

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З КУРСУ ПАХТ
«РОЗРАХУНОК АМІАЧНОГО ТЕПЛООБМІННИКА
В ЦИКЛІ З ОДНОКРАТНИМ ДРОСЕЛЮВАННЯМ
ТА ПОПЕРЕДНІМ ОХОЛОДЖЕННЯМ»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ МЕХАНІЧНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ

Затверджено на засіданні
кафедри ПАХТ.
Протокол № 11 від 04.06.2010.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з курсу ПАХТ «Розрахунок аміачного теплообмінника в циклі з однократним дроселюванням та попереднім охолодженням» для студентів механічних спеціальностей / Укл.: Т.П. Єльцова, Т.Ю. Гіріч, Т.В. Гриднєва. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2010. – 27 с.

Укладачі: Т.П. Єльцова
Т.Ю. Гіріч, канд. техн. наук
Т.В. Гриднєва

Відповідальний за випуск П.Г. Сорока, д-р техн. наук

Навчальне видання

Методичні вказівки
до виконання курсового проекту з курсу ПАХТ
«Розрахунок аміачного теплообмінника в циклі з однократним
дроселюванням та попереднім аміачним охолодженням»
для студентів механічних спеціальностей

Укладачі: ЄЛЬЦОВА Тетяна Петрівна
ГІРІЧ Тамара Юхимівна
ГРИДНЄВА Тетяна Василівна

Редактор Л.М. Тонкошкур
Коректор В.П. Синицька

Підписано до друку 09.11.10. Формат 60×84¹/₁₆. Папір ксерокс. Друк різнограф.
Ум.-друк. акр. 1,23. Обл.-вид. арк. 1,33. Тираж 100 прим. Зам. № 74.
Свідоцтво ДК № 303 від 27.12.2000.

ДВНЗ УДХТУ, 49005, м. Дніпропетровськ-5, просп. Гагаріна, 8.

Видавничо-поліграфічний комплекс ІнКомЦентру

Методичні вказівки призначені для студентів IV–V курсів механічних спеціальностей усіх форм навчання, що вивчають курс “Основні процеси та апарати хімічної технології”.

У роботі наведені рекомендації до виконання курсових проектів до розділу “Глибоке охолодження”.

Завдання на виконання курсового проекту, вимоги до оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу наведені в методичних вказівках з оформлення курсового проекту.

Вказівки складені з метою допомоги студентові в роботі над спеціальною літературою, стандартами, нормативами, оволодіти методиками технологічних, конструктивних та інших розрахунків теплообмінних апаратів, які передбачені при виконанні курсового проекту до розділу “Глибоке охолодження”.

Методичні вказівки дають можливість студентам познайомитись з основними положеннями розрахунків холодильних циклів глибокого охолодження, а також порядок розрахунків основної теплообмінної температури.

Для виконання курсового проекту студенту видається завдання на проектування, в якому вказані: назва установки, її продуктивність та інші необхідні для розрахунку дані.

Розрахунково-пояснювальна записка повинна включати в себе такі розділи та нумерацію:

1. ВСТУП.
2. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА.
3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.
4. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК.
5. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.
6. МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.

У кінці розрахунково-пояснювальної записки надається список використаної літератури.

Графічна частина курсового проекту має 2 креслення: 1 – технологічна схема установки; 2 – загальний вид спроектованого апарата, які виконуються згідно з вимогами оформлення конструкторської документації.

Зміст розділів розрахунково-пояснювальної записки

1. В розділі “ВСТУП” наводяться визначення процесу глибокого охолодження, його застосування в промисловості та повна характеристика газу, що зріджується в установці, а саме:

1) фізико-хімічні властивості – хімічна формула, молекулярна маса, температури кипіння, розкладу, густина, теплопровідність, теплоємність, а також корозійні властивості та реакційна здатність;

2) народногосподарське значення отримуваних продуктів, основні методи їх виробництва та застосування в народному господарстві.

