

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
ГОМЕЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ П. О. СУХОГО**

Машиностроительный факультет

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология »

**РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**  
к курсовой работе  
по дисциплине «Термодинамика и теплоустановки »

**на тему « Расчёт теплообменных аппаратов »**

Исполнитель: студент гр. НР-21  
Малашук В.В.

Руководитель: преподаватель  
Никулина Т.Н.

Дата проверки: \_\_\_\_\_

Дата допуска к защите: \_\_\_\_\_

Дата защиты: \_\_\_\_\_

Оценка работы: \_\_\_\_\_

Подписи членов комиссии  
по защите курсовой работы: \_\_\_\_\_

Гомель 2021

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1.Тепловой конструктивный расчёт горизонтального пароводяного подогревателя .....	4
2. Тепловой конструктивный расчёт секционного водо-водяного подогревателя .....	9
3. Тепловой расчёт вертикального пароводяного подогревателя .....	16
Заключение.....	22
Список использованных источников.....	

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа по термодинамике выполняется студентами с целью закрепления и углубления учебного материала, изучаемого во второй части учебной дисциплины «Термодинамика и теплоустановки». Выполнение работы прививает определенные навыки практического применения основных методик термодинамического анализа для расчетов теплового подогревателя. Работа включает решение трёх отдельных задач и выполняется в течение всего учебного семестра.

В данной курсовой работе мы должны произвести конструктивный расчёт горизонтального пароводяного подогревателя. Расчет состоит в определении поверхности теплообмена рекуперативного теплообменника, в котором греющим теплоносителем является пар, а нагреваемым – вода. Пар поступает в межтрубное пространство, а вода движется по трубкам теплообменника. Вертикального водо-водяного подогревателя. Расчет секционного водо-водяного подогревателя заключается в определении общей площади поверхности теплообмена и необходимого количества секций. и вертикального пароводяного подогревателя.

Курсовая работа по термодинамике выполняется студентами с целью закрепления и углубления учебного материала, изучаемого во второй части учебной дисциплины «Термодинамика и теплоустановки». Выполнение работы прививает определенные навыки практического применения основных методик термодинамического анализа для расчетов теплового подогревателя. Работа включает решение трёх отдельных задач и выполняется в течение всего учебного семестра.

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

# 1.ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОВОДОЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Данный расчет состоит в определении поверхности теплообмена рекуперативного теплообменника, в котором греющим теплоносителем является пар, а нагреваемым – вода. Пар поступает в межтрубное пространство, а вода движется по трубкам теплообменника.

Задание. Произвести расчет отопительного пароводяного подогревателя горизонтального типа производительностью  $Q=4.0$ , МВт. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель  $t_2'=75$ , при выходе  $t_2''=100$  °С. Абсолютное давление сухого насыщенного пара  $P=0.48$ , МПа; температура конденсата  $t_k$ , выходящего из подогревателя, равна температуре насыщения  $t_n=153,4$  °С; число ходов воды  $z = 2$ ; поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром  $d_{в/дн} = 21/25$  мм. Скорость воды в трубках принять равной  $\omega=1.2$ , м/с. После проведения расчета по каталогам выбрать аппарат, выпускаемый серийно.

## Методика расчёта

Расход воды массовый  $G$ , кг/с, и объемный  $V$ , м<sup>3</sup>/с, определяется по формулам:

$$G = \frac{Q}{c_p(t_2'' - t_2')} \quad (1)$$

$$G = \frac{4.0 \times 10^6}{4.202 \times (100 - 75) \times 10^6} = 38,07 \text{ кг/с}$$

$$V = \frac{G}{\rho_B}$$

$$V = \frac{38.07}{1000} = 0.03807 \text{ м}^3/\text{с}$$

Число трубок в одном ходе :

$$n_0 = \frac{4 \times V}{\omega \times \pi \times d_B^2}$$

$$n_0 = \frac{4 \times 0.03807}{1.2 \times 3.14 \times (21 \times 10^{-3})^2} = 91 \text{ шт} \quad (2)$$

