

## Расчет теплообменного аппарата «труба в трубе»

Задание: Определить поверхность нагрева и число секций теплообменника типа «труба в трубе».

Нагреваемая жидкость (вода) движется по внутренней стальной трубе ( $\lambda_c = 50 \text{ Вт/м} \cdot \text{°C}$ )

диаметром  $d_2 / d_1 = 40 \text{ мм} / 32 \text{ мм}$  и имеет температуры: на входе  $t'_{ж} = 17 \text{ °C}$ , на

выходе  $t''_{ж} = 90 \text{ °C}$

Расход нагреваемой жидкости  $M_2 = 2800 \text{ кг/ч}$

Тепло к нагреваемой жидкости передается от конденсирующегося в кольцевом канале между трубами пара. Температура конденсации  $t_{\text{к}} = 170 \text{ °C}$

Расположение теплообменника – горизонтальное, длина одной секции  $L = 1,6 \text{ м}$

К пояснительной записке приложить эскизный чертеж теплообменника. Размеры наружной трубы выбрать конструктивно.

### Расчет.

Тепловой расчет теплообменных аппаратов основан на совместном решении уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи. Из первого уравнения можно найти количество тепла, расходуемого на тепловой процесс, а также расходы теплоносителей. Второе уравнение позволяет определить поверхность теплообмена, необходимую для проведения теплового процесса.

### Определение количества передаваемого тепла и расхода пара

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = -M_1 \cdot \Delta h_1 = M_2 \cdot \Delta h_2 \quad (1.1)$$

где –  $Q$  - количество передаваемого тепла, Вт

$M_1, M_2$  - расходы, соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/с.

$\Delta h_1, \Delta h_2$  - изменение энтальпии соответствующих теплоносителей, Дж/кг

При отсутствии изменения агрегатного состояния

$$\Delta h_2 = C_{p2} \cdot (t''_{ж} - t'_{ж}) \quad (1.2)$$

где  $C_{p2}$  – средняя удельная теплоемкость жидкого теплоносителя в интервале температур от  $t_{ж}''$  до  $t_{ж}'$ ,  $\text{Джс/кг}\cdot^{\circ}\text{C}$

$t_{ж}'$  и  $t_{ж}''$  – начальная и конечная температуры теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$

С учетом (1.2) уравнение (1.1) примет вид

$$Q = -M_1 \cdot \Delta h_1 = M_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{ж}'' - t_{ж}') \quad (1.3)$$

Тогда расход греющего пара определится как

$$M_1 = \frac{M_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{ж}'' - t_{ж}')}{(h^* - h')} \quad (1.4)$$

$h^*, h'$  – соответственно, энтальпии греющего пара и конденсата,  $\text{Джс/кг}$ .

$$h^* = 2768,1 \cdot 10^3 \text{ Джс/кг}$$

$$h' = 719,3 \cdot 10^3 \text{ Джс/кг}$$

$$M_1 = \frac{2800 \cdot 4182,1 \cdot (90 - 17)}{(2768,1 - 719,3) \cdot 10^3} = 417,2 \text{ кг/час}$$

$$Q = M_1 \cdot \Delta h_1 = \frac{417,2}{3600} \cdot (2768,1 - 719,3) \cdot 10^3 = 273,4 \text{ кВт}$$

### Определение поверхности теплообмена

Необходимая для теплового процесса поверхность теплообмена определяется из уравнения

$$Q = K \cdot \Delta t_{\varphi} \cdot F \quad (1.5)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$

$\Delta t_{\varphi}$  – средний температурный напор,  $^{\circ}\text{C}$

$F$  – поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$

Из (1.5) имеем:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\varphi}} \quad (1.6)$$

Характер зависимости для расчета  $\Delta t_{\varphi}$  определяется направлениями возможного движения теплоносителей, в рассматриваемой задаче:

$$\Delta t_{\varphi} = \frac{\Delta t_g - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_g}{\Delta t_M}} \quad (1.7)$$

где  $\Delta t_g = t_n - t_{ж}'$

$$\Delta t_M = t_n - t_{ж}''$$

$$\Delta t_g = 170 - 17 = 153^{\circ}C$$

$$\Delta t_M = 170 - 90 = 80^{\circ}C$$

$$\Delta t_{\varphi} = \frac{153 - 80}{\ln \frac{153}{80}} = 112,6^{\circ}C$$

При расчете теплообменных аппаратов с тонкостенными трубами ( $d_2/d_1 < 1.5$ ) можно пользоваться формулой для коэффициента теплопередачи через плоскую стенку