2. В “ЗАГАЛЬНІЙ ЧАСТИНІ” розглядаються наступні питання:

1) загальні відомості про процес глибокого охолодження та характеристика існуючих циклів для здійснення цих процесів;

2) фізико-хімічні основи процесу глибокого охолодження, зображення схеми циклу та побудова циклу на діаграмі T-S.

Для виконання розрахунків по циклах глибокого охолодження розглянемо цикл високого тиску з попереднім аміачним охолодженням, в який входять основні теплообмінні апарати: попередній, аміачний та основний. Вказані теплообмінники відрізняються один від одного по конструкціях та розрахунках і являються характерними для більшості циклів.

На рис. 2.1,а зображена схема циклу високого тиску з попереднім охолодженням, на рис. 2.1,б – зображення його на діаграмі T-S.

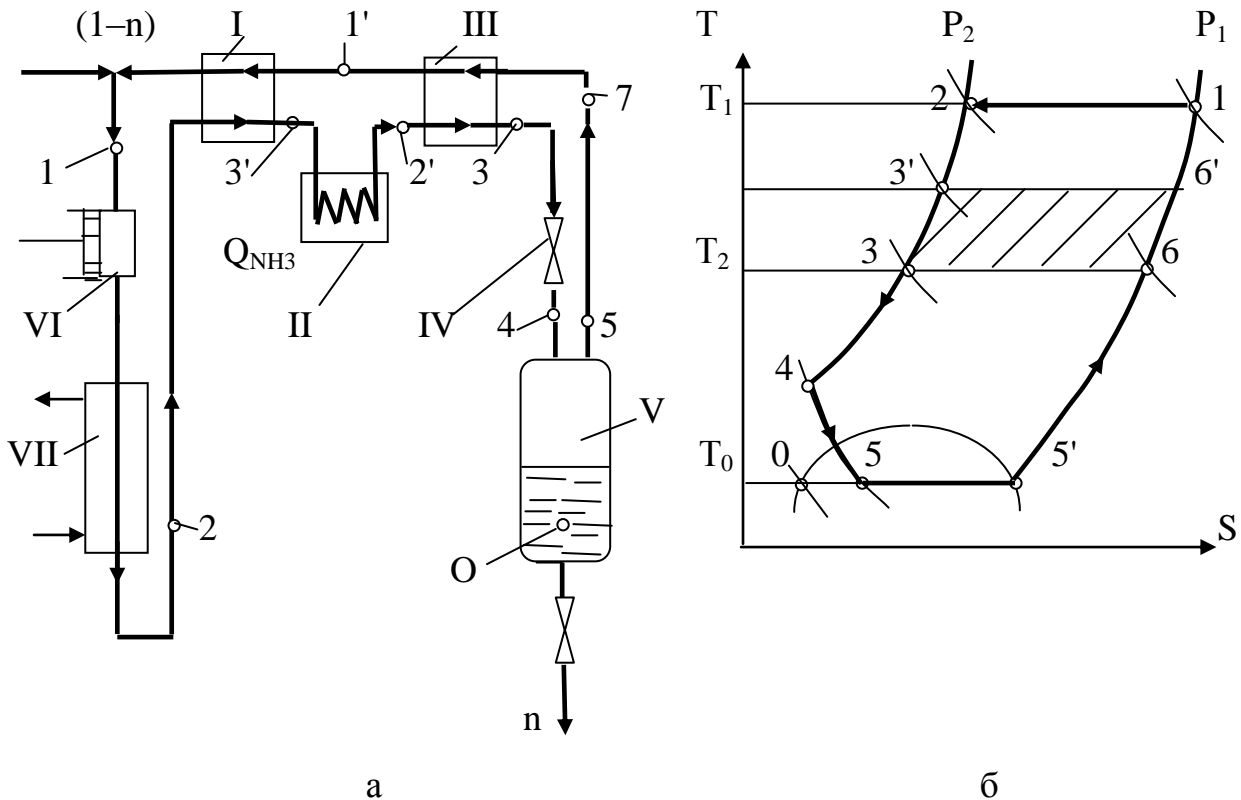


Рис. 2.1. Регенеративний цикл з однократним дроселюванням

та попереднім охолодженням газу: а – принципова схема установки; б – зображення процесу на діаграмі T-S; I – попередній теплообмінник; II – холодильник парокompресійної аміачної холодильної машини; III – основний теплообмінник; IV – дросель; V – збірник рідини; VI – компресор; VII – холодильник компресора, який забезпечує ізотермічне стиснення

