

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра химической технологии древесины

В.П.Орлов

**ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ
КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

Методические указания по выполнению курсовых и дипломных проектов
по курсу «Процессы и аппараты химической технологии» для студентов
всех специальностей инженерно-экологического факультета

ЕКАТЕРИНБУРГ
2008

Печатается по рекомендации методической комиссии инженерно-экологического факультета.

Протокол №3 от 13 декабря 2007 г.

ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на наличие большого количества литературы по расчету поверхностных теплообменников, в частности кожухотрубчатых теплообменников, отсутствует единый принцип их расчета. Данные методические указания ставят своей целью облегчить работу студентов при выполнении курсового и дипломного проектов благодаря единому подходу к расчету кожухотрубчатых теплообменников, а также благодаря включению в него примеров расчета и справочной литературы для выбора стандартных аппаратов.

1. Принцип и схема расчета

Рассчитать теплообменник означает найти его поверхность и выбрать стандартный теплообменник, обеспечивающий заданные тепловые характеристики. Сложность задачи заключается в том, что соответствие расчетной поверхности теплообмена поверхности стандартного теплообменника является необходимым, но не достаточным условием правильного выбора теплообменника. Вторым условием правильного выбора является создание таких гидравлических условий, при которых обеспечивается заданное значение коэффициента теплопередачи. В свою очередь, коэффициент теплопередачи определяется частными коэффициентами теплопередачи, а они в значительной степени определяются скоростями теплоносителей. Поэтому при выборе теплообменника необходимо также обеспечение определенных величин площади сечения для прохода теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах. В частности, при выборе кожухотрубчатого теплообменника нужно обеспечивать необходимые поверхность теплообмена и число труб в одном

Рецензент канд. техн. наук А.К.Жвирблице

Редактор Е.Л.Михайлова

Подписано в печать 18.04.00	Формат 60x84 1/16	Переиздание
Плоская печать	Печ.л. 2,79	Тираж 125 экз.
Заказ 318	Поз. 55	Цена 9,2 р.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

пучке. Сущность этой рекомендации сводится к простой формулировке: некорректно выбирать стандартный теплообменник только по поверхности теплообмена! Такой подход возможен только в случае грубого инженерного расчета, когда поверхность теплообмена можно рассчитать, задавшись ориентировочным значением коэффициента теплопередачи [1, табл. 4.6].

Обычно при расчете кожухотрубчатых теплообменников рекомендуется задаваться ориентировочным значением критерия Рейнольдса – $Re_{op} = 10000 - 15000$ (для трубного пространства), а в случае теплообменника типа "труба в трубе" скорость во внутренней трубе не должна превышать 2 м/с. Эти требования связаны с поддержанием невысокого гидравлического сопротивления и обеспечением высоким коэффициентов теплопередачи. Кроме того, при развитом турбулентном течении сред критериальные уравнения более надежны. Температуры теплоносителей (если они не указаны в задании, прил. табл. 1,2) назначают исходя из практических соображений:

- давление водяного пара – от 1,2 до 5,0 ат;
- начальная температура охлаждающей воды $t_{2н} = 18 - 20^\circ\text{C}$;
- конечная температура охлаждающей воды $t_{2к} = 50 - 60^\circ\text{C}$ (чтобы снизить опасность накипобразования) в зависимости от жесткости воды.

Схема расчета поверхностного теплообменника, приводимая ниже, должна включать в себя следующие этапы.

1.1. Находят среднюю разность температур (для прямотока или противотока).

Для систем: жидкость-жидкость, газ-газ, газ-жидкость (рис.1,2):

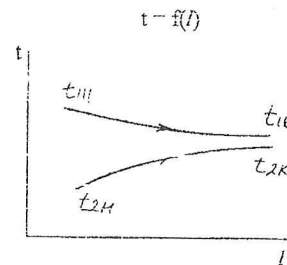


Рис. 1.Прямоток

$$\begin{aligned} \Delta t_n &= t_{1н} - t_{2н}; \\ \Delta t_k &= t_{1к} - t_{2к}. \end{aligned} \quad (1a)$$

$$\text{Если } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2}. \quad (2)$$

$$\text{Если } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \geq 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (3)$$

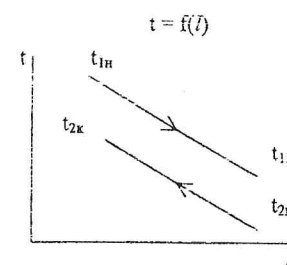


Рис. 2.Противоток

$$\begin{aligned} \Delta t_n &= t_{1н} - t_{2к}; \\ \Delta t_k &= t_{1к} - t_{2н}. \end{aligned} \quad (1б)$$

Для системы пар-жидкость (рис. 3):

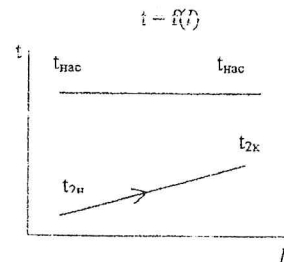


Рис. 3

$$\begin{aligned} \Delta t_n &= t_{нас} - t_{2н}; \\ \Delta t_k &= t_{нас} - t_{2к}; \\ t_{1н} &= t_{1к} = t_{нас}. \end{aligned}$$

Δt_{cp} рассчитывается по формулам (2) и (3):

1.2. Находят средние температуры теплоносителей.

Если $(t_{1н} - t_{1к}) > (t_{2к} - t_{2н})$, то $t_{2ср}$ находят как среднеарифметическое значение: $t_{2ср} = (t_{2н} + t_{2к})/2$. Тогда

$$t_{1ср} = t_{2ср} + \Delta t_{ср}. \quad (4)$$

Если $(t_{1н} - t_{1к}) < (t_{2к} - t_{2н})$, то

$$t_{1ср} = (t_{1н} + t_{1к})/2; \quad t_{2ср} = t_{1ср} - \Delta t_{ср}. \quad (5)$$

В случае парового нагрева (конденсатор):

$$t_{1ср} = t_{нас}; \quad t_{2ср} = t_{1ср} - \Delta t_{ср}. \quad (5a)$$

1.3. Находят тепловую нагрузку, Вт:

$$Q_1 = G_1 C_1 (t_{1н} - t_{1к}), \quad (6)$$

где Q_1 – тепловая нагрузка по горячему теплоносителю, Вт;

G_1 – производительность по горячему теплоносителю, кг/с;

C_1 – теплоемкость горячего теплоносителя при $t_{1ср}$, Дж/(кг·К);

либо

$$Q_2 = G_2 C_2 (t_{2к} - t_{2н}), \quad (7)$$

где Q_2 – тепловая нагрузка по холодному теплоносителю, Вт;

G_2 – производительность по холодному теплоносителю, кг/с;

C_2 – теплоемкость холодного теплоносителя при $t_{2ср}$, Дж/(кг·К).

1.4. Находят неизвестную производительность, кг/с:

$$G_2 = \frac{Q_1}{C_2 (t_{2к} - t_{2н})}; \quad (8) \quad G_1 = \frac{Q_2}{C_1 (t_{1н} - t_{1к})}. \quad (8a)$$

В случае парового нагрева: $G_1 = Q_1/r$, (9)

где G_1 – расход пара, кг/с;

r – удельная теплота парообразования, Дж/кг (находится по давлению пара).

1.5. Задаваясь ориентировочным значением коэффициента теплопередачи $K_{ор}$, рассчитывают ориентировочную поверхность теплообмена $F_{ор}$, м²:

$$F_{ор} = \frac{Q}{K_{ор} \Delta t_{ср}}.$$

Рекомендуемые значения $K_{ор}$ [1, табл. 4.6.]:

жидкость – жидкость	- 300 - 700 Вт/(м ² ·К);
пар – жидкость	- 500 - 1500 Вт/(м ² ·К).

1.6. Выбирают направление теплоносителей (в трубное либо межтрубное пространство). Пар всегда подается в межтрубное пространство, а коррозионно-активную среду предпочтительнее подавать в трубное пространство, особенно если эта среда откладывает осадки.

1.7. Для предварительного расчета задаются турбулентным режимом течения в трубном пространстве ($Re = 10000 - 15000$).

$$\text{Поскольку } Re = \frac{w d_s \rho}{\mu}, \quad \text{то } w = \frac{G}{0,785 \rho d_s^2 n_o}. \quad (10)$$

$$\text{Тогда } n d_s = \frac{G}{0,785 Re \mu}, \quad (11)$$

где w – скорость теплоносителя в трубах, м/с;

d_s – эквивалентный диаметр труб (внутренний диаметр), м;

ρ – плотность текучей среды, кг/м³;

μ – динамическая вязкость среды, Па·с;

G – расход теплоносителя, кг/с;

n – число труб в пучке.

По ГОСТ 15120-79 диаметр труб кожухотрубчатых теплообменников составляет 25x2 и 20x2 мм. Число труб в пучке составляет:

$$n_o = nd_3/d_2. \quad (12)$$

Минимальная величина n_o для кожухотрубчатых теплообменников равна 13. Это означает, что при $n_o < 13$ следует выбирать теплообменник типа "труба в трубе". Однако в качестве практической рекомендации следует принять критическое число $n_o \approx 36$, поскольку трудно выбрать теплообменник с $n_o = 13$.

1.8. Если выбор сделан в пользу теплообменника типа "труба в трубе", то по ГОСТ 9930-78 выбираем диаметры труб из последовательного ряда:

- внутренний диаметр, мм: 25х2; 38х2; 48х2; 57х2; 76х3; 89х3;
- наружный диаметр, мм: 57х2; 76х2; 89х2; 108х2; 108х3; 138х3.