Число трубок в корпусе (всего) :

$$n = n_0 \times z \quad (3)$$

$$n = 91 \times 2 = 182 \text{ шт}$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Принимая шаг трубок, мм ,

$$s=d_H+6 \quad (4)$$

$$s = 25 + 6 = 31 \text{ мм}$$

внутренний диаметр корпуса

$$D_B = 1,1 \times s \times \sqrt{\frac{n}{\eta}} \quad (5)$$

$$D_B = 1,1 \times 31 \times \sqrt{182/0,7} = 549,8 \text{ мм}$$

где  $\eta$  – коэффициент заполнения трубной решетки, принимается 0,6 ... 0,8 .  
Приведенное число трубок в вертикальном ряду:

$$m = \sqrt{n} \quad (6)$$

$$m = \sqrt{182} = 14 \text{ шт.}$$

Температурный напор :

$$\Delta t = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_H - t_2'}{t_H - t_2''}} ;$$

$$\Delta t = \frac{100 - 75}{\ln \frac{153,4 - 75}{153,4 - 100}} = 65,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

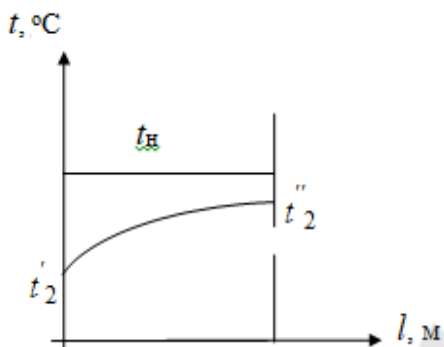


Рис.1 Температурный напор пароводяного подогревателя

Средние температуры воды и стенки:

$$t = t_H - \Delta t \quad (8)$$

$$t = 153,4 - 65,1 = 88,3$$

$$t_{CT} = 0,5 \times (t + t_H) \quad (9)$$

$$t_{CT} = 0,5 \times (88,3 + 153,4) = 120,85$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Рассмотрим теплоотдачу от пара стенке.

Для горизонтального подогревателя режим течения пленки конденсата в межтрубном пространстве определяется по приведенной длине трубки (критерию Григулля):

$$L = m \times d_H \times (t_H - t_{CT}) \times A_1 \quad (10)$$

$$L = 14 \times 25 \times 10^{-3} \times (153.4 - 120.85) \times 110 = 1253,17$$

где  $A_1$  – температурный множитель,  $1/(m \times K)$ , значение которого находится по  $t_H$  из таблицы ПЗ Приложения.

$$\alpha_{II} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \times d_H (t_H - t_{CT})}} \quad (11)$$

$$\alpha_{II} = \frac{9710}{\sqrt[4]{14 \times 0.025 \times (153.4 - 120.85)}} = 5285,23 \text{ Вт}/(m^2 \times K)$$

где  $A_2$  – коэффициент, определяемый по  $t_H$  из таблицы ПЗ Приложения.

Рассмотрим теплоотдачу от стенки воде.

Если режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи при движении воды,  $Вт/(m^2 \times K)$ , определяется по формуле:

$$\alpha_B = A_5 \frac{\omega^{0.8}}{d_B^{0.2}} \quad (12)$$

$$\alpha_B = 3090 \times \frac{1.2^{0.8}}{0.021^{0.2}} = 7742.11 \text{ Вт}/(m^2 \times K)$$

где  $A_5$  – множитель, определяемый по средней температуре воды  $t$  из таблицы ПЗ Приложения.

Режим течения воды в трубках является турбулентным при значениях критерия  $Re > 10^4$ :

$$Re = \frac{\omega \times d_B}{\nu} \quad (13)$$

$$Re = \frac{1.2 \times 0.021}{0.3807 \times 10^{-6}} = 66193,85$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость воды,  $m^2/c$ , определяется по средней температуре воды  $t$  (из таблицы П7 Приложения).

Далее уточняется значение температуры стенки трубок подогревателя.

$$t'_{CT} = \frac{t_{CT} \times \alpha_{II} + t \times \alpha_B}{\alpha_{II} + \alpha_B} \quad (14)$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$t'_{\text{ст}} = \frac{153.4 \times 5285.23 + 88.3 \times 7742.11}{5285.23 + 7742.11} = 114.71$$

если  $t'_{\text{ст}}$  отличается от принятого ранее значения  $t_{\text{ст}}$  более чем на 5%, то необходимо произвести пересчет  $\alpha_{\text{п}}$ , задавая в качестве температуры стенки значение  $t'_{\text{ст}}$ .

Расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> × К), определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}} \quad (15)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{5285.23} + \frac{2 \times 10^{-3}}{45} + \frac{1}{7742.11}} = 2233 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}$$

Где  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности для латунных трубок, Вт/(м × К).

Расчетная поверхность нагрева, м<sup>2</sup>, ГОСТ 15120-79

$$F = \frac{Q}{K \times \Delta t} \quad (16)$$

$$F = \frac{40 \times 10^6}{2233 \times 65.1} = 27.51 \text{ м}^2$$

По расчетной поверхности нагрева  $F=29 \text{ м}^2$  и диаметру трубок по каталогу выбирается пароводяной подогреватель горизонтального типа, выписываются его технические характеристики (площадь поверхности нагрева  $F$ , количество трубок  $n=100$ , длина трубок  $l=4.0-24.0$ , приведенное число трубок в вертикальном ряду  $m=12$ ).

Далее уточняется скорость течения воды, м/с, в трубках выбранного подогревателя :

$$\omega = \frac{4 \times V \times z}{n \times \pi \times d_B^2} \quad (17)$$

$$\omega = \frac{4 \times 0.342 \times 10^{-6} \times 2}{182 \times 3.14 \times 0.021^2} = 1.08 \text{ м/с}$$

и значение критерии  $Re$  :

$$Re = \frac{\omega \times d_B}{\nu} \quad (18)$$

$$Re = \frac{1.08 \times 0.021}{0.342 \times 10^{-6}} = 66315,78$$

Уточняется коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках, Вт/(м<sup>2</sup> × К),

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\alpha_B = A_5 \frac{\omega^{0.8}}{d_B^{0.2}} \quad (19)$$

$$\alpha_B = 3090 \frac{1.08^{0.8}}{0.021^{0.2}} = 7116,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

И коэффициент теплоотдачи пара, Вт/(м<sup>2</sup> × К),

$$\alpha_{\Pi} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \times d_H \times (t_H - t_{CT})}} \quad (20)$$

$$\alpha_{\Pi} = \frac{9710}{\sqrt[4]{14 \times 25 \times 10^{-3} \times (153.4 - 120.85)}} = 5285,23 \text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Здесь в качестве  $t_{CT}$  подставляется значение температуры стенки  $t'_{CT}$ , рассчитанное по формуле (14).

Затем температура стенки уточняется по формуле (14). Если полученное уточненное значение  $t'_{CT}$  отличается от значения  $t'_{CT}$  более чем на 5 %, то необходимо произвести пересчет  $\alpha_{\Pi}$ , задавая в качестве температуры стенки значение  $t''_{CT}$ .

Уточненный коэффициент теплопередачи  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup> × К), определяется по формуле (15). Уточненная необходимая поверхность нагрева  $F$ , м<sup>2</sup>, рассчитываемая по формуле (16), не должна превышать действительной площади поверхности нагрева выбранного подогревателя.

Длина хода воды, м,

$$L = l \times z \quad (21)$$

$$L = 4 \times 2 = 8 \text{ м}^2$$

Потеря давления в подогревателе  $\Delta P$ , кг×с/м<sup>2</sup>, при движении воды по трубкам определяется с учетом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения трубок  $\chi$  и потерь от местных сопротивлений  $\xi$ , которые определяются по таблице П5 Приложения:

$$\Delta P = \left( \frac{\lambda_t \times L \times \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \times \frac{\omega^2 \times \rho}{2g}$$

$$\Delta P = \left( \frac{0.194 \times 8 \times 1.0}{0.021} + 3.5 \right) \times \frac{1.08^2 \times 1000}{2 \times 10} = 4514,24 \text{ кг} \times \text{с} / \text{м}^2 \quad (22)$$

где  $\chi$  – для новых (чистых) латунных трубок принимается 1,0, для старых (загрязненных) латунных трубок 1,3;  $\lambda_T$  – коэффициент гидравлического трения, принимается по уточненному значению критерия  $Re$  по таблице П4 Приложения

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



## 2.ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ

### СЕКЦИОННОГО ВОДО-ВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Расчет секционного водо-водяного подогревателя заключается в определении общей площади поверхности теплообмена и необходимого количества секций. Греющим и нагреваемым теплоносителями является вода. Причем, греющий теплоноситель движется по трубкам теплообменника, а нагреваемая вода – в межтрубном пространстве.