Стиснене в компресорі VI повітря проходить попередній теплообмінник I і поступає в аміачний теплообмінник II, де його температура знижується до -45°C за рахунок холоду компресійно-холодильної машини. Охолоджене до -45°C повітря надходить в основний теплообмінник III, далі дроселюється в дроселі IV та розділяється в сепараторі V на рідинну та пароподібну фази. Рідинна фаза в кількості X_g виводиться із системи, а пароподібна фаза повертається в основний III і попередній I теплообмінники для охолодження повітря високого тиску;

3) характеристика теплообмінників, які застосовуються в циклах глибокого охолодження.

Теплообмінники циклів глибокого охолодження в установках розділення повітря поділяються на теплообмінники високого, середнього та низького тиску, відповідно до 20 МПа, 6 МПа а 0,6 МПа.

Теплообмінники представляють собою кожухотрубчасті або звиті апарати з поперечним рухом потоків. В трубках рухається потік високого або низького тиску, а в міжтрубному просторі – потік з незначним надлишковим тиском. Конструкції теплообмінників наведені в літературі [7,8];

4) матеріали, які використовуються для проектування апаратів глибокого холоду.

Основні вимоги до матеріалів, які застосовуються для виготовлення апаратів установок розділення повітря визначаються параметрами процесів, які відбуваються в них – температурою, тиском і середовищем.

При низьких температурах основні механічні властивості вуглецевих і легованих сталей, а також кольорових металів підвищуються. Однак ударна в'язкість знижується. "Правилами устрою та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском" передбачається, що ударна в'язкість матеріалів апаратів в робочих умовах повинна бути не менша ніж 2 кг м/см^2 .

Ударна в'язкість вуглецевих та багатьох легованих сталей при температурі нижче $30\text{--}40^\circ\text{C}$ різко зменшується, тому використання вуглецевих сталей при низьких температурах неможливе.

Ударна в'язкість легованих сталей аустенітного класу (хромонікелевих, хромомарганцевих, нікелевих) при зниженні температури зменшується. Але незначно, що дає можливість використовувати їх при усіх температурах, які мають місце в блоках розділення повітря.

У міді, алюмінію та їх сплавів показники пластичності та ударної в'язкості із зниженням температури, навіть підвищуються.

Ці властивості легованих сталей аустенітного класу та кольорових металів визначають широке застосування їх при виготовленні апаратів циклів зрідження повітря та повітрярозділюючих установок.

Характеристика вуглецевих та легованих сталей наведена у Додатку табл. 1, характеристика кольорових металів та їх сплавів, які використовуються для виготовлення апаратів, що працюють при низьких температурах та високих тисках – у Додатку табл. 2.

Сортамент труб із нержавіючої сталі X18H10T, міді М3, латуні Л62 наведений у Додатку табл. 3–6.

3. У "ТЕХНОЛОГІЧНОМУ РОЗРАХУНКУ" розглядаються слідуючи питання:

3.1. Складання теплового балансу установки та визначення основних параметрів циклу

