

Министерство образования и науки Российской Федерации Федеральное
агентство по образованию
ПЕРМСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Факультет очно-заочного обучения Специальность Химическая технология
неорганических веществ
Кафедра Химической технологии и экологии

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

ПО ТЕМЕ: «Расчет теплообменника»

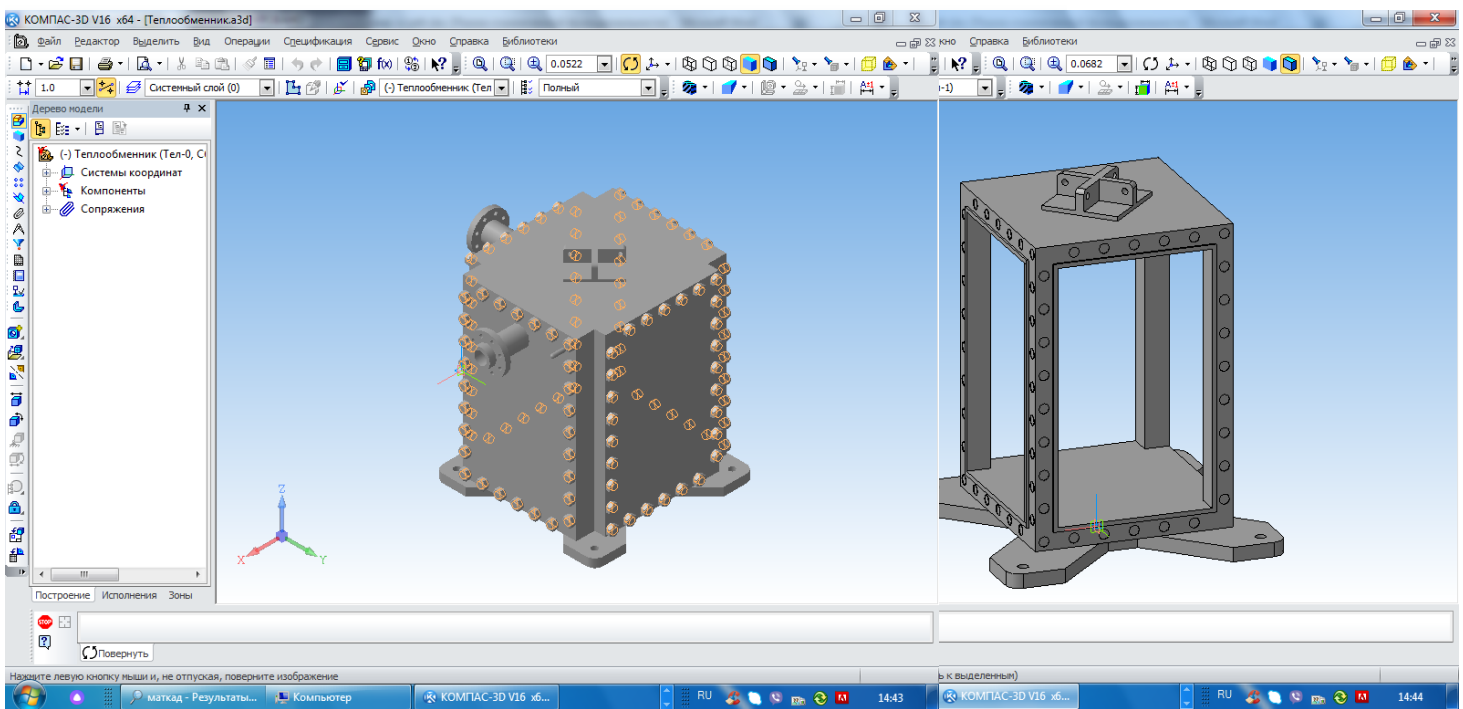
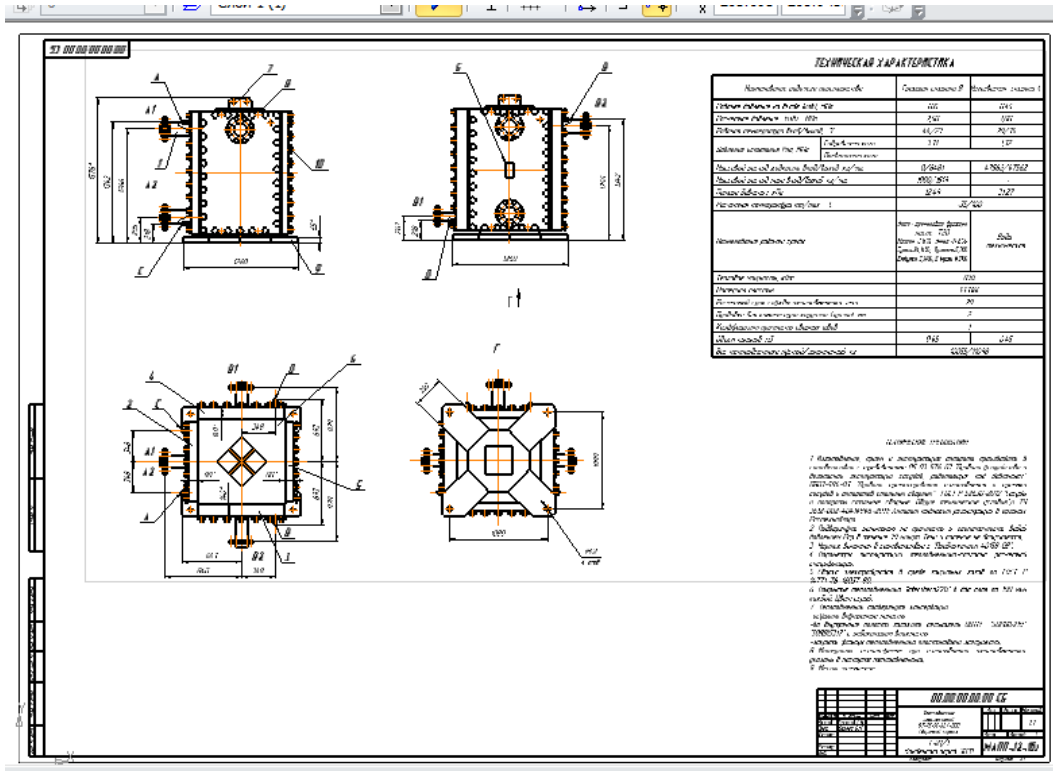
Выполнил:

Проверил: доцент, к.т.н.