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1.10)$$

который и заложен в уравнениях (1.5) и (1.6)

$\delta_c$  - толщина стенки трубы, м

$$\delta_c = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{40 - 32}{2} = 4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$$

$\lambda_c = 50 \text{ Вт/м} \cdot \text{м}^{\circ}C$  - коэффициент теплопроводности материала трубы.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке  $\alpha_1$  может быть определен по

формуле:

$$\alpha_1 = \frac{Re_n}{\Delta t_n \cdot \pi \cdot L \cdot B} \quad (1.11)$$

где  $Re_n$  - приведенный критерий Рейнольдса – вычисляется по критериальной зависимости (4.15) [2];

$$\Delta t_n = t_n - t_{c1}$$

$$\Delta t_n = 170 - 113,7 = 56,3^{\circ}C$$

$t_{c1}$  - температура стенки со стороны пара – в первом приближении

$$t_{c1} = t_n - \frac{\Delta t_{\text{эф}}}{2}$$

$$t_{c1} = 170 - \frac{112,6}{2} = 113,7^{\circ}C$$

$B$  – комплекс, значение которого приведены в табл.4.13 [2].

$$\text{При } t_n = 170^{\circ}C \quad B = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad A = 136 \frac{1}{\text{м} \cdot ^{\circ}C}$$

$$\Delta t_n = 170 - 113,7 = 56,3^{\circ}C$$

$$Z_n = \Delta t_n \cdot \pi \cdot r \cdot A \quad Z_n = 56,3 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 136 = 480,85$$

$$Re_n = 3,5 \cdot Z_n^{0,75} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_c}\right)^{0,25} \quad Re_n = 3,5 \cdot 480,85^{0,75} \cdot \left(\frac{1,05}{1,57}\right)^{0,25} = 407,2$$

$$\alpha_1 = \frac{Re_n}{\Delta t_n \cdot \pi \cdot L \cdot B} = \frac{407,2}{56,7 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 12 \cdot 10^{-3}} = 9536 \frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}C}$$

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  от стенки к движущейся жидкости рассчитывается по формуле:

$$\alpha_2 = Nu_{ж2} \cdot \frac{\lambda_{ж2}}{d_2} \quad (1.12)$$

где  $Nu_{ж2}$  - вычисляется по критериальным зависимостям (4.6 – 4.9) [2] в зависимости от значения  $Re_{ж2}$

$\lambda_{ж2}$  - коэффициент теплопроводности жидкого теплоносителя,  $Вт / м^0С$

$$\lambda_{ж2} = 64,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт / м}^0\text{С}$$

В критериальных зависимостях  $Re_{ж2}$  и  $Pr_{ж2}$  определяется при температуре

$$t_{ж2} = t_n - \Delta t_{ср} \qquad t_{ж2} = 170 - 112,6 = 57,4^0\text{С}$$

а  $Pr_{ж2}$  - при температуре

$$t_{с2} = t_{с1} - \Delta t_c \qquad t_{с2} = 113,7 - \Delta t_c$$

$$\Delta t_c = \frac{q_n \cdot \delta_c}{\lambda_c}$$

где перепад температур в стенке

$$q_n = \alpha_1 \cdot (t_n - t_{с1}) \tag{1.13}$$

$$\Delta t_c = \frac{q_n \cdot \delta_c}{\lambda_c} = \frac{\alpha_1 \cdot (t_n - t_{с1}) \cdot \delta_c}{\lambda_c} = \frac{9536 \cdot (170 - 113,7) \cdot 0,004}{50} = 42,95^0\text{С}$$

Критерий Рейнольдса для воды:

$$Re_{ж2} = \frac{w \cdot d_2}{\nu} \quad \text{где } \nu = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ - кинематическая вязкость воды}$$

$$w = \frac{M_2 \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{2800 \cdot 10^{-3}}{2800 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,032)^2}{4}} = 1,2 \text{ м/с}$$

$$Re_{ж2} = \frac{w \cdot d_2}{\nu} = \frac{1,2 \cdot 0,032}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 69064$$

$$Nu_{ж2} = 0,021 \cdot Re_{ж2}^{0,8} \cdot Pr_{ж2}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{с2}}\right)^{0,25}$$

$$Pr_{ж2} = 3,12 \quad Pr_{с2} = 2,52$$

$$Nu_{ж2} = 0,021 \cdot Re_{ж2}^{0,8} \cdot Pr_{ж2}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{с2}}\right)^{0,25} = 0,021 \cdot 69064^{0,8} \cdot 3,12^{0,43} \cdot \left(\frac{3,12}{2,52}\right)^{0,25} = 268,72$$

$$\alpha_2 = Nu_{ж2} \cdot \frac{\lambda_{ж2}}{d_2} = 268,72 \cdot \frac{64,8 \cdot 10^{-2}}{0,04} = 4353 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

По найденным величинам  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  рассчитывается коэффициент теплопередачи  $K$ .

