

1 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Данный расчёт 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 расчёт отопительного пароводяного подогревателя горизонтального типа производительностью $Q = 2,7 \cdot 10^6$, Вт. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель $t'_2 = 70^\circ\text{C}$, при выходе $t''_2 = 100^\circ\text{C}$. Абсолютное давление сухого насыщенного пара $P = 0,45$, Мпа; температура конденсата t_k , выходящего из подогревателя, равна температуре насыщения $t_n = 147,92^\circ\text{C}$; число ходов воды $z = 2$; поверхность нагрева выполнена из стальных трубок диаметром $d_B/d_H = 21/25$ мм. Скорость воды в трубках принять равной $\omega = 1,5$, м/с. После проведения расчёта по каталогам выбрать аппарат, выпускаемый серийно.

Расчёт

Находим среднюю температуру:

$$t_{2\text{ ср}} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{70 + 100}{2} = 85^\circ\text{C}.$$

Кинематическую вязкость, интерполируя значения из таблицы ([1], табл. П8):

$$\nu = 0,365 + \frac{0,326 - 0,365}{(363 - 353)} (358 - 353) = 0,346 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}.$$

Плотность воды: $\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Определяем массовый и объёмный расход воды:

$$G = \frac{Q}{c_p(t''_2 - t'_2)} = \frac{2,7 \cdot 10^6}{4,202 \cdot 10^3 (100 - 70)} = 21,4, \text{ кг/с}; \quad (1)$$

$$V = \frac{G}{\rho_B} = \frac{21,4}{1000} = 0,021 \text{ м}^3.$$

Число трубок в одном ходе:

$$n_0 = \frac{4V}{\omega \pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 0,021}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,021^2} = 42 \text{ штуки}. \quad (2)$$

Число трубок в корпусе:

$$n = n_0 \cdot z = 42 \cdot 2 = 84 \text{ штук}. \quad (3)$$

Принимаем шаг трубок:

$$s = d_H + 6 = 25 + 6 = 31 \text{ мм}. \quad (4)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.						Лит.	Лист
Провер.							
Н. Контр.							
Утв.							

Внутренний диаметр корпуса:

$$D_B = 1,1 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 1,1 \cdot 0,031 \cdot \sqrt{\frac{84}{0,7}} = 0,4 \text{ м}, \quad (5)$$

где η – коэффициент заполнения трубной решётки, принимается 0,6...0,8.

Приведенное число трубок в вертикальном ряду:

$$m = \sqrt{n} = \sqrt{84} = 10 \text{ штук}. \quad (6)$$

Температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(147,92 - 70) - (147,92 - 100)}{\ln \frac{147,92 - 70}{147,92 - 100}} = 61,7^\circ\text{C}. \quad (7)$$

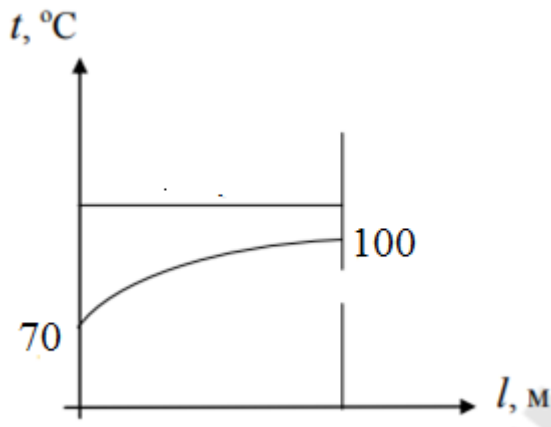


Рис. 1. Температурный напор пароводяного теплообменника.

Средние температуры воды и стенки:

$$t = t_H - \Delta t = 147,92 - 61,7 = 86,2, \quad (8)$$

$$t_{CT} = 0,5 \cdot (t + t_H) = 0,5 \cdot (86,2 + 147,92) = 117,1. \quad (9)$$

Рассмотрим теплоотдачу от пара стенке.