Пермь

Содержание

- Исходные данные
- Технологический расчет
- Прочностной расчет
- [Технологический расчет теплообменника в Mathcad](#)
- [Прочностной расчет теплообменника в Mathcad](#)
- [чертежи теплообменника в 3D](#)



Исходные данные

Расчетное давление в аппарате 2,5 МПа

Этан-пропановая фракция температуры на входе $t_{11} = 44^{\circ}\text{C}$ на выходе $t_{12} = 23^{\circ}\text{C}$

Оборотная вода на входе $t_{21} = 20^{\circ}\text{C}$ на выходе $t_{22} = 35^{\circ}\text{C}$

Расход пара этан-пропановой фракции 10000 кг/ч

1. Технологический расчет

Температура конденсации паров этан-пропановой фракции при $P = 2,5$ МПа составляет $t_{11} = 44^{\circ}\text{C}$. Тогда получаем две зоны теплообмена, зона конденсации паров этан-пропановой фракции и зона охлаждения конденсата до температуры по фракции $t_{12} = 23^{\circ}\text{C}$

1.1 Площадь поверхности для первой зоны

Таблица 1 - Параметры этан-пропановой фракции [3]

Наименование	Молярная масса, кг/кмоль	массовая концентрация x % мас.	Плотность кг/м ³	Теплота конденсации R кДж/кг	$R \cdot x$, кДж/кг
CH ₄	16	3,8	15,38	111,2	4,23
C ₂ H ₆	30	11,6	28,83	130,4	15,13
C ₃ H ₈	44	84,14	42,29	212,1	178,46
C ₃ H ₆	42	0,11	40,37	181,5	0,20
C ₄ H ₇	55	0,34	52,86	265,5	0,90
C ₄ H ₁₀	58	0,01	55,75	264,1	0,03
Итого		100%	39,7		198,94

Плотность вычислена по формуле

$$\rho_i = \frac{M \cdot T_0 \cdot P}{22,4 \cdot T \cdot P_0}$$

$T_0 = 273\text{K}$, P_0 - атмосферное давление

M - молярная масса, кг/кмоль

Тепловой поток при конденсации пара

$$Q = G_1 \cdot r_1$$

где r_1 - удельная теплота конденсации паров этан-пропановой фракции
(см. табл. 1)

$$Q_1 = \frac{10000}{3600} \cdot 198,94 = 552,6 \text{ кВт};$$

Тепловой поток со стороны конденсата

$$Q_2 = G_1 \cdot c_1 (t_{\text{гп}} - t_2)$$

$c_1 = 2722 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – теплоемкость конденсата этан пропановой фракции [2 стр. 562, рис. XI] при средней температуре $t_{\text{ср}} = \frac{44 + 23}{2} = 33,5^\circ\text{C}$

$$Q_2 = \frac{10000}{3600} \cdot 2,722(44 - 23) = 158,8 \text{ кВт};$$

Общее количество тепла

$$Q = Q_1 + Q_2 = 552,6 + 158,8 = 711,4 \text{ кВт};$$

Определение расхода охлаждаемой жидкости

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}})}$$

где $c_2 = 4190 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – теплоемкость воды при средней температуре $t_{\text{ср2}} = \frac{20 + 35}{2} = 27,5^\circ\text{C}$ [2 стр. 562, рис. XI]

$$G_2 = \frac{711,4 \cdot 10^3}{4190 \cdot (35 - 20)} = 11,3 \text{ кг/с.}$$

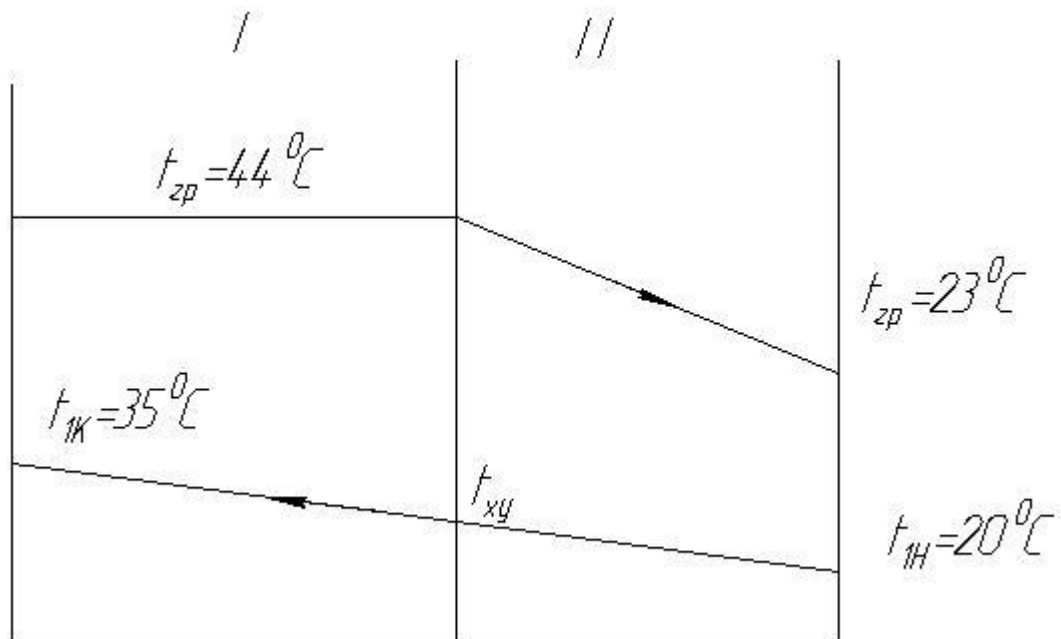


Рисунок 3.1 – Температурная схема процесса

Определение температуры t_{xy}

$$Q_1 = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_k - t_{xy})$$

$$t_{xy} = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot t_k - Q_1}{G_2 \cdot c_2} = \frac{11,3 \cdot 4190 \cdot 35 - 552,6 \cdot 10^3}{11,3 \cdot 4190} = 23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Определение средней разности температур для зоны конденсации, составляя температурную схему процесса.

$$44 \rightarrow 44$$

$$35 \rightarrow 23,3$$

$$\Delta t_M = t_{zp} - t_2 = 44 - 35 = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_B = t_{zp} - t_1 = 44 - 23,3 = 20,7\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M} = \frac{20,7}{9} = 2,3 > 2 \Rightarrow \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} = \frac{20,7 - 9}{\ln \frac{20,7}{9}} = 14\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура этан-пропановой фракции

$$t_{cp.cm} = t_{zp} - \Delta t_{cp} = 44 - 14 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тогда требуемая поверхность испарителя в первой зоне составит

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_{op1} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{552,6 \cdot 10^3}{300 \cdot 14} = 131,1\text{ м}^2$$

В соответствии с [1 табл. 2.1] принимаем для конденсации водяного пара к воде ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{op} = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

1.2 Площадь поверхности для второй зоны

Составлении температурной схемы процесса охлаждения конденсата

$$\begin{aligned} 44 &\rightarrow 23 \\ 23,3 &\leftarrow 20 \end{aligned}$$

Определение средней движущей силы и средние температуры теплоносителей

$$\Delta t_M = 23 - 20 = 3^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_B = 44 - 23,3 = 20,7^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M} = \frac{20,7}{3} = 6,9 > 2 \Rightarrow \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_B / \Delta t_M)} = \frac{20,7 - 3}{\ln(20,7/3)} = 9,2^\circ\text{C}.$$

В соответствии с [1 табл. 2.1] принимаем для охлаждения жидкостей ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{op} = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Тогда требуемая поверхность испарителя в первой зоне составит

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_{op2} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{158,8 \cdot 10^3}{300 \cdot 9,2} = 57,8 \text{ м}^2$$

Общая поверхность теплообмена составит

$$F = F_1 + F_2 = 131,1 + 57,8 = 189,2 \text{ м}^2$$

Таблица 2 - Физико-химические свойства конденсата фракции при $t_{cp} = 44^{\circ}\text{C}$ [3]

Наименование	Молярная масса, кг/кмоль	массовая концентрация х % мас.	Плотность кг/м ³	Вязкость, 10 ⁻³ Па·с	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Теплоемкость, Дж/(кг·К)
СН ₄	16	3,8	714,3	0,177	0,141	2212
С ₂ Н ₆	30	11,6	718,1	0,171	0,165	2218
С ₃ Н ₈	44	84,14	721,4	0,168	0,167	2323
С ₃ Н ₆	42	0,11	731,3	0,182	0,171	2357
С ₄ Н ₇	55	0,34	744,8	0,198	0,118	2469
С ₄ Н ₁₀	58	0,01	775,6	0,196	0,182	2465
Итог		100%	720,8	0,169	0,166	2307,2

