340	80	382	50	260	140	500	240	10	6	6	30

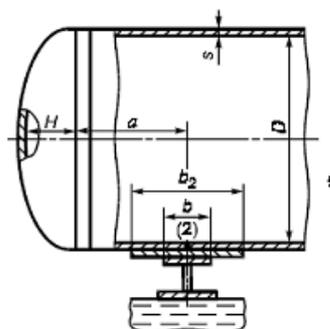


Рисунок 15 - Цилиндрическая обечайка, не подкрепленная элементами жесткости .

Расчет ведем согласно [14]

Опора имеет одно ребро.

Внутренний диаметр обечайки: $D := 400$ мм

Толщина стенки обечайки: $s_1 := 8$ мм

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов: $c = 3.04$ мм

Ширина опоры: $b := 80$ мм

Ширина подкладного листа: $b_2 := 160$ мм

Угол охвата опоры: $\delta_1 := 120$ градусов

Угол охвата листа: $\delta_2 := 140$ градусов

Расстояние до днища: $a := 1182$ мм

Высота опоры: $H := 260$ мм

Толщина подкладного листа: $s_{дл} := 3$ мм

Толщина опоры: $s_{оп} := 6$ мм

Плотность жидкости (вода):

$$\rho_{\text{вод}} = 998 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Рабочая температура среды аппарата:

$$t_{\text{ср}} := 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Максимальное давление в межтрубном пространстве: $P_{и1} = 1.455$ МПа

Коэффициенты запаса прочности: $n_{и} := 1.8$ - для условий испытаний

$$\sigma_{д50} := 149.2 \text{ МПа}$$

коэффициент запаса устойчивости, при гидроиспытаниях:

$$n_y := 1.8$$

Определим допускаемые осевые сжимающие усилия согласно [6]

2.4.10 Условие гидроиспытаний

Определим допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности:

$$F_{д.п1} := \pi \cdot (D + s_1 - c)(s_1 - c) \cdot \sigma_{д50} = 9.415 \times 10^5 \text{ Н}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия местной устойчивости в пределах упругости:

$$F_{дЕ11} := \frac{31 \cdot 10^{-5} \cdot E_1}{n_y} \cdot D^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (s_1 - c)}{D} \right]^{2.5} = 9.247 \times 10^6 \text{ Н}$$

Приведенная расчетная длина:

$$l_{\text{пр}} := L = 3.77 \times 10^3 \text{ м}$$

Гибкость λ :

$$\lambda := \frac{2.83 \cdot l_{\text{пр}}}{D + s_1 - c} = 26.346$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия общей устойчивости в пределах упругости:

$$F_{\text{дЕ21}} := \frac{\pi \cdot (D + s_1 - c) \cdot (s_1 - c) \cdot E_1}{n_y} \cdot \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^{2.5} = 3.374 \times 10^6 \text{ Н}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие в пределах упругости из условия устойчивости:

$$F_{\text{дЕ1}} := \begin{cases} \min(F_{\text{дЕ11}}, F_{\text{дЕ21}}) & \text{if } \frac{l_{\text{пр}}}{D} \geq 10 \\ F_{\text{дЕ11}} & \text{if } \frac{l_{\text{пр}}}{D} < 10 \end{cases} = 9.247 \times 10^6 \text{ Н}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие для рабочих условий:

$$F_{\text{д.р1}} := \frac{F_{\text{д.п1}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{F_{\text{д.п1}}}{F_{\text{дЕ1}}} \right)^2}} = 9.366 \times 10^5 \text{ Н}$$

Определим допускаемый изгибающий момент.

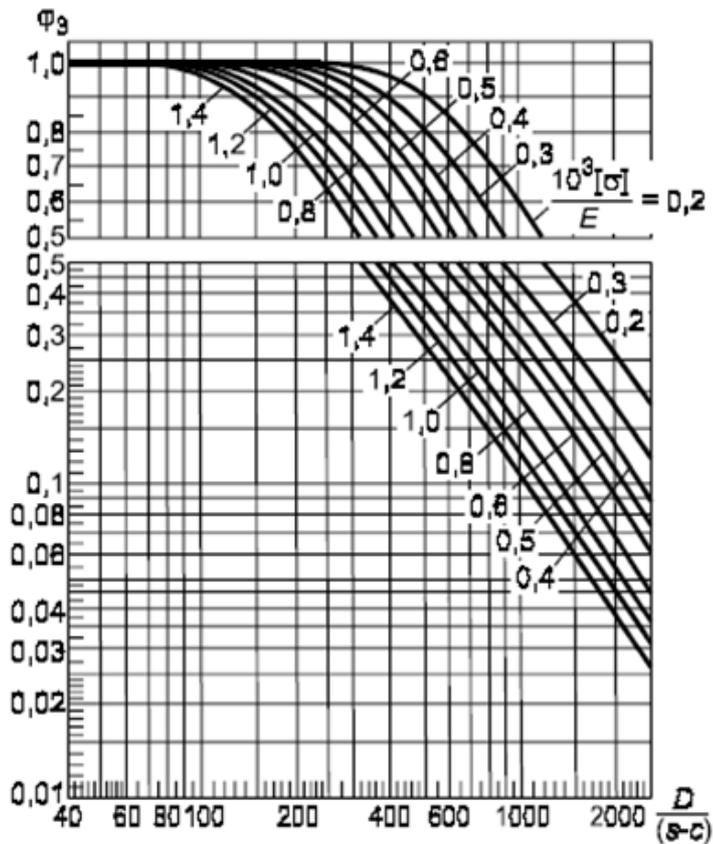


Рис. 16 График для определения коэффициента ϕ_3 .

$$\sigma_{Д50} = 149.2 \quad \text{МПа}$$

$$\frac{D}{(s_1 - c)} = 80.645 \quad \frac{10^3 \cdot \sigma_{Д50}}{E_1} = 0.761$$

$\phi_3 := 0.98$ - коэффициент снижения допускаемых напряжений

$$M_{д1} := \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot (D + s_1 - c) \cdot (s_1 - c) \cdot \sigma_{Д50} \cdot \phi_3 = 9.227 \times 10^7 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Определим допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности:

$$Q_{д,п1} := 0.25\pi \cdot D \cdot (s_1 - c) \cdot \sigma_{Д50} = 2.325 \times 10^5 \text{ Н}$$

Определим допускаемое осевое сжимающее усилие в пределах упругости из условия местной устойчивости:

$$Q_{д,Е1} := \frac{2.4 \cdot E_1 \cdot (s_1 - c)^2}{n_y} \cdot \left[0.18 + 3.3 \frac{D \cdot (s_1 - c)}{l_{пр}^2} \right] = 1.16 \times 10^6 \text{ Н}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие для рабочих условий:

$$Q_{д1} := \frac{Q_{д.п1}}{\sqrt{1 + \left(\frac{Q_{д.п1}}{Q_{д.Е1}}\right)^2}} = 2.28 \times 10^5 \text{ Н}$$

2.4.11 Определения расчетных усилий

Проверка устойчивости аппарата осуществляется согласно [14], путем сравнения моментов и усилий от опор с допускаемыми нагрузок. Поэтому для дальнейшего расчета необходимо определить значения допускаемых усилий и моментов .

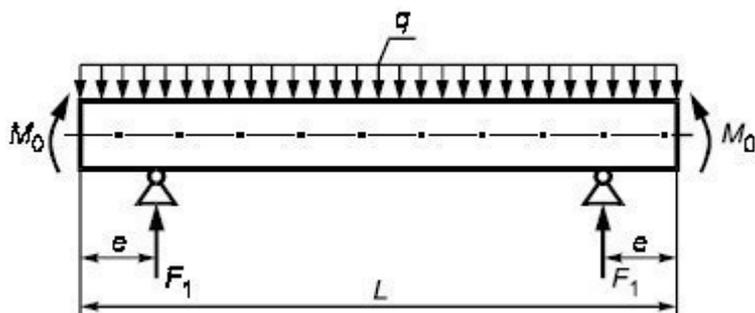


Рис. 17 Расчетная схема определения усилий.

