

## 4 Конструкторская часть. Теплообменный аппарат

### 4.1 Расчет витого теплообменного аппарата

В рамках конструкторской части требуется провести расчет геометрических, гидравлических и теплофизических параметров и проектирование витого теплообменного аппарата. Исходные данные для проектирования ТОА приведены в таблице 4.1:

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета ТОА

Параметр	Размерность	Поток	
		Прямой	Обратный
Теплоноситель	—	Гелий	Гелий
Расход	кг/с	0,1280	0,1374
Температура на входе	$K$	318,10	75,98
Температура на выходе	$K$	80,00	297,70
Давление на входе	МПа	2,3000	0,1141
Давление на выходе	МПа	2,2640	0,1050
Навивка	—	500 80 275	

Условная схема для расчета ТОА и обозначения, используемые при расчете приведены на рисунке 4.1:

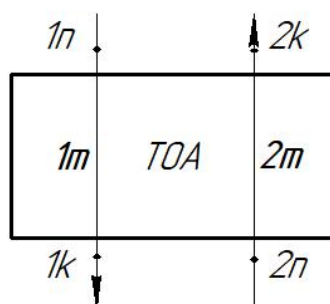


Рисунок 4.1 – Условная схема для расчета ТОА

Обозначения на рисунке 4.1: 1 – прямой поток высокого давления; 2 – обратный поток низкого давления; n – параметры потока на входе; k – параметры потока на выходе; m – среднее значение параметров.

Недорекупация на теплом конце:

$$\Delta T_h = T_{1n} - T_{2k} = 318,1 - 297,7 = 20,4 \text{ K} \quad (23)$$

Недорекупация на холодном конце:

$$\Delta T_c = T_{1k} - T_{2n} = 80 - 75,98 = 4,02 \text{ K} \quad (24)$$

Допустимое падение давления в прямом потоке:

$$\Delta p_{\text{пр}} = p_{1n} - p_{1k} = 2,3 - 2,264 = 0,036 \text{ МПа} \quad (25)$$

Допустимое падение давления в обратном потоке:

$$\Delta p_{\text{пр}} = p_{2n} - p_{1k} = 0,01141 - 0,105 = 0,0091 \text{ МПа} \quad (26)$$

Средняя температура прямого потока:

$$T_{1m} = \frac{T_{1n} + T_{1k}}{2} = \frac{318,1 + 80}{2} = 199,1 \text{ K} \quad (27)$$

Средняя температура обратного потока:

$$T_{2m} = \frac{T_{2k} + T_{2n}}{2} = \frac{297,7 + 75,98}{2} = 186,8 \text{ K} \quad (28)$$

Среднее давление прямого потока:

$$p_{1m} = \frac{p_{1n} + p_{1k}}{2} = \frac{2,3 + 2,264}{2} = 2,282 \text{ МПа} \quad (29)$$

Среднее давление обратного потока:

$$p_{2m} = \frac{p_{2n} + p_{2k}}{2} = \frac{0,1141 + 0,105}{2} = 0,1095 \text{ МПа} \quad (30)$$

Значения энтальпий потоков на входе и выходе из ТОА:

- энтальпия на входе по прямому потоку:  $h_{1n} = 1664,4 \text{ кДж/кг}$ ;
- энтальпия на выходе по прямому потоку:  $h_{1k} = 425,3 \text{ кДж/кг}$ ;
- энтальпия на входе по обратного потоку:  $h_{2n} = 400,0 \text{ кДж/кг}$ ;
- энтальпия на выходе по обратному потоку:  $h_{2k} = 1551,6 \text{ кДж/кг}$ .

Значение теплоемкостей (изобарных) потоков на входе и выходе из ТОА:

- теплоемкость на входе в прямом потоке:  $C_{p_{1n}} = 5,194 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ ;
- теплоемкость на выходе в прямом потоке:  $C_{p_{1k}} = 5,247 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ ;
- теплоемкость на входе в обратном потоке:  $C_{p_{2n}} = 5,197 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ ;
- теплоемкость на выходе в обратном потоке:  $C_{p_{2k}} = 5,193 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ .

Средняя теплоемкость прямого потока:

$$C_{p_{1m}} = \frac{C_{p_{1n}} + C_{p_{1k}}}{2} = \frac{5,194 + 5,247}{2} = 5,220 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad (31)$$

Средняя теплоемкость обратного потока:

$$C_{p_{2m}} = \frac{C_{p_{2n}} + C_{p_{2k}}}{2} = \frac{5,197 + 5,193}{2} = 5,195 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad (32)$$

Полный тепловой поток ТОА:

$$Q_{\text{тп}} = G_1 \cdot (h_{1n} - h_{1k}) = 0,128 \cdot (1664,4 - 425,3) = 158,33 \text{ кВт} \quad (33)$$

Для рассчитанного ТОА построена  $T(Q)$  диаграмма, представленная на рисунке 4.2:

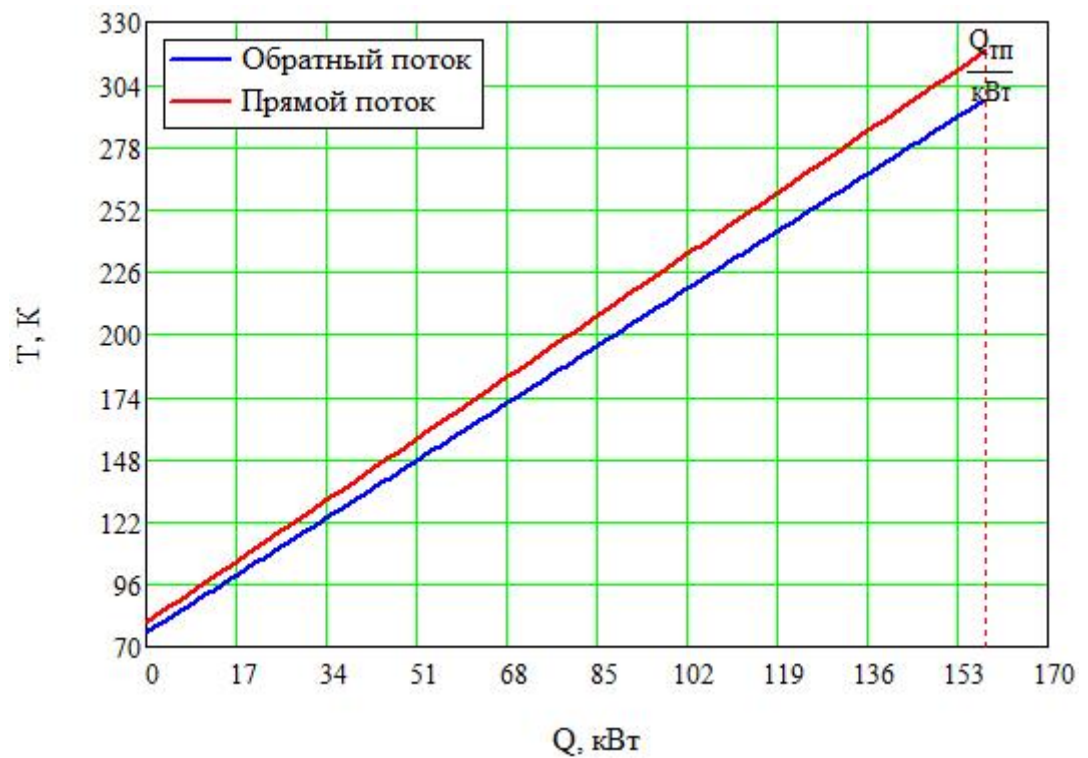


Рисунок 4.2 –  $T(Q)$  диаграмма ТОА

Температурный напор в сечениях ТОА представлен на рисунке 4.3:

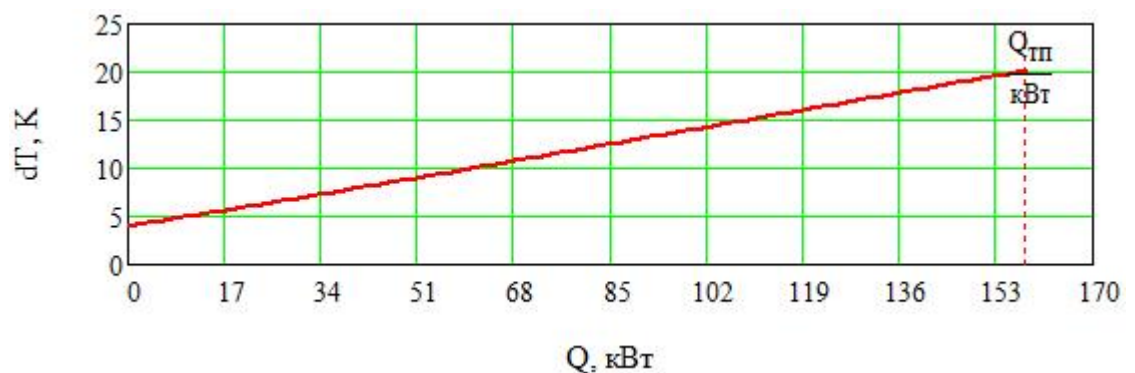


Рисунок 4.3 – Температурный напор в сечениях ТОА

Проверка условия для последующего нахождения зависимости по

определению средней разности температур:

$$\left| \frac{C_{p_{1k}} - C_{p_{1n}}}{C_{p_{1n}}} \right| = \left| \frac{5,247 - 5,194}{5,194} \right| = 0,01 < 0,05 \quad (34)$$

$$\left| \frac{C_{p_{2k}} - C_{p_{2n}}}{C_{p_{2n}}} \right| = \left| \frac{5,193 - 5,197}{5,197} \right| = 0,001 < 0,05 \quad (35)$$

$$\frac{T_{1n} - T_{2k}}{T_{1k} - T_{2n}} = \frac{318,1 - 297,7}{80 - 75,98} = 5,1 \quad (36)$$

Тогда расчет средней разности температур проводится как средняя логарифмическая величина:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{1k} - T_{2n}) - (T_{1n} - T_{2k})}{\ln \left( \frac{T_{1k} - T_{2n}}{T_{1n} - T_{2k}} \right)} = \frac{(80 - 75,98) - (318,1 - 297,7)}{\ln \left( \frac{80 - 75,98}{318,1 - 297,7} \right)} \quad (37)$$

$$\Delta T_m = 10,08 \text{ K}$$

Запас по поверхности теплообмена принимается:  $Z = 1,3$ .