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot c_1}{\lambda_1} = \frac{0,169 \cdot 10^{-3} \cdot 2307,2}{0,166} = 2,35$$

Таблица 3 - Физико-химические свойства конденсата фракции при $t_{cp} = 29,6^{\circ}\text{C}$ [3]

Наименование	Молярная масса, кг/кмоль	массовая концентрация х % мас.	Плотность кг/м ³	Вязкость, 10 ⁻³ Па·с	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Теплоемкость, Дж/(кг·К)
СН ₄	16	3,8	785,7	0,204	0,128	2610,2
С ₂ Н ₆	30	11,6	789,9	0,197	0,150	2617,2
С ₃ Н ₈	44	84,14	793,5	0,193	0,152	2741,1
С ₃ Н ₆	42	0,11	804,4	0,209	0,155	2781,3
С ₄ Н ₇	55	0,34	819,3	0,228	0,107	2913,4
С ₄ Н ₁₀	58	0,01	853,2	0,225	0,165	2908,7
Итог		100%	792,9	0,194	0,151	2722,4

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot c_1}{\lambda_1} = \frac{0,194 \cdot 10^{-3} \cdot 2722,4}{0,151} = 3,5$$

Физико-химические свойства воды при $t_{cp2} = 27,5^{\circ}\text{C}$ [2 стр. 537, табл. XXXIX];

$c_2 = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ – теплоемкость

$\mu_2 = 0,877 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ - динамический коэффициент

ρ_2 - плотность $\rho_2 = 996,5 \text{ кг}/\text{м}^3$;

λ_2 - теплопроводность $\lambda_2 = 0,611 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$

Критерий Прандтля

$$\text{Pr}_2 = \frac{\mu_2 \cdot c_2}{\lambda_2} = \frac{0,877 \cdot 10^{-3} \cdot 4190}{0,611} = 6$$

Рассмотрим пластинчатый теплообменник поверхностью 100 м^2 , поверхность пластины $0,6 \text{ м}^2$, число пластин $N=170$, [2 табл. 2.13]

1.3 Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны этан-пропановой фракции при конденсации

Критерий Рейнольдса в каналах площадью поперечного сечения канала $0,00245 \text{ м}^2$ и эквивалентным диаметром канала $0,0083 \text{ м}$ [2 табл. 2.14]

$$\text{Re}_1 = \frac{L \cdot G_1}{\mu \cdot F} = \frac{1,375 \cdot 10000}{0,169 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 3600} = 226$$

$L=1,375 \text{ м}$ - длина канала [2 стр. 63, табл. 2.14]

$F=100 \text{ м}^2$ - ориентировочная площадь поверхности теплообмена

При конденсации теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [2] по уравнению

$$\text{Nu} = a \cdot \text{Re}^{0,7} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

при площади пластины $0,6 \text{ м}^2$

$a = 240$

$$\text{Nu}_1 = 240 \cdot 226^{0,7} \cdot 2,35^{0,4} = 150,1$$

Коэффициент теплопередачи составит:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} = \frac{150,1 \cdot 0,161}{0,0083} = 3002,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

1.4 Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны воды

Скорость жидкости и число Re площадью поперечного сечения канала $0,00245 \text{ м}^2$ и эквивалентным диаметром канала $0,0083 \text{ м}$ [2 табл. 2.14]

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot (N/2)S} = \frac{11,3}{996,5 \cdot 170/2 \cdot 0,00245} = 0,055 \text{ м}/\text{с};$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,055 \cdot 0,0083 \cdot 996,5}{0,877 \cdot 10^{-3}} = 514,4 \text{ м}/\text{с} > 50 \text{ турбулентный режим}$$

При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [2] по уравнению

При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [2] по уравнению

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$$

при площади пластины $0,6 \text{ м}^2$

$$a = 0,135$$

$$b = 0,73$$

$$c = 0,33 \text{ [2 стр. 53]}$$

$$\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 1 \text{ принимаем в начале}$$

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 514,4^{0,73} \cdot 6^{0,33} = 23,3$$

Коэффициент теплопередачи для воды составит:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d} = \frac{23,3 \cdot 0,611}{0,0083} = 1713 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Так как используется органическое вещество и вода, то термическое сопротивление загрязнения примем

$$\sum \delta/\lambda = \delta/\lambda + r_1 + r_2 = \frac{0,0006}{17,5} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{5800} = 5,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \delta/\lambda + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{3002,3} + 5,52 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1713}} = 681 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тогда температуры стенок составят

$$q = K_1 \cdot \Delta t_{cp1} = 681 \cdot 14 = 9553 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 44 - \frac{9553}{3002,3} = 40,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{ст2} = t_{xy} + \frac{q}{\alpha_2} = 23,3 + \frac{9553}{1713} = 28,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

Уточняем критерий Прандтля для этан-пропановой фракции при $40,8^\circ\text{C}$

$$Pr_{1cr} = \frac{0,177 \cdot 10^{-3} \cdot 2412}{0,157} = 2,72$$

Тогда

$$\alpha_1 = \alpha_1 \left(\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25} = 3002,3 \left(\frac{2,35}{2,72} \right)^{0,25} = 2894,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

критерий Прандтля для воды не уточняем так как ранее принятая температура не значительно отличается от расчетной

Коэффициент теплопередачи равен

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{2894,5} + 5,52 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1713}} = 675,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Требуемая поверхность составит

$$F_1 = \frac{Q}{K_1 \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{552,6 \cdot 10^6}{675,3 \cdot 14} = 58,3 \text{ [м}^2\text{]}$$

1.5 Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны этан-пропановой фракции при охлаждении конденсата

$$\omega_1 = \frac{2,78}{792,9 \cdot 170 / 2 \cdot 0,00245} = 0,017 \text{ м/с};$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,017 \cdot 0,0083 \cdot 792,9}{0,194 \cdot 10^{-3}} = 570,7 \text{ м/с} > 50 \text{ турбулентный режим}$$

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 570,7^{0,73} \cdot 3,5^{0,33} = 21$$

Коэффициент теплопередачи

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} = \frac{21 \cdot 0,151}{0,0083} = 381,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{381,8} + 5,52 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1713}} = 266,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Тогда температуры стенок составят

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 266,3 \cdot 9,2 = 2437 \text{ Вт/м}^2$$

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 44 - \frac{2437}{381,8} = 37,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{ст2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 20 + \frac{2437}{1713} = 24,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

критерий Прандтля со стороны этан-пропановой фракции не уточняем, так как ранее принятая температура не значительно отличается от расчетной

Уточняем критерий Прандтля для воды при 24,4°С

$$Pr_{2ст} = \frac{0,99 \cdot 10^{-3} \cdot 4190}{0,6} = 6,91$$

Тогда

$$\alpha_2 = \alpha_2 \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 1713 \left(\frac{6}{6,91} \right)^{0,25} = 1654 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{381,8} + 5,52 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1654}} = 264,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Требуемая поверхность составит

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_2 \cdot \Delta t_{cp2}} = \frac{158,8 \cdot 10^6}{264,9 \cdot 9,2} = 65,5 [m^2]$$

Общая поверхность теплообмена составит

$$F = F_1 + F_2 = 58,2 + 65,5 = 123,8 m^2$$

Принимаем пластинчатый теплообменник с числом секторов 236, поверхность теплообмена $F = 140 m^2$, масса 2290 кг

$$\delta = \frac{140 - 123,8}{123,8} 100\% = 13,1\%$$

Запас достаточен.

