

2 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ СЕКЦИОННОГО ВОДО-ВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

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

Задание. Произвести расчёт секционного водо-водяного подогревателя производительностью $Q = 2,7 \cdot 10^6$, Вт. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель $t'_2 = 70^\circ\text{C}$, при выходе $t''_2 = 100^\circ\text{C}$. Температура греющей (сетевой) воды при входе в подогреватель $t'_1 = 140^\circ\text{C}$, при выходе $t''_1 = 85^\circ\text{C}$. Поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром $d_b/d_n = 21/25$ мм. Влияние загрязнения поверхности нагрева и снижения коэффициента теплопередачи учесть коэффициентом $\beta=0,70$. Скорость воды в трубках принять равной $\omega = 1,5$, м/с.

Расчёт

Находим среднюю температуру:

$$t_{1\text{ ср}} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{140 + 85}{2} = 112,5^\circ\text{C}.$$

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

$$\nu = 0,272 + \frac{0,252 - 0,272}{(383 - 393)} (385,5 - 383) = 0,267 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}.$$

Плотность воды: $\rho_b = 1000$ кг/м³.

Определяем массовый и объёмный расход сетевой воды в трубках и воды, нагреваемой в межтрубном пространстве:

$$G_T = \frac{Q}{c_p(t'_1 - t''_1)} = \frac{2,7 \cdot 10^6}{4,229 \cdot 10^3 (140 - 85)} = 11,6, \text{ кг/с}; \quad (23)$$

$$G_{MT} = 21,4, \text{ кг/с};$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho_b} = \frac{11,6}{1000} = 0,012 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (24)$$

$$V_{MT} = 0,021 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площадь проходного сечения трубок:

$$f_T = \frac{V_T}{\omega_T} = \frac{0,012}{1,5} = 0,00774. \quad (25)$$

По площади f_T по каталогу выбираем секционный водо-водяной подогреватель (МВН 2050-31), выписываем его технические характеристики:

- количество и длина трубок: 69×2046;
- поверхность нагрева: 6,30 м²;

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

- площадь проходных сечений по трубам: 0,00935 м²;
- площадь проходных сечений между трубами: 0,0198 м²;
- эквивалентный диаметр сечения между трубами: 0,0193 м.

Далее уточняем скорость движения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$\omega_T = \frac{V_T}{f_T} = \frac{0,012}{0,00935} = 1,24 \text{ м/с.} \quad (26)$$

$$\omega_{MT} = \frac{V_{MT}}{f_{MT}} = \frac{0,021}{0,0198} = 1,16 \text{ м/с.} \quad (27)$$

Определяем эквивалентный диаметр для межтрубного пространства:

$$d_\Omega = \frac{4 \cdot f_{MT}}{P} = \frac{4 \cdot 0,0198}{6,8} = 0,012 \text{ м.} \quad (28)$$

где P – периметр межтрубного пространства:

$$P = \pi \cdot (d_H \cdot n + D_B) = 3,14 \cdot (0,025 \cdot 69 + 0,41) = 6,8 \text{ м.} \quad (29)$$

Средняя температура воды в трубках и в межтрубном пространстве:

$$t_1 = 0,5 \cdot (t_1'' + t_1') = 0,5 \cdot (140 + 85) = 112,5^\circ\text{C}; \quad (30)$$

$$t_2 = 0,5 \cdot (t_2'' + t_2') = 0,5 \cdot (70 + 100) = 85^\circ\text{C.} \quad (31)$$

Выбираем температурный множитель A_{5T} по температуре t_1 ([1], табл. ПЗ), а по температуре t_2 – температурный множитель A_{5MT} :

$$A_5 = 3400 + \frac{3500-3400}{10} (112,5 - 110) = 3425, \\ A_{5MT} = 3050.$$

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

$$Re_T = \frac{\omega_T \cdot d_B}{\nu_T} = \frac{1,24 \cdot 0,013}{0,267 \cdot 10^{-6}} = 62180. \quad (32)$$

$$\text{где } d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot f_T}{\pi \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00935}{3,14 \cdot 69}} = 0,013;$$

$$Re_{MT} = \frac{\omega_{MT} \cdot d_\Omega}{\nu_{MT}} = \frac{1,16 \cdot 0,012}{0,346 \cdot 10^{-6}} = 40090.$$