Коэффициент допускаемой потери давления в намотке:  $a = 0,65$ , с учетом коэффициенты пересчитанные потери в прямом потоке:

$$\Delta P'_1 = a \cdot \Delta p_{\text{пр}} = 0,65 \cdot 36 = 23,4 \text{ кПа} \quad (38)$$

Пересчитанные потери в обратном потоке:

$$\Delta P'_2 = a \cdot \Delta p_{\text{обр}} = 0,65 \cdot 9,1 = 5,92 \text{ кПа} \quad (39)$$

Плотность при средней температуре для потоков:

— плотность прямого потока:  $\rho_{1m} = 5,4 \text{ кг/м}^3$ ;

— плотность обратного потока:  $\rho_{2m} = 0,28 \text{ кг/м}^3$ .

Теплопроводность при средней температуре для потоков:

— теплопроводность прямого потока:  $\lambda_{1m} = 0,1193 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$ ;

— теплопроводность обратного потока:  $\lambda_{2m} = 0,1126 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$ .

Динамическая вязкость при средней температуре для потоков:

— вязкость прямого потока:  $\mu_{1m} = 1,53 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;

— вязкость обратного потока:  $\mu_{2m} = 1,45 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Для выбранного типоразмера навивки 500|80|275 по таблице 3.5 определяются параметры теплообменной поверхности:

— наружный диаметр трубы:  $d_2 = 5 \text{ мм}$ ;

— внутренний диаметр трубы:  $d_1 = 4 \text{ мм}$ ;

— диаметр проволоки:  $d_{\text{п}} = 0,8 \text{ мм}$ ;

— поперечный шаг намотки:  $t_1 = 5,35 \text{ мм}$ ;

— продольный шаг намотки:  $t_2 = 6,1 \text{ мм}$ ;

— эквивалентный гидравлический диаметр:  $d_3 = 1,23 \text{ мм}$ ;

— коэффициент оребрения:  $\varphi = 2,59$ ;

— отношение площадей:  $S_{\text{уд}} = 0,303$ ;

— компактность:  $\psi = 985 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ;

— приведенная масса:  $M' = 0,35 \text{ м}^2/\text{кг}$ ;

**Предварительный расчет ТОА. Критерий Прандтля для прямого потока:**

$$\text{Pr}_1 = \frac{\mu_{1m} \cdot C_{p1m}}{\lambda_{1m}} = \frac{1,53 \cdot 10^{-5} \cdot 5,22}{0,1193} = 0,6672 \quad (40)$$

Критерий Прандтля для обратного потока:

$$\text{Pr}_2 = \frac{\mu_{2m} \cdot C_{p2m}}{\lambda_{2m}} = \frac{1,45 \cdot 10^{-5} \cdot 5,195}{0,1126} = 0,6674 \quad (41)$$

Коэффициенты уравнения теплопередачи:

$$A_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{1m}}{d_1} \cdot Pr_1^{0,33} = 0,023 \cdot \frac{0,1193}{4 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,6672^{0,33} = 0,6 \quad (42)$$

$$A_2 = 0,168 \cdot \frac{\lambda_{2m}}{d_2} \cdot Pr_2^{0,33} = 0,168 \cdot \frac{0,1126}{1,23 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,6674^{0,33} = 13,46 \quad (43)$$

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{Z \cdot Q_{\text{ТП}}}{8 \cdot \varphi \cdot \rho_{1m} \cdot \Delta P'_1 \cdot \Delta T_m \cdot G_1} \cdot \left( \frac{\mu_{1m}}{d_1} \right)^3 = \\ &= \frac{1,3 \cdot 158330}{8 \cdot 2,59 \cdot 5,4 \cdot 23400 \cdot 10,08 \cdot 0,128} \cdot \left( \frac{1,53 \cdot 10^{-5}}{4 \cdot 10^{-3}} \right)^3 = \\ &= 3,36 \cdot 10^{-9} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned} \quad (44)$$

$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{Z \cdot Q_{\text{ТП}}}{8 \cdot \varphi \cdot \rho_{2m} \cdot \Delta P'_2 \cdot \Delta T_m \cdot G_2} \cdot \left( \frac{\mu_{2m}}{d_2} \right)^3 = \\ &= \frac{1,3 \cdot 158330}{8 \cdot 2,59 \cdot 0,28 \cdot 5920 \cdot 10,08 \cdot 0,1374} \cdot \left( \frac{1,45 \cdot 10^{-5}}{1,23 \cdot 10^{-3}} \right)^3 = \\ &= 7,25 \cdot 10^{-5} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned} \quad (45)$$

Граничные значения коэффициентов теплоотдачи:

— по трубному потоку при  $Re_1 = 2300$ :

$$\begin{aligned} g_1 &= 3,3856 \cdot 10^8 \cdot P_1 = 3,3856 \cdot 10^8 \cdot 3,36 \cdot 10^{-9} = \\ &= 1,139 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned} \quad (46)$$

— по межтрубному потоку при  $Re_{21} = 20$ :

$$\begin{aligned} g_{21} &= 15,05 \cdot 10^3 \cdot P_2 = 15,05 \cdot 10^3 \cdot 7,25 \cdot 10^{-5} = \\ &= 1,091 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned} \quad (47)$$

— по межтрубному потоку при  $Re_{22} = 100$ :

$$\begin{aligned} g_{22} &= 6,656 \cdot 10^5 \cdot P_2 = 6,656 \cdot 10^5 \cdot 7,25 \cdot 10^{-5} = \\ &= 48,245 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (48)$$

Аналитические зависимости для решения уравнения теплопередачи. Значения критериальных коэффициентов в зависимости от гидравлического сопротивления:

— трубный поток:

$$\begin{bmatrix} B_1(k) \\ x_1(k) \end{bmatrix} = \begin{cases} \begin{bmatrix} 64 \\ -1 \end{bmatrix}, \text{ если } k \leq g_1 \\ \begin{bmatrix} 0,3164 \\ -0,25 \end{bmatrix}, \text{ иначе} \end{cases} \quad (49)$$

— межтрубный поток:

$$\begin{bmatrix} B_2(k) \\ x_2(k) \end{bmatrix} = \begin{cases} \begin{bmatrix} 12,8 \\ -0,64 \end{bmatrix}, \text{ если } g_{21} \leq k \leq g_{22} \\ \begin{bmatrix} 2,65 \\ -0,3 \end{bmatrix}, \text{ иначе} \end{cases} \quad (50)$$

Число Рейнольдса для трубного потока:

$$Re_1(k) = \left( \frac{k}{B_1(k) \cdot P_1} \right)^{\frac{1}{x_1(k)+3}} \quad (51)$$

Число Рейнольдса для межтрубного потока:

$$Re_2(k) = \left( \frac{k}{B_2(k) \cdot P_2} \right)^{\frac{1}{x_2(k)+3}} \quad (52)$$



Число Стэнтона для межтрубного потока:

$$St_2(k) = 0,168 \cdot Re_2(k)^{-0,3} \cdot Pr_2^{-0,66} \quad (53)$$

Число Нуссельта для трубного потока:

$$St_2(k) = \begin{cases} [3,66], \text{ если } Re_1(k) \leq 2300 \\ \left[ 3,66 \cdot \left( \frac{Re_1(k)}{2300} \right)^{2,3+\log(Pr_1)} \right], \text{ если } 2300 < Re_1(k) \leq 4000 \\ [0,023 \cdot Re_1(k)^{0,8} \cdot Pr_1^{0,33}], \text{ если } 4000 < Re_1(k) \leq 10^5 \\ [0], \text{ иначе} \end{cases} \quad (54)$$

Массовые скорости потоков:

— трубный поток:

$$w_1(k) = Re_1(k) \cdot \frac{\mu_{1m}}{d_1} \quad (55)$$

— межтрубный поток:

$$w_2(k) = Re_2(k) \cdot \frac{\mu_{2m}}{d_3} \quad (56)$$

Коэффициенты теплоотдачи:

— трубный поток:

$$\alpha_1(k) = \frac{Nu_1(k) \cdot \lambda_{1m}}{d_1} \quad (57)$$

— межтрубный поток:

$$\alpha_2(k) = St_2(k) \cdot w_2(k) \cdot C_{p_{2m}} \quad (58)$$

Критериальная функция коэффициента теплопередачи:

$$F(k) = \frac{k}{\alpha_2(k)} + \frac{k \cdot \varphi}{\alpha_1(k)} - 1 \quad (59)$$

Для нахождения приближенного значения коэффициента теплопередачи находится корень уравнения:

$$F(k) = 0; g_{21} \leq k \leq 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}) \quad (60)$$

Графическое решение уравнения представлено на рисунке 4.4:

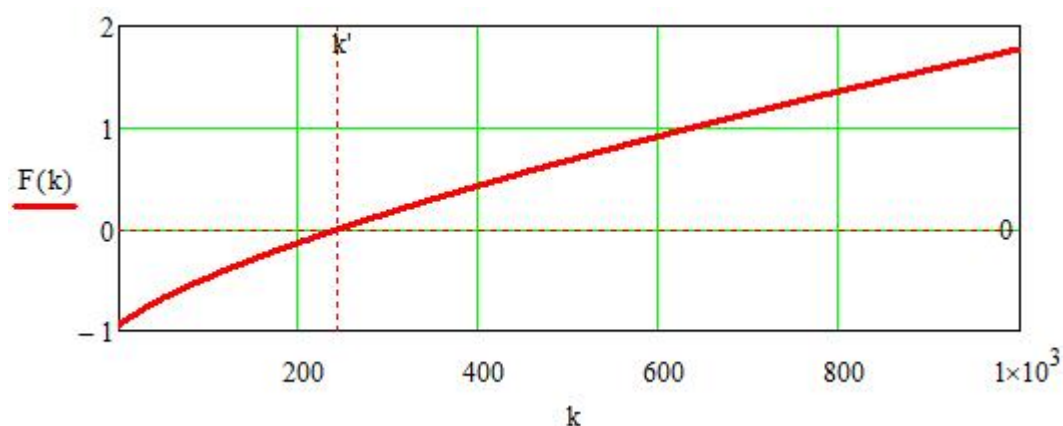


Рисунок 4.4 – Графическое решение уравнения

Таким образом, корень уравнения:  $k' = 244,79 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ .

Для данного значения  $k'$  число Рейнольдса:

— по трубному потоку:  $Re_1 = 13535,8$ ;

— по межтрубному потоку:  $Re_2 = 182,5$ ;

Массовые скорости удельные:

— по трубному потоку:  $w_1 = 51,62 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;

— по межтрубному потоку:  $w_2 = 2,15 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;

Скорости:

— по трубному потоку:  $w_1/\rho_{1m} = 9,51 \text{ м/с}$ ;

— по межтрубному потоку:  $w_2/\rho_{2m} = 7,61 \text{ м/с}$ ;

Число Нуссельта по трубному потоку:  $Nu_1 = 40,64$ .

Число Стэнтона по межтрубному потоку:  $St_2 = 0,046$ .