Кількість додаткового холоду, отриманого в аміачно-компресійно-холодильній машині визначається за рівнянням:

$$Q_{\text{NH}_3} = (i_1' - i_2') - (i_1 - i_2) + X(i_1 - i_1'), \quad (3.1)$$

де X – частина повітря, яка зріджується:

$$X = \frac{i_1' - i_2'}{i_1' - i_0}, \text{ кг/кг.} \quad (3.2)$$

В дійсному процесі внаслідок втрати холоду від недорекуперації q_2 та в навколишнє середовище q_3 , холодопродуктивність буде менша на величину вказаних втрат:

$$\Sigma q = q_2 + q_3 = 11,52 \text{ кДж/кг.}$$

Тоді

$$X_g = \frac{i_1' - i_2' - \Sigma q'}{i_1' - i_0}, \text{ кг/кг.} \quad (3.3)$$

Для визначення ентальпії в характерних точках холодильний цикл будується на діаграмі $T-S$ для повітря. Для побудови циклу необхідно прийняти температуру повітря, яке надходить у компресор – T_1 , кінцеву температуру охолодження повітря в аміачному холодильнику – T_2 , початковий і кінцевий тиск повітря – P_1 та P_2 .

Точка 3' визначається із теплового балансу попереднього теплообмінника:

$$i_2 - i_3' = (1 - X)(i_1 - i_1'), \quad (3.4)$$

звідки

$$i_3' = i_1' - (i_1 - i_3) + X(i_1 - i_1').$$

Для визначення точки 3, яка характеризує стан повітря перед дроселем, необхідно скласти тепловий баланс сепаратора та визначити ентальпію в точці 4:

$$i_4 = X \cdot i_0 + (1 - X) \cdot i_5, \quad (3.5)$$

$i_3 = i_4$ тому що процес дроселювання відбувається при постійній ентальпії.

Необхідну кількість повітря високого тиску для одержання G_p – кг/с зрідженого повітря визначаємо за формулою:

$$G_{\text{в.т.}} = \frac{G_p}{X_g}, \quad (3.6)$$

де $G_{\text{в.т.}}$ – кількість повітря високого тиску.

Кількість повітря низького тиску, яка повертається в теплообмінники:

$$G_{\text{н.т.}} = G_{\text{в.т.}} - G_0, \text{ кг.} \quad (3.7)$$

Кількість тепла, що відводиться в попередньому теплообміннику:

$$Q_I = G_{\text{в.т.}}(i_2 - i_3'), \text{ Вт.} \quad (3.8)$$

Кількість тепла, що відводиться в аміачному теплообміннику:

$$Q_{II} = G_{\text{в.т.}} \cdot Q_{NH_3}, \text{ Вт.} \quad (3.9)$$

Кількість тепла, що відводиться в основному теплообміннику:

$$Q_{III} = G_{e.m} (i'_2 - i_3), \text{ Вт.} \quad (3.10)$$

3.2. Тепловий розрахунок теплообмінника

Тепловий розрахунок теплообмінника складається з визначення поверхні теплообміну із рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2. \quad (3.11)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря високого тиску до стінки труби визначається за відомими формулами розрахунку, а коефіцієнт тепловіддачі в міжтрубному просторі з урахуванням геометричних характеристик намотування визначають за допомогою емпіричних залежностей типу [4]:

$$Nu = A Re^n.$$

Для промислових видів витих теплообмінників рекомендовані відносні відстані намотування в радіальному та осьовому напрямках:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = 1 - 2,$$

$$\text{де } \sigma_1 = \frac{t_1}{d_3}; \quad \sigma_2 = \frac{t_2}{d_3};$$

t_1 – відстань намотування в радіальному напрямі;

t_2 – відстань намотування в осьовому напрямі;

d_3 – зовнішній діаметр труби.

Значення геометричних параметрів, коефіцієнта (A) та показника ступеня (n) вибирають з табл. 3.1.

Таблиця 3.1

| Вид намотування труб | Відносна відстань намотування | | Дослідний критерій Re | Значення коефіцієнтів в рівнянні $Nu = A Re^n$ | |
|----------------------|-------------------------------|------------|-----------------------|--|------|
| | σ_1 | σ_2 | | A | n |
| Густа | 1,15 | 1,0 | 2000–10000 | 0,0185 | 0,96 |
| Розріджена | 1,20 | 1,2 | 1000–26000 | 0,083 | 0,85 |
| Відстанева | 1,0 | 1,2 | 800–44000 | 0,009 | 1,10 |
| Відстанева | 1,0 | 1,4 | 1000–8000 | 0,100 | 0,88 |
| Відстанева | 1,0 | 1,6 | 1000–7000 | 0,100 | 0,88 |
| Відстанева | 1,0 | 1,8 | 1000–7000 | 0,195 | 0,80 |