Диаметры труб и число параллельных секций выбираем исходя из условия: скорости движения сред в трубном и межтрубном пространстве должны быть не более 2 м/с.

Приняв диаметр труб, находим скорость среды в трубном пространстве (для односекционного теплообменника), м/с:

$$w_1 = \frac{G_1}{0,785 \rho_1 d_{31}^2}, \quad (13)$$

где G_1 — расход горячего теплоносителя, кг/с;

ρ_1 — плотность горячего теплоносителя, кг/м³;

d_{31} — эквивалентный диаметр (внутренний диаметр внутренней трубы), м.

Если скорость превышает 2 м/с, выбирают другие трубы (большого диаметра); если при этом скорость по-прежнему превышает 2 м/с, увеличивают число секций. Рассчитывают критерий Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{31} \rho_1}{\mu_1}.$$

1.9. Если выбор сделан в пользу кожухотрубчатого теплообменника, его выбирают по ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79 и ГОСТ 15122-79 [прил. табл. 3-5].

Выбор делают по поверхности теплообмена F_{op} и числу труб в один ход n_o . Если число труб в пучке не указано, его находят, разделив общее число труб на число ходов. Желательно выбрать такую поверхность, которая занимает промежуточное положение в ряду теплообменников с различной длиной труб, но с одним и тем же числом труб в пучке. Выписывают площади сечения потоков по трубному и межтрубному пространствам.

Далее рассчитывают откорректированный критерий Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{G_1}{0,785 d_{31} w_{cm}}, \quad (14)$$

где n_{cm} — число труб в пучке для стандартного теплообменника;

d_{31} — внутренний диаметр труб (то же значение, что и d_3 в выражении (12)), мм.

Свидетельством удачного выбора теплообменника следует считать тот факт, что откорректированный критерий Рейнольдса Re_1 соответствует развитому турбулентному режиму ($Re > 10^4$) либо переходному режиму ($2300 < Re < 10^4$).

1.10. Последующий этап расчета независимо от типа рассчитываемого теплообменника имеет единый принцип. Назначается падение температуры горячего теплоносителя Δt_1 (две попытки) и соответственно находится температура стенки t_{cm1} (также два значения). По соответ-

вующим критериальным уравнениям находится коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя α_1 , то есть расчет ведется в направлении от горячего — к холодному. Далее находят тепловой поток q_1 от горячего теплоносителя (ГТ) к стенке. Определив термическое сопротивление стенки и загрязнений (с обеих сторон стенки), находят температуру стенки со стороны холодного теплоносителя (ХТ) t_{cm2} , а затем тепловой поток q_2 для ХТ (рис. 4), при этом разность температур $\Delta t_2 = t_{cm2} - t_{2cp}$ должна быть положительной. Если это не так, необходимо задаться новыми (меньшими) значениями Δt_1 . Обычно величины Δt_1 для случая расчета холодильника должны быть в пределах 1 - 4°, в случае конденсатора - $\Delta t_1 = (0,05 - 0,1)\Delta t_{cp}$.

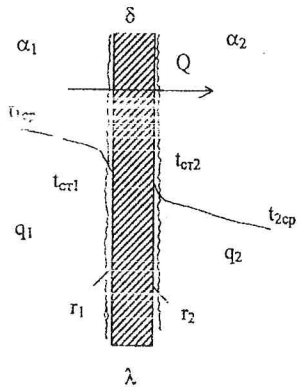


Рис. 4

Свидетельством того, что перенос тепла происходит при установившемся тепловом режиме, является равенство удельных тепловых потоков $q_1 = q_2$.

Для того чтобы найти тепловой поток q_{cp} , соответствующий установившемуся режиму, необходимо повторять расчет, задаваясь такими значениями

Δt_1 , при которых будет достигаться

равенство $q_1 = q_2$. Поскольку этот метод (метод последовательных приближений) сопряжен с утомительными расчетами, величину q_{cp} находят графически либо аналитически (при этом используется линейная зависимость q от Δt). Для этого достаточно иметь две попытки расчета.

Подробности этапа 1.10 станут ясными из приводимых ниже примеров расчетов теплообменников.

Затем находят истинный коэффициент теплопередачи K , по нему рассчитывают поверхность теплообмена и окончательно выбирают стандартный теплообменник.

Изложим пункт 1.10. более подробно.

1.10.1. Задаемся падением температуры со стороны ГТ: $\Delta t'_1, \Delta t''_1$.

1.10.2. Находим температуру стенки со стороны ГТ:

$$t'_{cm1} = t_{1cp} - \Delta t'_1; \quad t''_{cm1} = t_{1cp} - \Delta t''_1 \quad (15)$$

1.10.3. Путем интерполяции находим величины $C'_{cm1}, \mu'_{cm1}, \lambda'_{cm1}$ (при t'_{cm1}) и величины $C''_{cm1}, \mu''_{cm1}, \lambda''_{cm1}$ (при t''_{cm1}), а именно: теплоемкость (Дж/(кг · К)), динамическую вязкость (Па · с) и коэффициент теплопроводности (Вт/(м · К)). Находим также эти параметры при t_{1cp} : C_1, μ_1, λ_1 .

1.10.4. Рассчитываем критерий Прандтля:

$$Pr_1 = (C_1 \mu_1) / \lambda_1; \quad (16) \quad Pr'_{cm1} = (C'_{cm1} \mu'_{cm1}) / \lambda'_{cm1}; \quad (17)$$

$$Pr''_{cm1} = (C''_{cm1} \mu''_{cm1}) / \lambda''_{cm1}. \quad (18)$$

1.10.5. Рассчитываем критерий Нуссельта для соответствующего режима течения.

Для трубного пространства кожухотрубчатого теплообменника и теплообменника типа "труба в трубе":

$$Re \geq 10^4 \quad Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (Pr / Pr_{cm})^{0,25}; \quad (19)$$

$$2320 < Re < 10^4 \quad Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}. \quad (20)$$

Определяющим размером в критериях Re и Nu является внутренний диаметр труб. В случае ламинарного режима ($Re < 2320$) критериальные уравнения можно найти в [2, с. 22].

Для межтрубного пространства теплообменника типа "труба в трубе" рекомендуются критериальные уравнения (19) и (20) либо уравнение

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (D_e / d_n)^{0,45}, \quad (21)$$

где D_e – внутренний диаметр наружной трубы, м;

d_n – наружный диаметр внутренней трубы, м.

Определяющим размером в этом случае является $d_s = D_e - d_n$.

Для межтрубного пространства кожухотрубчатого холодильника с сегментными перегородками:

$$\text{при } Re < 1000 \quad Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr / Pr_{cm})^{0,25}; \quad (22)$$

$$\text{при } Re > 1000 \quad Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} (Pr / Pr_{cm})^{0,25}. \quad (23)$$

В уравнениях (22) и (23) за определяющий размер принимается наружный диаметр теплообменных труб. Скорость потока определяется для наименьшего сечения межтрубного пространства (см. прил. табл. 3-5).

Для межтрубного пространства кожухотрубчатого теплообменника (среда – пар):

- для вертикального конденсатора

$$Nu_{1e} = 0,48 \varepsilon_z \varepsilon_w (Ga_e Pr_1 K)^{0,25} (Pr_1 / Pr_{cm1})^{0,25}; \quad (24)$$

$$\alpha_1 = A_1 \Delta t_1^{-0,28}; \quad (25)$$

$$q_1 = \alpha_1 \Delta t_1 = A_1 \Delta t_1^{0,72} \varepsilon_{11}; \quad (26)$$

- для горизонтального конденсатора

$$Nu_{1z} = 0,72 \varepsilon_z \varepsilon_{cp} (Ga_z Pr_1 K)^{0,25} (Pr_1 / Pr_{cm1})^{0,25}; \quad (27)$$

$$\alpha_1 = A_2 \Delta t_1^{-0,25}; \quad (28)$$

$$q_1 = \alpha_1 \Delta t_1 = A_2 \Delta t_1^{0,75} \varepsilon_{11}. \quad (29)$$

В уравнениях (24) – (29):

$$Ga_e = \frac{g H^3 \rho_1^2}{\mu_1^2}; \quad Ga_z = \frac{g d_n^3 \rho_1^2}{\mu_1^2};$$

$$Nu_{1e} = \frac{\alpha_1 H}{\lambda_1}; \quad Nu_{1z} = \frac{\alpha_1 d_n}{\lambda_1};$$

$$Pr_1 = (C_1 \mu_1) / \lambda_1; \quad Pr_{cm1} = (C_{cm1} \mu_{cm1}) / \lambda_{cm1}; \quad K = r / (C_1 \Delta t);$$

$$A_1 = (0,796 \varepsilon_z \varepsilon_w r^{0,28} \rho_1^{0,56} \lambda_1^{0,72}) / (\mu_1^{0,28} H^{0,16});$$

$$A_2 = (1,28 \varepsilon_z \varepsilon_{cp} r^{0,25} \rho_1^{0,25} \lambda_1^{0,75}) / (\mu_1^{0,25} d_n^{0,25});$$

$$\varepsilon_{11} = (Pr_1 / Pr_{cm1})^{0,25};$$

где α_1 – коэффициент теплопередачи от конденсируемого пара к стенке труб, Вт/(м²·К);

$\Delta t_1 = t_1 - t_{cm1}$ – разность температур пара и стенки труб, °С;

$H = l$ – высота (длина) труб вертикального подогревателя, м;

d_n – наружный диаметр труб, м;

r – удельная теплота парообразования (конденсации) при температуре насыщения пара, Дж/кг;

$\lambda_1, \rho_1, \mu_1, C_1$ – теплопроводность, плотность, динамическая вяз-

кость, удельная теплоемкость конденсата; принима-

ется при температуре пара;

$\lambda_{cm1}, \mu_{cm1}, C_{cm1}$ – теплопроводность, динамическая вязкость и

удельная теплоемкость конденсата, принимается

при температуре t_{cm1} ;

ε_z – коэффициент, учитывающий влияние содержания неконденсируемых газов на величину α_1 , принимается по [3, табл.4];

$\varepsilon_{ш}$ - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности труб на величину α_l , принимается по [3, табл.5];

$\varepsilon_{ср}$ - коэффициент, учитывающий влияние числа труб в вертикальном ряду горизонтального теплообменника-конденсатора на величину α_l , принимается по [3, табл.6].

