

Глава 9. Индивидуальные задания по курсу

9.1. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

Задание. Определить поверхность нагрева и число секций теплообменника типа «труба в трубе». Нагреваемая жидкость (вода) движется по внутренней стальной трубе ($\lambda_{ст} = 50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$) диаметром d_2 / d_1 и имеет температуры на входе $t'_{ж_2}$, на выходе – $t''_{ж_2}$. Расход нагреваемой жидкости – M_2 . Тепло к нагреваемой жидкости передается от конденсирующегося в кольцевом канале между трубами водяного пара. Температура конденсации t_n . Расположение теплообменника – горизонтальное, длина одной секции – l .

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

Таблица 9.1.1.

№ варианта	d_2 / d_1 , мм	l , м	M_2 , кг/ч	$t'_{ж_2}$, °C	$t''_{ж_2}$, °C	t_n , °C
1	2	3	4	5	6	7
1	25/20	1,2	2600	15	85	150
2	32/25	1,5	2700	16	88	160
3	40/32	1,6	2800	17	90	170
4	50/40	1,8	2900	18	92	180
5	60/51	2,0	3000	10	95	190
6	25/20	1,5	3000	10	80	160
7	32/25	1,6	3100	12	82	165
8	40/32	1,7	3200	14	85	175
9	50/40	1,8	3300	16	88	185
10	60/50	1,9	3400	18	90	195
11	60/50	1,2	2850	20	95	200
12	50/40	1,3	2750	18	90	190
13	40/32	1,4	2650	15	80	180
14	32/25	1,5	2550	12	85	160
15	25/20	1,6	2450	10	90	150
16	25/20	1,5	2850	12	85	140
17	25/20	1,7	2950	15	90	160
18	25/20	2,0	3050	18	95	180
19	32/25	1,6	3100	15	88	150

Продолжение таблицы 9.1.1

1	2	3	4	5	6	7
20	32/25	1,8	3150	18	92	170
21	32/25	2,0	3200	20	96	190
22	40/32	1,5	3020	12	90	160
23	40/32	1,8	3120	15	93	190
24	40/32	2,0	3220	18	96	220
25	50/40	1,7	3200	15	80	170
26	50/40	2,0	3260	16	85	190
27	50/40	2,2	3300	18	90	210
28	60/50	1,5	3350	12	84	180
29	60/50	2,0	3400	14	88	200
30	60/50	2,5	3450	16	91	220

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

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = -M_1\Delta h_1 = M_2\Delta h_2, \quad (9.1.1)$$

где Q – количество передаваемой теплоты, Вт; M_1 и M_2 – расходы соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/с; Δh_1 и Δh_2 – изменение энтальпии соответствующих теплоносителей, Дж/кг.

При отсутствии изменения агрегатного состояния

$$\Delta h_2 = c_{p2} (t''_{ж2} - t'_{ж2}), \quad (9.1.2)$$

где c_{p2} – средняя удельная теплоемкость жидкого теплоносителя в интервале температур от $t'_{ж2}$ до $t''_{ж2}$, Дж/(кг·°С); $t'_{ж2}$ и $t''_{ж2}$ – начальная и конечная температуры теплоносителя, °С.

С учетом (9.1.2) уравнение (9.1.1) примет вид:

$$Q = -M_1\Delta h_1 = M_2c_{p2} (t''_{ж2} - t'_{ж2}). \quad (9.1.3)$$

Тогда расход греющего пара определится как

$$M_1 = \frac{M_2 c_{p2} (t''_{ж2} - t'_{ж2})}{h'' - h'} , \quad (9.1.4)$$

где h'' и h' – соответственно энтальпии греющего пара и конденсата, Дж/кг.

Необходимая для теплового процесса поверхность теплообмена определяется из уравнения

$$Q = k \Delta t_{cp} F , \quad (9.1.5)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); Δt_{cp} – средний температурный напор, °С; F – поверхность теплообмена, м.