Фактор трения Дарси для прямого потока при найденном значении  $k'$ :

$$\zeta_1(k') = B_1(k') \cdot Re_1(k')^{x_1(k')} = 0,3164 \cdot 13535,8^{-0,25} = 0,0293 \quad (61)$$

Фактор трения Дарси для обратного потока при найденном значении  $k'$ :

$$\zeta_2(k') = B_2(k') \cdot Re_2(k')^{x_2(k')} = 2,65 \cdot 13535,8^{-0,3} = 0,556 \quad (62)$$

Число труб в предварительном расчете:

$$n'_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_1(k')} = \frac{4 \cdot 0,128}{\pi \cdot (4 \cdot 10^{-3}) \cdot 51,62} = 197 \quad (63)$$

Число труб на главной диагонали для шестигранной сетки:  $n_{\text{диаг}} = 16$ ;

Оценка патрубка для размещения вводного пучка:

$$2 \cdot d_1 \cdot n_{\text{диаг}} = 2 \cdot 4 \cdot 16 = 128 \text{ мм} \quad (64)$$

Предварительная площадь теплообменной поверхности:

$$F_d = \frac{Z \cdot Q_{\text{тп}}}{k' \cdot \Delta T_m} = \frac{1,3 \cdot 158330}{244,79 \cdot 10,08} = 83,4 \text{ м}^2 \quad (65)$$

Средняя длина одной трубы:

$$L_{1\text{тр}} = \frac{F_d}{\varphi \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n_{\text{тр}}} = \frac{84,4}{2,59 \cdot \pi \cdot (4 \cdot 10^{-3}) \cdot 197} = 13 \text{ м} \quad (66)$$

Площадь среднего сечения свободного объема навивки:

$$S_2 = \frac{G_2}{w_2(k')} = \frac{0,1374}{2,15} = 0,064 \text{ м}^2 \quad (67)$$

Площадь фронтального сечения:

$$S_{\Phi} = \frac{S_2}{E_1} = \frac{0,064}{0,303} = 0,2112 \text{ м}^2 \quad (68)$$

где  $E_1$  – приведенная характеристика навивки (см. таблицу 3.5).

Высота навивки:

$$H_{\text{нав}} = \frac{F_d}{S_2 \cdot E_2} = \frac{83,4}{0,064 \cdot 3247} = 0,4013 \text{ м} \quad (69)$$

где  $E_2$  – приведенная характеристика навивки (см. таблицу 3.5).

Число рядов труб по высоте намотки:

$$n_p = \frac{H_{\text{нав}} - (d_2 + 2 \cdot d_{\text{п}})}{t_2} + 1 = \frac{401,1 - (5 + 2 \cdot 0,8)}{6,1} + 1 = 65,7 \quad (70)$$

Диаметр сердечника:

$$D_c = 20 \cdot d_2 = 20 \cdot 5 = 100 \text{ мм} \quad (71)$$

Наружный диаметр намотки:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\phi}}{\pi} + D_c^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2112}{\pi} + 0,1^2} = 0,5281 \text{ м} \quad (72)$$

Средний диаметр намотки:

$$D_{\text{ср}} = \frac{D + D_c}{2} = \frac{528,1 + 100}{2} = 314,06 \text{ мм} \quad (73)$$

Средняя относительная кривизна труб в намотке:

$$A_{\text{тр}} = \frac{d_1}{D_{\text{ср}}} = \frac{4}{314,06} = 0,0127 \quad (74)$$

Число слоев труб в намотке:

$$\begin{aligned} m'_{\text{тр}} &= \frac{0,5 \cdot (D - D_c) - d_2 - 2 \cdot d_{\text{п}}}{t_1} + 1 = \\ &= \frac{0,5 \cdot (528,1 - 100) - 5 - 2 \cdot 0,8}{5,35} = 39,8 \end{aligned} \quad (75)$$

Объем навивки:

$$V_{\text{нав}} = \frac{F_{\text{д}}}{E_3} = \frac{83,4}{985} = 0,0847 \text{ м}^3 \quad (76)$$

где  $E_3$  – приведенная характеристика навивки (см. таблицу 3.5).

Масса навивки:

$$M_{\text{нав}} = \frac{F_{\text{д}}}{E_4} = \frac{83,4}{0,35} = 238,23 \text{ кг} \quad (77)$$

где  $E_4$  – приведенная характеристика навивки (см. таблицу 3.5).

Гидравлическое сопротивление трубного пространства:

$$\begin{aligned}\Delta p'_1 &= \zeta_1(k') \cdot \frac{w_1(k')^2}{2 \cdot \rho_{1m}} \cdot \frac{L_{1\text{тр}}}{d_1} = \\ &= 0,0293 \cdot \frac{51,62^2}{2 \cdot 5,4} \cdot \frac{13}{4 \cdot 10^{-3}} = 23397,7 \text{ Па}\end{aligned}\quad (78)$$

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства:

$$\begin{aligned}\Delta p'_2 &= \zeta_2(k') \cdot \frac{w_2(k')^2}{2 \cdot \rho_{1m}} \cdot \frac{F_d}{S_2} = \\ &= 0,556 \cdot \frac{2,15^2}{2 \cdot 0,28} \cdot \frac{83,4}{0,064} = 5915 \text{ Па}\end{aligned}\quad (79)$$

Относительное отклонение гидравлического сопротивления трубного пространства:

$$\Delta p_{1\text{отн}} = \frac{\Delta p_{\text{пр}} - \Delta p'_1}{\Delta p_{\text{пр}}} = \frac{36 - 23,4}{36} = 0,35 \quad (80)$$

Относительное отклонение гидравлического сопротивления межтрубного пространства:

$$\Delta p_{2\text{отн}} = \frac{\Delta p_{\text{обр}} - \Delta p'_2}{\Delta p_{\text{обр}}} = \frac{9,1 - 5,92}{9,1} = 0,35 \quad (81)$$

Гидравлическое сопротивление близко к требуемому с учетом коэффициента  $\alpha = 0,65$ .