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9536} + \frac{0,004}{50} + \frac{1}{4353}} = 2412 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

Затем проверяется принятое значение  $t_{с1}$ . Если принятая и рассчитанная по соотношению

$$\alpha_1 \cdot (t_x - t_{с1}) = K \cdot \Delta t_{ср} \quad (1.14)$$

величины отличаются более чем на 5%, задаемся новым значением  $t_{с1}$  и повторяем расчет.

$$9536 \cdot (170 - 113,7) = 2412 \cdot 112,6 \quad 536,8 \frac{кВт}{м^2} = 271,6 \frac{кВт}{м^2}$$

Величины отличаются более чем на 5%, поэтому задаемся новой температурой стенки  $t_{с1}$

$$t_{с1} = t_x - \frac{\Delta t_{ср}}{4} = 170 - \frac{112,6}{4} = 141,8^\circ C$$

Рассчитанные аналогично по выше приведенным формулам величины:

$$\alpha_1 = 13411 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\alpha_2 = 3105 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{13411} + \frac{0,004}{50} + \frac{1}{3105}} = 3531 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\alpha_1 \cdot (t_x - t_{с1}) = K \cdot \Delta t_{ср} \quad 13411 \cdot (170 - 141,8) = 3531 \cdot 112,6 \quad 378,2 \frac{кВт}{м^2} = 397,6 \frac{кВт}{м^2}$$

Ошибка менее 5%.

Рассчитав далее поверхность теплообмена по (1.6), определяем число секций по формуле:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\varphi}} = \frac{273,4 \cdot 10^3}{3531 \cdot 112,6} = 0,688 \text{ м}^2$$

$$n = \frac{F}{F_1}, \text{ где } F_1 - \text{поверхность теплообмена одной секции.}$$

$F_1 = \pi \cdot D \cdot L$  где  $D = 89 \text{ мм} = 0,089 \text{ м}$  - диаметр (наружный) паровой трубы (принимаем конструктивно)

$$F_1 = 3,14 \cdot 0,089 \cdot 1,6 = 0,447 \text{ м}^2$$

$$n = \frac{F}{F_1} = \frac{0,688}{0,447} = 1,539 \approx 2$$

## Расчет количества тепла и пара при испарении жидкости с открытой поверхности.

**Задание:** Определить количество тепла и пара, поступающее в воздух помещения с открытой поверхности ванны с водой. Длина ванны  $L = 0,7 \text{ м}$ , ширина  $b = 0,9 \text{ м}$ . Температура воды в глубине –  $t_w = 34^\circ \text{C}$ . Ванна находится в зоне действия воздушного потока, имеющего скорость  $w = 0,3 \text{ м/с}$ . параметры воздуха: температура –  $t_c = 15^\circ \text{C}$ , барометрическое давление –  $P_B = 99 \cdot 10^3 \text{ Па}$ . Относительная влажность воздуха –  $\varphi = 52\%$

### Определение количества пара, поступающего в воздух

Количество пара (испарившейся жидкости) определяется по формуле:

$$J = \beta \cdot (c_w - c_o) \cdot F \tag{2.1}$$

где  $\beta = Nu_D \cdot \frac{D}{L}$  - коэффициент массоотдачи, м/с:

$D$  – коэффициент диффузии,  $\text{м}^2/\text{с}$ :

$L$  – определяющий размер, м:

$Nu_D$  - вычисляется по критериальному уравнению (4.16) [2] в зависимости от значений

$Ar$  и

$Pr$ ;

$$Nu_D = 0,66 \cdot (Ar \cdot Pr_D)^{0,26}$$

$$Nu_D = 0,66 \cdot (3 \cdot 10^6)^{0,26} = 31,9$$

$F$  – площадь поверхности испарения,  $m^2$ .

Концентрация водяного пара в воздухе определяется по уравнению состояния

$$c = \frac{p \cdot \mu}{R_{ж} \cdot T} \quad (2.2)$$

$p$  – парциальное давление пара при температуре паровоздушной смеси, Па – определяется по таб.11 [2];

$R_{ж}$  - универсальная газовая постоянная, Дж/моль · К ;

$\mu$  - молекулярная масса пара, кг/кмоль.