Расчетные формулы применимые при выполнении условий:

$$\text{Услов}_1 := \begin{cases} \text{"формулы применимы"} & \text{if } \begin{cases} 60 \leq \delta_1 \leq 180 \\ \delta_2 \geq \delta_1 + 20 \\ \frac{s_1 - c}{D} \leq 0.5 \end{cases} \\ \text{"формулы НЕ применимы"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Услов₁ = "формулы применимы"

Высота выпуклой части крышки:

$$H_k := 100 \text{ мм}$$

Распределенная нагрузка сосуда:

$$q_1 := \frac{G_{ап2}}{l_{пр} \cdot \frac{4}{3} \cdot H_k} = 0.022 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$M_{01} := q_1 \cdot \frac{D^2}{16} = 221.317 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Опорное усилие:

$$F_{11} := \frac{G_{ап2}}{2} = 5.562 \times 10^3 \text{ Н}$$

Момент над опорой:

$$e := a = 1.182 \times 10^3 \text{ мм}$$

$$M_{11} := \frac{q_1 \cdot e^2}{2} - M_{01} = 1.524 \times 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Максимальный момент между опорами 1 и 2:

$$M_{12p} := M_{01} + F_{11} \cdot \left(\frac{l_{пр}}{2} - a \right) - \frac{q_1}{2} \left(\frac{l_{пр}}{2} + \frac{2}{3} \cdot H_k \right)^2 = 3.868 \times 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Несущую способность обечайки в сечении между опорами следует проверять при условии:

$$\text{Услов}_2 := \begin{cases} \text{"следует проверять"} & \text{if } M_{12p} > M_{11} \\ \text{"следует НЕ проверять"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Услов₂ = "следует проверять"

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой:

$$Q_{1p} := \frac{l_{пр} - 2 \cdot a}{l_{пр} + \frac{4}{3} \cdot H_k} \cdot F_{11} = 2.004 \times 10^3 \text{ Н}$$

Проверка несущей способности обечайки в сечении между опорами.
Определим коэффициент K_9 :

$$y := \frac{D}{(s_1 - c)} = 80.645 \quad x := \frac{l_{пр}}{D} = 9.425$$

$$K_{9,1} := 1.6 - 0.20924 \cdot (x - 1) + 0.028702 \cdot x \cdot (x - 1) + 0.4795 \cdot 10^{-3} \cdot y \cdot (x - 1)$$

$$K_{9,2} := -0.29936 \cdot 10^{-2} \cdot (x - 1) \cdot x^2 - 0.85692 \cdot 10^{-6} \cdot (x - 1) \cdot y^2$$

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

$$K_{9,4} := 0.88174 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 \cdot (x - 1) \cdot y - 0.2391 \cdot 10^{-6} \cdot x \cdot y \cdot (x - 1) + 0.48168 \cdot 10^{-9} \cdot (x - 1) \cdot y^3$$

$$K_9 := \max(K_{9,1} + K_{9,2} + K_{9,3} + K_{9,4}, 1) = 1$$

Проверим условие прочности:

$$\frac{P_{рас1} \cdot D}{4(s_1 - c)} + \frac{4 \cdot M_{12p} \cdot K_9}{\pi \cdot D^2 (s_1 - c)} = 22.414$$

$$\text{Услов}_3 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{Д50} \geq \frac{P_{рас1} \cdot D}{4(s_1 - c)} + \frac{4 \cdot M_{12p} \cdot K_9}{\pi \cdot D^2 (s_1 - c)} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Услов₃ = "Условия прочности выполняются"

Условие устойчивости в условиях гидроиспытаний:

$$\frac{M_{12p}}{M_{д1}} = 0.042$$

$$\text{Услов}_4 := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } 1 > \frac{M_{12p}}{M_{д1}} \\ \text{"Условие устойчивости не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Услов₄ = "Условие устойчивости выполняется"

2.4.12 Проверка несущей способности оболочки, неукрепленной кольцами жесткости в области опорного узла

Расчет №1

Подкладной лист рассматривают как седловую опору шириной b_2 с углом охвата δ_2 :

$$\delta_2 := 2.44 \quad \text{радиан}$$

Параметр, определяемый расстоянием до днища:

$$\gamma := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{(s_1 - c)}{D}} = 0.931$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле:

$$\beta_{мк} := 0.91 \cdot \frac{b_2}{\sqrt{D \cdot (s_1 - c)}} = 3.269$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба:

$$\sigma_{mx} := \frac{4 \cdot M_{11}}{\pi \cdot D^2 \cdot (s_1 - c)} = 0.024 \quad \text{МПа}$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{13} := \frac{1}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} \cdot \max\left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta_2}{\pi}, 0\right) = 0.073$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

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

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \sin(\delta_2)}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 1.126$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

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

Коэффициент ν_1 для определения коэффициента K_1 :

$$\nu_1 := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.06$$

Коэффициент K_2

В условиях испытаний: $K_{2и} := 1.05$

$$\nu_{21} := -\sigma_{mx} \cdot \frac{1}{K_{2и} \cdot \sigma_{Д50}} = -1.561 \times 10^{-4}$$

$$\nu_{22} := \frac{1}{K_{2и} \cdot \sigma_{Д50}} \cdot \left[\frac{D \cdot P_{и1}}{4 \cdot (s_1 - c)} - \sigma_{mx} \right] = 0.187$$

Общее мембранное напряжение в эллиптическом днище:

$$\sigma_m := \frac{D \cdot P_{и1}}{4 \cdot (s_1 - c)} = 29.342 \quad \text{МПа}$$

$$\nu_2 := \frac{\sigma_m}{K_{2и} \cdot \sigma_{Д50} \cdot \phi} = 0.187$$

При $\nu_2 < 0$ принимают $\nu_{21} := |\nu_2|$, а знак ν_1 меняют на обратный.

$$K_{11} := \frac{1 - \nu_2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_2^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.255$$

При $\nu_{21} < 0$ принимают $\nu_{21} := |\nu_{21}|$, а знак ν_1 меняют на обратный.

$$\nu_{11} := |\nu_1| = 0.06 \quad \nu_{21} = 1.561 \times 10^{-4}$$

$$K_{v11} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.492$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.174$$

$$K_{11} := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 1.174$$

Предельное напряжеиние изгиба:

$$\sigma_{i2} := K_1 \cdot K_{2и} \cdot \sigma_{Д50} = 183.861 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении:

$$F_{\text{доп21}} := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c) \cdot (s_1 - c)}}{K_{10} \cdot K_{12}} = 4.535 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta_2}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 0.427$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta_2}} = 0.987$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \delta_2 \cdot \frac{b_2}{D} \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{(s_1 - c)}}} = 0.283$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.306$$

Коэффициент ν_1 для определения коэффициента K_1 :

$$\nu_{11} := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_2)} = -1.447$$

$$\nu_{21} := 0$$

$$\nu_{22} := \frac{D \cdot P_{и1}}{2 \cdot (s_1 - c)} \cdot \frac{1}{(K_{2и} \cdot \sigma_{Д50})} = 0.375$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.347$$

$$K_{v11} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.362$$

$$K_{v1} := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.347$$

Предельное напряжение изгиба:

$$\sigma_{i3} := K_1 \cdot K_{2и} \cdot \sigma_{Д50} = 54.419 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении, вычисляемое по формуле:

$$F_{доп31} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c)} \cdot (s_1 - c)}{K_{17} \cdot K_{16} \cdot K_{14}} = 9.07 \times 10^4 \text{ Н}$$

$$s_{ef} := (s_1 - c) \cdot \sqrt{1 + \left[\frac{s_{II}}{(s_1 - c)}\right]^2} = 5.797 \text{ м}$$

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_{В1} := F_{11} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{(s_1 - c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 2.882 \times 10^6 \text{ Н}$$

2.4.13 Проверка условий устойчивости

Условие устойчивости в условиях гидроиспытаниях:

$$\text{Услов}_5 := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } \frac{F_{B1}}{F_{д.р1}} + \frac{M_{11}}{M_{д1}} + \left(\frac{Q_{1p}}{Q_{д1}} \right)^2 \leq 1 \\ \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Услов₅ = "Условие устойчивости выполняется"

Расчет №2

опору рассматривают как усиление стенки сосуда. Во всех формулах принимаем опору шириной b с углом охвата δ_1 :

$$\delta_1 := 2.1 \quad \text{радиан}$$

Параметр, определяемый расстоянием до днища:

$$\gamma := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{(s_1 - c)}{D}} = 0.931$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле:

$$\beta := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s_1 - c)}} = 1.634$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба:

$$\sigma_{\max} := \frac{4 \cdot M_{11}}{\pi \cdot D^2 \cdot (s_1 - c)} = 0.024 \quad \text{МПа}$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{13} := \frac{1}{\sin(0.5 \cdot \delta_1)} \cdot \max\left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta_1}{\pi}, 0\right) = 0.342$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{15} := \min\left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta_1}\right) = 1$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \sin(\delta_1)}{\sin(0.5 \cdot \delta_1)} = 1.183$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

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

Коэффициент ν_1 для определения коэффициента K_1 :

$$\nu_{1w} := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.266$$

Коэффициент K_2

В условиях испытаний: $K_{2w} := 1.05$

$$\nu_{21} := -\sigma_{mx} \cdot \frac{1}{K_{2и} \cdot \sigma_{Д50}} = -1.561 \times 10^{-4}$$

$$\nu_{22} := \frac{1}{K_{2и} \cdot \sigma_{Д50}} \cdot \left[\frac{D \cdot P_{и1}}{4 \cdot (s_1 - c)} - \sigma_{mx} \right] = 0.187$$