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

$$L = m \cdot d_H \cdot (t_H - t_{CT}) \cdot A_1 = 10 \cdot 0,025 \cdot (147,92 - 117,1) \cdot 104,3 = 804,5, \quad (10)$$

где A_1 – температурный множитель, $1/(\text{м} \cdot \text{К})$, значение которого находится по t_H ([1], табл. ПЗ):

$$A_1 = 94 + \frac{107 - 94}{10} (147,92 - 140) = 104,3.$$

Если $L < L_{кр} = 3900$ (для горизонтальных труб), то режим течения плёнки конденсата ламинарный и тогда для этого режима коэффициент теплоотдачи пара определяется по формуле Д.А. Лабунцова:

$$\alpha_{\Pi} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_H \cdot (t_H - t_{CT})}} = \frac{9679}{\sqrt[4]{10 \cdot 0,025 \cdot (147,92 - 117,1)}} = 5808 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (11)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где A_2 – коэффициент, определяемый по t_H ([1], табл. П3):

$$A_2 = 9600 + \frac{9700-9600}{10} (147,92 - 140) = 9679.$$

Рассмотрим теплоотдачу от стенки воде.

Если режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи при движении воды определяется по формуле:

$$\alpha_B = A_5 \frac{\omega^{0,8}}{d_B^{0,2}} = 3050 \frac{1,5^{0,8}}{0,021^{0,2}} = 9135 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (12)$$

где A_5 – множитель, определяемый по средней температуре воды ([1], табл. П3):

$$A_5 = 3000 + \frac{3100-3000}{10} (85 - 80) = 3050.$$

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

$$Re = \frac{\omega \cdot d_B}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,021}{0,346 \cdot 10^{-6}} = 91174,$$

Далее уточняем значение температуры стенки трубок подогревателя:

$$t'_{CT} = \frac{t_H \cdot \alpha_{\Pi} + t \cdot \alpha_B}{\alpha_{\Pi} + \alpha_B} = \frac{147,92 \cdot 5808 + 86,2 \cdot 9135}{5808 + 9135} = 110,2^\circ\text{C} \quad (14)$$

Расчётный коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{5808} + \frac{(0,025-0,021)}{2 \cdot 45} + \frac{1}{9135}} = 2985 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (15)$$

где λ_{CT} – коэффициент теплопроводности для латунных трубок, Вт/м·К.

Расчётная поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{2,7 \cdot 10^6}{2985 \cdot 1 \cdot 61,7} = 14,7 \text{ м}^2. \quad (16)$$

По расчётной поверхности нагрева и диаметру трубок по каталогу завода «Триумф» выбираем пароводяной подогреватель горизонтального типа ПП 2-16-2-2, выписываем его технические характеристики: площадь поверхности нагрева $F = 16 \text{ м}^2$; количество трубок $n = 176$; длина трубок $l = 3 \text{ м}$.

Далее уточняется скорость течения воды в трубках выбранного подогревателя:

$$\omega = \frac{4 \cdot V \cdot z}{n \cdot \pi \cdot d_B^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 0,021}{176 \cdot 3,14 \cdot (0,021)^2} = 0,7 \text{ м/с}. \quad (17)$$

И значение критерия Re :

$$Re = \frac{\omega \cdot d_B}{\nu} = \frac{0,7 \cdot 0,021}{0,346 \cdot 10^{-6}} = 42734, \quad (18)$$

Уточняем коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\alpha_B = A_5 \frac{\omega^{0,8}}{d_B^{0,2}} = 3050 \frac{0,7^{0,8}}{0,021^{0,2}} = 4983 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (19)$$

И коэффициент теплоотдачи пара:

$$\alpha_{\Pi} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_H \cdot (t_H - t'_{CT})}} = \frac{9679}{\sqrt[4]{10 \cdot 0,025 \cdot (142,79 - 110,2)}} = 5523 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (20)$$

Здесь в качестве t_{CT} подставляем значение температуры стенки t'_{CT} .

Уточняем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{5523} + \frac{(0,025 - 0,021)}{2,45} + \frac{1}{4983}} = 2346 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Длина хода волны:

$$L = l \cdot z = 2 \cdot 3 = 6 \text{ м}. \quad (21)$$

Потеря давления в подогревателе, при движении воды по трубкам определяется с учётом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения трубок и потерь от местных сопротивлений, которые определяются по таблице ([1], табл. П3):

$$\begin{aligned} \lambda_T &= 0,0205 + \frac{0,0205 - 0,0215}{10} (42,734 - 40) = 0,02, \\ \sum \xi &= 1,5 \cdot 2 + 0,5 = 3,5, \\ \Delta P &= \left(\frac{\lambda_T \cdot L \cdot \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0,02 \cdot 6 \cdot 1}{0,021} + 3,5 \right) \cdot \frac{0,7^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,81} = 233 \text{ Па}, \end{aligned} \quad (22)$$

где χ – для новых (чистых) стальных трубок принимается 1,0; λ_T – коэффициент гидравлического трения, принимается по уточнённому значению критерия Re по таблице ([1], табл. П4).

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		