2. Расчет гидравлического сопротивления

Гидравлическое сопротивление каждого теплоносителя определяем по формуле

$$\Delta p = x \cdot \xi \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_1^2}{2} + 3 \frac{\rho \cdot \omega_{ш}^2}{2}$$

L - приведенная длина канала L=1,375м [2 стр. 62]

d - эквивалент диаметр d=0,0083м;

x - число пакетов для данного теплоносителя, x=1;

$\omega_{ш}$ - скорость в штуцерах на входе и выходе;

$$\omega_{ш} = \frac{G_2 \cdot 4}{\pi \cdot d_{ш}^2 \cdot \rho_2}$$

$\xi = \frac{a_2}{Re^{0,25}}$ - сопротивление для турбулентного потока

$a_2 = 19,3$ [2 стр. 72]

Для воды

$$\omega_{ш} = \frac{11,3 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 996,5} = 0,36 \text{ м/с}$$

$$\xi = \frac{19,3}{226^{0,25}} = 5$$

$$\Delta p_1 = 5 \cdot \frac{1,375}{0,0083} \cdot \frac{996,5 \cdot 0,055^2}{2} + 3 \frac{996,5 \cdot 0,36^2}{2} = 1418 \text{ Па}$$

Для этан-пропановой фракции

$$\omega_{ш} = \frac{2,78 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 39,7} = 2,23 \text{ м/с}$$

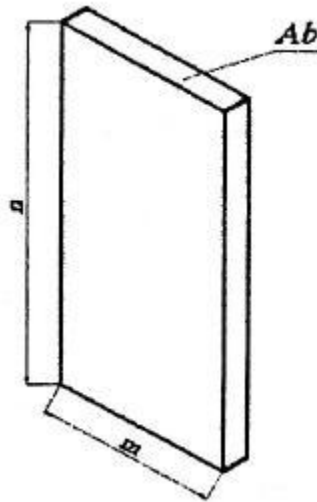
$\rho = 39,7 \text{ кг/м}^3$ - плотность газовой этан-пропановой фракции при параметрах в теплообменнике

$$\xi = \frac{19,3}{570,7^{0,25}} = 3,95$$

$$\Delta p_2 = 3,95 \frac{1,375}{0,0083} \cdot \frac{720,8 \cdot 0,0185^2}{2} + 3 \frac{39,7 \cdot 2,23^2}{2} = 362,4 \text{ Па}$$

3 Расчет на прочность

3.1 Расчет крышек



Толщина прямоугольной крышки в рабочих условиях

$$S_1 = K_m \cdot Y_m \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}$$

$$K_m = 0,5 \frac{D_b}{D_H}$$

$$D_H = n + b$$

$c = 0,001 \text{ м}$ – прибавка на коррозию

$n = 1192 \text{ мм}$ – длина крышки

$b = 22 \text{ мм}$ – ширина прокладки

$D_b = 1266 \text{ мм}$ – приведенный диаметр

$D_H = 1192 + 22 = 1214 \text{ мм}$

$[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение для стали 09Г2С для рабочих условий

$[\sigma] = 255 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение для стали 09Г2С для гидравлических испытаний

$m = 762 \text{ мм}$ – ширина крышки

Коэффициент Y

$$Y = \frac{1,42}{\sqrt{1 + \left(\frac{m}{n}\right)^2}} = \frac{1,42}{\sqrt{1 + \left(\frac{762}{1192}\right)^2}} = 1,2$$

$$K_m = 0,5 \frac{1266}{1214} = 0,521$$

$$S_1 = 0,521 \cdot 1,188 \cdot 0,762 \sqrt{\frac{1,4}{160}} = 0,0594 \text{ м}$$

$$S_p = 0,0594 + 0,001 = 0,0604 \text{ м}$$

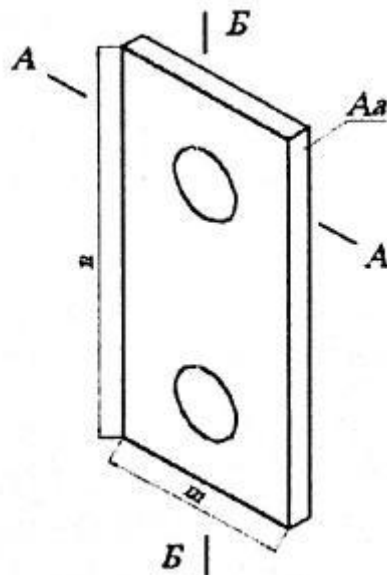
Принимаем 61 мм

При гидравлических испытаний

$$S_1 = K_m \cdot Ym \sqrt{\frac{P_n}{[\sigma]_n}}$$

$P_n = 3,31 \text{ МПа}$ – расчетное давление в условиях гидравлических испытаний

$$S_{1n} = 0,521 \cdot 1,188 \cdot 0,762 \sqrt{\frac{3,31}{255}} = 0,054 \text{ м}$$



В сечении А-А имеем коэффициент ослабления

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{d}{m} + \left(\frac{d}{m}\right)^2}}$$

$d = 0,2\text{ м}$ – диаметр штуцера

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{0,2}{0,762} + \left(\frac{0,2}{0,762}\right)^2}} = 0,867$$

Расчетная толщина крышки в сечении А-А

$$S_{ip} = \frac{S_{ip}}{K_a} = \frac{0,06}{0,867} = 0,069 \text{ м}$$

Расчетная толщина крышки в сечении А-А при гидравлических испытаниях

$$S_{in} = \frac{S_{in}}{K_a} = \frac{0,06}{0,867} = 0,069 \text{ м}$$

Принимаем 70мм

В сечении Б-Б имеем коэффициент ослабления

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{d}{n} + \left(\frac{d}{n}\right)^2}}$$

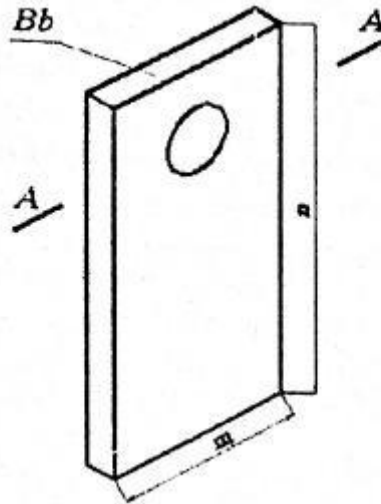
$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{0,2}{0,762} + \left(\frac{0,2}{0,762}\right)^2}} = 0,914$$

Расчетная толщина крышки в сечении Б-Б

$$S_{ip} = \frac{S_{ip}}{K_a} = \frac{0,06}{0,914} = 0,066 \text{ м}$$

Расчетная толщина крышки в сечении Б-Б при гидравлических испытаниях

$$S_{in} = \frac{S_{in}}{K_a} = \frac{0,06}{0,914} = 0,066 \text{ м}$$



В сечении А-А имеем коэффициент ослабления

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{d}{m} + \left(\frac{d}{m}\right)^2}}$$

$d = 0,2\text{ м}$ – диаметр штуцера

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{0,2}{0,762} + \left(\frac{0,2}{0,762}\right)^2}} = 0,867$$