**Задание.** Произвести расчет секционного водо-водяного подогревателя производительностью  $Q$ , МВт. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель  $t_2' = 75$ , при выходе  $t_2'' = 100$  °С. Температура греющей (сетевой) воды при входе в подогреватель  $t_1' = 145$  при выходе  $t_1'' = 85$  °С. Поверхность нагрева теплообменника выполнена из латунных трубок диаметром  $d_{в}/d_{н} = 21/25$  мм. Влияние загрязнения поверхности нагрева и снижения  $\lambda$ , коэффициента теплопередачи учесть коэффициентом  $\beta = 0,70$ . Скорость воды в трубках принять равной  $w = 1,2$ , м/с.

#### Методика расчета

Расходы сетевой воды в трубках и воды, нагреваемой в межтрубном пространстве, массовые  $G$ , кг/с, и объемные  $V$ , м<sup>3</sup>/с, определяются по формулам:

$$G_T = \frac{Q}{c_p(t_1'' - t_1')} \quad (23)$$

$$G_T = \frac{4.0 \times 10^6}{4.24 \times (145 - 85)} = 15.72 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho_B}$$

$$V_T = \frac{15.72}{1000} = 0.01572 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$G_{MT} = \frac{Q}{c_p(t_2'' - t_2')} \quad (24)$$

$$G_{MT} = \frac{4.0 \times 10^6}{4.202 \times (100 - 75)} = 38.07 \text{ кг/с}$$

$$V_{MT} = \frac{G_{MT}}{\rho_B}$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$V_{MT} = \frac{38.07}{1000} = 0.03807 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площадь проходного сечения трубок

$$f_T = \frac{V_T}{\omega_T} \quad (25)$$

$$f_T = \frac{0.01572}{1.2} = 0.013$$

По площади  $f_T$  по каталогу выбирается секционный водо-водяной подогреватель, выписываются его технические характеристики :

- диаметр корпуса  $D_n = 0.450 \text{ м}$
- количество трубок  $n = 100$
- площадь проходного сечения трубок  $f_T = 0.0147$
- площадь проходного сечения межтрубного пространства  $f_{MT} = 0.0308 \text{ м}$

Далее уточняется скорость движения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$\omega_T = \frac{V_T}{f_T} \quad (26)$$

$$\omega_T = \frac{0.01572}{0.013} = 1.2 \text{ м/с}$$

$$\omega_{MT} = \frac{V_{MT}}{f_{MT}} \quad (27)$$

$$\omega_{MT} = \frac{0.03807}{0.0308} = 1.23 \text{ м/с}$$

Эквивалентный диаметр для межтрубного пространства, м,

$$d_\Omega = \frac{4 \times f_{MT}}{P} \quad (28)$$

$$d_\Omega = \frac{4 \times 0.0308}{8.99} = 0.013 \text{ м}$$

Где  $P$  – периметр межтрубного пространства, м,

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P = \pi \times (d_H \times n + D_B) \quad (29)$$

$$P = 3,14 \times (25 \times 10^{-3} \times 109 + 0.41) = 8.99$$

Где  $D_B$  - внутренний диаметр корпуса теплообменника, м.

Средняя температура воды в трубках и в межтрубном пространстве :

$$t_1 = 0.5 \times (t_1'' + t_1^{\square}) \quad (30)$$

$$t_1 = 0.5 \times (145 + 85) = 115 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_2 = 0.5 \times (t_2^{\square} + t_2'') \quad (31)$$

$$t_2 = 0.5 \times (75 + 100) = 87,5^{\circ}\text{C}$$

По температуре  $t_1$  из таблицы ПЗ Приложения выбирается температурный множитель  $A_{5T}$ , а по температуре  $t_2$  – температурный множитель  $A_{5MT}$ .

Далее определяется режим течения воды в трубках и в межтрубном пространстве. Режим течения воды является турбулентным при значениях критерия  $Re > 10^4$ :

$$Re_{T(MT)} = \frac{\omega_{T(MT)} \times d_B(\Omega)}{v_{T(MT)}} \quad (32)$$

$$d_B = \sqrt{\frac{4 \times f_T}{\pi \times n}}$$

$$d_B = \sqrt{\frac{4 \times 0.013}{3.14 \times 109}} = 0.012$$

$$Re_T = \frac{1.23 \times 0.012}{0.01572 \times 10^6} = 0.91$$

$$Re_{MT} = \frac{0.97 \times 0.013}{0.03 \times 10^6} = 0.42$$

где  $v_{T(MT)}$  – кинематическая вязкость воды,  $\text{м}^2/\text{с}$ , определяемая по средней температуре воды в трубках и межтрубном пространстве (из таблицы П7 Приложения).