Расчет коэффициента теплоотдачи при конденсации пара можно также вести по следующим формулам (соответственно для вертикального и горизонтального размещения труб) [1, с.161]:

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{\lambda_1^3 \rho_1^2 g r}{\mu_1 \Delta t H}}; \quad (30) \quad \alpha_1 = 0,7284 \sqrt{\frac{\lambda_1^3 \rho_1^2 g r}{\mu_1 \Delta t d_n}}. \quad (31)$$

1.10.6. Зная величину стенки труб $\delta_{см}$, коэффициент теплопроводности стенки $\lambda_{см}$, а также приняв термическое сопротивление загрязнений r_1 и r_2 , ($m^2 \cdot K$)/Вт [1, табл. XXVI], находят общее термическое сопротивление:

$$R_{nm} = 1/r_1 + 1/r_2 + \delta_{см} / \lambda_{см}. \quad (32)$$

1.10.7. Находят коэффициенты теплоотдачи для ГТ:

$$\alpha_1' = (Nu_1' \lambda_1') / d_{s1}; \quad \alpha_1'' = (Nu_1'' \lambda_1'') / d_{s1}. \quad (33)$$

1.10.8. Находят удельный тепловой поток:

$$q_1' = \Delta t_1 \alpha_1'; \quad q_1'' = \Delta t_1 \alpha_1''. \quad (34)$$

1.10.9. Находят температуру стенки со стороны ГТ:

$$t_{см2}' = t_{см1}' - q_1' R_{nm}; \quad t_{см2}'' = t_{см1}'' - q_1'' R_{nm}. \quad (35)$$

1.10.10. Находят разность температур:

$$\Delta t_2' = t_{см2}' - t_{2ср}; \quad \Delta t_2'' = t_{см2}'' - t_{2ср}. \quad (36)$$

Если эта разность отрицательна, то это означает, что величины $\Delta t_1'$ и $\Delta t_1''$ были выбраны неудачно (завышены). Необходимо снова задаться ве-

личинами Δt_1 , пока не будут достигнуты положительные разности температур Δt_2 .

1.10.11. Находим путем интерполяции величины $C_{см2}'$, $\mu_{см2}'$, $\lambda_{см2}'$ и $C_{см2}''$, $\mu_{см2}''$, $\lambda_{см2}''$ (соответственно при $t_{см2}'$ и $t_{см2}''$), а также величины C_2 , μ_2 , λ_2 при $t_{2ср}$.

Рассчитывают критерий Прандтля:

$$Pr_2 = (C_2 \mu_2) / \lambda_2; \quad Pr_{см2}' = (C_{см2}' \mu_{см2}') / \lambda_{см2}'; \quad Pr_{см2}'' = (C_{см2}'' \mu_{см2}'') / \lambda_{см2}''. \quad (37)$$

1.10.12. Рассчитывают критерий Рейнольдса для ГТ.

1.10.12.1. Межтрубное пространство кожухотрубчатого холодильника:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{32} \rho_2}{\mu_2}; \quad (38) \quad w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S_{мтр}}, \text{ м/с}, \quad (39)$$

где G_2 - расход ХТ, кг/с;

ρ_2 - плотность ХТ, кг/м³,

$S_{мтр}$ - площадь межтрубного пространства (прил. табл. 1,3);

d_{32} - эквивалентный диаметр межтрубного пространства;

принимается как наружный диаметр труб, м.

1.10.12.2. Межтрубное пространство теплообменника типа "труба в трубе":

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{32} \rho_2}{\mu_2}; \quad (40) \quad w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S_{мтр}}, \text{ м/с}, \quad (41)$$

где $S_{мтр}$ - сечение межтрубного пространства, м²:

$$S_{мтр} = 0,785 (D_8^2 - d_n^2); \quad d_{32} = D_8 - d_n. \quad (42)$$

d_{32} - эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м.

1.10.13. Рассчитываем критерий Нуссельта для ХТ.

1.10.13.1. Межтрубное пространство кожухотрубчатого холодильника.

Критерий Нуссельта рассчитываем по формулам (21) и (22):

$$\text{При } Re < 1000 \quad Nu'_2 = 0,24 Re_2^{0,6} Pr_2^{0,36} (Pr_2 / Pr'_{cm2})^{0,25}$$

$$Nu''_2 = 0,24 Re_2^{0,6} Pr_2^{0,36} (Pr_2 / Pr''_{cm2})^{0,25}$$

$$\text{При } Re > 1000 \quad Nu'_2 = 0,34 Re_2^{0,5} Pr_2^{0,36} (Pr_2 / Pr'_{cm2})^{0,25}$$

$$Nu''_2 = 0,34 Re_2^{0,5} Pr_2^{0,36} (Pr_2 / Pr''_{cm2})^{0,25}$$

1.10.13.2. Межтрубное пространство теплообменника типа “труба в трубе”.

Значения критериев Nu'_2 и Nu''_2 находят по формулам (19), (20) либо по (21).

1.10.13.3. Для трубного пространства рекомендуются критериальные уравнения (19) и (20).

1.10.14. По соответствующим значениям Nu'_2 и Nu''_2 находят коэффициенты теплопередачи α'_2 и α''_2 :

$$\alpha'_2 = (Nu'_2 \lambda_2) / d_{22}; \quad \alpha''_2 = (Nu''_2 \lambda_2) / d_{22}, \quad (43)$$

где d_{22} – эквивалентный диаметр для ХТ; он равен внутреннему диаметру трубы для трубного пространства, наружному диаметру труб d_n для межтрубного пространства кожухотрубчатого теплообменника и разности $D_8 - d_n$ для теплообменника типа “труба в трубе”.

1.10.15. Находят удельный тепловой поток для ХТ:

$$q'_2 = \Delta t'_2 \alpha'_2; \quad q''_2 = \Delta t_2 \alpha''_2. \quad (44)$$

1.10.16. Находят средний тепловой поток:

$$q_{cp} = \frac{(q'_1 q'_2 - q''_1 q''_2)}{(q'_2 - q'_1) + (q''_1 - q''_2)}.$$

Находят q_{cp} также и графическим способом (рис. 5):

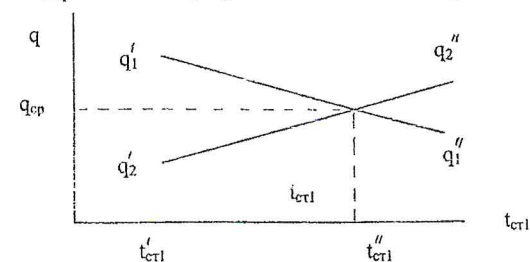


Рис. 5. Графическое определение q_{cp}

Точка пересечения на графике соответствует удельному тепловому потоку q_{cp} и истинной температуре стенки t_{cm1} .

1.10.17. Находят истинное значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²·К):

$$K = \frac{q_{cp}}{\Delta t_{cp}}, \quad (45)$$

и поверхность теплообмена, м²:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}}.$$

Тогда рабочая поверхность теплообменника типа “труба в трубе” с учетом коэффициента запаса, м²: $F_p = (1,1 - 1,2)F$.

1.10.18. Окончательно выбирают стандартный кожухотрубный теплообменник по F и числу труб в пучке (подробности выбора теплообменника “труба в трубе” смотри в примерном расчете). Если такой теплообменник выбрать невозможно, весь расчет необходимо повторить сначала. Условием правильного выбора теплообменника является близкое совпадение со стандартным теплообменником F_p и n_o , поэтому обра-

тите внимание на рекомендации в разделе 1.8. Определяют запас поверхности $(F - F_p)/F$, который должен быть не более 25%.

1.10.19. Проводят проверочный расчет. Для этого находят истинное значение температуры стенки со стороны ГТ:

$$t_{cm1} = \frac{(q_1^i - q_2^i)_{cm1} + (q_2^i - q_1^i)_{cm1}}{(q_2^i - q_2^i) + (q_1^i - q_1^i)} \quad (46)$$

Затем, следуя этапам 1.10.4 – 1.10.14, находят истинные коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , а также истинный коэффициент теплопередачи $K_{ист}$, Вт/(м²·К):

$$K_{ист} = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + R_{nm}} \quad (47)$$

Расхождение между $\bar{K}$ и $\bar{K}_{ист}$ не должно превышать 5-10%, что будет свидетельствовать о точности расчета, в частности, при интерполяции теплофизических параметров.

2. Примерный расчет холодильника типа “труба в трубе”

2.1. Исходные данные

Производительность по раствору	G_I , 18 т/ч.
Начальная температура раствора	$t_{1н}$, 90°C.
Конечная температура раствора	$t_{1к}$, 40°C.
Начальная температура воды	$t_{2н}$, 18°C.
Конечная температура воды	$t_{2к}$, 40°C.
Концентрация раствора (NaOH)	- 40%.