Из (9.1.5) имеем:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} . \quad (9.1.6)$$

Характер зависимости для расчета Δt_{cp} определяется направлениями возможного движения теплоносителей [1]; в рассматриваемой задаче

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}} , \quad (9.1.7)$$

где $\Delta t_{\delta} = t_n - t'_{ж2}$; $\Delta t_m = t_n - t''_{ж2}$.

В случае теплопередачи через цилиндрическую стенку количество теплоты определяется формулой

$$Q = k_u \pi L \Delta t_{cp} . \quad (9.1.8)$$

В формуле (9.1.8)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} , \quad (9.1.9)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи соответственно на внутренней и внешней стороне стенки, Вт/(м²·°С).

При расчете теплообменных аппаратов с тонкостенными трубами ($d_2/d_1 < 1,5$) можно пользоваться формулой для коэффициента теплопередачи через плоскую стенку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} , \quad (9.1.10)$$

где δ_{cm} – толщина стенки, м; λ_{cm} – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°С). Коэффициент k (9.1.10) и заложен в уравнениях (9.1.5) и (9.1.6).

Коэффициент теплоотдачи α_1 от конденсирующегося пара к стенке может быть определен по формуле

$$\alpha_1 = \frac{2Re_n}{\Delta t_n \pi d_2 B}, \quad (9.1.11)$$

где Re_n – приведенный критерий Рейнольдса вычисляется по критериальной зависимости

$$Re_n = 3,5 \cdot z_n^{0,75} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25}, \quad (9.1.12)$$

где $z_n = \Delta t_n \cdot \pi \cdot A \cdot d_2 / 2$; $\Delta t_n = t_n - t_{см_1}^{(1)}$ – температурный напор.

Температура стенки со стороны пара в первом приближении

$$t_{см_1}^{(1)} = t_n - \Delta t_{ср} / 2. \quad (9.1.13)$$

Значения комплексов A и B в зависимости от t_n приведены в таблице (стр. 26, [2]). Значения критериев Прандтля $Pr_{жс}$ и $Pr_{см}$ берутся по табл.12 [2] соответственно при температурах t_n и $t_{см_1}^{(1)}$.

Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к движущейся жидкости рассчитывается по формуле

$$\alpha_2 = Nu_{жс_2} \frac{\lambda_{жс_2}}{d_1}, \quad (9.1.14)$$

где $Nu_{жс_2}$ – вычисляется по критериальным уравнениям в зависимости от значения $Re_{жс_2}$; $\lambda_{жс_2}$ – коэффициент теплопроводности жидкого теплоносителя, Вт/(м·°C) (табл. 12, [2]).

Теплоотдача при вынужденном вязкостном ламинарном движении в трубах $Re_{жс_2} < 2300$; $Gr_{ср} \cdot Pr_{ср} < 8 \cdot 10^5$:

$$Nu_{жс_2} = 0,15 Re_{жс_2}^{0,33} Pr_{жс_2}^{0,43} (Pr_{жс_2} / Pr_{см_2})^{0,25}. \quad (9.1.15)$$

Теплоотдача при вынужденном вязкостно-гравитационном ламинарном движении в трубах $Re_{жс_2} < 2300$; $Gr_{ср} \cdot Pr_{ср} > 8 \cdot 10^5$:

$$Nu_{жс_2} = 0,15 Re_{жс_2}^{0,33} Pr_{жс_2}^{0,43} (Gr_{жс_2} \cdot Pr_{жс_2})^{0,1} (Pr_{жс_2} / Pr_{см_2})^{0,25}. \quad (9.1.16)$$

Теплоотдача при турбулентном движении в трубах $Re_{жс_2} > 10^4$:

$$Nu_{жс_2} = 0,021 Re_{жс_2}^{0,8} Pr_{жс_2}^{0,43} (Pr_{жс_2} / Pr_{см_2})^{0,25}. \quad (9.1.17)$$

Скорость движения жидкости в трубе определяется по формуле

$$u = \frac{4M_2}{\rho \pi d_1^2}, \quad (9.1.18)$$

где M_2 – массовый расход жидкости, кг/с; ρ – плотность жидкости, кг/м³ (табл. 12, [2]); d_1 – внутренний диаметр трубы, м.