Уточненный расчет. Количество труб в трубной решетке для ее заполнения по шестигранной сетке –  $n''_{\text{тр}} = 217$ . Количество слоев навивки:

$$m''_{\text{тр}} = \text{Ц}\left(\frac{n_{\text{тр}}}{n''_{\text{тр}}} \cdot m_{\text{тр}}\right) = \text{Ц}\left(\frac{197}{217} \cdot 40\right) = 36 \quad (82)$$

где  $\text{Ц}(x)$  – функция, возвращающая округленное до целого в большую сторону значение  $x$ .

Наружный диаметр намотки:

$$\begin{aligned} D'' &= D_c + 2 \cdot (m''_{\text{тр}} - 1) \cdot t_1 + 2 \cdot (d_2 + 2 \cdot d_{\text{п}}) = \\ &= 100 + 2 \cdot (36 - 1) \cdot 5,4 + 2 \cdot (5 + 2 \cdot 0,8) = 487,7 \text{ мм} \end{aligned} \quad (83)$$

Средний диаметр намотки:

$$D''_{\text{ср}} = \frac{D'' + D_c}{2} = \frac{487,7 + 100}{2} = 293,8 \text{ мм} \quad (84)$$

Средняя относительная кривизна труб в намотке:

$$A''_{\text{тр}} = \frac{d_1}{D''_{\text{ср}}} = \frac{4}{293,8} = 0,014 \quad (85)$$

Площадь фронтального сечения:

$$\begin{aligned} S''_{\text{ф}} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D''^2 - D_c^2) = \frac{\pi}{4} \cdot ((487,7 \cdot 10^{-3})^2 - (100 \cdot 10^{-3})^2) \\ S''_{\text{ф}} &= 0,179 \text{ м}^2 \end{aligned} \quad (86)$$

Площадь среднего сечения свободного объема:

$$S''_2 = S''_{\text{ф}} \cdot E_1 = 0,179 \cdot 0,303 = 0,0542 \text{ м}^2 \quad (87)$$

Массовая скорость межтрубного потока:

$$w_2'' = \frac{G_2}{S_2''} = \frac{0,1374}{0,0542} = 2,533 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (88)$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re_2'' = \frac{w_2'' \cdot d_э}{\mu_{2m}} = \frac{2,533 \cdot 1,23}{1,45} = 215,4 \quad (89)$$

Критерий Стэнтона:

$$St_2'' = 0,168 \cdot Re_2''^{-0,3} \cdot Pr_2^{-0,66} = 0,168 \cdot 215,4^{-0,3} \cdot 0,6674^{-0,66} \\ St_2'' = 0,0438 \quad (90)$$

Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве:

$$\alpha_2'' = St_2'' \cdot w_2'' \cdot c_{p_{2m}} = 0,0438 \cdot 2,533 \cdot 5,195 = 576,13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (91)$$

Площадь сечения труб:

$$S_1'' = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \cdot n_{\text{тр}}'' = \pi \cdot \frac{4^2}{4} 217 = 2726,9 \text{ мм}^2 \quad (92)$$

Массовая скорость трубного потока:

$$w_1'' = \frac{G_1}{S_1''} = \frac{0,128}{2,727 \cdot 10^{-3}} = 46,86 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (93)$$

Критерий Рейнольдса для трубного потока:



$$Re_1'' = \frac{w_1'' \cdot d_1}{\mu_{1m}} = \frac{46,86 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{1,53 \cdot 10^{-5}} = 12287 \quad (94)$$

Проверка условия для необходимости учета кривизны при расчете гидравлического сопротивления и числа Нуссельта:  $A_{тр}'' = 0,014 > 0,002$ , поэтому:

$$\begin{aligned} Nu_1'' &= 0,023 \cdot \left[ 1 + 14,8 \cdot (1 + A_{тр}'') \cdot A_{тр}''^{\frac{1}{3}} \right] \cdot Re_1''^{(0,8-0,22 \cdot A_{тр}''^{0,1})} \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} = \\ &= 0,023 \cdot \left[ 1 + 14,8 \cdot (1 + 0,014) \cdot 0,014^{\frac{1}{3}} \right] \cdot 12287^{(0,8-0,22 \cdot 0,014^{0,1})} \cdot 0,6672^{\frac{1}{3}} = 44,7 \end{aligned} \quad (95)$$

Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве:

$$\alpha_1'' = \frac{Nu_1'' \cdot \lambda_{1m}}{d_1} = \frac{44,7 \cdot 0,1193}{4 \cdot 10^{-3}} = 1333,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}) \quad (96)$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k'' = \frac{1}{\frac{\varphi}{\alpha_1''} + \frac{1}{\alpha_2''}} = \frac{1}{\frac{2,59}{1333,8} + \frac{1}{576,13}} = 271,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}) \quad (97)$$

Необходимая площадь поверхности теплообмена:

$$F_H'' = \frac{Q_{тп}}{k'' \cdot \Delta T_m} = \frac{158330}{271,9 \cdot 10,08} = 57,74 \text{ м}^2 \quad (98)$$