Если режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$ , при движении воды в трубках и межтрубном пространстве определяется по формуле:

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\alpha_{T(MT)} = A_{5T(MT)} \frac{\omega_{T(MT)}^{0.8}}{d_B^{0.2}} \quad (33)$$

$$\alpha_T = 3050 \times \frac{1.2^{0.8}}{0.012^{0.2}} = 9667$$

$$\alpha_{MT} = 3425 \times \frac{1.2^{0.8}}{0.012^{0.2}} = 9789$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> × К), определяется как для плоской стенки:

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_t} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{MT}}} \quad (34)$$

$$K = \frac{0.7}{\frac{1}{9667} + \frac{2 \times 10^{-3}}{45} + \frac{1}{9789}} = 2799 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}$$

Где  $\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности для латунных трубок, Вт/(м × К).

Средний температурный напор и расчетная поверхность нагрева подогревателя, м<sup>2</sup>, определяются по следующим формулам:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (35)$$

$$\Delta t_{max} = t_1'' - t_2''$$

$$\Delta t_{max} = 145 - 100 = 45$$

$$\Delta t_{min} = t_1'' - t_2''$$

$$\Delta t_{min} = 85 - 75 = 10$$

$$\Delta t = \frac{45 - 10}{\ln \frac{45}{10}} = 23.27$$

$$F = \frac{Q}{K \times \Delta T} \quad (36)$$

$$F = \frac{4.0 \times 10^6}{2799 \times 23.27} = 61.41$$

для противотока:

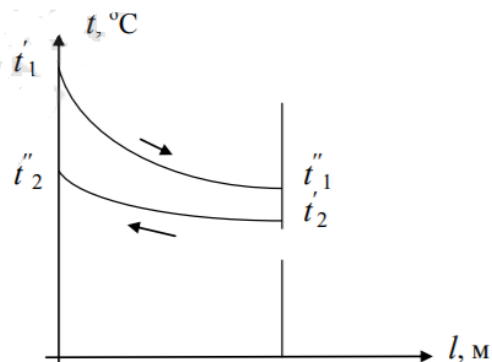


Рис.2. Температурный график водо-водяного теплообменника

Далее, зная площадь поверхности нагрева одной секции  $F'$  выбранного подогревателя (и длину трубок  $l_T$ ), следует рассчитать количество секций  $z$  и уточненную поверхность нагрева  $F = F' \cdot z$ , которая должна быть не меньше, чем расчетная поверхность нагрева подогревателя, рассчитанная по формуле (36).

Затем определяется длина хода воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$z = \frac{F}{F'}$$

$$z = \frac{61.41}{9.93} = 6$$

$$F = F' \cdot z$$

$$F = 9.93 \times 6 = 59.76$$

$$L_T = l_T \times z \quad (37)$$

$$L_T = 2.046 \times 6 = 12.7$$

$$L_{MT} = (l_T - 0.5) \times z \quad (38)$$

$$L_{MT} = (2.046 - 0.5) \times 6 = 9.27$$

Гидравлические потери в подогревателе,  $\text{кг} \times \text{с} / \text{м}^2$ , в трубном и межтрубном пространстве определяются с учетом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения трубок  $\chi$ , а также потерь от местных сопротивлений  $\xi$ :

$$\Delta P_{T(MT)} = \left( \frac{\lambda_{T(MT)} \times L_{T(MT)} \times \chi}{d_B} + \sum \xi_{T(MT)} \right) \times \frac{\omega_{T(MT)}^2 \times \rho}{2 \times g} \quad (39)$$

$$\Delta P_T = \left( \frac{0.0179 \times 12.7 \times 1}{0.012} + 28 \right) \times \frac{1.2^2 \times 1000}{2 \times 10} = 3380 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

$$\Delta P_{MT} = \left( \frac{0.0213 + 9.27 \times 1.}{0.012} + 81 \right) \times \frac{1.23^2 \times 1000}{2 \times 10} = 6469 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