В критериальных зависимостях (9.1.15)-(9.1.17) числа $Re_{ж_2} = u \cdot d_1 / \nu_{ж_2}$ и $Pr_{ж_2}$ определяются при температуре

$$t_{ж_2} = t_n - \Delta t_{cp},$$

а число Pr_{cm_2} – при температуре

$$t_{cm_2} = t_{cm_1}^{(1)} - \Delta t_{cm},$$

где перепад температур в стенке

$$\Delta t_{cm} = \frac{q_n \delta_{cm}}{\lambda_{cm}}.$$

Плотность теплового потока рассчитывается по формуле

$$q_n = \alpha_1 \cdot (t_n - t_{cm_1}^{(1)}). \quad (9.1.19)$$

По найденным величинам α_1 и α_2 рассчитывается коэффициент теплопередачи k по формуле (9.1.10). Затем проверяется принятое значение t_{cm_1} .

Если принятая по (9.1.13) величина $t_{cm_1}^{(1)}$ и рассчитанная по соотношению

$$\alpha_1 \cdot (t_n - t_{cm_1}) = k \Delta t_{cp}. \quad (9.1.20)$$

величина t_{cm_1} отличаются более чем на $\pm 5\%$, задается новое значение $t_{cm_1}^{(2)}$ и повторяется расчет.

Рассчитав далее поверхность теплообмена по (9.1.6), определяется число секций

$$n = \frac{F}{F_1},$$

где F_1 – поверхность теплообмена одной секции, м².

Если коэффициент теплопередачи определяется по (9.1.9), то находится

$$L = \frac{Q}{k_u \pi \Delta t_{cp}}$$

и число секций определяется по соотношению L и l .

После завершения расчета приводится схема теплообменного аппарата.

9.2. РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛОТЫ И ПАРА ПРИ ИСПАРЕНИИ ЖИДКОСТИ С ОТКРЫТОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Задание. Определить количество теплоты и пара, поступающее в воздух помещения с открытой поверхности ванны с водой. Длина ванны – l , ширина – b . Температура воды в глубине $t_{ж}$. Ванна находится в зоне действия воздушного потока, имеющего скорость u . Параметры воздуха: температура – t_c , барометрическое давление – p_B .

Таблица 9.2.1

№ варианта	$t_{ж}$, °С	t_c , °С	ϕ , %	$p_B \cdot 10^{-3}$, Па	u , м/с	l , м	b , м
1	2	3	4	5	6	7	8
1	30	13	50	98,6	0,1	0,5	0,7
2	32	14	51	98,8	0,2	0,6	0,8
3	43	15	52	99,0	0,3	0,7	0,9
4	36	16	53	99,2	0,4	0,8	1,0
5	38	17	54	99,4	0,5	0,9	1,1
6	40	18	55	99,67	0,6	1,0	1,2
7	42	19	56	99,8	0,7	1,1	1,3
8	44	20	57	100,0	0,8	1,2	1,4
9	46	21	58	100,2	0,9	1,3	1,5
10	48	22	59	100,4	1,0	1,4	1,6
11	50	21	60	100,6	1,1	1,5	1,7
12	52	20	59	100,8	1,2	1,6	1,8
13	54	19	58	101,0	1,3	1,7	1,9
14	56	18	57	101,2	1,4	1,8	2,0
15	58	17	56	101,4	1,5	1,9	2,1
16	60	16	55	101,6	1,6	2,0	2,2
17	57	15	54	101,8	1,7	2,1	2,3
18	55	14	53	102,0	1,8	2,2	2,4
19	53	13	52	101,8	1,9	2,3	2,5
20	51	20	51	101,6	2,0	2,4	2,6
21	49	27	50	101,4	0,2	1,2	1,2
22	47	22	51	101,2	0,4	1,3	1,4
23	45	20	52	101,0	0,6	1,4	1,6

1	2	3	4	5	6	7	8
24	43	19	53	100,8	0,8	1,5	1,7
25	41	18	54	100,6	1,0	1,6	1,8
26	39	17	55	100,4	1,2	1,8	2,0
27	37	16	56	100,2	1,4	2,0	2,0
28	35	15	56	100,0	1,6	1,6	1,8
29	33	14	59	99,8	1,8	1,4	1,6
30	31	13	60	99,6	2,0	1,2	1,4