Действительная площадь поверхности теплообмена:

$$F_d'' = Z \cdot F_H'' = 1,3 \cdot 57,74 = 75,06 \text{ м}^2 \quad (99)$$

Высота навивки:

$$H''_{\text{нав}} = \frac{F''_d}{S''_2 \cdot E_2} = \frac{75,06}{0,0542 \cdot 3247} = 0,4263 \text{ м} \quad (100)$$

Число рядов труб по высоте намотки:

$$n''_p = \frac{H''_{\text{нав}} - (d_2 + 2 \cdot d_{\text{п}})}{t_2} + 1 = \frac{426,3 - (5 + 2 \cdot 0,8)}{6,1} + 1 = 69,8 \quad (101)$$

Средняя длина одной трубы:

$$L''_{1\text{тр}} = \frac{F''_d}{\varphi \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n''_{\text{тр}}} = \frac{75,06}{2,59 \cdot \pi \cdot (4 \cdot 10^{-3}) \cdot 217} = 10,6 \text{ м} \quad (102)$$

Объем навивки:

$$V''_{\text{нав}} = \frac{F''_d}{E_3} = \frac{75,06}{985} = 0,076 \text{ м}^3 \quad (103)$$

Масса навивки:

$$M''_{\text{нав}} = \frac{F''_d}{E_4} = \frac{75,06}{0,35} = 214,46 \text{ кг} \quad (104)$$

Коэффициент трения трубного пространства:

$$\begin{aligned} \zeta''_1 &= \left( 1 + 2,88 \cdot \frac{10^4 \cdot A''_{\text{тр}}{}^{0,62}}{Re''_1} \right) \cdot \frac{0,3164}{Re''_1{}^{0,25}} = \\ &= \left( 1 + 2,88 \cdot \frac{10^4 \cdot 0,014^{0,62}}{12287} \right) \cdot \frac{0,3164}{12287^{0,25}} = 0,035 \end{aligned} \quad (105)$$

Коэффициент трения межтрубного пространства:

$$\zeta_2'' = 2,65 \cdot Re_2''^{-0,3} = 2,65 \cdot 215,4^{-0,3} = 0,529 \quad (106)$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства:

$$\begin{aligned} \Delta p_1'' &= \zeta_1'' \cdot \frac{w_1''^2}{2 \cdot \rho_{1m}} \cdot \frac{L_{1\text{тр}}''}{d_1} = \\ &= 0,035 \cdot \frac{46,86^2}{2 \cdot 5,4} \cdot \frac{10,6}{4 \cdot 10^{-3}} = 18778,4 \text{ Па} \end{aligned} \quad (107)$$

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства:

$$\begin{aligned} \Delta p_2'' &= \zeta_2'' \cdot \frac{w_2''^2}{2 \cdot \rho_{1m}} \cdot \frac{F_d''}{S_2''} = \\ &= 0,529 \cdot \frac{2,533^2}{2 \cdot 0,28} \cdot \frac{75,06}{0,0542} = 8328,5 \text{ Па} \end{aligned} \quad (108)$$

Относительное отклонение гидравлического сопротивления трубного пространства истинное:

$$\Delta p_{1\text{отн}} = \frac{\Delta p_{\text{пр}} - \Delta p_1''}{\Delta p_{\text{пр}}} = \frac{36 - 18,8}{36} = 0,478 \quad (109)$$

Относительное отклонение гидравлического сопротивления межтрубного пространства истинное:

$$\Delta p_{2\text{отн}} = \frac{\Delta p_{\text{обр}} - \Delta p_2''}{\Delta p_{\text{обр}}} = \frac{9,1 - 8,3}{9,1} = 0,085 \quad (110)$$

По найденным в ходе расчета величинам был спроектирован витой

аппарат, представленный в графической части работы (см. ВТОА 31.05.01-00 СБ, таблица намотки ВТОА 31.05.01-00 ТБ).

#### 4.2 Расчет обечайки и днища витого теплообменного аппарата

Для обоснования принятых толщин конструктивных элементов аппарата выполняется расчет на прочность, основанный на методике, описанной в [12] и [13].

Обечайка аппарата изготавливается методом сварки стального листа. Сварной шов – стыковой, с дополнительным коэффициентом  $\varphi = 0.8$  – шов односторонний. Дополнительные добавки для компенсации коррозии, минусов допусков материала и технологическая добавка:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \quad (111)$$

где  $C_1$  – прибавка для компенсации коррозии (эрозии), которая зависит от срока службы сосуда и агрессивности среды;

$C_2$  – прибавка для компенсации минусового допуска материала;

$C_3$  – технологическая прибавка, предусматривающая компенсацию утоньшение стенки сосуда при штамповке и т.д.

Прибавки  $C_2$  и  $C_3$  по рекомендации [13] учитывают в тех случаях, когда их суммарная значение превышает 5% номинальной толщины листа. Поэтому при расчете данного аппарата на прочность прибавки  $C_2$  и  $C_3$  не учитываются.

Принимается добавка на компенсацию коррозии –  $C_1 = 2,5$  мм (с учетом срока службы 20 лет). Тогда минимальная толщина обечайки:

$$\delta_{об}' \geq \frac{\sqrt{3} \cdot p \cdot D}{4 \cdot [\sigma] \cdot \varphi} + C_1 = \frac{\sqrt{3} \cdot 0,2 \cdot 495,7}{4 \cdot 160 \cdot 0,8} + 2,5 = 2,84 \text{ мм} \quad (112)$$

где  $[\sigma] = 160$  МПа – предел текучести стали 03Х13АГ19 при температуре

$$T = 80 \text{ K};$$

$D = 495,7 \text{ мм}$  – диаметр обечайки;

$p = 0,2 \text{ МПа}$  – абсолютное пробное внутреннее давление.