Расчетная толщина крышки в сечении А-А

$$S_{1p} = \frac{S_{1p}}{K_a} = \frac{0,06}{0,867} = 0,069 \text{ м}$$

Расчетная толщина крышки в сечении А-А при гидравлических испытаниях

$$S_{1n} = \frac{S_{1n}}{K_a} = \frac{0,06}{0,867} = 0,069 \text{ м}$$

3.2 Расчет шпилек по ГОСТ Р52857.4-2007

$b_n = 22\text{ мм}$ – ширина прокладки

$q_{\text{обж}} = 20 \text{ МПа}$ – удельное давление обжатия

$[G] = 130$ МПа – допускаемое удельное давление

$K_{обж} = 0,9$ – коэффициент обжатия прокладки

$m_0 = 2$ – прокладочный коэффициент

$f_6 = 910$ мм² - площадь поперечного сечения шпильки М39 по внутреннему диаметру резьбы

$n_{ш} = 28$ – число шпилек

$[G_0] = 230$ МПа – номинально-допустимое число шпилек

Усилие необходимое для смятия прокладки при затяжки

$$P_{обж} = 0,5 \cdot D_{сн} \cdot b_0 \cdot q_{обж}$$

$$D_{сн} = 2(m + b_n) + 2(n + b_n)$$

$$D_{сн} = 2(762 + 22) + 2(1192 + 22) = 3996 \text{ мм}$$

Эффективная ширина прокладки

$$b_0 = 3,8\sqrt{b_n} = 3,8\sqrt{22} = 17,8 \text{ мм}$$

$$P_{обж} = 0,5 \cdot 3,996 \cdot 0,0178 \cdot 20 = 712230 \text{ Н}$$

Равнодействующая нагрузка от давления

$$P_d = 0,785 \cdot D_{сн}^2 \cdot P$$

$$P_d = 0,785 \cdot 3,996^2 \cdot 2,5 = 3,14 \cdot 10^7 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на шпильке при затяжке для обеспечения обжатия прокладки

$$P_H = 0,4 \cdot A_H \cdot [\sigma]_0$$

$$A_H = n_{ш} \cdot f_6 = 28 \cdot 910 \cdot 10^{-6} = 0,025 \text{ м}^2$$

$$P_H = 0,4 \cdot 0,025 \cdot 230 = 2,3 \text{ МН}$$

Расчетные напряжения в шпильках при затяжке

$$\sigma_p = \frac{P_H}{A_H} = \frac{2,3}{0,025} = 92 \text{ МПа}$$

$$\sigma_p < [\sigma]_0 \quad 92 < 230 \text{ МПа}$$

3.3 Расчет крышек на максимальные напряжения и максимальный прогиб

$q_A = 10,2 \text{ кг/см}^2$ - расчетное давление в рабочих условиях полость А

$q_{An} = 13,5 \text{ кг/см}^2$ - расчетное давление при гидравлических испытаниях
условиях полость А

$q_B = 25,5 \text{ кг/см}^2$ - расчетное давление в рабочих условиях полость В

$q_{Bn} = 33,8 \text{ кг/см}^2$ - расчетное давление при гидравлических испытаниях
условиях полость В

$T = 44 \text{ }^\circ\text{C}$ – расчетная температура

$a_{ш} = 83,8 \text{ см}$ – расстояние по центрам шпилек (ширина)

$d_{ш} = 126,6 \text{ см}$ – расстояние по центрам шпилек (длина)

$h_A = 8,2 \text{ см}$ толщина крышки А

$h_B = 13,2 \text{ см}$ толщина крышки В

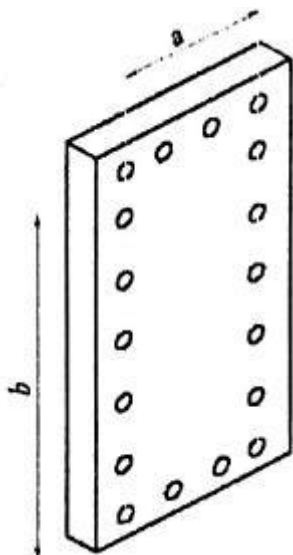
$E = 1950000 \text{ Па}$ – модуль упругости при расчетной температуре

$E_{20} = 1990000 \text{ Па}$ – модуль упругости при 20°C

$w = 0,9$ – допустимая величина прогиба

$K_g = 0,505$ – коэффициент напряжения для крышек свободно опертой
на болтах

$K_w = 0,088$ – коэффициент прогиба для крышек свободно опертой на
болтах [4]



Расчет максимального напряжения в крышке при рабочих условиях

$$\sigma_{\max} = K_G \frac{q_A \cdot a_{\text{ш}}^2}{h_A^2} = 0,505 \frac{10,2 \cdot 83,8^2}{8,2^2} = 537,9 \text{ кг/см}^2 < 1600 \text{ кг/см}^2 \text{ условие}$$

выполнено

Расчет максимального напряжения в крышке при гидравлических испытаниях

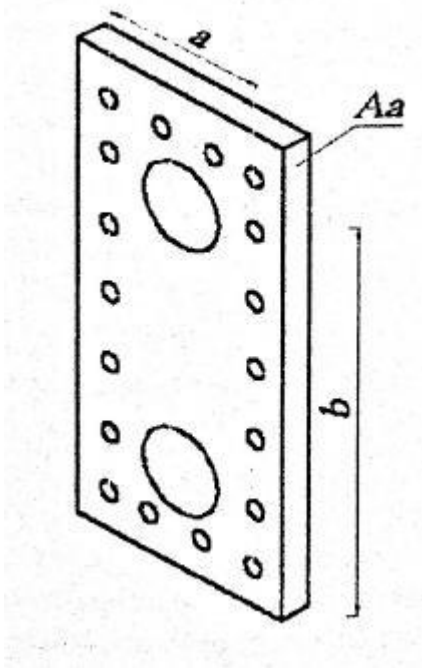
$$\sigma_{\max} = 0,505 \frac{13,5 \cdot 83,8^2}{8,2^2} = 712 \text{ кг/см}^2 < 1600 \text{ кг/см}^2 \text{ условие выполнено}$$

Расчет максимального прогиба в крышке при рабочих условиях

$$w_{\max} = K_w \frac{q_A \cdot a_{\text{ш}}^2}{E \cdot h_A^2} = 0,088 \frac{10,2 \cdot 83,8^2}{1,95 \cdot 10^6 \cdot 8,2^2} = 4,8 \cdot 10^{-5} < 0,9 \text{ условие выполнено}$$

Расчет максимального прогиба в крышке при гидравлических испытаниях

$$w_{\max} = K_w \frac{q_{Aн} \cdot a_{\text{ш}}^2}{E_{20} \cdot h_A^2} = 0,088 \frac{10,2 \cdot 83,8^2}{1,95 \cdot 10^6 \cdot 8,2^2} = 6,24 \cdot 10^{-5} < 0,9 \text{ условие выполнено}$$



Расчет максимального напряжения в крышке при рабочих условиях

$$\sigma_{\max} = K_G \frac{q_B \cdot b_{\text{ш}}^2}{h_B^2} = 0,505 \frac{25,5 \cdot 126,6^2}{13,2^2} = 1185 \text{ кг/см}^2 < 1600 \text{ кг/см}^2 \text{ условие}$$

выполнено

Расчет максимального напряжения в крышке при гидравлических испытаниях

$$\sigma_{\max} = 0,505 \frac{33,8 \cdot 126,2^2}{13,2^2} = 1570 \text{ кг/см}^2 < 1600 \text{ кг/см}^2 \text{ условие выполнено}$$

Расчет максимального прогиба в крышке при рабочих условиях

$$w_{\max} = K_w \frac{q_B \cdot b_{\text{ш}}^2}{E \cdot h_B^2} = 0,088 \frac{25,5 \cdot 126,2^2}{1,95 \cdot 10^6 \cdot 13,2^2} = 1,06 \cdot 10^{-4} < 0,9 \text{ условие выполнено}$$

Расчет максимального прогиба в крышке при гидравлических испытаниях

$$w_{\max} = K_w \frac{q_{Bн} \cdot a_{\text{ш}}^2}{E_{20} \cdot h_A^2} = 0,088 \frac{33,8 \cdot 126,2^2}{1,99 \cdot 10^6 \cdot 13,2^2} = 1,38 \cdot 10^{-4} < 0,9 \text{ условие выполнено}$$

[5]

Механический расчет

В пластинчатом теплообменнике выбор элементов для расчета прочности в курсовом проекте меньше, чем в кожухотрубчатом. Выберем для расчета на прочность следующие элементы: опоры, фланцы и крышку аппарата.