2.2. Рассчитываем среднюю разность температур для противотока

Δt_{cp} :

$$\Delta t_n = t_{1н} - t_{2к} = 90 - 40 = 50 \text{ K};$$

$$\Delta t_k = t_{1к} - t_{2н} = 40 - 18 = 22 \text{ K};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2,3 \lg(\Delta t_k / \Delta t_n)} = \frac{50 - 22}{2,3 \lg(50/22)} = 34,2 \text{ K}$$

$$\text{Поскольку } (t_{1н} - t_{1к}) > (t_{2к} - t_{2н}), \text{ то } t_2 = (t_{2н} + t_{2к})/2 = (40 + 18)/2 = 29^\circ\text{C}; \quad t_1 = t_2 + \Delta t_{cp} = 29 + 34,2 = 63,2^\circ\text{C}.$$

2.3. Выбираем ориентировочный коэффициент теплопередачи $K_{ор}$ [1, табл.4.6] и находим путем интерполяции теплоемкости теплоносителей при их средней температуре C_I [3, табл.8] и C_2 [1, табл. XXXI].

$$K_{ор} = 300 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}; \quad C_I = 3479 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}; \quad C_2 = 4180 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

2.4. Рассчитываем тепловую нагрузку и неизвестную производительность G_2 (по воде):

$$G_I = 18 \cdot 10^3 / 3600 = 5 \text{ кг/с};$$

$$Q_I = G_I C_I (t_{1н} - t_{1к}) = 5 \cdot 3479 (90 - 40) = 869500 \text{ Вт};$$

$$G_2 = \frac{Q_1}{C_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{869500}{4180(40 - 18)} = 9,46 \text{ кг/с.}$$

2.5. Рассчитываем ориентировочную поверхность теплообмена F_{op} :

$$F_{op} = \frac{Q_1}{K_{op} \Delta t_{cp}} = \frac{869500}{300 \cdot 34,2} = 84,75 \text{ м}^2.$$

2.6. Принимаем для горячего теплоносителя ориентировочный критерий Рейнольдса Re_{op} и вязкость μ_1 : $Re_{op} = 10000$, $\mu_1 = 4,86 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

2.7. Рассчитываем величину nd_1 и число труб в пучке n_o :

$$nd_1 = \frac{G_1}{0,785 Re_{op} \mu_1} = \frac{5}{0,785 \cdot 10000 \cdot 4,86 \cdot 10^{-3}} = 0,131 \text{ м};$$

$$n_o = nd_1 / d_{вн} = 0,131 / 0,016 = 8,19,$$

где $d_{вн}$ - внутренний диаметр труб, м; приняв диаметр труб 20x2 мм, имеем $d_{вн} = 20 - 2 \times 2 = 16 \text{ мм} = 0,016 \text{ м}$.

Поскольку $n_o < 13$, выбираем теплообменник типа "труба в трубе".

2.8. Выбираем диаметры внутренней и наружной труб $d_{вн}$ и $D_{нар}$, плотность ρ_1 и коэффициент теплопроводности для горячего теплоносителя (при t_1) λ_1 :

наружная труба $\varnothing 108 \times 2 \text{ мм}$; внутренняя труба $\varnothing 57 \times 2 \text{ мм}$;

$$\rho_1 = 1401 \text{ кг/м}^3; \quad \lambda_1 = 0,553 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Горячий теплоноситель (раствор NaOH) направляем во внутреннюю трубу, а холодный теплоноситель (вода) – в межтрубное пространство.

2.9. Рассчитываем скорость горячего теплоносителя (ГТ) в трубном пространстве:

$$w_1 = \frac{G_1}{0,785 \rho_1 d_1^2} = \frac{5}{0,785 \cdot 1401 \cdot 0,053^2} = 1,62 \text{ м/с},$$

где $d_1 = 57 - 2 \times 2 = 53 \text{ мм} = 0,053 \text{ м}$ – внутренний диаметр внутренней трубы.

Поскольку $w_1 < 2,0 \text{ м/с}$, продолжаем расчет.

2.10. Рассчитываем критерий Прандтля Pr_1 при t_1 :

$$Pr_1 = \frac{C_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{3479 \cdot 4,86 \cdot 10^{-3}}{0,553} = 30,57.$$

2.11. Рассчитываем критерий Рейнольдса Re_1 :

$$Re_1 = \frac{w_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{1,62 \cdot 0,053 \cdot 1401 \cdot 5}{4,86 \cdot 10^{-3}} = 24728.$$

2.12. Принимаем падение температуры у стенки со стороны ГТ:

$$\Delta t'_1 = 1,2 \text{ К и } \Delta t''_1 = 3,2 \text{ К}.$$

2.13. Рассчитываем температуры стенки со стороны ГТ, t_{cm1} и t_{cm1}' :

$$t_{cm1}' = t_1 - \Delta t'_1 = 63,2 - 1,2 = 62^\circ \text{C};$$

$$t_{cm1}'' = t_1 - \Delta t''_1 = 63,2 - 3,2 = 60^\circ \text{C},$$

2.14. Путем интерполяции находим параметры:

C'_{cm1} , μ'_{cm1} , λ'_{cm1} при t'_{cm1} и C''_{cm1} , μ''_{cm1} , λ''_{cm1} при t''_{cm1} и рассчитываем по ним критерии Прандтля Pr'_{cm1} и Pr''_{cm1}

$$Pr'_{cm1} = \frac{C'_{cm1} \mu'_{cm1}}{\lambda'_{cm1}} = \frac{3479 \cdot 4,93 \cdot 10^{-3}}{0,553} = 31,03;$$

$$Pr''_{cm1} = \frac{C''_{cm1} \mu''_{cm1}}{\lambda''_{cm1}} = \frac{3478 \cdot 5,05 \cdot 10^{-3}}{0,552} = 31,84.$$

2.15. Рассчитываем критерии Нуссельта для ГТ Nu'_1 и Nu''_1 :

$$Nu'_1 = 0,023 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,4} (Pr_1 / Pr'_{cm1})^{0,25} = 0,023 \cdot 24728^{0,8} \cdot 30,57^{0,4} \cdot (30,57 / 31,03)^{0,25} = 293,7$$

$$Nu_1'' = 0,023 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,4} (Pr_1/Pr_{cm1})^{0,25} = 0,023 \cdot 24728^{0,8} \cdot 30,57^{0,4} \cdot (30,57/31,84)^{0,25} = 291,8$$

2.16. Принимаем тепловую проводимость загрязнений со стороны ГТ и ХТ по [1, табл. XXXI]:

$$r_1 = 1500 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}; \quad r_2 = 3000 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

2.17. Рассчитываем термическое сопротивление стенки и загрязнений:

$$R_{nm} = 1/r_1 + 1/r_2 + \delta_{cm}/\lambda_{cm} = 1/1500 + 1/3000 + 0,003/46,5 = 0,001043 \text{ (м}^2 \text{ К)/Вт},$$

где δ_{cm} – толщина стенки труб, м;

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности стенки (углеродистая сталь), Вт/(м²·К).

2.18. Рассчитываем коэффициенты теплоотдачи от ГТ к стенке, α_1' и α_1'' :

$$\alpha_1' = (Nu_1' \lambda_1)/d_1 = (293,7 \cdot 0,553)/0,053 = 3064,5 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)};$$

$$\alpha_1'' = (Nu_1'' \lambda_1)/d_1 = (291,8 \cdot 0,553)/0,053 = 3045 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

2.19. Рассчитываем тепловой поток от ГТ к стенке q_1 и q_1'' :

$$q_1' = \Delta t_1' \alpha_1' = 1,2 \cdot 3064,5 = 3677,3 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_1'' = \Delta t_1'' \alpha_1'' = 3,2 \cdot 3045 = 9744 \text{ Вт/м}^2.$$

2.20. Рассчитываем температуру стенки со стороны ХТ t_{cm2}' и t_{cm2}'' :

$$t_{cm2}' = t_{cm1}' - q_1' R_{nm} = 62 - 3677,3 \cdot 0,001043 = 58,20 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{cm2}'' = t_{cm1}'' - q_1'' R_{nm} = 60 - 9744 \cdot 0,001043 = 49,84 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2.21. Рассчитываем падение температуры от стенки к ХТ $\Delta t_2'$ и $\Delta t_2''$:

$$\Delta t_2' = t_{cm2}' - t_2 = 58,20 - 29 = 29,2 \text{ К};$$

$$\Delta t_2'' = t_{cm2}'' - t_2 = 49,84 - 29 = 20,84 \text{ К}.$$

2.22. Путем интерполяции находим величины C_{cm2}' , μ_{cm2}' , λ_{cm2}' при t_{cm2}' и C_{cm2}'' , μ_{cm2}'' , λ_{cm2}'' при t_{cm2}'' и рассчитываем критерии Прандтля Pr_{cm2}' , Pr_{cm2}'' и Pr_2 (параметры ρ_2 и λ_2 находим при t_2):

$$Pr_2 = (C_2 \mu_2)/\lambda_2 = (4180 \cdot 0,813 \cdot 10^{-3})/0,609 = 5,64;$$

$$Pr_{cm2}' = (C_{cm2}' \mu_{cm2}')/\lambda_{cm2}' = (4180 \cdot 0,4815 \cdot 10^{-3})/0,65 = 3,10;$$

$$Pr_{cm2}'' = (C_{cm2}'' \mu_{cm2}'')/\lambda_{cm2}'' = (4180 \cdot 0,549 \cdot 10^{-3})/0,648 = 3,54.$$

2.23. Рассчитываем скорость воды в межтрубном пространстве w_2 :

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S_2} = \frac{9,455}{996 \cdot 0,0059} = 1,60 \text{ м/с},$$