Общее мембранное напряжение в эллиптическом днище:

$$\sigma_{mw} := \frac{D \cdot P_{и1}}{4 \cdot (s_1 - c)} = 29.342 \quad \text{МПа}$$

$$\nu_{2w} := \frac{\sigma_m}{K_{2и} \cdot \sigma_{Д50} \cdot \phi} = 0.187$$

При $\nu_2 < 0$ принимают $\nu_{2w} := |\nu_2|$, а знак ν_1 меняют на обратный.

$$K_{1w} := \frac{1 - \nu_2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_2^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.279$$

При $\nu_{21} < 0$ принимают $\nu_{21w} := |\nu_{21}|$, а знак ν_1 меняют на обратный.

$$\nu_{1w} := |\nu_1| = 0.266 \quad \nu_{21} = 1.561 \times 10^{-4}$$

$$K_{11w} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.356$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.975$$

$$K_1 := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.975$$

Предельное напряжение изгиба:

$$\sigma_{i2} := K_1 \cdot K_{2и} \cdot \sigma_{Д50} = 152.671 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении:

$$F_{\text{доп22}} := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c) \cdot (s_1 - c)}}{K_{10} \cdot K_{12}} = 3.584 \times 10^4 \text{ Н}$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата опоры:

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta_1}{\sin(0.5 \cdot \delta_1)} = 0.631$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta_1}} = 0.986$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \delta_1 \cdot \frac{b}{D} \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{(s_1 - c)}}} = 0.479$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{18} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.612$$

Коэффициент ν_1 для определения коэффициента K_1 :

$$\nu_1 := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_1)} = -1.256$$

$$\nu_{21} := 0$$

$$\nu_{22} := \frac{D \cdot P_{и1}}{2 \cdot (s_1 - c)} \cdot \frac{1}{(K_{2и} \cdot \sigma_{Д50})} = 0.375$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.461$$

$$K_{v11} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.446$$

$$K_{v1} := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.446$$

Предельное напряжеиние изгиба:

$$\sigma_{i3} := K_1 \cdot K_{2и} \cdot \sigma_{Д50} = 69.794 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении, вычисляемое по формуле:

$$F_{\text{доп32}} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c)} \cdot (s_1 - c)}{K_{17} \cdot K_{16} \cdot K_{14}} = 4.663 \times 10^4 \text{ Н}$$

$$F_{\text{доп}} := \min(F_{\text{доп21}}, F_{\text{доп31}}, F_{\text{доп22}}, F_{\text{доп32}}) = 3.584 \times 10^4 \text{ Н}$$

Условие прочности:

$$\text{Услов}_6 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } F_{11} \leq F_{\text{доп}} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_6 = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_{в2} := F_{11} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{(s_1 - c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 1.34 \times 10^4 \text{ Н}$$

Проверка условий устойчивости:

Условие устойчивости в условиях гидроиспытаний:

$$\text{Услов}_7 := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } \frac{F_{в2}}{F_{д.р1}} + \frac{M_{11}}{M_{д1}} + \left(\frac{Q_{1р}}{Q_{д1}}\right)^2 \leq 1 \\ \text{"Условие устойчивости не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Услов}_7 = \text{"Условие устойчивости выполняется"}$$

2.5 Гидравлический расчет теплообменника

Гидравлический расчет теплообменника необходим для определения мощности на валах насосов и вентиляторов, а также для установления оптимального режима работы аппарата.

Расчет проводим по [2, стр. 42]

Средних температур теплоносителя в трубном пространстве.

$$t_{cp2} := 26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Плотность холодного теплоносителя находим при помощи интерполяции:

Смотри [1, стр. 512]

$$\rho_2 := 996 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Динамический коэффициент вязкости воды при $t_{cp2} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$ (1, стр. 516, табл. IX):

$$\mu_2 := 0.85 \cdot 10^{-3}$$

Внутренний диаметр труб в трубной решетке:

$$d_1 := 0.021 \text{ м}$$

Коэффициент Рейнольдса:

$$Re_1 := 2300$$

Расчетная скорость теплоносителя обеспечивающая ламинарное течение воды в трубах:

$$\omega_2 := \frac{Re_1 \cdot \mu_2}{d_1 \cdot \rho_2} = 0.093 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\lambda := \frac{2.7}{Re_1^{0.53}} = 0.045$$

Коэффициент местного сопротивления ξ :

входная камера (удар и поворот):

$$\xi_1 := 1.5$$

выходная камера (удар и поворот):

$$\xi_2 := 1.5$$

поворот на 180° между ходами:

$$\xi_3 := 2.5$$

вход в трубы первой секции:

$$\xi_4 := 1$$

выход из трубы первой секции:

$$\xi_5 := 1$$

вход в трубы второй секции:

$$\xi_6 := 1$$

выход из трубы второй секции:

$$\xi_7 := 1$$

Коэффициенты местных сопротивлений:

$$\xi := \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 + \xi_5 + \xi_6 + \xi_7 = 9.5$$

Длина трубы:

$$l := 3 \text{ м}$$

Гидравлическое сопротивление аппарата складывается из потерь давления на преодоление сопротивления трения и на преодоление местных сопротивлений:

$$\Delta P := \left(\frac{1}{0.021} \cdot \lambda + \xi \right) \cdot \frac{\omega_2^2 \cdot \rho_2}{2} = 69.073$$

Объемный расход:

$$V_2 := 9.803 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Производительность центробежного насоса:

$$\eta := 0.82$$

Мощность, необходимую для перемещения теплоносителя через аппарат, определяют по формуле

$$N_1 := \frac{V_2 \cdot \Delta P}{\eta} = 0.083 \text{ кВт}$$

Подбираем насос по таблица 2.5, [1, стр. 92]

Центробежный насос марки Х8/18.

Производительность $Q = 2.4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$

Напор $H = 18 \text{ м}$

Номинальная мощность $N_H = 3 \text{ кВт}$

3. ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Данный раздел содержит оценку экономической целесообразности принятых в проекте решений и определение ожидаемой экономической эффективности от применения, разработанного в проекте оборудования. Определен размер инвестиций, требуемых для реализации проекта. На основе этих данных вычисляется себестоимость продукции. Составлен план доходов и расходов, с помощью которого проводится оценка эффективности проекта по таким показателям, как чистый дисконтированный доход, индекс доходности, внутренняя норма доходности, срок окупаемости. Эффективность проекта подтверждена и отображена графически.

Потенциальные потребители

Продукт: Воздух КИПиА

Целевой рынок: Химические производства.

3.1 РАСЧЕТ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ МОЩНОСТИ

Годовая производственная мощность для непрерывного производства:

$$M = P_{\text{ТЕХН}} \cdot T_{\text{ЭФФ.Г}} \cdot n,$$

Где: $P_{\text{ТЕХН}}$ – часовая производительность ведущего оборудования;

$T_{\text{ЭФФ.Г}}$ – эффективное время работы оборудования;

n – Количество однотипного оборудования.

Часовая производительность составляет $P_{\text{час1}} = 122 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Величина эффективного времени оборудования:

$$T_{\text{ЭФФ.Г}} = T_{\text{КАЛ}} - T_{\text{ППР}},$$

Где: $T_{\text{КАЛ}}$ – календарный фонд работы оборудования;

$T_{\text{КАЛ}} = 365 \text{ дней} \times 24 \text{ часа} = 8760 \text{ часов}$;

$T_{\text{ППР}}$ – время на ремонтные простои;

$$T_{\text{ППР}} = 24 \text{ дней} \times 24 \text{ часа} = 576 \text{ часов};$$

Таким образом по формуле (2):

$$T_{\text{ЭФФ.Г}} = 8760 - 576 = 8184 \text{ ч.}$$

Таким образом, годовая производственная мощность:

$$M = 122 \cdot 8184 \cdot 1 = 998448 \text{ м}^3 = 998,448 \text{ тыс. м}^3.$$

Коэффициент экстенсивности:

Он характеризуется использованием основного оборудования по времени:

$$K_{\text{ЭКСТ}} = \frac{T_{\text{ЭФФ.Г}}}{T_{\text{КАЛ}}} = \frac{8184}{8760} = 0.93$$

Коэффициент интенсивности:

Характеризует использование оборудования по производительности.

$$K_{\text{ИНТ}} = \frac{P_{\text{ФАКТ}} \cdot K_{\text{Р}}}{P_{\text{ТЕХН}} \cdot K_{\text{УСТ}}} = \frac{122 \cdot 1}{122 \cdot 1} = 1$$

где: $P_{\text{ФАКТ}}$ - фактическая производительность, $P_{\text{ФАКТ}} = 122 \text{ м}^3/\text{ч}$.

$P_{\text{ТЕХН}}$ - техническая норма производительности, $P_{\text{ТЕХН}} = 122 \text{ м}^3/\text{ч}$.