4.1. Выбор материала для изготовления теплообменника

Принимаем рабочее внутреннее давление равным наибольшему давлению из используемых сред, а именно – давлению воды $p_c = 5,94 \text{ кгс/см}^2 = 58,2 \text{ кПа}$. Рабочая температура – 100°C , принимаем $t_{\max} = 100^\circ\text{C}$;

$$p_{\text{раб}} = 0,06 \text{ МПа};$$

Давление испытания при $p_{\text{раб}} < 0,5 \text{ МПа}$ [12]:

$$p_{\text{исп}} = \max \{ 1,5 \cdot p_{\text{раб}} [\sigma]_{20} / [\sigma]; 0,2 \} = \{ 1,5 \cdot 0,06 \cdot 140 / 134; 0,2 \} = \{ 0,094; 0,2 \} = 0,2 \text{ МПа}.$$

Рекомендуемыми материалами являются углеродистые и нержавеющие стали с проникаемостью $P < 0,1 \text{ мм/год}$ ([6], стр.472), выбираем в качестве материала теплообменника сталь марки ВСт.3; для воды также возможно использование этой марки стали.

Допускаемое напряжение для Ст.3 (табл. 13.1, [5]) $\sigma^* = 134 \text{ МПа}$, принимаем $[\sigma] = \sigma^* \eta = 134 \cdot 1 = 134 \text{ МПа}$;

η – коэффициент ([5]форм.13.1, стр 393, $\eta=1$ (табл. 14.2, [9]));

При расчете прочности к толщине стенки используют прибавку C , определяемую по формуле:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 = 1,5 + 0 + 0,5 = 2 \text{ мм}; \quad (4.1)$$

C_1 – прибавка на коррозию, $C = P \cdot \tau = 0,1 \cdot 15 = 1,5 \text{ мм}$; где P – скорость коррозии, мм/г; τ – срок службы аппарата; C_2 – прибавка на эрозию; C_3 – прибавка на минусовый допуск, $C_3 = 5\% \cdot 10 / 100\% = 0,5 \text{ мм}$.

4.2. Расчет прочности крышки теплообменника и ее уплотнения

Конструкция пластинчатых теплообменников предусматривает плоскую прямоугольную крышку, размеры которой для нашего теплообменника: $L \times B = 1375 \times 600$, приведенная длина канала 1010. Тип крышки выбираем по

фиг. 22.2 [10] – тип 2 (цельные круглые и прямоугольные плоские фланцевые крышки). Принимаем количество резьбовых стяжек – 8/24М [11].

Расчетную высоту средней части крышки h' определяют по формуле (22.8) [10], стр.298:

$$h' = B_n \{kP / [\sigma] \varphi\}^{1/2} + C, \text{ м}, \quad (4.3)$$

где k – коэффициент, зависящий от конструкции крышки и соотношения ее сторон, φ – коэффициент ослабления крышки отверстиями;

$$k = k_1 + 0,7P_6' (B_6 - B_n) z / (P_c' B_n z'), \quad (4.4)$$

где $k_1 = 0,65$ – по графику (фиг.22.3) [10] для $L/B = 1375/600 = 2,3$;

P_6' – расчетное усилие в шпильках;

$B_6 = 550$ мм [11] – ширина в осях шпилек;

$B_n = 520$ мм – ширина по внешнему краю прокладки;

z – число болтов (шпилек);

P_c' – расчетная сила от давления среды;

z' – расчетное число шпилек, определяется по формуле (20.9) [10]:

$$z' = 1,2 P_6' / (k_1 F_6 \sigma_T), \quad (4.5)$$

где $k_1 = 1$ для болтов М30 (табл.20.8 [10]);

F_6 – площадь болта по внутреннему диаметру резьбы (табл.20.7 [10], стр.262)

$$F_6 = 510 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$\sigma_T = 240 \cdot 10^6$ МПа – предел текучести.

Определим расчетную силу осевого сжатия прокладки P_6' . В качестве материала прокладки выбираем паронит, ширина прокладки $b = 10$ мм.

Из табл 19.10 и 19.3 [10] имеем $b_1 = b + c = 10 + 0,5 = 10,5$ мм; $h = 5$; толщина $s = 1$ мм. Средняя длина уплотняемой поверхности:

$$L_{cp} = 2(L + b) + 2(B_n - b) = 2(1,375 + 0,01) + 2(0,520 - 0,01) = 3,79 \text{ м}.$$

Эффективная ширина уплотнения: $b_3 = b = 10$ мм.

Удельная нагрузка для резины по табл. 19.18 [10]:

$$q = 1,7p + 1,5 = 1,7 \cdot 0,5 + 1,5 = 2,35 \text{ МПа}.$$

Расчетную силу осевого сжатия прокладки определяем по формуле 19.1 [10]:

$$P_n' = L_{cp} \cdot b_3 \cdot q = 3,79 \cdot 0,01 \cdot 2,35 \cdot 10^6 = 0,089 \cdot 10^6 \text{ Н} \quad (4.6)$$

Расчетную силу от давления среды определяем по формуле 20.4 [10]:

$$P_c' = 1,2 k_c L_n B_n P_{исп} = 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,385 \cdot 0,51 \cdot 0,2 \cdot 10^6 = 0,22 \cdot 10^6 \text{ Н} \quad (4.7)$$

где $k = 1,3$ – коэффициент, $L_{\text{п}}$, $B_{\text{п}}$ – средние продольный и поперечный размеры уплотнения в прямоугольных соединениях.

$$P_0' = P_c' + P_n' = (0,22 + 0,089) \cdot 10^6 = 0,309 \cdot 10^6 \text{ Н} \quad (4.8)$$

$$z' = 1,2 \cdot 0,309 \cdot 10^6 / (1,51 \cdot 10^{-6} \cdot 240 \cdot 10^6) = 3,1$$

Принимаем число шпилек $z=8$ исходя из стандартной компоновки [11].

По формулам (4.4) и (4.3):

$$k = k_1 + 0,7 P_0' (B_0 - B_n) z / (P_c' B_n z') =$$

$$= 0,309 + 0,7 \cdot 1,69 \cdot 10^6 \cdot (0,550 - 0,520) \cdot 18 / (0,55 \cdot 10^6 \cdot 0,51 \cdot 16,6) = 0,446;$$

$$h' = B_n \{ k P_{\text{раб}} / \sigma_1 \varphi \}^{1/2} + C = 0,52 \{ 0,787 \cdot 0,06 \cdot 10^6 / 134 \cdot 10^6 \cdot 0,23 \}^{1/2} + C = (0,0154 + 0,0016) \text{ м} = 17 \text{ мм},$$

где $\varphi = (B_{\text{п}} - \Sigma d_{\text{отв}}) / B_{\text{п}} = (0,52 - 2 \cdot 0,2) / 0,52 = 0,23$ (два штуцера $d=200$ мм).