Швидкість в середньому перетину вільного об'єму міжтрубного простору (ω_2) як для гладких, так и для ребрих теплообмінників приймають в межах 0,5–5 м/с.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до площі зовнішньої поверхні гладкої труби, при $\frac{d_3}{d_B} \leq 6$, визначається за формулою:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_3}{d_b} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}}},$$

а віднесений до площі оребреної поверхні розраховується за рівнянням:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}}},$$

де $F_1 = \pi d_b$ – площа внутрішньої поверхні труби довжиною в 1 м;

$F_2 = \pi((d_3 - d_3 \cdot n_p \cdot \delta) + \pi/2(d_p^2 - d_3^2)n_p)$ – площа зовнішньої поверхні оребреної труби довжиною в 1 м,

де d_p – діаметр ребер;

t_p – відстань між ребрами;

d_b і d_3 – внутрішній та зовнішній діаметр гладкої труби;

δ – товщина ребра;

n_p – число ребер на 1 м довжини труби; $n_p = \frac{1}{t_p}$.

Необхідні величини для визначення критерію Нусельта (Nu): коефіцієнт (A) та показник ступеня (n) для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі для ребристих труб вибирають з табл. 3.2.

Таблиця 3.2

| d ₃ , мм | D, ребра | d _b , мм | Середня товщина ребра | t _p /n | Коефіцієнт оребреньня | Критерій Re | Nu = ARe ⁿ | |
|------------------------|-------------|------------------------|-----------------------------|-------------------|--------------------------|-------------|-----------------------|------|
| | | | | | | | A | n |
| 6,1 | 10,7 | 4,7 | 0,38 | 1,6/625 | 5,05 | 1000–5000 | 0,133 | 0,89 |
| 9,0 | 13,0 | 7,0 | 0,34 | 2,0/500 | 3,53 | – | 0,093 | 0,89 |
| 10,0 | 18,0 | 8,0 | 0,40 | 2,5/500 | 5,61 | – | 0,148 | 0,89 |
| 10,0 | 17,0 | 8,0 | 0,40 | 2,0/500 | 7,15 | 470–5090 | 0,070 | 0,82 |
| 10,0 | 17,0 | 8,0 | 0,40 | 2,0/500 | 7,15 | 400–5200 | 0,059 | 0,82 |
| 10,0 | 14,3 | 8,0 | 0,40 | 1,85/540 | 4,75 | 500–4500 | 0,120 | 0,74 |
| 10,0 | 14,3 | 8,0 | 0,40 | 1,85/540 | 4,75 | 490–4800 | 0,120 | 0,74 |
| 8,6 | 16,5 | 7,0 | 0,40 | 2,0/500 | 8,30 | 5000–15000 | 0,070 | 0,82 |
| 8,6 | 16,5 | 7,0 | 0,40 | 2,0/500 | 8,30 | 5000–12000 | 0,059 | 0,82 |

4. В "КОНСТРУКТИВНОМУ РОЗРАХУНКУ" виконується розрахунок основних розмірів теплообмінника, так як теплообмінники являються основними апаратами установок глибокого охолодження.

При розрахунку основних розмірів витого теплообмінника враховуються наступні міркування.

При розрахунку зовнішнього діаметра і висоти ребер навивки теплообмінника повинна бути забезпечена швидкість потоку теплоносія по міжтрубному просторові ($\omega_{м.п.}$), яка була прийнята в тепловому розрахунку.

Діаметром сердечника $D_{сер}$ задаються таким чином, щоб він був не менше $(8-9)d_3$, так як в іншому разі при навиванні перших рядів теплообмінника трубки можуть сплющитися з причини великої кривизни навивки.