$K_{\text{Р}}$ - количество работающего оборудования;

$K_{\text{УСТ}}$ - количество установленного оборудования.

Коэффициент мощности:

$$K_{\text{М}} = K_{\text{ИНТ}} \cdot K_{\text{ЭКСТ}} = 0.93 \cdot 1 = 0.93$$

Годовая программа выпуска:

где: K_M - коэффициент мощности, $K_M = 0,93$;

M - производственная мощность, $M = 998448 \text{ м}^3$.

$$N_{\text{год}} = 998448 \text{ м}^3 \cdot 0,93 = 928557 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Таблица 9 - График сменности (12 часовой)

Номер смены	Дни месяца																														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
1	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В
2	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2
3	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В
4	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1	1	В	2	2	В	В	В	1

Продолжительность рабочих смен в сменобороте находим по следующей формуле:

$$T_{\text{РАБ.СМ}} = t_{\text{СМ}} - t_{\text{ВЫХ}}$$

где: $t_{\text{СМ}}$ - продолжительность рабочих смен в сменобороте $t_{\text{СМ}} = 31$ дней;

$t_{\text{ВЫХ}}$ - количество выходных дней $t_{\text{ВЫХ}} = 15$ дней.

$$T_{\text{РАБ.СМ}} = 31 - 15 = 16 \text{ дней}.$$

Номинальный фонд рабочего времени:

$$T_{\text{РАБ}} = \frac{T_{\text{КАЛ}} \cdot T_{\text{РАБ.СМ}}}{t_{\text{СМ}}} = \frac{365 \cdot 16}{31} = 188$$

Таблица 10 - Баланс рабочего времени одного среднесписочного рабочего.

№	Показатели	Дней	Часы
1	Календарный фонд рабочего времени, $T_{КАЛ}$	365	4380
2	Выходные дни, $T_{ВЫХ}$	118	1416
3	Номинальный фонд рабочего времени, $T_{РАБ}$	188	2256
4	Очередные и дополнительные отпуска	36	432
5	Невыходы по болезни	7	84
6	Выполнение государственных обязанностей	1	12
7	Отпуск по учебе без отрыва от производства	1	12
8	Итого по отпуску	45	540
9	Эффективный фонд рабочего времени	143	1716

Один среднесписочный рабочий работает 12 часов в день согласно графику сменности таблице 1, значит календарный фонд рабочего времени одного рабочего 4380 часов в год. Эффективный фонд рабочего времени среднесписочного рабочего согласно таблице 2 равен 1716 часа.

Рабочий персонал необходим только для обслуживания компрессоров, остальное оборудование в обслуживании не нуждается.

Таблица 11 - Расчет численности персонала (обслуживание компрессоров).

Категория персонала	Норма обслуживания, $N_{обс}$	Число смен в сутки, S	Число единиц оборудования, n	Явочная численность одной смены, $N_{яв}$	Эффект. время рабочего, $T_{эфф.р}$ час.	Коэф-т перехода, $K_{пер}$	Списочная численность, $N_{сп}$
Основные рабочие	0,5	2	14	1	1716	4,77	5

$K_{пер}$ - коэффициент перехода от явочной численности к списочной.

$$K_{пер} = \frac{T_{эфф.г}}{T_{эфф.р}} = \frac{8184}{1716} = 4,77$$

Списочная численность основных рабочих:

$$N_{сп} = K_{пер} \cdot N_{яв} = 4,77 \cdot 1 = 5 \text{ человек}$$

Число единиц оборудования в цехе перечислено в таблице 12.

Таблица 12 – Число единиц оборудования.

Наименование	Число единиц
Воздухосборники	3
Компрессора	3
Фильтры	2
Насосы	2
Теплообменник	1
Влагомаслоотделитель	1
Блок масляных фильтров	2
Общее число единиц оборудования	14

Таблица 13 - Расчет численности ИТР

Наименование должности	Категория	Тарифный разряд	Число штатных единиц	Количество смен в сутках	Штатная численность
Мастер	ИТР	13	1	1	1
Технолог	ИТР	10	1	1	1

Из сотрудников ИТР никто не требуется в вечернюю и в ночную смену.

3.2 ОРГАНИЗАЦИЯ ОПЛАТЫ ТРУДА

Рабочим руководителям и специалистам работа в ночное время оплачивается в повышенном размере на 40%. Компенсационная доплата выплачивается в размере 10% за тяжелые условия труда.

Работа в праздничные дни оплачивается работникам, труд которых оплачивается по часовым тарифным ставкам - в размере двойной часовой тарифной ставки.

Таблица 14 - Порядок расчета годового фонда заработной платы основных рабочих

Этапы расчета	Размер выплат (руб.)
1.Расчёт тарифного фонда зарплаты	1029600
2.Премииальный фонд (Д _{прем})	205920
3.Доплата за работу в ночное время	137280
4. Доплата за работу в праздничные дни	34560
5.Основная зарплата (З _{осн})	1407360
6.Дополнительная зарплата	442875
7.Районный коэффициент	1.3
8.Начисления на зарплату	2405306

Расчет годового фонда заработной платы основных рабочих:

Расчёт тарифного фонда зарплаты основных рабочих:

$$З_{\text{тар}} = T_{\text{ст}} \cdot T_{\text{эф.раб}} \cdot N_{\text{сп}}$$

Где $T_{\text{ст}}$ - тарифная ставка соответствующего разряда рабочего.

$$T_{\text{ст}} = 120 \text{ руб./час}$$

$T_{\text{эфф}}$ - эффективный фонд рабочего времени. (143 дня, по 12 часовой рабочей смене). $T_{\text{эфф}} = 143 \text{ дней} = 1716 \text{ часа}$.

$N_{\text{сп}}$ – списочная численность основных рабочих 5 человек

$$З_{\text{ТАР}} = T_{\text{ст}} \cdot T_{\text{эф.раб}} = 120 \cdot 1716 \cdot 5 = 1029600 \text{ руб./год.}$$

Премии 20% от $З_{\text{ТАР}}$:

$$Д_{\text{прем}} = З_{\text{ТАР}} \cdot 20\% / 100\% = 1029600 \cdot 0,2 = 205920 \text{ рублей.}$$

Доплата за работу в ночное время: (40 % от ($T_{\text{ст}} t_{\text{НВ}}$)).

Время ночной работы: Смены работающие с 1:00 до 7:00 и с 19:00 до 1:00 принимаем как ночные с 22:00 до 6:00. Согласно таблице 1 Графику сменности полный цикл – 31 день рабочих (192 ч) и 15 дней выходных, из них 64 ч. работают в ночь, потом все повторяется.

$$t_{\text{НВ}} = 1716 \cdot 64 / 192 = 572 \text{ часа в году.}$$

$$Д_{\text{НВ}} = t_{\text{НВ}} T_{\text{ст}} N_{\text{сп}} 40\% / 100\% = 572 \cdot 120 \cdot 5 \cdot 0,4 = 137280 \text{ рублей.}$$

Доплата за работу в праздничные дни ($Д_{\text{ПР}}$):

Официальных праздников в России – 12 дней в году. (144 ч.)

$$Д_{\text{ПР}} = N_{\text{яв}} T_{\text{ПР}} T_{\text{ст}} = 2 \cdot 144 \cdot 120 = 34560 \text{ рублей.}$$

Основная зарплата для всех рабочих ($З_{\text{ОСН}}$):

$$З_{\text{ОСН}} = З_{\text{ТАР}} + Д_{\text{ПРЕМ}} + Д_{\text{НВ}} + Д_{\text{ПР}} = 1029600 + 205920 + 137280 + 34560 = 1407360 \text{ руб.}$$

Дополнительная зарплата ($З_{\text{ДОП}}$):

$$Z_{\text{доп}} = (D_{\text{н}} * Z_{\text{осн}}) / T_{\text{эфф}} = 45 * 1407360 / 143 = 442875 \text{ рублей.}$$

Где $D_{\text{н}}$ – количество дней невыхода на работу по планируемыми причинам (отпуск, гособязанности) 45 дней.

Годовой фонд заработной платы:

$$\Phi Z_{\text{П}_{\text{год1}}} = (1407360 + 442875) * 1.3 = 2405306 \text{ рублей.}$$

Из сотрудников ИТР никто не требуется в вечернюю и в ночную смену.

Месячная ставка технолога и мастера: 50000 рублей/месяц.

Дополнительная зарплата (отпускные): 30000 рублей/месяц.

Годовой фонд заработной платы технолога:

$$\Phi Z_{\text{П}_{\text{год2}}} = 50000 * 11 + 30000 = 580000 \text{ рублей.}$$

Годовой фонд заработной платы мастера:

$$\Phi Z_{\text{П}_{\text{год3}}} = 50000 * 11 + 30000 = 580000 \text{ рублей.}$$

Расчет затрат на производство продукции

а) Определение затрат на сырье и материалы производим исходя из принятого объема производства, удельных норм расхода сырья и материалов и плано-заготовительных цен. **Так как исходное сырье является воздух, стоимость его равна нулю.** Единственной затратой на производства воздуха КИП является электроэнергия.