где  $\chi$  – для новых (чистых) латунных трубок принимается 1,0, для старых (загрязненных) латунных трубок 1,3;  $\lambda_{T(MT)}$  – коэффициент гидравлического трения, принимается по уточненному значению критерия  $Re_{T(MT)}$  по таблице П4 Приложения;  $\sum \xi_T$  – определяется по таблице П5 Приложения;  $\sum \xi_{MT}$  – по формуле:

$$\sum \xi_{MT} = 13,5 \times z \quad (40)$$

$$\sum \xi_{MT} = 13.5 \times 6 = 81$$

Диаметры патрубков и колен, соединяющих секции подогревателя, определяются по формуле:

$$d_{K(П)} = 1.13 \times \sqrt{\frac{V_{T(MT)}}{\omega_{T(MT)}}} \quad (41)$$

$$d_K = 1.13 \times \sqrt{\frac{0.01572}{1.2}} = 0.129 \text{ м}$$

$$d_{П} = 1.13 \times \sqrt{\frac{0.03807}{1.23}} = 0.198 \text{ м}$$

Скорость движения рабочих сред в патрубках (штуцерах) по возможности должна совпадать с рабочей скоростью движения сред в аппарате, устанавливаемой в расчете. Поэтому скорость нагреваемой воды в патрубках, соединяющих межтрубные пространства теплообменников, и скорость греющего теплоносителя, движущегося из аппарата в аппарат по соединяющим их коленам, принимаются приблизительно равными значениям скорости движения этих сред в теплообменнике

### 3. ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНОГО ПАРОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

**Задание.** Произвести конструктивный тепловой расчет четырехходового ( $z=4$ ) вертикального пароводяного подогревателя при следующих заданных условиях: производительность аппарата  $Q=25 \times 10^6$ , МВт; параметры греющего пара: давление  $P=0.26$ , энтальпия  $h=2738$ , температура  $t=138^\circ\text{C}$ ; температура насыщенного пара  $t_n=128.73$ ; энтальпия конденсата на выходе из теплообменника  $h_n=540.9$ . Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель  $t_2'=60^\circ\text{C}$ , при выходе  $t_2''=110$ ,  $^\circ\text{C}$ . Поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром  $d_v/d_n = 21/25$  мм. Вода проходит по трубкам, а пар поступает в межтрубное пространство. Высота трубок в одном ходе  $H=4$  м. Толщина накипи  $\delta_n = 0,0002$  м,  $\lambda_n = 2$  Вт/(м  $\times$  К).

#### *Методика расчёта*

Определяется расход пара  $D$ , кг/с, и объемный расход воды  $V$ , м<sup>3</sup>/с:

$$D = \frac{Q}{(h-h_n)}, \quad (42)$$

$$D = \frac{25 \times 10^3}{(2738-540.9)} = 11.378 \text{ кг/с}$$

$$V = \frac{Q}{c_p \times (t_2'' - t_2') \times \rho} \quad (43)$$

$$V = \frac{25 \times 10^3}{4.21 \times (110-60) \times 1000} = 0.118 \text{ м}^3$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Средняя логарифмическая разность температур теплоносителей в подогревателе:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (44)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{58.73 - 28}{\ln \frac{58.73}{28}} = 45.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где (для противотока)

$$\Delta t_{max} = t_n - t_2'$$

$$\Delta t_{max} = 128.73 - 60 = 68.73 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{min} = t - t_2''$$

$$\Delta t_{min} = 138 - 110 = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Далее применяется методика упрощенного графоаналитического метода расчета удельного теплового потока  $q$ , Вт/(м<sup>2</sup> × К). Для этого предварительно для различных участков процесса теплопередачи находится тепло зависимость между удельным тепловым напряжением  $q$  и перепадом температур  $\Delta t$  на данном участке:

а) рассмотрим процесс теплоотдачи от пара стенке. Коэффициент теплоотдачи пара, Вт/(м<sup>2</sup> × К), определяется по формуле Нуссельта:

$$\alpha_{\Pi} = 1.334 \times \frac{B}{H^{0.25} \times \Delta t^{0.25}} \quad (45)$$

$$\alpha_{\Pi} = 1.334 \times \frac{11\,417.452}{4^{0.25} \times 22.675^{0.25}} = 3699.56 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}$$