Если режим течения воды трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках и межтрубном пространстве равен:

$$\alpha_T = A_{5T} \frac{\omega_T^{0,8}}{d_B^{0,2}} = 3425 \frac{1,24^{0,8}}{0,0131^{0,2}} = 9676 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad (33)$$

$$\alpha_{MT} = A_{5MT} \frac{\omega_{MT}^{0,8}}{d_\Omega^{0,2}} = 3050 \frac{1,16^{0,8}}{0,0126^{0,2}} = 8385 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи как для плоской стенки:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_{MT}}} = \frac{0,7}{\frac{1}{9676} + \frac{(0,025-0,021)}{2,45} + \frac{1}{8385}} = 2621 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (34)$$

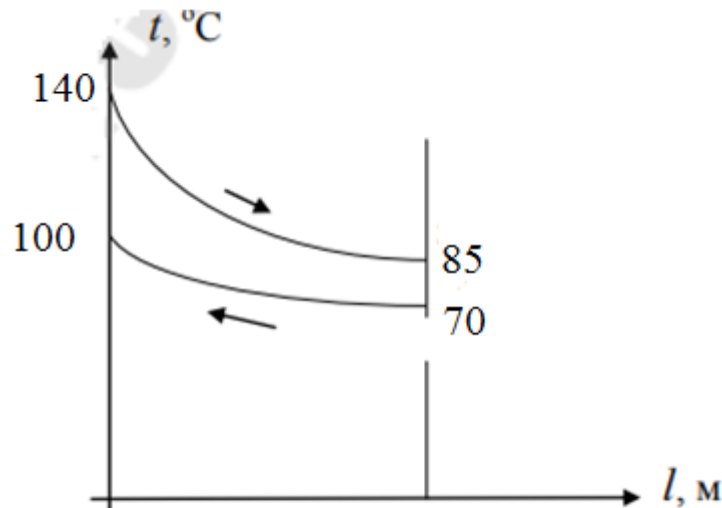


Рис. 2 – Температурный график водо-водяного теплообменника.

Определяем средний температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{40 - 15}{\ln \frac{40}{15}} = 25,5^\circ\text{C}. \quad (35)$$

где $\Delta t_{max} = t'_1 - t''_2 = 140 - 100 = 40^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = t'_2 - t''_1 = 85 - 70 = 15^\circ\text{C}$.

Определяем расчётную поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{2,7 \cdot 10^6}{2621 \cdot 25,5} = 40,4 \text{ м}^2. \quad (36)$$

Далее, зная площадь поверхности нагрева одной секции выбранного подогревателя (и длину трубок), рассчитываем количество секций и уточнённую поверхность нагрева, которая должна быть не меньше, чем расчётная поверхность нагрева подогревателя.

$$z = \frac{F}{F'} = \frac{40,4}{6,30} = 7 \text{ секций}.$$

Затем определяем длину хода воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$L_T = l_T \cdot z = 2046 \cdot 7 = 14322 \text{ мм}, \quad (37)$$

$$L_{MT} = (l_T - 0,5) \cdot z = (2046 - 500) \cdot 7 = 10820 \text{ мм}. \quad (38)$$

Определяем гидравлические потери в подогревателе в трубном и межтрубном пространстве с учётом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения трубок и потерь от местных сопротивлений, которые определяются по таблице ([1], табл. ПЗ):

$$\lambda_T = 0,0196, \\ \sum \xi_T = 1,5 + 2,5(z - 1) + 1,5 = 3 + 2,5(7 - 1) = 18,$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta P = \left(\frac{\lambda_T \cdot L \cdot \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0,0207 \cdot 14,322 \cdot 1}{0,013} + 18 \right) \cdot \frac{1,24^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,81} = 5798 \text{ Па.} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{MT} &= 0,0215, \\ \sum \xi_{MT} &= 13,5 \cdot 7 = 94,5. \end{aligned} \quad (40)$$

$$\Delta P = \left(\frac{\lambda_T \cdot L \cdot \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0,0215 \cdot 10,82 \cdot 1}{0,012} + 94,5 \right) \cdot \frac{1,16^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,81} = 7879 \text{ Па,}$$

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).

Определяем диаметры патрубков:

$$d_K = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_T}{\omega_T}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,012}{1,5}} = 0,099 \text{ мм.} \quad (41)$$

И колен:

$$d_{\Pi} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_{MT}}{\omega_{MT}}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,021}{1,16}} = 0,159 \text{ мм.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		