Таблица 15 - Расчет потребности электроэнергии

Наименование оборудования	Общая мощность кВт	Эффективный фонд времени оборудования	Суммарно-потребляемая электроэнергия, кВт*ч
Три компрессора	225	8184	1841400

Стоимость 1 кВт эл/энергии – 2,45 руб.

б) Расчет амортизационных отчислений

Таблица 16 - Расчет амортизационных отчислений

Наименование основных средств	Норма амортизации, %	1-й год		2-й год		3-й год	
		С _{оф} , тыс.ру б.	АО ₁ , тыс.ру б.	АО ₂ , тыс.ру б.	Остаточ. стоимость	АО ₃ , тыс.ру б.	Остаточ. стоимость
1.Здание	2,5	10000	250	250	9500	250	9250
2.Оборудование:	5	30000	1500	1500	27000	1500	25500
Теплообменник		4000	200	200	3600	200	3400
Воздухосборники		2000	100	100	1800	100	1700
Компрессора		20000	1000	1000	18000	1000	17000
Фильтры		500	25	25	450	25	425
Насосы		1000	50	50	900	50	850
Влагомаслоотделитель		2000	100	100	1800	100	1700
Блок масляных фильтров		500	25	25	450	25	425
Итого			40000	1750	1750	36500	1750

в) Планирование себестоимости продукции.

Таблица 17 - Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства (Q)

$N_{\text{год}} = 928557 \text{ м}^3/\text{год}$.

Статьи затрат	Ед.изм.	Затраты на единицу готовой продукции Тыс. руб.	Затраты на весь объем тыс. руб.
1. Сырье (воздух)	Тыс. руб.	0	0
2. Электроэнергия	Тыс. руб.	0,0048	4511,430
3. Зарплата основных рабочих	Тыс. руб.	0,0026	2405,306
3.1. Отчисления на соц. нужды основных рабочих (30%)	Тыс. руб.	0,0008	721,592
Итого переменных издержек	Тыс. руб.	0,0082	7638,328
4. Общепроизводственные накладные расходы	Тыс. руб.	0,0073	6858
4.1. Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования:	Тыс. руб.	0,0057	5350
- Амортизация оборудования;	Тыс. руб.	0,0019	1750
- Ремонт оборудования;	Тыс. руб.	0,001	1000
- Заработная плата ремонтного персонала;	Тыс. руб.	0,0022	2000

-Отчисление на соц.нужды ремонтного персонала (30%);	Тыс. руб.	0,0006	600
4.2. Расходы на содержание ИТР:	Тыс. руб.	0,0016	1508
Заработная плата ИТР:	Тыс. руб.	0,0012	1160
- Заработная плата технолога;	Тыс. руб.	0,0006	580
- Заработная плата мастера;	Тыс. руб.	0,0006	580
-Отчисление на соц.нужды ИТР (30%)	Тыс. руб.	0,0004	348
Итого постоянных издержек	Тыс. руб.	0,0073	6858
<i>Цеховая (производственная) себестоимость</i>	Тыс. руб.	0,0155	14496,328
<i>Переменные издержки</i>	Тыс. руб.	0,0082	7638,328
<i>Постоянные издержки</i>	Тыс. руб.	0,0073	6858

Полная себестоимость единицы готовой продукции С:

$$C = 14496,328/928557 = 15,5 \text{ рублей.}$$

С помощью затратного метода найдем цену продукции за 1 тонну, а затем подсчитаем выручку:

$$Ц = C \cdot (1 + R/100)$$

Где: С - полная себестоимость, руб.; R - рентабельность, 50 %.

$$Ц = 15,5 \cdot (1 + 50/100) = 23,25 \text{ рублей}$$

Принимаем цену на воздух КИПиА за 1 м³ 24 рубля.

Анализ безубыточности:

Определяем точку безубыточности:

Точка безубыточности определится следующим образом:

$$Q_{кр.} = \frac{Изд._{пост}}{Ц_i - Изд._{пер}}$$

$$Q_{кр} = 6858000 / 24 - 8,2 = 434100 \text{ м}^3$$

Выручка от реализации продукта без учета НДС и вычета себестоимости:

$$928557 \cdot 24 = 22285368 \text{ рублей} = 22285,368 \text{ тыс. рублей.}$$

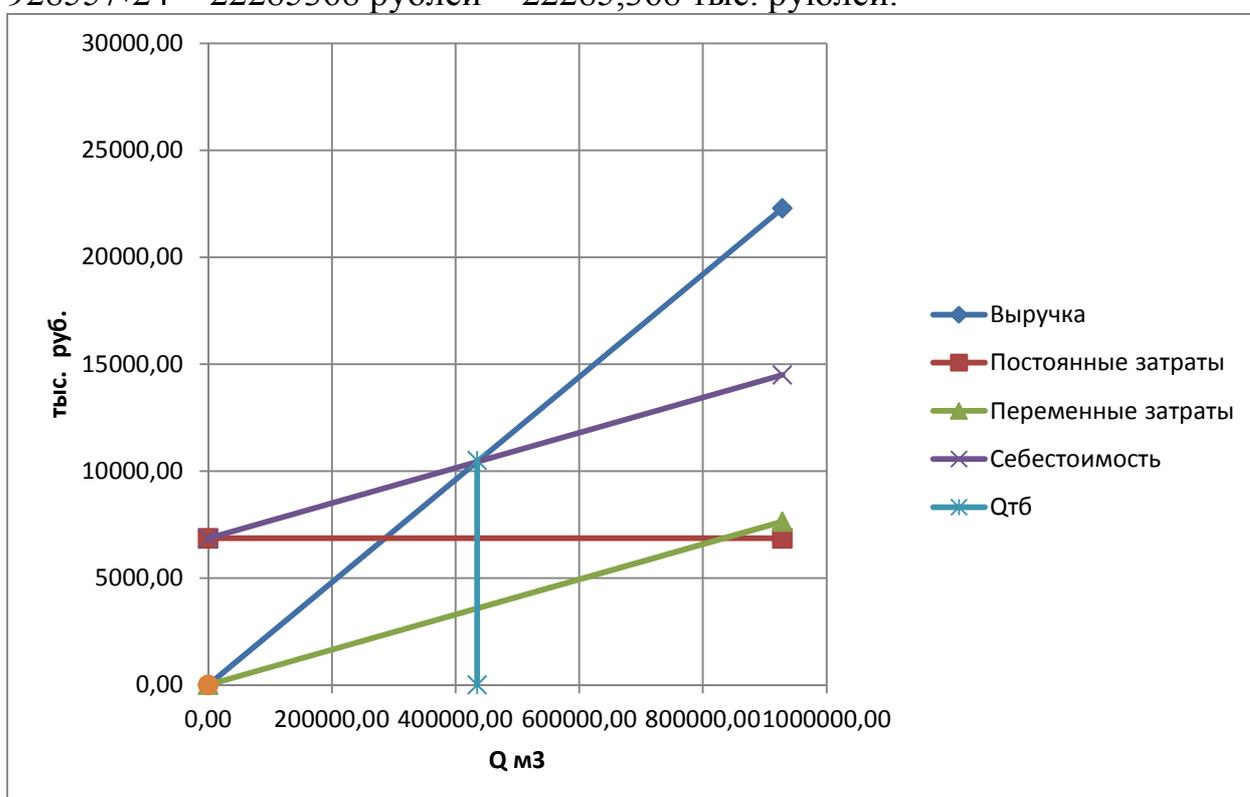


Рисунок 18 - График определения точки безубыточности.

Из графика находим, что $Q_{тр} = 435000 \text{ м}^3$.

3.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОСТИ В ИНВЕСТИЦИЯХ

Таблица 18 Объекты и направления инвестиций

Наименование объекта	Кол-во	Общая стоимость руб.
1. теплообменник	1	4000000
2. Расходы на монтаж и наладку оборудования		3080000
Всего инвестиций		7080000

Стоимость теплообменного аппарата 4000000 рублей.

Таблица 19 Расходы на наладку и монтаж выпарного аппарата:

Наименование нормативов	% от стоимости оборудования	Расходы руб.
1. На устройство фундаментов	10	400000
2. На технологические трубопроводы	20	800000
3. На антикоррозионные работы	5	200000
4. На кабельные разводки	5	200000
5. На КИПиА	10	400000
6. На монтаж оборудования	22	880000
8. На вспомогательное оборудование	5	200000
9. Общие затраты		3080000

Таблица 20 - Техничко-экономические показатели.