Где  $B = 5700 + 56 \times t_n - 0.09 \times t_n^2$ ,

$$B = 5700 + 56 \times 128.73 - 0.09 \times 128.73^2 = 11\,417.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t = t_n - t_{CT}$$

$$\Delta t = 128.73 - 106.055 = 22.675 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{CT} = 0.5 \times (2 \times t_n - \Delta t_{cp})$$

$$t_{CT} = 0.5 \times (2 \times 128.73 - 45.35) = 106.055 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Обозначим  $\alpha_1 = \alpha_{\Pi}$ . Имеем тепловозависимость вида  $q_1 = \alpha_1 \times \Delta t_1$ . Задаваясь рядом значений  $\Delta t_1$ , вычисляем соответствующие им величины  $q_1$ , Вт/(м<sup>2</sup> × К).

Строим (на миллиметровке) зависимость  $\Delta t_1 = f(q_1)$  (рис.1);

$$\Delta t_1 = \frac{5000}{3699} = 1.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



б) рассмотрим процесс теплопроводности через стенку. Теплозависимость имеет следующий вид:

$$q_2 = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} \times \Delta t_2 \quad (46)$$

$$q_2 = \frac{45}{2 \times 10^{-3}} \times \Delta t_2 = 22\,500 \times \Delta t_2 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}$$

$$\Delta t_2 = \frac{5000}{22500} = 0.22$$

т. е. зависимость между  $q_2$  и  $\Delta t_2$  изображается прямой линией (линейная).  
Задавшись любым  $\Delta t_2$ , наносим эту прямую на график (см. рис. 1);

в) рассмотрим процесс теплопроводности через слой накипи. Теплозависимость имеет следующий вид:

$$q_3 = \frac{\lambda_{\text{н}}}{\delta_{\text{н}}} \times \Delta t_3, \quad (47)$$

$$q_3 = \frac{2}{0.0002} \times \Delta t_3 = 10000 \times \Delta t_3$$

$$\Delta t_3 = \frac{5000}{10000} = 0.5$$

т. е. зависимость между  $q_3$  и  $\Delta t_3$  также изображается прямой линией, наносим ее на график;

г) теплоотдача от стенки воде.

Скорость воды в пароводяных подогревателях обычно составляет 1- 3 м/с, движение воды – турбулентное, поэтому, задавшись предварительно скоростью воды  $\omega_{\text{т}}$ , воспользуемся упрощенной формулой:

$$\alpha_4 = \alpha_B = A_5 \frac{\omega_{\text{т}}^{0.8}}{d_B^{0.2}} \quad (48)$$

$$\alpha_4 = \alpha_B = 3325 \times \frac{1.2^{0.8}}{(21 \times 10^{-3})^{0.2}} = 7641.73 \text{ м/с}$$

где  $A_5$  – температурный множитель, берется из таблицы ПЗ Приложения по средней температуре воды.

Имеем теплозависимость вида  $q_4 = \alpha_4 \times \Delta t_4$ .

$$q_4 = \alpha_4 \times \Delta t_4 = 7641 \times \Delta t_4$$

$$\Delta t_4 = \frac{5000}{7641} = 0.65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Складывая ординаты четырех зависимостей, строим суммарную тепло-зависимость  $\sum \Delta t = f(q)$  :

$$\sum \Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4 = 1.35 + 0.22 + 0.5 + 0.65 = 2.72^\circ$$

Из точки на оси ординат, соответствующей  $\Delta t_{cp}$ , проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения ее с суммарной зависимостью. Из пересечения в точке  $f$  опускаем перпендикуляр  $fa$  на ось абсцисс и находим значение удельного теплового потока  $q$ , Вт/(м<sup>2</sup>×К) .

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> × К), рассчитывается по следующей формуле :

$$K = \frac{q}{\Delta t_{cp}} \quad (49)$$

$$K = \frac{5000}{2.72} = 1838$$

Площадь поверхности нагрева теплообменника, м<sup>2</sup>,

$$F = \frac{Q}{K \times \Delta t_{cp}} \quad (50)$$

$$F = \frac{25 \times 10^6}{1838 \times 45.35} = 300 \text{ м}^2$$

По расчетной площади поверхности нагрева и диаметру трубок по каталогу выбирается вертикальный пароводяной подогреватель и выписываются его технические характеристики (площадь поверхности нагрева  $F=310$  м<sup>2</sup>, количество трубок  $n = 690$ , высота трубок в одном ходе  $H$ , максимальное рабочее давление в трубной системе и корпусе).