где S_2 – площадь сечения межтрубного пространства, м²:

$$S_2 = 0,785(D^2 - d_{вн}^2) = 0,785(0,104^2 - 0,057^2) = 0,0059 \text{ м}^2;$$

D – внутренний диаметр наружной трубы, м;

ρ_2 – плотность воды при t_2 , кг/м³;

2.24. Рассчитываем критерий Рейнольдса для ХТ Re_2 :

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{32} \rho_2}{\mu_2} = \frac{1,60 \cdot 0,047 \cdot 996}{0,813 \cdot 10^{-3}} = 92126,$$

где d_{32} – эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м.

$$d_{32} = D - d_{нар} = 104 - 57 = 47 \text{ мм} = 0,047 \text{ м}.$$

2.25. Рассчитываем критерии Нуссельта Nu_2' и Nu_2'' , коэффициенты теплоотдачи α_2' и α_2'' и удельные тепловые потоки q_2' и q_2'' (все для ХТ):

$$Nu_2' = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4} \varepsilon_{t2}' = 0,023 \cdot 92126^{0,8} \cdot 5,64^{0,4} \cdot 1,33 = 572,2,$$

где $\varepsilon_{t2}' = (Pr_2/Pr_{cm2}')^{0,25} = (5,64/3,10)^{0,25} = 1,33;$

$$Nu_2'' = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4} \varepsilon_{t2}'' = 0,023 \cdot 92126^{0,8} \cdot 5,64^{0,4} \cdot 1,37 = 589,4,$$

где $\varepsilon_{t2}'' = (Pr_2/Pr_{cm2}'')^{0,25} = (5,64/3,54)^{0,25} = 1,37.$

Величины ε_{12}' и ε_{12}'' могут быть также без расчета приняты равными единице, как для нагревающейся среды [1, с. 158].

$$\alpha_2' = (Nu_2' \lambda_2) / d_{32} = (572,2 \cdot 0,609) / 0,047 = 7414,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_2'' = (Nu_2'' \lambda_2) / d_{32} = (589,4 \cdot 0,609) / 0,047 = 7637,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$q_2' = \Delta t_2 \alpha_2' = 29,20 \cdot 7414,0 = 216489 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2'' = \Delta t_2 \alpha_2'' = 20,84 \cdot 7637,1 = 159157 \text{ Вт/м}^2.$$

2.26. Находим средний тепловой поток q_{cp} :

$$q_{cp} = \frac{(q_1' q_2'' - q_1'' q_2')}{(q_2'' - q_2') + (q_1' - q_1'')} = \frac{3677,3 \cdot 159157 - 9744 \cdot 216489}{(159157 - 216489) + (3677,3 - 9744)} = 29732 \text{ Вт/м}^2.$$

Находят q_{cp} графическим способом (рис. 6).

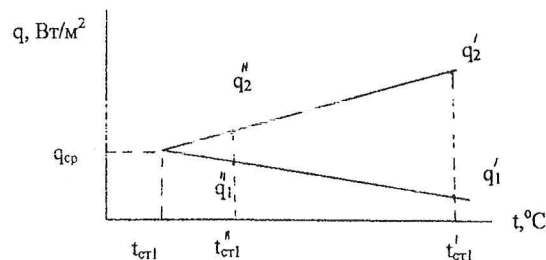


Рис. 6

2.27. Находим расчетную поверхность теплообмена F_p :

$$F_p = \frac{Q_1}{K_1 \Delta t_{cp}} = \frac{869500}{869,4 \cdot 34,2} = 29,2 \text{ м}^2,$$

где $K_1 = \frac{q_{cp}}{\Delta t_{cp}} = \frac{29732}{34,2} = 869,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$

Поверхность теплообменника с учетом запаса в 20%:

$$F = 1,2 F_p = 29,2 \cdot 1,2 = 35,1 \text{ м}^2.$$

2.28. Средний диаметр труб:

$$d_{cp} = (d_1 + d_{вн}) / 2 = (0,057 + 0,053) / 2 = 0,055 \text{ м}.$$

2.29. Общая длина труб L_{mn} :

$$L_{mn} = F / \pi d_{cp} = 35,1 / 3,14 \cdot 0,055 = 203,2 \text{ м}.$$

Принимаем длину труб в теплообменнике (в одном элементе)

$l_{mp} = 6,0 \text{ м}$. Тогда число элементов в секции n_{mp} :

$$n_{mp} = L_{mn} / l_{mp} = 203,2 / 6 = 33,86 \approx 34 \text{ шт.}$$

Устанавливаем двухсекционный теплообменник по 17 элементов в каждой секции.

3. Примерный расчет кожухотрубного теплообменника

3.1. Исходные данные

Производительность по раствору G_L , 108 т/ч.

Начальная температура раствора $t_{1н}$, 120°C.

Конечная температура раствора $t_{1к}$, 40°C.

Начальная температура воды $t_{2н}$, 20°C.

Конечная температура воды $t_{2к}$, 50°C.

Горячий теплоноситель - раствор NaOH - 40%.

Направление движения теплоносителей - противоток. Раствор направляем в трубы, воду - в межтрубное пространство (рис. 7).

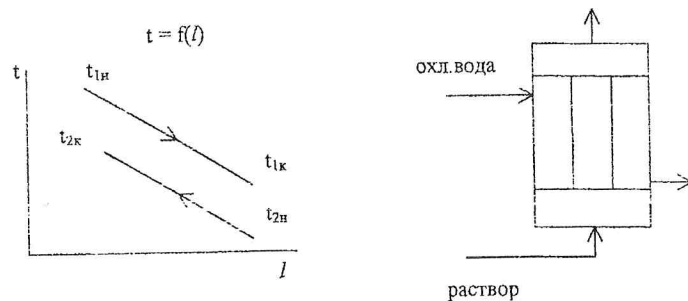


Рис. 7

3.2. Рассчитываем среднюю разность температур:

$$\Delta t_n = t_{1н} - t_{2к} = 120 - 50 = 70 \text{ K}; \Delta t_k = t_{1к} - t_{2н} = 40 - 20 = 20 \text{ K}.$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{70 - 20}{2,3 \lg 70/20} = 40 \text{ K}.$$

Средняя температура воды:

$$t_2 = (t_{2н} + t_{2к})/2 = (40 + 20)/2 = 30^\circ \text{C}.$$

Средняя температура раствора:

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{cp} = 30 + 40 = 70^\circ \text{C}.$$

Принимаем:

- ориентировочный коэффициент теплопередачи $K_{op} = 400 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$;
- теплоемкости раствора $C_1 = 3482 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$ [3, табл.8] и воды $C_2 = 4180 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$ [1, табл. XXXI];
- коэффициент теплопроводности раствора $\lambda_l = 0,556 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$ [3, табл. 11];
- вязкость раствора при t_l $\mu_l = 4,46 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ [3, табл.5];
- плотность раствора при t_l $\rho_l = 1396 \text{ кг/м}^3$ [3, табл. 1].

3.3. Находим:

- тепловую нагрузку

$$G_1 = 108 \cdot 10^{-3} / 3600 = 30 \text{ кг/с};$$

- производительность по воде

$$Q_1 = G_1 C_1 (t_{1н} - t_{1к}) = 30 \cdot 3482 (70 - 40) = 8356800 \text{ кДж};$$

$$G_2 = \frac{Q_1}{C_2 (t_{2к} - t_{2н})} = \frac{8356800}{4180 (40 - 20)} = 1005 \text{ кг/с}.$$

3.4. Ориентировочная поверхность теплообмена F_{op} :

$$F_{op} = \frac{Q_1}{K_{op} \Delta t_{cp}} = \frac{8356800}{400 (70 - 20)} = 522,9 \text{ м}^2.$$

3.5. Принимаем ориентировочный критерий Рейнольдса

$$Re_{op} = 10000.$$

Принимаем диаметр труб теплообменника 20x2 мм. Тогда внутренний диаметр $d_{вн} = 20 - 2 \cdot 2 = 16 \text{ мм} = 0,016 \text{ м}.$

3.6. Рассчитываем величину nd_l и число труб в пучке n_o :

$$nd_s = \frac{G}{0,785 Re_{\mu}} = \frac{30}{0,785 \cdot 10000 \cdot 4,46 \cdot 10^{-3}} = 0,857 \text{ м};$$

$$n_o = nd_s / d_{вн} = 0,857 / 0,016 = 53,6.$$

3.7. Поскольку $n_o > 13$, выбираем кожухотрубчатый теплообменник по ГОСТ 15118-79 и ГОСТ 15120-79. Характеристика стандартного холодильника, выбранного по F_{op} и n_o (см. прил. табл.3):

$F = 590 \text{ м}^2$; число ходов – 6; общее число труб – 1044; диаметр труб – 20x2 мм; диаметр кожуха – 1000 мм; длина труб – 9 м; площадь сечения одного хода по трубам $S_{тр} = 0,034 \text{ м}^2$; площадь самого узкого сечения потока по межтрубному пространству $S_{мтр} = 0,096 \text{ м}^2$.

3.9. Скорость в трубном пространстве w_1 :

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 S_{\text{тр}}} = \frac{30}{1396,0 \cdot 0,034} = 0,632 \text{ м/с.}$$

3.9. Откорректированный критерий Рейнольдса Re_1 :

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{вн}} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,632 \cdot 0,016 \cdot 1396,0}{4,46 \cdot 10^{-3}} = 3172,$$

т.е. режим течения – переходный.

3.10. Принимаем $\Delta t'_1 = 2\text{ К}$, $\Delta t''_1 = 4\text{ К}$.