Наименование показателя	Ед. изм.	Первый год	Второй год	Третий год
1. Объем производства	м ³	928557	928557	928557
2. Объем продаж	м ³	928557	928557	928557
3. Цена 1 м ³	руб.	24	24	24
4. Выручка от продажи (2*3)	тыс. руб.	22285,368	22285,368	22285,368
5. Суммарные издержки	тыс. руб.	14496,328	14496,328	14496,328
5.1. Издержки переменные	тыс. руб.	7638,328	7638,328	7638,328
5.2. Издержки постоянные	тыс. руб.	6858	6858	6858
6. Операционная прибыль (4-5)	тыс. руб.	7789,04	7789,04	7789,04
7. Налог на прибыль (6*20%)	тыс. руб.	1557,808	1557,808	1557,808
8. Чистая прибыль (6-7)	тыс. руб.	6231,232	6231,232	6231,232
9. Себестоимость 1 м ³	тыс. руб.	0,0155	0,0155	0,0155
10. Стоимость основных средств	тыс. руб.	7080	7080	7080
11. Численность основных рабочих	чел.	5	5	5
12. Фондовоор. (10/11)	тыс. руб./чел.	1416	1416	1416
13. Фондоотдача (4/10)	руб./руб.	3,15	3,15	3,15
14. Фондоёмкость (10/4)	руб./руб.	0,318	0,318	0,318
15. Производ. труда (4/11)	тыс. руб./чел.	4457,074	4457,074	4457,074
16. Рентабельность производства (8*100%/5)	%	42,98	42,98	42,98
17. Рентабельность продаж (8*100%/4)	%	27,96	27,96	27,96
18. Критический объем продаж (Q _{кр.})	м ³	435000	435000	435000
19. Критический объем продаж (Q _{кр.})	тыс. руб.	10440	10440	10440

ВЫВОДЫ

Данный расчет составлен для описания технико-экономического обоснования и реализации проекта по модернизации установке получения сжатого воздуха.

Раздел содержит оценку экономической целесообразности принятых в проекте решений и определение ожидаемой экономической эффективности от применения, разработанного в проекте оборудования. Определена себестоимость продукции и вычислена точка безубыточности. Определен размер инвестиций, требуемых для реализации проекта. На основе этих данных составлена таблица технико-экономических показателей. Эффективность проекта подтверждена и отображена в расчетах.

4. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

При проведении любых производственных работ государство контролирует выполнение предприятием ряда социальных требований. Выполнению ряда этих требований, таких, как производственная безопасность, охрана окружающей среды, безопасность в чрезвычайных ситуациях, посвящен данный раздел работы.

Улучшение условий труда самостоятельная и важная задача социальной политики. Быстрое развитие химической промышленности, внедрение новой технологии неразрывно связано с созданием безопасной техники, улучшением условий труда, повышением его производительности, уменьшением и ликвидацией производственного травматизма и профессиональных заболеваний.

Для правильной организации работ по борьбе с травматизмом и профессиональными заболеваниями необходимо проанализировать существующее состояние охраны труда и на основании данных этого анализа разработать и осуществить проведение этих мероприятий, которые позволили бы сделать труд полностью безопасным [16].

При подготовке газа и газового конденсата на газодобывающих предприятиях безопасность условий работы достигнута поддержанием оборудования и технических средств в исправном состоянии, своевременным их ремонтам, герметизацией аппаратов, поддержанием режима, утвержденного в технологическом регламенте для каждой установки. В отраслевой лаборатории проводится научно-исследовательская работа по процессу промысловой подготовки газа и конденсата. Расчеты проводятся на ЭВМ. Процесс проводится последовательно в группе установленных аппаратов: компрессоров, ресиверов, трубопроводов, теплообменников, разделителей жидкости. Сырьем для процесса служит воздух, поступающий

с атмосферы, начиная от фильтра компрессора и заканчивая блоком осушки воздуха.

Целью является разработка и модернизация кожухотрубчатого теплообменника, который необходим для охлаждения сжатого воздуха в технологическом процессе установки осушки воздуха.

4.1 ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ МЕТЕОУСЛОВИЯ

Метеорологические условия производственной среды (температура воздуха, влажность, скорость движения воздуха, барометрическое давление, интенсивность теплового излучения нагретых поверхностей) оказывают значительное воздействие на протекание жизненных процессов в жизни человека и являются важной характеристикой гигиенических условий труда.

Особенностью процесса промышленной подготовки газа является размещение оборудования на открытых площадках. Обслуживающему персоналу приходится работать в условиях высоких или низких температур, при воздействии солнечной радиации, сильного ветра.

Для обеспечения нормальных условий труда строятся производственные помещения, отвечающие.[17]

4.2 ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОСВЕЩЕНИЕ

Рациональное освещение производственных помещений и территории завода имеет большое санитарно-гигиеническое значение и способствует правильной организации труда .

С увеличением освещенности до известных пределов увеличивается острота зрения, увеличивается скорость, с которой глаз различает движущиеся предметы.

Свет от солнца является наиболее гигиеничным, т.к. он оказывает оздоравливающее биологическое действие на окружающую среду и на организм человека.

Непрерывный характер технологического процесса требует создания хорошей освещенности и в ночное время. Эта задача решается применением электрического освещения от ламп накаливания, люминесцентных и ртутных ламп.

Поскольку естественный свет изменяется в зависимости от географической широты, времени года, часа дня, состояния погоды основной величиной для расчета и нормирования принят коэффициент естественной освещенности (КЕО), его нормирование представлено в "Строительных нормах и правилах [20]". Для химических цехов коэффициент находится в пределах 0,2%. Нормы искусственного освещения определяются [20], освещенность рабочих поверхностей которая не менее 200 лк. Выбор освещенности производится в соответствии со [20]. Это обеспечивается применением необходимого количества электроламп в сумеречное и ночное время. Лампы расположены на определенном расстоянии друг от друга и от рабочих поверхностей в соответствии с проведенными расчетами [20]

4.3 ШУМЫ И ВИБРАЦИЯ

Работа установок подготовки газа сопровождается шумом и вибрацией, источниками которых на местах являются электродвигатели, компрессоры, насосы, трубопроводы.

Повышение уровня шума и вибрации неблагоприятно сказывается на организме человека и результатах его деятельности.

При длительном воздействии шума не только снижается острота слуха, но и изменяется кровяное давление, ослабляется внимание, зрение,

происходит изменение в двигательных центрах. Особенно неблагоприятное воздействие оказывает шум на нервную систему человека.

Допустимые уровни параметров шума и вибрации на постоянных рабочих местах определены санитарными нормами проектирования промышленных предприятий [21]. Из оборудования наиболее высоким уровнем шума характеризуются компрессоры (110 дБ) [21].

Таблица 21 - Нормируемые параметры вибрации на рабочих местах

- Шумы, дБ	- Частота, Гц	- Общая вибрация
- 80-90	- 1-63	- В производственных помещениях
- 90-100	- 1-63	- Транспортно-техническая
- 100-110	- 1-63	- Транспортно-техническая

Борьба с шумом и вибрацией ведется с помощью организационных и промышленных предприятий. Используются различные методы.

- Жесткое крепление вибрирующих деталей и узлов;
- Амортизация и виброизоляция с помощью стальных пружин и упругих материалов;
- Балансировка движущихся деталей;
- Изменения числа оборотов источника вибраций для увеличения разрыва между собственной частотой колебаний и резонансной частотой;
- Важным направлением борьбы с шумом являются звукоотражение, звукопоглощение, звукоизоляция.

В качестве звукопоглощающих материалов применяют войлок, вату, асбест.

4.4 КОЛЛЕКТИВНЫЕ И ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ РАБОЧИХ

Часть технологического оборудования, компрессорное, холодильное, теплообменное, фильтрующее оборудование размещено в зданиях (укрытиях). Остальная часть технологического оборудования размещена на открытой площадке.

Защита персонала от травмирования, связанного с возможными пожарами, проведением ремонтных работ аппаратуры и оборудования выполнена согласно [27].

Средства коллективной защиты работающих на установке имеется:

предупредительную световую и звуковую сигнализацию предельных параметров технологического режима и противоаварийные блокировки.

Тушение возможных загораний на установке предусматривается не только от стационарных систем пено-пожаротушения, но и первичными средствами пожаротушения.

Для размещения первичных средств пожаротушения в производственных зданиях и на территории установки устанавливаются специальные пожарные щиты с набором: пенные огнетушители - 2 шт.; углекислотные огнетушители -1 шт.; ящик с песком, $V=1,0 \text{ м}^3$, с лопатой - 1 шт.; асбестовое полотно, 2х2 м -1 шт.

Пожарные щиты должны устанавливаться в доступных местах, рядом с выходами из помещений [27].

4.5 ЗАЩИТНАЯ ОДЕЖДА И ЗАЩИТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ.