Принимаем исполнительную толщину крышки 22 мм.

4.3. Расчет фланцевого соединения

Фланец штуцера теплообменника имеет условный диаметр 200 мм.

Внешние нагрузки: осевая сила и изгибающий момент в рабочем состоянии не регламентированы, рассматриваем только внутреннее давление.

1). Для $p_r = 0,06$ МПа по таблице 1.36 [12] выбираем конструкцию плоский приварной фланец с гладкой уплотняющей поверхностью.

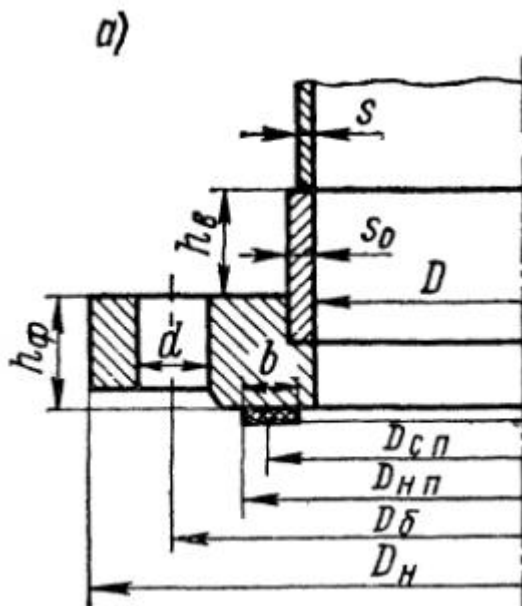


Рис.1. Конструкция фланца (см. [12], рис. 1.37).

Конструктивные размеры фланца:

Диаметр условного прохода штуцеров $d_{\text{ш}} = 200$ мм, по сортаменту для патрубков штуцеров из углеродистой стали размер трубы 219x6, внутренний диаметр $D = 204$ мм.

Диаметр D_6 болтовой окружности плоских приварных фланцев (1.117):

$D_6 \geq D + 2(s_0 + d_6 + u) = 204 + 2(6 + 16 + 4) = 256$ мм, где $s_0 = s = 6$ мм; d_6 – нормативный зазор между гайкой и втулкой, $u = 4$ мм; d_6 – диаметр болтов, выбираемый по табл. 1.40 [12], и, так как размер мал, выбираем по ГОСТ 1235-54 на фланец на условное давление до 0,25 МПа, 8 болтов М16, [12] $d_6 = 16$ мм.

Наружный диаметр фланца: $D_n = D_6 + a = 256 + 34 = 290$ мм,

где a – конструктивная добавка для размещения гаек по диаметру фланца, по табл. 1.41 [12], $a = 34$ мм.

Наружный диаметр прокладки:

$D_{н.п} = D_6 - e = 256 - 26 = 230$ мм, где e – нормативный параметр по табл. 1.41.

Средний диаметр прокладки (табл. 1.42): $b = 12$ мм – ширина прокладки,

$$D_{с.п} = D_{н.п} - b = 230 - 12 = 218 \text{ мм.}$$

Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности (1.123):

$$n_6 \geq \pi D_6 / t_{ш} = 3,14 \cdot 256 / (67 \dots 80) = 12 \dots 10,$$

где по табл. 1.43 $t_{ш} = (4,2 \dots 5) d_6 = (4,2 \dots 5) 16 = 67 \dots 80$ мм.

$t_{ш}$ – шаг болта в зависимости от давления.

Болтов многовато для данного диаметра, увеличим диаметр болтов до

$d_6 = 20$ мм. $D_6 \geq 204 + 2(6 + 20 + 4) = 264$ мм, принимаем $D_6 = 270$ мм.

Наружный диаметр фланца:

$$D_n = D_6 + a = 270 + 40 = 310 \text{ мм,}$$

Наружный диаметр прокладки:

$$D_{н.п} = D_6 - e = 270 - 30 = 240 \text{ мм.}$$

Средний диаметр прокладки (табл. 1.42): $b = 12$ мм – ширина прокладки,

$$D_{с.п} = D_{н.п} - b = 240 - 12 = 228 \text{ мм.}$$

Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности (1.123):

$$n_6 \geq \pi D_6 / t_{ш} = 3,14 \cdot 270 / (84 \dots 100) = 10 \dots 8,5,$$

где по табл. 1.43 $t_{ш} = (4,2 \dots 5) d_6 = (4,2 \dots 5) 20 = 84 \dots 100$ мм.

Так как давление 0,06 МПа много меньше нормативного 0,3 МПа, можно принять стандартное количество болтов, то есть принимаем $n_6 = 8$.

Высота (толщина) фланца ориентировочно:

$$h_\phi \geq \lambda_\phi \sqrt{D \cdot s_{зк}} = 0,36 \sqrt{204 \cdot 6} = 12,6, \text{ где } \lambda_\phi \text{ принимается по рис.1.40; } s_{зк} -$$

эквивалентная толщина втулки (1.125), та как для плоских фланцев $\beta_1 = 1$,

$$s_{зк} = s_0 = 6 \text{ мм.}$$

Принимаем $h_\phi = 16$ мм (по ГОСТ 1256-54).

Расстояние между опорными поверхностями гаек:

$l_{б.о.} = 2(h_{\phi} + h_{п}) = 2(16 + 4) = 40$ мм, где $h_{п}$ – толщина прокладок.

Нагрузки, действующие на фланец.

1) Равнодействующая внутреннего давления по формуле (1.127):

$$F_{д} = \frac{p_{р} \pi D_{с.п}^2}{4} = \frac{0,06 \cdot 3,14 \cdot 0,228^2}{4} = 0,0024 \text{ МН.}$$

2) Реакция прокладки по формуле (1.128):

$$R_{п} = \pi D_{с.п} b_0 k_{пр} p_{р} = 3,14 \cdot 0,228 \cdot 0,012 \cdot 1 \cdot 0,06 = 0,00052 \text{ МН, где } b_0 = b \text{ – эффективная ширина прокладки, } k_{пр} \text{ – коэффициент (табл. 1.44).}$$

3) Усилие, возникающее от температурных деформаций по формуле (1.137):

Для шпилек выбираем сталь Ст.20.

По табл.1.37: $t_{\phi} = 0,96t = 0,96 \cdot 100 = 96$ °С – расчетная температура неизолированных фланцев, $t_{б} = 0,95t = 0,95 \cdot 100 = 95$ °С – расчетная температура болтов или шпилек.

Коэффициент линейного расширения фланца по табл. XI: $\alpha_{\phi} = 12,2 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ при 96°С, болтов при 95 °С $\alpha_{б} = 12,0 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$.

Модуль упругости $E_{б} = 1,91 \cdot 10^5$ МПа (табл. VII).

Расчетная площадь болтов диаметра 20 мм: $f_{б} = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Расчетная длина болта: $l_{б} = l_{б0} + 0,28d_{б} = 40 + 0,28 \cdot 20 = 45,6$ мм.

$$\text{Податливость болтов } y_{б} = \frac{l_{б}}{E_{б} f_{б} n_{б}} = \frac{0,0456}{1,91 \cdot 10^5 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 8} = 1,27 \cdot 10^{-4} \text{ м/МН.}$$

$$\text{Податливость прокладки } y_{п} = \frac{k_{п} h_{п}}{E_{п} \pi D_{с.п} b} = \frac{1 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2000 \cdot 3,14 \cdot 0,228 \cdot 0,012} = 2,33 \cdot 10^{-4} \text{ м/МН, где}$$

$E_{п} = 2000$ МПа для прокладки из паронита.