Тогда $t'_{\text{см1}} = t_1 - \Delta t'_1 = 70 - 2 = 68^\circ\text{С}$; $t''_{\text{см1}} = t_1 - \Delta t''_1 = 70 - 4 = 66^\circ\text{С}$.

Критерий Прандтля при t_1 :

$$Pr_1 = (C_1 \mu_1) / \lambda_1 = (3482 \cdot 4,46 \cdot 10^{-3}) / 0,556 = 27,9.$$

3.11. Рассчитываем критерии Нуссельта для ГТ:

$$Nu'_1 = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} = 0,008 \cdot 3172^{0,9} \cdot 27,9^{0,43} = 47,40;$$

$$Nu'_1 - Nu''_1 = 47,40.$$

3.12. Общее термическое сопротивление стенки и загрязнений принимаем согласно п. 2.17: $R_{\text{ст}} = 0,001043 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$.

3.13. Рассчитываем коэффициенты теплоотдачи от ГТ к стенке:

$$\alpha'_1 = \alpha''_1 = (Nu_1 \lambda_1) / d_{\text{вн}} = (47,40 \cdot 0,556) / 0,016 = 1647 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

3.14. Рассчитываем тепловой поток от ГТ к стенке:

$$q'_1 = \Delta t'_1 \alpha'_1 = 2 \cdot 1647 = 3295 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q''_1 = \Delta t''_1 \alpha''_1 = 4 \cdot 1647 = 6590 \text{ Вт/м}^2.$$

3.15. Рассчитываем температуру стенки со стороны ХТ $t'_{\text{см2}}$ и $t''_{\text{см2}}$:

$$t'_{\text{см2}} = t'_{\text{см1}} - q'_1 R_{\text{ст}} = 68 - 3295 \cdot 0,001043 = 64,56^\circ\text{С.}$$

$$t''_{\text{см2}} = t''_{\text{см1}} - q''_1 R_{\text{ст}} = 66 - 6590 \cdot 0,001043 = 59,13^\circ\text{С.}$$

3.16. Рассчитываем падение температуры от стенки к ХТ $\Delta t'_2$ и $\Delta t''_2$:

$$\Delta t'_2 = t'_{\text{см2}} - t_2 = 64,56 - 30,0 = 34,56 \text{ К};$$

$$\Delta t''_2 = t''_{\text{см2}} - t_2 = 59,13 - 30,0 = 29,13 \text{ К.}$$

3.17. Находим по [1, табл. XXXIX] $\rho_2 = 996 \text{ кг/м}^3$; $\mu_2 = 0,804 \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\lambda_2 = 0,618 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Тогда

$$Pr_2 = (C_2 \mu_2) / \lambda_2 = (4180 \cdot 0,804 \cdot 10^{-3}) / 0,618 = 5,43.$$

3.18. Рассчитываем скорость воды в межтрубном пространстве w_2 :

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S_{\text{мтр}}} = \frac{100,0}{996 \cdot 0,096} = 1,12 \text{ м/с.}$$

3.19. Критерий Рейнольдса для ХТ Re_2 :

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}} \rho_2}{\mu_2} = \frac{1,12 \cdot 0,07 \cdot 996}{0,804 \cdot 10^{-3}} = 27253 \text{ (режим турбулентный).}$$

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{мтр}} = 0,02 \text{ м.}$$

3.20. Критерии Нуссельта для ХТ Nu'_2 и Nu''_2 рассчитываем с учетом того, что отношение $Pr/Pr_{\text{ст}}$ принимается равным единице (как для нагреваемой среды):

$$Nu'_2 = Nu''_2 = 0,34 Re_2^{0,5} Pr_2^{0,36} = 0,34 \cdot 27253^{0,5} \cdot 5,43^{0,36} = 103,2.$$

3.21. Коэффициенты теплоотдачи от стенки к ХТ α_2 и α_2 :

$$\alpha'_2 = \alpha''_2 = (Nu_2 \lambda_2) / d_{\text{вн}} = (103,2 \cdot 0,618) / 0,02 = 3189,0 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

3.22. Тепловой поток от стенки к ХТ q_2 и q_2 :

$$q'_2 = \Delta t'_2 \alpha'_2 = 34,56 \cdot 3189,0 = 110213 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q''_2 = \Delta t''_2 \alpha''_2 = 29,1 \cdot 3189,0 = 92895,6 \text{ Вт/м}^2.$$

3.23. Находим средний тепловой поток $q_{\text{ср}}$:

$$q_{cp} = \frac{(q_1' q_2'' - q_1'' q_2')}{(q_2'' - q_2') + (q_1' - q_1'')} = \frac{3295 \cdot 92895,6 - 6590 \cdot 110213}{(92895,6 - 110213) + (3295 - 6590)} = 29965 \text{ Вт/м}^2$$

3.24 Коэффициент теплоотдачи K_1 :

$$K_1 = \frac{q_{cp}}{\Delta t_{cp}} = \frac{29965}{40,0} = 749,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3.25. Поверхность теплообмена F :

$$F = \frac{Q_1}{K_1 \Delta t_{cp}} = \frac{8356800}{749,0 \cdot 40,1} = 278,9 \text{ м}^2.$$

3.26. Окончательно выбираем холодильник по (прил. табл.3):

$F = 393 \text{ м}^2$, число ходов – 6; общее число труб – 1044; диаметр труб – 20x2 мм; длина труб – 6,0 м.

Запас поверхности:

$$\frac{F_p - F}{F_p} = \frac{393 - 278,9}{393} 100 = 29\%.$$

4. Примерный расчет подогревателя (вертикальный конденсатор)

4.1. Исходные данные

Горячий теплоноситель (ГТ) – водяной пар давлением 2,2 ат.

Холодный теплоноситель (ХТ) – этиловый спирт ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$).

Начальная температура спирта $t_{2н}$ 30°C.

Конечная температура спирта $t_{2к}$ 75°C.

Производительность по ХТ G_1 , 52 т/ч.

4.2. Рассчитываем среднюю разность температур (рис. 8)

Температура пара $t_{нас}$ [1, табл. L VII] – 104,2°C.

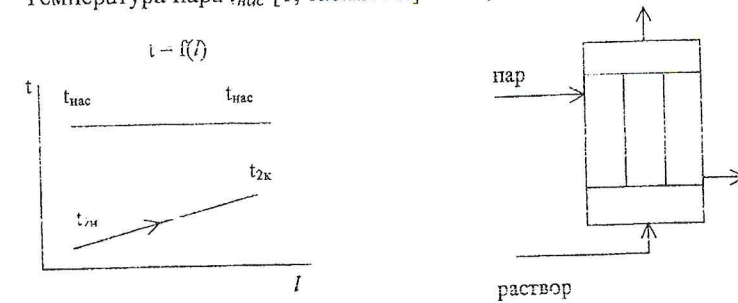


Рис. 8

$$\Delta t_n = t_{нас} - t_{2к} = 104,2 - 30 = 74,2 \text{ К};$$

$$\Delta t_k = t_{нас} - t_{2н} = 104,2 - 75 = 29,2 \text{ К}.$$

Поскольку $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_n} = \frac{74,2}{29,2} > 2$,

$$\text{то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_n}{2,31 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_n}} = \frac{74,2 - 29,2}{2,31 \lg (74,2/29,2)} = 48,3 \text{ К}.$$

4.3. Определяем средние температуры теплоносителей:

$$t_1 = t_{нас} = 104,2^\circ \text{C}; \quad t_2 = t_{нас} - \Delta t_{cp} = 104,2 - 48,3 = 55,9^\circ \text{C}.$$

4.4. Находим тепловую нагрузку:

$$Q_2 = G_2 C_2 (t_{2к} - t_{2н}) = [(52 \cdot 1000)/3600] \cdot 2953 (75 - 30) = 1906450, \text{ Вт},$$

где C_2 – теплоемкость спирта при t_2 , Дж/(кг·К) [1, рис. XI].

4.5. Находим ориентировочную поверхность теплообмена F_{op} :

$$F_{op} = \frac{Q_2}{K_{op} \Delta t_{cp}} = \frac{1906450}{300 \cdot 48,3} = 131,57 \text{ м}^2.$$

где K_{op} – ориентировочный коэффициент теплопередачи, принимается по [1, табл. 4.6]:

4.6. Принимаем ориентировочный критерий Рейнольдса $Re_{op} = 12000$, диаметр труб 25×2 мм (внутренний диаметр труб $d_{вн} = 0,021$ м) и вязкость спирта μ_2 (при t_2) – $1,1 \cdot 10^{-3}$ Па·с [1, рис. 5]. Тогда число труб в одном пучке n_o :

$$n_o = \frac{G_2}{0,785 Re_{op} d_{вн} \mu_2} = \frac{52 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,785 \cdot 12000 \cdot 0,021 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}} = 66,4.$$

4.7. Выбираем стандартный конденсатор (прил. табл.5) по ГОСТ 15121-79: $F = 181$ м²; число ходов – 6; общее число труб $n = 384$; диаметр кожуха – 800 мм; длина труб – 6 м; площадь сечения одного хода по трубам $S_{мп} = 2,0 \cdot 10^{-2}$ м²; число ходов $Z = 6$.

Число труб в пучке составляет:

$$n_{cm} = n/Z = 384/6 = 64$$

4.8. Рассчитываем скорость движения спирта в трубном пространстве:

$$w_2 = \frac{G_2}{0,785 \rho_2 d_{вн}^2 n_{cm}} = \frac{14,44}{0,785 \cdot 768,3 \cdot 0,021^2 \cdot 64} = 0,785 \text{ м/с},$$

где ρ_1 – плотность спирта при t_2 , кг/м³.