Для предотвращения несчастных случаев, заболеваний и отравлений, связанных с производством, весь обслуживающий персонал установки обеспечивается следующими средствами защиты:

Для индивидуальной защиты органов дыхания от вредных продуктов, применяются на производстве, фильтрующие противогазы марки «КД», «БКФ» [22]

Обслуживающий персонал обязан содержать в чистоте и исправном состоянии спецодежду и защитные приспособления. На компрессорной станции разработан план локализации и ликвидации аварийных ситуаций, который устанавливает:

- порядок действий производственного персонала и спецслужб (газоспасательная и пожарная службы) в период аварийных ситуаций;
- меры по немедленному выводу в безопасное место людей, непосредственно не участвующих в ликвидации аварии.

4.6 ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

4.6.1 ТБ при разработке генерального плана предприятия

При разработке генерального плана исходят из принципа локализации неблагоприятных производственных факторов, что позволяет предупредить распространение шума, вредных и опасных пылевых, паровых выделений при авариях, а также огня при пожарах и ограничить разрушающее действие воздушной ударной волны при взрывах [23]

В решениях генерального плана учитывают следующие основные требования:

- Объединение отдельных производств и вспомогательных служб с учетом технологической связи, пожароопасных производств;

- Определение безопасных санитарных и противопожарных разрывов с учётом возможного изменения технологии и реконструкции отдельных цехов и установок на основе санитарной классификации и категорирования производств по взрывной и пожарной опасности.

При решении этих вопросов следует руководствоваться общероссийскими строительными и санитарными нормами и правилами, отраслевыми правилами техники безопасности и противопожарными условиями проектирования [27].

Химическое предприятия со пожароопасными свойствами по соображениям безопасности не располагают с наветренной стороны по отношению к другим соседним предприятиям и внутризаводским объектам. На территории предприятия объекты внутренней застройки размещают с учетом противопожарный разрывов в соответствии с категорией производства по взрывной и пожарной опасности.

Это позволяет предотвратить переброску огня и распространение взрыва с соседних объектов и других предприятий при авариях.

Здания на производстве относятся к категории В-4.

Классификация учитывает условия технологического процесса мероприятия по очистке вредных выбросов в атмосферу и масштабы производства. Предприятие промышленной подготовки газа относится к 4-му классу.

Предприятия располагают, как этого требуют санитарные нормы, за пределами санитарно-защитной зоны. Ширина такой зоны для предприятий такого класса должна быть 100 метров.

4.7 ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

Технологический процесс переработки воздуха проводится при температурах, находящихся в диапазонах от -40°C до 160°C , рабочем давлении, которое тоже находится в разных диапазонах: от давления в компрессоре около 8 ата до нормального атмосферного давления, производительности в диапазоне от нескольких сотен тысяч до нескольких миллиардов м^3 в год. В результате процесса получается сухой воздух, отделяются влага. Процесс осуществляется в установках, содержащих в своем составе теплообменники, резервуары, трубопроводы. Давление и температура регулируются соответственно с помощью компрессоров, дросселей и теплообменников.

Для производственных помещений при обнаружении пожара отключается оборудование и останавливается технологический процесс, включается светозвуковая сигнализация [27].

4.8 ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Для защиты оборудования, вынесенного на открытые площадки, от опасного воздействия разработана система проверенных профилактических мероприятий.

Особую опасность представляет замерзание импульсных линий замерных устройств, датчиков КИПиА. Для предотвращения этого их утепляют, линии обвязки приближают к корпусам аппаратов и снабжают общей изоляцией, в отдельных случаях обогревают спутниками.

Продуктопроводы обеспечивают изоляцией или спутниками. Трубопроводная арматура должна быть только стальной.[25]

В летнее время для аппаратов предусмотрены местные укрытия из легких съемных разборных и передвижных конструкций. Примыкающую к оборудованию территорию планируют с уклоном, обеспечивающим отвод осадков. Для безопасности эксплуатации аппаратов, работающих под давлением, предъявляются требования. Прежде всего это требования к материалам и конструкциям. Материал Сталь конструкционная углеродистая обыкновенного качества Ст3.

4.9 ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТЬ

4. 9. 1 Классификация помещений и наружных установок по электрооборудованию. Статическое электричество. Молниезащита.

Для протекания непрерывного технологического процесса необходимо электробезопасное оборудование, созданы благоприятные условия труда для человека, связанного с электричеством.

По опасности поражения людей электрическим током отделение процесса подготовки воздуха опасным категориям. Опасность представляет вероятность поражения электрическим током при обслуживании энерго и силовых установок.

Для защиты рабочих от поражения электрическим током в условиях производства применяются следующие меры: обеспечивают недоступность токоведущих частей при помощи переносных ограждений, изолирующих частей, предупреждающих плакатов и сигналов, применяют защитное заземление, защитное отключение электроустановки в случае неисправности.

Применяют индивидуальные средства защиты: диэлектрические рукавицы и перчатки, изолирующие подставки, используют резиновые коврики толщиной 5-7 см, диэлектрические боты и галоши. При нарушении

правил эксплуатации или неисправности электрооборудования возникает опасность воздействия электрического тока на человека.

Электробезопасность обеспечивается в соответствии с [24,25] и относится к особо опасной категории. На компрессоре имеются следующие меры по электробезопасности: [24,25]

- Изоляция электрических проводов в специальные кабели, металлические трубы с сопротивлением 0.5 МОм;
- Заземление с помощью проволочных тросов с сопротивлением 4 Ом;
- Использование систем блокировки, отключение электрических блоков питания в случае аварии;
- Применение для проверки электрооборудования переносных 12В устройств.

Для рабочих предусматривается спецодежда: перчатки, обувь без металлических набоек, все ремонтные работы электрооборудования и электрических сетей проводить при отключенной электросети.

Защиту от статического электричества осуществляют путём отвода в землю зарядов и выравнивания потенциалов, создавшихся на аппаратах, трубопроводах и металлических конструкциях.

Для этого каждая система аппаратов, трубопроводов и воздухопроводов в пределах цеха заземлена не менее чем в двух местах, присоединением к магистралям защитного заземления или к очагам заземления. Все параллельно идущие или пересекающиеся трубопроводы и воздухопроводы, расположены между собой на расстоянии до 0,1м, соединены перемычками через каждые 20 м. Трубопроводы и воздухопроводы, проходящие на таком же расстоянии от металлических лестниц и конструкций зданий, соединены с ними перемычками. Трубопроводы и вентиляционные воздухопроводы представляют собой непрерывную электрическую цепь.

4.10 ПОЖАРОВЗРЫВОБЕЗОПАСНОСТЬ

По строительным нормам и правилам [26] компрессорная установка подготовки воздуха относится к взрывоопасной категории В. Пожарная безопасность здания в значительной мере определяется степенью его огнестойкости [27].

Процесс подготовки воздуха сопровождается высокими температурами, которые при повышении температуры вспышки масла взрывоопасны. Нижний предел воспламенения масла составляет 200°C. Тепловыми источниками зажигания могут быть открытое пламя, электрическая искра, дуга, не сгоревшая частица топлива, нагретые поверхности.

В случае возникновения пожара для борьбы с его распространением необходимо принять меры к его локализации.

При первой стадии развития пожара достаточно применения простейших средств (одного - двух огнетушителей и т.п.). Для ликвидации пожара на второй стадии (площадь горения увеличивается и горение переходит в устойчивую форму) требуется применение пенных струй или большего числа первичных средств тушения. Если ликвидировать пожар невозможно, то люди эвакуируются через запасные выходы. Компрессорная станция относится к категории А. Процесс подготовки воздуха должен удовлетворять требованиям государственного стандарта и действующим нормам и правилам технологического проектирования, по обеспечению мер пожар взрывобезопасности [26,27].

Предотвращение взрывоопасной среды в воздухе производственных помещений путем контроля воздушной среды, применение герметичного оборудования, рабочей и аварийной вентиляции.

На производстве проводят пожарную профилактику, которая предусматривает правила обращения с горючими веществами, недопущение утечки вредных продуктов переработки, соблюдение правил пожарной безопасности и проверку наличия первичных средств пожаротушения. К первичным средствам пожаротушения относятся: внутренние пожарные краны, огнетушители, песок, войлок, асбест, кошма.

В качестве средства тушения пожаров масел в резервуарах применяются воздушно-механическая пена. Для тушения крупного пожара используют пеногенераторные порошки ПГП и ПГПС.

Для ликвидации в момент его возникновения в каждом цехе на видном месте находиться первичные средства пожаротушения. Для тушения небольших очагов легковоспламеняющихся и горючих жидкостей применяют ручные химические пенные огнетушители типа ОП-5 и ручные воздушно - пенные, высоко кратной пены типа ОВП-5, ОВП-10 [32].

Наружная площадка (ресиверная) имеет Класс взрыва и пожаропасности по ПУЭ В-1г.