Податливость фланца:

$$y_{\phi} = [1 - \nu(1 + 0,9\lambda_{\phi}')]\psi_2 / (h_{\phi}^3 E) = [1 - 0,478(1 + 0,9 \cdot 0,457)] \cdot 4,85 / (0,016^3 \cdot 1,91 \cdot 10^5) = -2,02 \text{ м/МН,}$$

$$\text{где } \lambda_{\phi}' = h_{\phi} / \sqrt{D \cdot s_{эк}} = 16 / \sqrt{204 \cdot 6} = 0,457;$$

$$\psi_2 = (D_{н} + D) / (D_{н} - D) = (310 + 204) / (310 - 204) = 4,85;$$

$$\nu = 1 / [1 + 0,9\lambda_{\phi}'(1 + \psi_1(h_{\phi}^2 / s_{эк}^2))] = 1 / [1 + 0,9 \cdot 0,457(1 + 0,233(16^2 / 6^2))] = 0,478$$

при $\psi_1 = 1,28 \lg(D_{н} / D) = 1,28 \lg(310 / 204) = 0,233$, $E = 1,91 \cdot 10^5$ МПа.

Тогда

$$F_t = \frac{y_{б} n_{б} f_{б} E_{б} (\alpha_{\phi} t_{\phi} - \alpha_{б} t_{б})}{y_{п} + y_{б} + 0,5 y_{\phi} (D_{б} - D_{с.п})^2} = \frac{1,27 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 1,91 \cdot 10^5 (12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 96 - 12,0 \cdot 10^{-6} \cdot 95)}{2,33 \cdot 10^{-4} + 1,27 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot (-2,02) \cdot (0,270 - 0,228)^2} =$$

$$= 6,6 \cdot 10^{-5} \text{ МН.}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения по формуле 1.134:

$$k_{ж} = \frac{y_{\phi} + 0,5y_{\phi}(D_{\phi} - D - s_{эк})(D_{\phi} - D_{с.п.})}{y_{п.} + y_{\phi} + 0,5y_{\phi}(D_{\phi} - D_{с.п.})^2} = \frac{1,27 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot 1,27 \cdot 10^{-4}(0,270 - 0,204 - 0,006)(0,270 - 0,228)}{2,33 \cdot 10^{-4} + 1,27 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot (-2,02)(0,270 - 0,228)^2} = 0,0059.$$

Болтовая нагрузка в условиях монтажа до подачи внутреннего давления

$$F_{\phi 1} = \max\{k_{ж} \cdot F_{д} + R_{п.} = 0,0059 \cdot 0,0024 + 0,00052 = 0,00053 \text{ МН};$$

$$0,5\pi D_{с.п.} b_0 p_{пр} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,228 \cdot 0,012 \cdot 20 = 0,086 \text{ МН}\} = 0,086 \text{ МН,}$$

Где $p_{пр} = 20$ МПа для паронитовой прокладки (табл. 1.44).

Болтовая нагрузка в рабочих условиях по формуле (1.136)

$$F_{\phi 2} = F_{\phi 1} + (1 - k_{ж})(F_{д} \pm F) + F_t = 0,086 + (1 - 0,0059)0,0024 - 6,6 \cdot 10^{-5} = 0,088 \text{ МН.}$$

Видно, что F_t можно было не учитывать, разница температуры фланца и болта 1 град.

Условие прочности болтов $F_{\phi 2}/n_{\phi} f_{\phi} \leq [\sigma]_{\phi}$; $0,088/(8 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}) = 47 < 142$ и

$F_{\phi 1}/n_{\phi} f_{\phi} \leq [\sigma]_{\phi 20}$; $0,088/(8 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}) = 47 < 147$ – условия выполняются.

Условие прочности прокладки из паронита выполняется:

$$F_{\phi 1 \text{ макс}}/\pi D_{с.п.} b = 0,088/(3,14 \cdot 0,228 \cdot 0,012) = 10,2 \text{ МПа} < [p_{пр}] = 30 \text{ МПа}$$

(табл.1.44).

Условие герметичности, определяемое по формуле (1.150) углом поворота фланца выполняется:

$$\theta = (\sigma_k/E)(D/h_{\phi}) = (0,088/(1,91 \cdot 10^5))(0,204/0,016) = 0,000059 < 0,013 = [\theta],$$

где $[\theta]$ – допустимый угол поворота приварного встык фланца при $D > 2,0$ м.

Таким образом, условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются, условия прочности болтов и прокладок выполняются.

4.4. Расчет и выбор опор.

Масса теплообменника в рабочем состоянии состоит из суммы масс самого теплообменника и жидкости в нем:

$$M = M_T + M_{ж} \quad (4.9)$$

Принимаем количество жидкости равной внутреннему объему

$$\text{теплообменника: } M_{ж} = M_p + M_B = n_1 \cdot \rho_1 \cdot S_k \cdot l + n_2 \cdot \rho_2 \cdot S_k \cdot l = n(\rho_1 + \rho_2) \cdot S_k \cdot l = 43(1160 + 994) \cdot 24,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,01 = 229 \text{ кг.}$$

$$M = 1400 + 229 = 1629 \text{ кг,}$$

где $S_k = 24,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – сечение канала, l -приведённая длина канала.

При гидравлическом испытании аппарат заполнен водой вместо смеси, и его масса несколько меньше за счет плотности воды.

Наибольшая из сил тяжести аппарата в рабочем режиме:

$$G = 16294,9,81 = 14956 \text{ Н} \approx 16 \text{ кН.}$$

Длина аппарата $L=0,8$ (без учета выступающих штуцеров и шпилек).

Ширина – $0,6$ м.

Принимаем площадь опоры $A_n = 0,6 \times 0,8 = 0,48 \text{ м}^2$.

Проверяем достаточность площади нижнего подкладного листа опоры.

Условие прочности:

$$A_n \geq G / [\sigma]_{\phi}. \quad (4.10)$$

где $[\sigma]_{\phi}$ - допускаемая удельная нагрузка на бетонный фундамент.

$$G / [\sigma]_{\phi} = 16000 / (4 \cdot 10^6) = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

Условие (6.10) выполняется ($0,4 \text{ м}^2 > 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$).

заказать компетентное выполнение курсовой работы на <https://diplom-berezniki.ru>

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. К.Ф.Павлов, П.Г.Романков, А.А.Носков "Примеры и задачи по курсу ПАХТ" Учебное пособие для ВУЗов / Под ред. чл. – корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 9-е издание, перераб. и доп. – Л.: Химия, 1981. – 560 с.
2. Пособие по проектированию "Основные ПАХТ" под ред. Ю.И.Дытнерского, 2-е издание, переработанное и дополненное; М.: Химия, 1991. - 496 с.
3. Н.Б. Варгафтик "Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей". М.:Физматгиз, 1963 . - 708 с.
4. ГОСТ Р 52857.2-2007 "Сосуды и аппараты. Нормы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек"
5. ГОСТ Р 52857.4-2007 "Сосуды и аппараты. Нормы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений"
6. ГОСТ Р 52857.7-2007 "Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты"
7. РД 10-249-98 "Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды"
8. "Справочник по котлонадзору" Государственное энергетическое издательство, 1961 г.

заказать компетентное выполнение курсовой работы на <https://diplom-berezniki.ru>