4.9. Рассчитываем откорректированный критерий Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{э2} \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,785 \cdot 0,021 \cdot 768,3}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 11514,$$

где $d_{э2} = d_{вн}$ – эквивалентный диаметр труб, м.

4.10. Критерий Прандтля для ГТ (все параметры для водяного конденсата при $t_{нас}$ [1, табл. XXXIX]):

$$Pr_1 = \frac{C_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{4190 \cdot 0,23 \cdot 10^{-3}}{0,687} = 1,37.$$

4.11. Для вертикального конденсатора:

$$A_1 = (0,796 \varepsilon_z \varepsilon_{ш} r^{0,28} \rho_1^{0,56} \lambda_1^{0,72}) / (\mu_1^{0,28} H^{0,16});$$

где $\varepsilon_z = 0,68$; $\varepsilon_{ш} = 0,75$ [1, табл. 4,5]; $r = 2249 \cdot 10^3$ кДж/кг [1, табл. XXXIX],

ρ_1 – плотность конденсата при $t_{нас}$, $H = l$ – длина труб, м;

$$A_1 = [0,796 \cdot 0,68 \cdot 0,75 (2249 \cdot 10^3)^{0,28} 995,06^{0,56} \cdot 0,687^{0,72}] / (0,23 \cdot 10^{-3})^{0,28} 6^{0,16} = 6830$$

4.12. Критерий Прандтля для спирта:

$$Pr_2 = (C_2 \mu_2) / \lambda_2 = (2933 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}) / 0,1745 = 18,49,$$

где λ_2 – теплопроводность спирта [1, рис. X].

4.13. Рассчитываем термическое сопротивление стенки и загрязнений:

$$R_{cm} = 1/r_1 + 1/r_2 + \delta_{cm}/\lambda_{cm} = 1/1500 + 1/4300 + 0,002/46,5 = 0,000941 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}$$

где $\delta_{cm} = 0,002$ м – толщина стенки труб;

$\lambda_{cm} = 46,5$ Вт/(м²·К) – коэффициент теплопроводности материала труб (углеродистая сталь),

r_1, r_2 – термическое сопротивление загрязнений со стороны пара и со стороны спирта, принимаем по [1, табл. XXXI].

4.14. Принимаем падение температуры со стороны ГТ $\Delta t'_l$ и $\Delta t''_l$:

$$\Delta t'_l = 2^\circ\text{C}; \quad \Delta t''_l = 4^\circ\text{C}.$$

Тогда температура стенки со стороны ГТ:

$$t_{cm1}' = t_{нас} - \Delta t'_l = 104,2 - 2 = 102,2^\circ\text{C};$$

$$t_{cm1}'' = t_{нас} - \Delta t''_l = 104,2 - 4 = 100,2^\circ\text{C}.$$

4.15. Критерии Прандтля Pr'_{cm1} и Pr''_{cm1} при t'_{cm1} и t''_{cm1}

$$Pr_{cm1}' = \frac{C_{cm1}' \mu_{cm1}'}{\lambda_{cm1}'} = \frac{4190 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}}{0,686} = 1,53;$$

$$Pr_{cm1}'' = \frac{C_{cm1}'' \mu_{cm1}''}{\lambda_{cm1}''} = \frac{4190 \cdot 0,26 \cdot 10^{-3}}{0,685} = 1,59.$$

4.16. Тогда

$$\varepsilon_{t1}' = (Pr_1 / Pr_{cm1}')^{0,25} = (1,37 / 1,53)^{0,25} = 0,972;$$

$$\varepsilon_{t1}'' = (Pr_1 / Pr_{cm1}'')^{0,25} = (1,37 / 1,59)^{0,25} = 0,963.$$

4.17. Коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке α_1' и α_1'' :

$$\alpha_1' = A_1 (\Delta t_1')^{-0,28} \varepsilon_{t1}' = 6830 \cdot 2^{-0,28} \cdot 0,972 = 5467,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_1'' = A_1 (\Delta t_1'')^{-0,28} \varepsilon_{t1}'' = 6830 \cdot 4^{-0,28} \cdot 0,963 = 4461 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4.18. Удельный тепловой поток от пара к стенке q_1' и q_1'' :

$$q_1' = \Delta t_1' \alpha_1' = 2 \cdot 5467,6 = 10935 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_1'' = \Delta t_1'' \alpha_1'' = 4 \cdot 4461 = 17845 \text{ Вт/м}^2.$$

4.19. Температура стенки со стороны раствора t_{cm2}' и t_{cm2}'' :

$$t_{cm2}' = t_{cm1}' - q_1' R_{nm} = 102,2 - 10935 \cdot 0,000941 = 97,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{cm2}'' = t_{cm1}'' - q_1'' R_{nm} = 100,2 - 17845 \cdot 0,000941 = 83,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4.20. Разность температур стенки и спирта $\Delta t_2'$ и $\Delta t_2''$:

$$\Delta t_2' = t_{cm2}' - t_2 = 97,7 - 55,9 = 41,8 \text{ К};$$

$$\Delta t_2'' = t_{cm2}'' - t_2 = 83,4 - 55,9 = 27,5 \text{ К}.$$

4.21 Критерий Нуссельта для спирта:

$$Nu_2' = Nu_2'' = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4} \varepsilon_{t2} = 0,023 \cdot 11514^{0,8} \cdot 18,49^{0,4} \cdot 1 = 131,$$

где $\varepsilon_{t2} = (Pr_2 / Pr_{cm2})^{0,25} = 1$ как для нагревающейся среды.

4.22. Коэффициент теплоотдачи для спирта:

$$\alpha_2' = \alpha_2'' = (Nu_2 \lambda_1) / d_{s2} = (131 \cdot 0,1745) / 0,021 = 1088 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4.23. Удельный тепловой поток от стенки к спирту:

$$q_2' = \Delta t_2' \alpha_2' = 41,8 \cdot 1088 = 45496 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2'' = \Delta t_2'' \alpha_2'' = 27,5 \cdot 1088 = 29920 \text{ Вт/м}^2.$$

4.24. Находим средний удельный тепловой поток q_{cp} :

$$q_{cp} = \frac{(q_1' q_2'' - q_1'' q_2')}{(q_2'' - q_2') + (q_1' - q_1'')} = \frac{10935 \cdot 29920 - 17845 \cdot 45496}{(29920 - 45496) + (10935 - 17845)} = 21570 \text{ Вт/м}^2.$$

Находят q_{cp} графическим способом (рис.9):

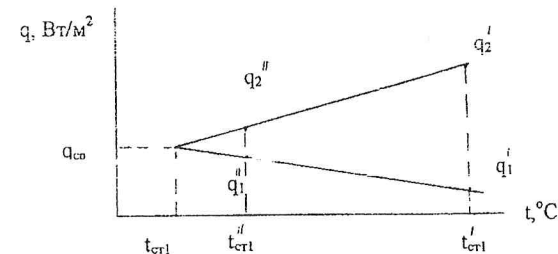


Рис. 9

4.25. Рассчитываем коэффициент теплоотдачи K :

$$K = \frac{q_{cp}}{\Delta t_{cp}} = \frac{21570}{42,3} = 446,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4.26. Поверхность теплообмена F :

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{1906450}{446,0 \cdot 48,3} = 88,5 \text{ м}^2,$$

4.27. Окончательно выбираем конденсатор по ГОСТ 15121-79:

$F_p = 121 \text{ м}^2$, число ходов – 6; общее число труб – 384; диаметр труб – 25x2 мм; длина труб $l_{mp} = 4,0 \text{ м}$.

Запас поверхности:

$$\frac{F_p - F}{F_p} = \frac{121 - 88,5}{121} 100 = 26,9\%.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., 1987.
2. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию /Под ред. Ю.И. Дытнерского. М., 1983.
3. Кожевников Н.П. Расчет многоступенчатой выпарной установки. Свердловск, 1980.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Варианты заданий (холодильники)

№ варианта	Начальная температура раствора, °С	Конечная температура раствора, °С	Начальная температура воды, °С	Конечная температура воды, °С	Концентрация раствора, %	Производительность по раствору, т/ч	Охлаждаемая среда
X1	90	40	18	50	5	4	Раствор NaOH
X2	85	45	19	45	10	8	Раствор NaOH
X3	80	47	20	50	15	10	Раствор NaOH
X4	85	48	18	35	20	12	Раствор NaOH
X5	95	49	19	42	25	14	Раствор NaOH
X6	93	42	20	48	30	16	Раствор NaOH
X7	95	50	18	44	40	18	Раствор NaOH
X8	100	45	18	42	5	22	Раствор NaOH
X9	106	40	20	46	10	24	Сульфатный черный щелок
X10	82	62	18	50	15	28	Сульфатный черный щелок
X11	72	43	19	45	20	30	Сульфатный черный щелок
X12	62	42	20	45	25	36	Сульфатный черный щелок
X13	83	47	18	46	12	40	Сульфатный черный щелок
X14	73	51	19	44	18	44	Сульфатный черный щелок

Окончание табл. 1

№ варианта	Начальная температура раствора, °C	Конечная температура раствора, °C	Начальная температура воды, °C	Конечная температура воды, °C	Концентрация раствора, %	Производительность по раствору, т/ч	Охлаждаемая среда
X15	63	42	20	49	10	50	Сульфатный черный щелок
X16	84	48	18	51	12	56	Сульфатный черный щелок
X17	74	42	19	43	100	64	Толуол
X18	70	40	17	45	100	66	Толуол
X19	72	38	20	47	100	68	Толуол
X20	78	41	19	48	100	70	Толуол
X21	76	43	20	45	100	72	Толуол
X22	77	42	19	51	100	74	Этиловый спирт
X23	78	40	18	38	100	76	Этиловый спирт
X24	68	37	20	44	100	78	Этиловый спирт
X25	69	44	19	46	100	80	Этиловый спирт