Помещение основных компрессоров относится по Категории помещений по взрывопожарной и пожарной опасности по ОНТП-24-86 к категории В. Класс взрыва и пожаропасности по ПУЭ В-1а.

4. 11 САНИТАРНО-БЫТОВОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ

Обслуживающий персонал в соответствии с действующими санитарными нормами обеспечен санитарно-бытовыми помещениями, которые расположены в здании МСС и операторной и в служебно-бытовом корпусе.

4. 12 ПОЖАРНАЯ ЗАЩИТА

Предусмотрены системы противопожарной защиты, которые включают систему обнаружения пожара, световую и звуковую

сигнализацию, включение систем пожаротушения, а также вспомогательные системы обнаружения пожара и загазованности и пожарной тревоги.

- Здания компрессорных оборудуются стационарными системами водяного пожаротушения с установленными на них пожарными кранами, а зоны установки смазочного масла системой порошкового пожаротушения.
- Наружные установки высотой 10 м и более оборудуются стояками, трубами. Для защиты оборудования, расположенного на наружной установке, используются лафетные стволы.

4. 13 ЧРЕЗВЫЧАЙНЫЕ СИТУАЦИИ

4. 13. 1 Производственные аварии

Аварийная остановка компрессорной станции возможна по следующим основным причинам:

- прекращение подачи смазочного материала;
- прекращение подачи охлаждающей воды;
- прекращение подачи электроэнергии;
- повреждение аппаратов и трубопроводов;
- Превышение давления выше нормы.
- Превышение температуры холодильных установок выше нормы.

Мероприятия по предотвращению аварий являются наиболее сложными и трудоёмкими. Они представляют комплекс организованных и инженерно - технологических мероприятий, направленных на выявление и устранение причин аварий, максимальное снижение возможных разрушений и потерь в случае, если эти причины полностью не устранимы, а также на создание благоприятных условий для организации и проведения аварийных восстановительных работ [30].

4.13. 2 Стихийные бедствия

Стихийные бедствия сил природы не подвластны человеку и наносят экономике государства огромный ущерб. Стихийные бедствия это такие явления природы, которые вызывают экстремальные ситуации, нарушают нормальную жизнедеятельность людей и работу промышленных объектов. Наиболее характерными стихийными бедствиями для различных регионов нашей страны являются землетрясения, наводнения, оползни, снежные лавины, бури, ураганы и пожары. Стихийные бедствия нашли чрезвычайный характер, так как они могут разрушать здания, сооружения, уничтожать материальные ценности, нарушать процессы производства, вызывать гибель людей и животных. На объектах заблаговременно разрабатываются специальные мероприятия по предотвращению или максимальному снижению последствий стихийных бедствий (характерных для данного географического района) и уменьшению возможных потерь людей и материальных ценностей

К числу таких мероприятий можно отнести:

- строгое соблюдение специальных мер безопасности;
- организация оповещения руководящего состава, формирований и населения;
- специальная подготовка и оснащение формирований;
- оказание медицинской помощи пострадавшим.

4. 13. 3 Социально-военные конфликты

Гражданская оборона представляет собой систему оборонных мероприятий, осуществляемых в мирное и военное время для защиты населения и природного хозяйства от оружия массового поражения, а также

для проведения спасательных и аварийно - восстановительных работ в очагах поражения.

К оружию массового поражения относят ядерные, химические, бактериологические средства, способные в короткий срок нанести мелкие увечья большому числу людей.

При разработке мероприятий по обеспечению устойчивого управления производством предусматривается разделение всего персонала объекта в период угрозы и нападения противника на две группы: работающая смена, находящаяся на территории объекта и смена, находящаяся в загородной зоне. Для обеспечения надёжного управления деятельностью объекта в военное время в одном из убежищ образуется пункт управления.

Большое внимание должно уделяться разработке строгой системы приёма сигналов оповещения гражданской обороны и доведение их до должностных лиц, формирований и персонала объекта.

Особое значение имеет устойчивость производственных и хозяйственных связей по снабжению объекта всеми видами энергии, водой, паром, воздухом, по транспортным услугам; комплектующих изделий. На объектах подготавливают варианты использования поставщиков, расположенных в пределах данного экономического района.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1) Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – М.: Альянс, 2007. – 576 с.
- 2) О.К. Семакина. МАШИНЫ И АППАРАТЫ ХИМИЧЕСКИХ, НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ. Издательство Томского политехнического университета 2015. Машины и аппараты химических, нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств: учебное пособие / О.К. Семакина; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2015. – 164 с.
- 3) Теплообменное оборудование для нефтегазовой промышленности.
- 4) Лацинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. – М.: Альянс, 2008. – 752 с.
- 4) ГОСТ Р 52857.1-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.
- 5) ГОСТ Р 52857.2-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.
- 7) Гост 28759.3-90 Фланцы сосудов и аппаратов стальные приварные встык. Дата введения 01.01.92.
- 8) ГОСТ Р 52857.4-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.
- 9) М. Ф. Михалева. "Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств". Примеры и задачи. - Ленинград: Машиностроение, 1984. 303 с.

10) ГОСТ 15118-79 «Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе». - Москва 13 стр.

11) ГОСТ Р 52857.7-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.

12) АТК 24.218.06-90 Штуцера для сосудов и аппаратов стальных сварных.

РАЗРАБОТАН Акционерным обществом «Центральное конструкторское бюро нефтеаппаратуры» (АО «ЦКБН»).

13) ГОСТ Р 52857.3-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлении. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.

14) ГОСТ Р 52857.5-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008.

15) Расчёт параметров центробежных насосов. Copyright by KSB. 48 стр.

16) Технический регламент ТР «О безопасности средств индивидуальной защиты» от 24 декабря 2009г. №1213.

17) СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений». НИИ медицины труда РАМН г. Москва Санкт-Петербургский НИИ гигиены труда и профзаболеваний Госкомсанэпиднадзор России 101479, Москва, Вадковский пер., 18/20 Московский НИИ гигиены им. Ф.Ф. Эрисмана Госкомсанэпиднадзора России

18) ГОСТ 12.0.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы». **МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СИСТЕМА СТАНДАРТОВ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА.** *Дата введения 1976-01-01.* Дата переиздания 2004 г.

19) ГОСТ-12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны». МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

Система стандартов безопасности труда. Дата введения 1989-01-01.

20) СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03 «Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий». Дата введения: 15 июня 2003 г.

21) ГОСТ 12.2.110-85 ССБТ. Компрессоры воздушные поршневые стационарные общего назначения. Нормы и методы определения шумовых характеристик.

22) ГОСТ 12.4.034-85 Система стандартов безопасности труда. Средства индивидуальной защиты органов дыхания. Классификация и маркировка.

23) Строительные нормы и правила СНиП II-89-80* "Генеральные планы промышленных предприятий" (утв. постановлением Госстроя СССР от 30 декабря 1980 г. N 213)

24) ГОСТ 12.1.038-82 «Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов».

25) ГОСТ 12.1.019-79 «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты».

26) ФЗ 123 «Федеральный закон от 22 июля 2008 г. N 123-ФЗ, технический регламент о требованиях пожарной безопасности». Текст Федерального закона опубликован в "Парламентской газете" от 31 июля 2008 г. N 47-49, в "Российской газете" от 1 августа 2008 г. N 163, в Собрании законодательства Российской Федерации от 28 июля 2008 г. N 30 (часть I) ст. 3579.

27) СНиП 21-01-97* «Пожарная безопасность зданий и сооружений». Официальное издание Госстрой России. - М.: ГУП ЦПП, 2002. Дата введения 1998-01-01

- 28) ПУЭ «Правила устройства электроустановок». Утверждено Министерством энергетики Российской Федерации, приказ от 8 июля 2002 г. № 204.
- 29) Методические указания по разработке раздела «Производственная и экологическая безопасность» выпускной квалификационной работы для студентов всех форм обучения /Сост. М.Э. Гусельников, В.Н. Извеков, Н. В. Крепша, В.Ф. Панин. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – 42 с.
- 30) Технический регламент ТР «О безопасности зданий и сооружений» от 23 декабря 2009 г., № 384-ФЗ.
- 31) Охрана природы. Правила установления допустимых выбросов вредных веществ промышленными предприятиями. ГОСТ 17.2.3.02-78 Государственный комитет СССР по стандартам.
- 32) Нормы пожарной безопасности НПБ 155-2002 «Техника пожарная. Огнетушители. Порядок постановки огнетушителей на производство и проведения сертификационных испытаний».
- 33) ПУЭ «Правила устройства электроустановок».
- 34) Безопасность жизнедеятельности Методические указания по разработке раздела «Производственная и экологическая безопасность».
- 35) Экономика и управление производством. Расчет экономического эффекта дипломного проекта. Методические указания к выполнению экономической части дипломного проекта для студентов ИПР заочной форм обучения. Рыжакина Т.Г. – Томск: Изд-во ТПУ, 2011. – 19 с.