Зовнішній діаметр теплообмінника розраховують за рівнянням:

$$D_{зовн} = D_{сер} + 2m(d_3 + \delta). \quad (4.1)$$

де m – число рядків навивки;

δ – товщина прокладок між трубками, м.

Середній діаметр теплообмінника :

$$D_{cp} = \frac{D_{зов} + D_{сер}}{2} = D_{сер} + m(d_{зов} + \delta). \quad (4.2)$$

Секундна витрата потоку газу в міжтрубному просторі:

$$V_{сек}^{м.п} = \pi D_{cp} \delta t \omega_{м.п}. \quad (4.3)$$

звідки

$$D_{cp} = \frac{V_{сек}^{м.п}}{\pi D_{cp} \delta t \omega_{м.п}}. \quad (4.4)$$

Із рівнянь (4.1) і (4.4) маємо:

$$D_{сер} + m \cdot (d_{зов} + \delta) = \frac{V_{сек}^{м.п}}{\pi D_{cp} \delta t \omega_{м.п}}. \quad (4.5)$$

Задаючись величиною товщини прокладки δ , визначаємо кількість рядів m із рівняння:

$$m^2 (d_{зов} + \delta) + m D_{сер} - \frac{V_{сек}^{м.п}}{\pi \delta \omega_{м.п}}. \quad (4.6)$$

Число рядків трубок в навивці "К" визначається із загальної довжини трубки, L :

$$L = nl = \pi D_{cp} mK. \quad (4.7)$$

звідки

$$K = \frac{n \cdot l}{\pi \cdot D_{cp} \cdot m}, \quad (4.8)$$

де n – число трубок;

l – довжина однієї трубки, м.

Висота навивки теплообмінника в м:

$$H = K \cdot d_{зов}. \quad (4.9)$$

Після визначення основних розмірів визначають параметри навивки для кожного ряду теплообмінника згідно з наступними виразами:

– середній діаметр ряду $D_p = D_{сер} + 2(P-1) \cdot (d_{зовн} + \delta)$;

– число трубок в заході $n' = (\pi \cdot D_p \cdot K) / l$;

- довжина трубки в навивці $l' = (\pi \cdot D_p \cdot K) / n'$;
- число витків однієї трубки $K' = l' / (\pi \cdot D_p)$.

5. В "ГІДРАВЛІЧНОМУ РОЗРАХУНКУ" розраховується гідравлічний опір теплообмінника.

Гідравлічний опір міжтрубного простору теплообмінника визначається згідно з методикою, яка наведена в довіднику з глибокого охолодження [7].

$$\Delta P = \left(\frac{E_v}{K}\right) \cdot K \cdot \frac{\gamma}{q} \cdot \omega_{m.n}, \quad (5.1)$$

де $\frac{E_v}{K}$ – коефіцієнт опору, який визначається з рис. 5.1, залежно від величини критерію Рейнольдса, Re і відношення:

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_1 - 1},$$

де

$$\sigma_1 = \frac{t_1}{d_{зоб}} \quad (5.2)$$

$$\sigma_2 = \frac{t_2}{d_{зоб}} \quad (5.3)$$

t_1 – крок між трубками по ширині навивки;

t_2 – крок між трубками по висоті навивки.

Опір трубного простору теплообмінника:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{m.op.} + \Delta P_{тер.} \quad (5.4)$$

Гідравлічний опір за рахунок місцевих опорів

$$\Delta P_{m.op.} = \zeta \frac{\gamma \cdot \omega_{m.n}^2}{2q}, \quad (5.5)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору:

$$\zeta = 4 \frac{l}{l_1} \zeta_{90}, \quad (5.6)$$

$$\zeta_{90} = 0,131 + 0,16 \cdot \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}, \quad (5.7)$$

де r – радіус закруглення;

l_1 – довжина одного витка.

$$\Delta P_{тер.} = \lambda \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{\gamma \cdot \omega_{m.n}^2}{2q}, \quad (5.8)$$

де λ – коефіцієнт тертя.