Таблица 2

Варианты задания (подогреватели-конденсаторы)

№ варианта	Давление пара, ат	Начальная температура раствора, °C	Конечная температура раствора, °C	Концентрация раствора, %	Производительность по раствору, т/ч	Охлаждаемая среда
K1	0,8	20	66	10	36	Раствор NaOH
K2	0,9	22	65	12	38	Раствор NaOH
K3	1,0	30	75	14	40	Раствор NaOH
K4	1,2	24	70	16	42	Раствор NaOH
K5	1,4	23	72	18	44	Раствор NaOH
K6	1,6	21	68	20	46	Раствор NaOH
K7	1,8	22	71	22	48	Раствор NaOH
K8	2,0	21	69	24	50	Раствор NaOH
K9	0,85	19	69	26	52	Сульфатный черный щелок
K10	0,95	20	62	28	54	Сульфатный черный щелок
K11	1,1	19	74	30	56	Сульфатный черный щелок
K12	2,0	23	100	32	58	Сульфатный черный щелок
K13	2,1	22	105	34	60	Сульфатный черный щелок
K14	2,2	20	95	36	62	Сульфатный черный щелок

Окончание табл. 2

№ варианта	Давление пара, ат	Начальная температура раствора, °С	Конечная температура раствора, °С	Концентрация раствора, %	Производительность по раствору, т/ч	Охлаждаемая среда
K15	2,3	21	90	38	64	Сульфатный черный щелок
K16	2,4	19	105	40	66	Сульфатный черный щелок
K17	1,3	23	72	100	68	Толуол
K18	1,5	22	74	100	70	Толуол
K19	1,7	20	68	100	72	Толуол
K20	1,9	22	67	100	74	Толуол
K21	0,8	20	76	100	76	Этиловый спирт
K22	0,9	20	60	100	80	Этиловый спирт
K23	1,0	21	52	100	85	Этиловый спирт
K24	0,85	18	61	100	90	Этиловый спирт
K25	0,95	19	55	100	110	Этиловый спирт

Таблица 3

Параметры кожухотрубных холодильников в соответствии с
ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79 и ГОСТ 15122-79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообменника F , м ² , при длине труб l , м						Наименьшее сечение трубного пространства, м ²	Сечение одного хода по трубам, м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	-	-	-	0,003
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-	0,004
	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	-	-	-	0,007
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-	0,009
273	20×2	1	100	-	9,5	12,5	19,0	25,0	-	-	0,011
	20×2	2	90	-	8,5	11,0	17,0	22,5	-	-	0,011
	25×2	1	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	0,013
	25×2	2	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-	0,013
400	20×2	1	181	-	-	23,0	34,0	46,0	63,0	-	0,017
	20×2	2	166	-	-	21,0	31,0	42,0	63,0	-	0,017
	25×2	2	100	-	-	16,0	24,0	31,0	47,0	-	0,020
	25×2	1	111	-	-	17,0	26,0	35,0	52,0	-	0,020
600	20×2	1	389	-	-	49,0	73,0	98,0	147,0	-	0,041
	20×2	2	370	-	-	47,0	70,0	93,0	139,0	-	0,041
	20×2	4	334	-	-	42,0	63,0	84,0	126,0	-	0,041
	20×2	6	316	-	-	40,0	60,0	79,0	119,0	-	0,037

Продолжение табл. 3

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность, теплообменника F , м ² , при длине труб l , м					Наименьшее сечение между трубного пространства, м ²	Сечение одного хода по трубам, м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
600	25×2	1	257	-	-	40,0	61,0	81,0	121,0	-
	25×2	2	240	-	-	38,0	57,0	75,0	113,0	-
	25×2	4	206	-	-	32,0	49,0	65,0	97,0	-
	25×2	6	196	-	-	31,0	46,0	61,0	91,0	-
800	20×2	1	717	-	-	90,0	135,0	180,0	270,0	405,0
	20×2	2	690	-	-	87,0	130,0	173,0	260,0	390,0
	20×2	4	638	-	-	80,0	120,0	160,0	240,0	361,0
	20×2	6	618	-	-	78,0	116,0	155,0	233,0	349,0
	25×2	1	465	-	-	73,0	109,0	146,0	219,0	329,0
	25×2	2	442	-	-	69,0	104,0	139,0	208,0	312,0
	25×2	4	404	-	-	63,0	95,0	127,0	190,0	285,0
	25×2	6	385	-	-	60,0	90,0	121,0	181,0	271,0
1000	20×2	1	1173	-	-	-	221,0	295,0	442,0	663,0
	20×2	2	1138	-	-	-	214,0	286,0	429,0	643,0
	20×2	4	1072	-	-	-	202,0	269,0	404,0	606,0
	20×2	6	1044	-	-	-	197,0	262,0	393,0	590,0
	25×2	1	747	-	-	-	176,0	235,0	352,0	528,0
	25×2	2	718	-	-	-	169,0	226,0	333,0	507,0
	25×2	4	666	-	-	-	157,0	209,0	314,0	471,0
	25×2	6	642	-	-	-	151,0	202,0	302,0	454,0
1200	20×2	1	1701	-	-	-	-	427,0	641,0	961,0
	20×2	2	1658	-	-	-	-	417,0	625,0	937,0
	20×2	4	1580	-	-	-	-	397,0	595,0	893,0
	20×2	6	1544	-	-	-	-	388,0	582,0	873,0
	25×2	1	1083	-	-	-	-	340,0	510,0	765,0
	25×2	2	1048	-	-	-	-	329,0	494,0	740,0
	25×2	4	986	-	-	-	-	310,0	464,0	697,0
	25×2	6	958	-	-	-	-	301,0	451,0	677,0

Окончание табл. 3

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность, теплообменника F , м ² , при длине труб l , м					Наименьшее сечение между трубного пространства, м ²	Сечение одного хода по трубам, м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
1000	25×2	4	666	-	-	-	157,0	209,0	314,0	471,0
	25×2	6	642	-	-	-	151,0	202,0	302,0	454,0
1200	20×2	1	1701	-	-	-	-	427,0	641,0	961,0
	20×2	2	1658	-	-	-	-	417,0	625,0	937,0
	20×2	4	1580	-	-	-	-	397,0	595,0	893,0
	20×2	6	1544	-	-	-	-	388,0	582,0	873,0
	25×2	1	1083	-	-	-	-	340,0	510,0	765,0
	25×2	2	1048	-	-	-	-	329,0	494,0	740,0
	25×2	4	986	-	-	-	-	310,0	464,0	697,0
	25×2	6	958	-	-	-	-	301,0	451,0	677,0

Таблица 4

Параметры кожухотрубных конденсаторов и холодильников
в соответствии с ГОСТ 14246-79, ГОСТ 14247-79 (с плавающей головкой)

Диаметр кожуха, мм	Длина труб, мм	Число ходов**	Площадь сечения одного хода по трубам***, м ²	Поверхность теплообмена F, м ² , при длине труб l, м			Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве, м ²
				3,0	6,0	9,0	
325	20×2	2	0,007	-	26	-	0,012
	25×2	2	0,007	-	20	-	0,012
	20×2	2	0,012	-	46	-	0,020
400	25×2	2	0,014	-	38	-	0,019
	20×2	2	0,020	-	76	-	0,031
	25×2	2	0,023	-	62	-	0,030
600	20×2	2	0,030	-	117	176	0,048
	20×2	4	0,013	-	107	160	0,048
	20×2	6	-	-	113	-	0,048
25×2	25×2	2	0,034	-	95	144	0,043
	25×2	4	0,015	-	86	129	0,043
	25×2	6	-	-	87	-	0,043
800	20×2	2	0,056	-	212	243	0,078
	20×2	4	0,025	-	157	295	0,078
	20×2	6	-	-	216	-	0,078
25×2	25×2	2	0,069	-	170	181	0,074
	25×2	4	0,023	-	157	235	0,074
	25×2	6	-	-	164	-	0,074

Окончание табл. 4

Диаметр кожуха, мм	Длина труб, мм	Число ходов**	Площадь сечения одного хода по трубам***, м ²	Поверхность теплообмена F, м ² , при длине труб l, м			Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве***, м ²
				3,0	6,0	9,0	
1000	20×2	2	0,092	-	346	519	0,115
	20×2	4	0,043	-	330	495	0,115
	20×2	6	-	-	368	-	0,115
25×2	25×2	2	0,103	-	284	426	0,117
	25×2	4	0,041	-	267	400	0,117
	25×2	6	-	-	290	-	0,117
1200	20×2	2	0,135	-	514	771	0,138
	20×2	4	0,064	-	494	741	0,138
	20×2	6	-	-	563	-	0,138
25×2	25×2	2	0,155	-	413	635	0,126
	25×2	4	0,072	-	403	604	0,126
	25×2	6	-	-	447	-	0,126
1400	20×2	2	0,188	-	715	1072	0,179
	20×2	4	0,084	-	693	1040	0,179
	20×2	6	-	-	782	-	0,179
25×2	25×2	2	0,214	-	534	876	0,174
	25×2	4	0,099	-	551	841	0,174
	25×2	6	-	-	626	-	0,174

* Трубы $\varnothing 25 \times 2$ мм должны быть изготовлены из высоколегированных сталей; допускаются трубы из углеродистой стали, но $\varnothing 25 \times 2,5$ мм.

** Шесть ходов по трубам может быть только у конденсаторов.

*** Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубных решетках по вершинам равносторонних треугольников, остальные – по вершинам квадратов (ГОСТ 13202-77).