Для разрабатываемого аппарата толщина обечайки принята из ряда листового сортамента –  $\delta_{об} = 3 \text{ мм}$ . Коэффициент запаса по прочности:

$$k = 1 + \frac{(\delta_{об} - \delta_{об}') \cdot 4 \cdot [\sigma] \cdot \varphi}{\sqrt{3} \cdot p \cdot D} = 1 + \frac{(3 - 2,84) \cdot 4 \cdot 160 \cdot 0,8}{\sqrt{3} \cdot 0,2 \cdot 495,7} = 1,48 \quad (113)$$

Днища аппарата выполнены плоскими, схема для расчета представлена на рисунке 4.5. Меньшей прочностью обладает верхнее днище, представленное на рисунке 4.6:

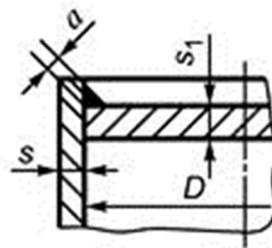


Рисунок 4.5 – Схема расчета днища ТОА

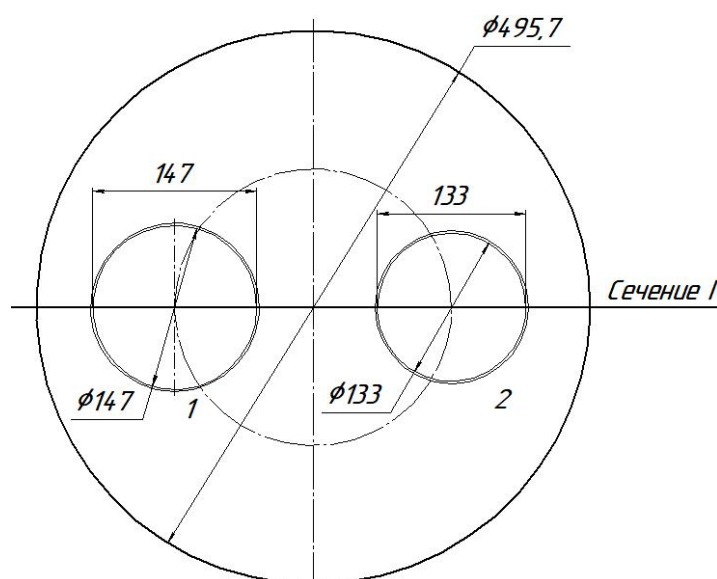


Рисунок 4.6 – Схема верхнего днища ТОА

Для схемы днища, представленной на рисунке 4.5:

- коэффициент конструкции днища:  $K = 0,53$ ;
- внутренний диаметр цилиндрической части:  $D = 495,7$  мм;
- толщина стенки днища:  $s_1 = 20$  мм;
- толщина цилиндрической части днища:  $s = 3$  мм;
- катет приварки днища:  $a = 6$  мм.

Проверка условия для катета приварки днища:

$$a = 6 > 1,7 \cdot s = 1,7 \cdot 3 = 5,1 \quad (114)$$

Добавка на компенсацию коррозии –  $C_1 = 2,5$  мм. Тогда суммарная прибавка –  $C = 2,5$  мм. Коэффициент ослабления плоского днища:

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{d_i}{D}\right)^3}{1 - \frac{d_i}{D}}} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{147 + 133}{495,7}\right)^3}{1 - \frac{147 + 133}{495,7}}} = 1,37 \quad (115)$$

где  $d_i$  – сумма всех длин хорд окружностей отверстий, пересекаемых сечением (см. рисунок 4.6).

Расчетная толщина центральной части днища:

$$s_{1p} = K \cdot K_0 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{\varphi \cdot [\sigma]}} = 0,53 \cdot 1,37 \cdot 495,7 \cdot \sqrt{\frac{0,2}{0,8 \cdot 160}} = 14,2 \text{ мм} \quad (116)$$

Рабочая толщина центральной части днища:

$$s_{\text{раб}} = s_{1p} + C = 14,2 + 2,5 = 16,7 \text{ мм} \quad (117)$$

Допускаемое давление на плоскость днища:

$$p_{max} = \left( \frac{s_1 - C}{K \cdot K_0 \cdot D} \right)^2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi = \left( \frac{20 - 2,5}{0,53 \cdot 1,37 \cdot 495,7} \right)^2 \cdot 160 \cdot 0,8 \quad (118)$$

$$p_{max} = 0,3 \text{ МПа}$$

Запас по прочности:

— катета шва:  $k_a = 1,18$ ;

— толщине днища:  $k_{s_1} = 1,2$ .

Проектируемый аппарат удовлетворяет условиям прочности и надежности.

### 4.3 Выводы

В данном разделе конструкторской части ВКР по расчету и проектированию витого ТОА были получены следующие результаты:

— проведены тепловой, геометрический и гидравлический расчеты аппарата, на основании которых была разработана и спроектирована конструкция витого ТОА, представленная в графической части работы;

— проведены расчеты на прочность обечайки и днища аппарата, по результатам которых получены коэффициенты надежности и сделаны выводы о прочности и надежности конструкции;

— назначены технические требования на сборку и испытания аппарата;

— составлена таблица намотки труб в аппарате для изготовления и контроля навивки.