Количество пара (испарившейся жидкости) определяется по формуле

$$J = \beta(C_n - C_0)F, \quad (9.2.1)$$

где $\beta = Nu_d \cdot D/l$ – коэффициент массоотдачи, м/с; D – коэффициент диффузии, м²/с; l – определяющий размер, м; Nu_d – диффузионный критерий Нуссельта; C_n и C_0 – концентрация водяного пара соответственно над поверхностью жидкости и в окружающей среде, кг/м³; F – площадь поверхности испарения, м².

Значение Nu_d при испарении жидкости в парогазовую среду в условиях вынужденной конвекции определяется по следующей зависимости

$$Nu_D = B Re^n Pr_d^{0,33} Gu^{0,135} \theta^2. \quad (9.2.2)$$

В этом уравнении $Gu = (T_c - T_m)/T_c$; $\theta = T_c/T_n$; T_c , T_m – абсолютные температуры среды по сухому и мокрому термометру определяются по i - d диаграмме влажного воздуха рис. 7 [2]; T_n – абсолютная температура поверхности жидкости, принимается на 2°С ниже температуры $T_{жс}$. Значения B и n в зависимости от числа Re приведены в таблице (стр. 27, [2]).

Значение критерия Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{u \cdot l}{\nu}, \quad (9.2.3)$$

где ν – кинематическая вязкость парогазовой смеси, м²/с берется из табл. 9 [2] при температуре $t_{cp} = (t_n + t_c)/2$; $l = 4F/P$ (F – площадь сечения трубы, м²; P – периметр сечения трубы, м).

Диффузионное число Прандтля рассчитывается из следующего соотношения

$$Pr_d = \frac{\nu}{D}. \quad (9.2.4)$$

Коэффициент диффузии D находится по следующей формуле

$$D = D_{табл} \left(\frac{T_{ср}}{T_{табл}} \right)^{1,89} \frac{p_{табл}}{p_B}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (9.2.5)$$

где $D_{табл} = 21,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $T_{табл} = 293 \text{ К}$ и $p_{табл} = 101325 \text{ Па}$.

Концентрация водяного пара в воздухе определяется по уравнению состояния

$$C = \frac{p\mu}{R_\mu T}, \quad (9.2.6)$$

где p – парциальное давление пара при температуре паровоздушной смеси, Па, определяется по табл. 11 [2]; R_μ – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К); μ – молекулярная масса пара, кг/кмоль. В качестве определяющей берется температура $t_{ср}$.

Общее количество теплоты, отдаваемой жидкостью при испарении составляет

$$Q = Q_c + Q_k + Q_l, \quad (9.2.7)$$

где Q_c – количество теплоты, переносимой в воздух вместе с паром, Вт; Q_k – количество теплоты, переносимой в воздух помещения конвективным путем, Вт; Q_l – количество теплоты, отдаваемой поверхностью воды излучением, Вт.

Составляющие уравнения (9.2.7) определяются по формулам:

$$Q_c = Jr, \quad (9.2.8)$$

$$Q_k = \alpha(t_n - t_c)F, \quad (9.2.9)$$

$$Q_l = \varepsilon_n c_0 \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] F. \quad (9.2.10)$$

В формулах (9.2.8)-(9.2.10):

$\alpha = Nu \cdot \lambda / l$ – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·К); ε_n – приведенная степень черноты системы – в условиях помещения можно принять $\varepsilon_n = 0,85 \div 0,9$; $c_0 = 5,67$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴).

Критерий Нуссельта, характеризующий теплоотдачу при испарении жидкости в парогазовую среду в условиях вынужденной конвекции

$$Nu = A Re^n Pr^{0,33} Gu^{0,175} \theta^2. \quad (9.2.11)$$

Значения A и n приведены в таблице (стр. 27, [2]).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. М.: Азвook, 2009. 469с.
2. Справочные таблицы по тепломассообмену. Казань: КГАСУ, 2010. 43с.