Далее уточняется скорость течения воды  $\omega$ , м/с, в трубках выбранного подогревателя:

$$\omega = \frac{4 \times V \times z}{n \times \pi \times d_B^2} \quad (51)$$

$$\omega = \frac{4 \times 0.108 \times 4}{690 \times 3.14 \times (21 \times 10^{-3})^2} = 1.8 \text{ м/с}$$

Уточняется коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках, Вт/(м<sup>2</sup>× К), по формуле (48) и коэффициент теплоотдачи пара, Вт/(м<sup>2</sup>× К), по формуле (45), причем в формулу (45) в качестве  $\Delta t$  подставляется величина отрезка  $ae$  (см. рис. 1).

Уточняем коэффициент теплоотдачи пара:

$$\alpha_B = 3050 \times \frac{1.8^{0.8}}{(21 \times 10^{-3})^{0.2}} = 10570 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}$$

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Уточняем коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках:

$$\alpha_{\Pi} = 1.334 \times \frac{11\,417.45}{4^{0.25} \times 0.86^{0.25}} = 11183,7 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}$$

Уточненный коэффициент теплопередачи К, Вт/(м<sup>2</sup> × К),

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{\delta_{\text{Н}}}{\lambda_{\text{Н}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{В}}}} \quad (52)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{11183,25} + \frac{0.0002}{45} + \frac{0.0002}{2} + \frac{1}{10570}} = 3466.54 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}$$

Необходимая площадь поверхности нагрева F, м<sup>2</sup>, уточняемая по формуле (50), не должна превышать действительной площади поверхности нагрева выбранного подогревателя.

$$F = \frac{25 \times 10^6}{3466,54 \times 45,35} = 159 \text{ м}^2$$

Условие выполняется .

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## Заключение

В данной курсовой работе были рассчитаны горизонтальный пароводяной и вертикальный водо-водяной подогреватели, а также расчет пароводяного подогревателя графо-аналитическим методом.

В первом разделе данной курсовой работы мной был произведён конструктивный расчёт горизонтального пароводяного подогревателя. По расчётной поверхности нагрева и диаметру трубок по ГОСТ 15120-79 был выбран пароводяной подогреватель горизонтального типа со следующими техническими характеристиками:

- площадь поверхности нагрева  $F=27.5 \text{ м}^2$ ;
- количество трубок  $n=182$ ;
- длина трубок  $l=4 \text{ м}$ .

Во втором разделе мною производился конструктивный расчёт вертикального водо-водяного подогревателя. По площади  $f_t$  по каталогу выбираем секционный подогреватель (МВН 2050-33), выписываем его технические характеристики:

- количество и длина трубок:  $109 \times 2046$ ;
- поверхность нагрева:  $9,93 \text{ м}^2$ ;
- площадь проходных сечений по трубам:  $0,0147 \text{ м}^2$ ;
- площадь проходных сечений между трубами:  $0,0308 \text{ м}^2$ ;
- эквивалентный диаметр сечения между трубами:  $0,0201 \text{ м}$ .

В третьем разделе данной работы производился конструктивный расчёт вертикального пароводяного подогревателя. По расчётной площади поверхности нагрева и диаметру трубок по каталогу был выбран вертикальный пароводяной подогреватель со следующими техническими характеристиками:

- площадь поверхности нагрева  $F=159 \text{ м}^2$ ;
- число труб  $n=690$ .

В соответствие с заданием выполнен чертеж теплообменного аппарата на формате А1.

В процессе работы закрепили знания по основным разделам ТМО, а также приобрели навыки применения теоретических знаний при решении теплотехнических задач.

\\

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## Список использованных источников

1. Теплотехника: Учебник для студентов вузов. – 2-е изд., перераб. /Под ред. И.Н. Сушкина. – М.: Металлургия, 1973. – 479 с.
2. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. – Изд. 5-е изд. – М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.
3. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник /Под общей ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. Т.4. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 588 с.
4. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1980. – 469 с.

					КР 1-51 02 02. 21. 21. 74	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		