$T$

$t_n$  – абсолютная температура поверхности жидкости.  $T_n = 273 + (t_{ж} - 2) = 305^0 K$

$c_n, c_o$  - концентрации водяного пара, соответственно над поверхностью жидкости и в окружающей среде,  $кг/м^3$ ;

$$c_n = \frac{p \cdot \mu}{R_{ж} \cdot T_n} = \frac{5320 \cdot 29}{8314 \cdot (273 + 32)} = 0,061 \frac{кг}{м^3}$$

$$c_o = \frac{p \cdot \mu}{R_{ж} \cdot T_c} = \frac{1705 \cdot 29}{8314 \cdot (273 + 13)} = 0,021 \frac{кг}{м^3}$$

В качестве определяющей берется



$t_{cp} = \frac{t_n + t_c}{2}$ , где  $t_n$  - температура поверхности жидкости,  $t_c$  - принимается на  $2^\circ\text{C}$  ниже  $t_n$ .

$$t_{cp} = \frac{34 - 2 + 15}{2} = 23,5^\circ\text{C}$$

Значение коэффициента диффузии  $D_{табл}$  приводится в табл.2 [2]. Для расчета  $D$  на нужную температуру  $T$  можно воспользоваться формулой

$$D = D_{табл} \cdot \left(\frac{T}{T_{табл}}\right)^{1,89} \quad (2.3)$$

$$D = 26 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{273 + 23,5}{273 + 15}\right)^{1,89} = 27,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\beta = Nu_D \cdot \frac{D}{L} = 31,9 \cdot \frac{27,5 \cdot 10^{-6}}{0,7} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$$

$$J = \beta \cdot (c_n - c_o) \cdot F = 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot (0,061 - 0,021) \cdot 0,7 \cdot 0,9 = 0,032 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

### Определение количества тепла, переносимого в воздух

Общее количество тепла, отдаваемое поверхностью жидкости при испарении, составляет:

$$Q = Q_c + Q_k + Q_n \quad (2.5)$$

где  $Q_c$  - количество тепла, переносимого в воздух вместе с паром,  $\text{Вт}$ ;

$Q_k$  - количество тепла, переносимого в воздух помещения конвективным путем,  $\text{Вт}$ ;

$Q_n$  - количество тепла, отдаваемого поверхностью воды излучением,  $\text{Вт}$ .

Составляющие уравнения (2.5) определяются по формулам:

$$Q_c = J \cdot r \quad \text{или} \quad Q_c = J \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.6)$$

$$Q_k = \alpha \cdot (t_n - t_c) \cdot F \quad (2.7)$$

$$Q_n = \varepsilon_n \cdot C_o \cdot \left[ \left(\frac{T_n}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4 \right] \cdot F \quad (2.8)$$

В формулах (2.6 – 2.8):

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{L} - \text{коэффициент конвективной теплоотдачи, } \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$Nu$  – вычисляется по уравнению (4.16) [2] в зависимости от значений  $Ar$  и  $Pr$ ;

$$Nu = 5 \cdot (Ar \cdot Pr_D)^{0,104}$$

$\varepsilon_x$  – приведенная степень черноты системы – в условиях помещения можно принять  $\varepsilon_x = 0,85$  .  
0,9;

$C_0 = 5,67$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$

$$h_1 = 94,4 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

$$h_2 = 2541,8 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

$\lambda = 61,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}^0\text{С}$  – коэффициент теплопроводности жидкости

$$Q_c = J \cdot (h_2 - h_1) = 0,032 \cdot 10^{-3} \cdot (2541,8 - 94,4) \cdot 10^3 = 78,3 \text{ Вт}$$

$$Nu = 5 \cdot (Ar \cdot Pr_D)^{0,104} = 5 \cdot (3 \cdot 10^6)^{0,104} = 23,6$$

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{L} = 23,6 \cdot \frac{61,8 \cdot 10^{-2}}{0,7} = 20,83 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$Q_k = \alpha \cdot (t_x - t_c) \cdot F = 20,83 \cdot (34 - 2 - 15) \cdot 0,7 \cdot 0,9 = 233,1 \text{ Вт}$$

$$Q_x = 0,9 \cdot 5,67 \cdot \left[ \left( \frac{T_x}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right] \cdot 0,7 \cdot 0,9 = 57 \text{ Вт}$$

$$Q = Q_c + Q_k + Q_x = 78,3 + 233,1 + 57 = 368,4 \text{ Вт}$$