Визначаємо за формулою Блазіуса в межах значень $Re=(4000-1000\ 000)$:

$$\lambda = \frac{0,3165}{Re^{0,25}} \quad (5.9)$$

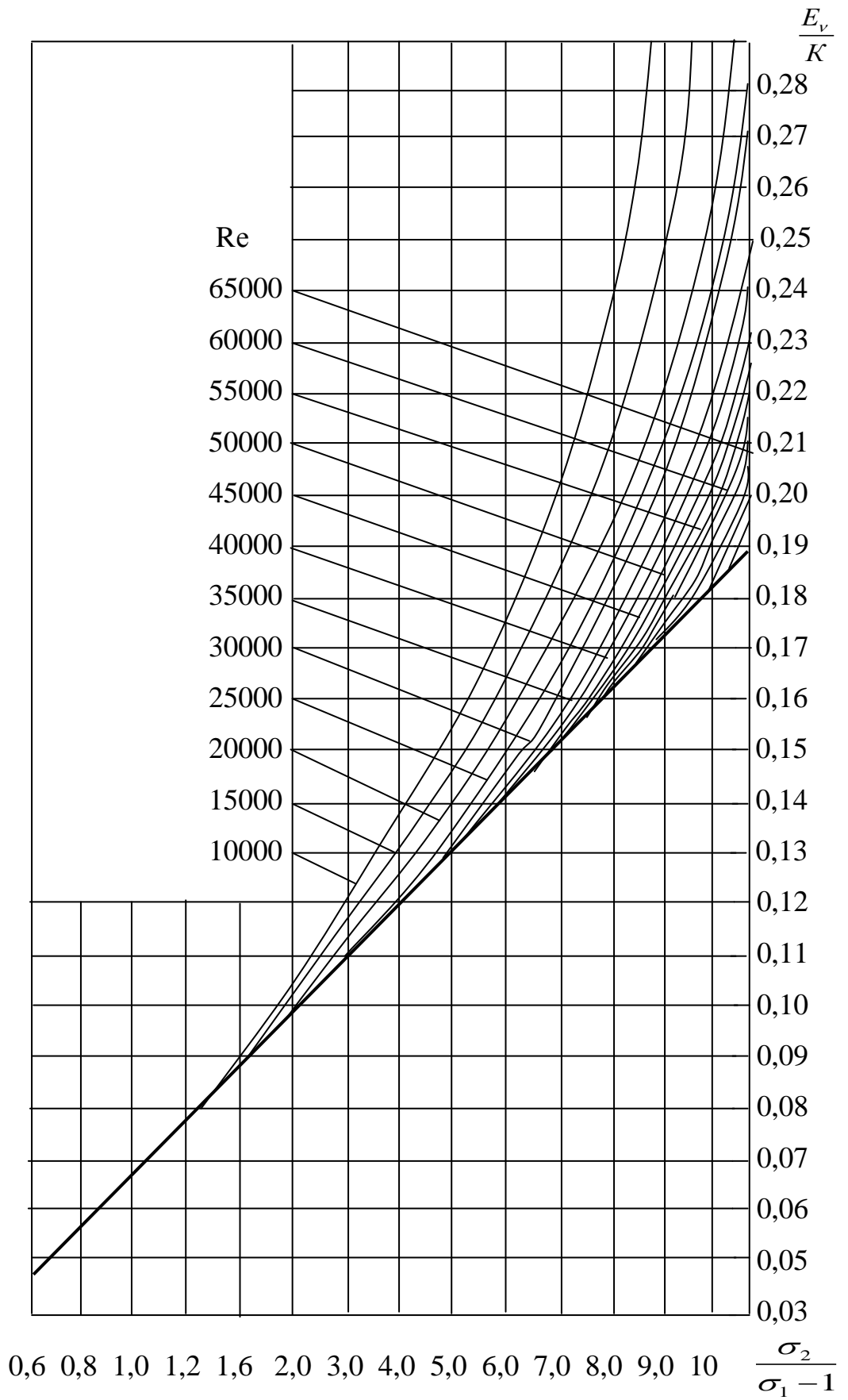


Рис. 5.1. Номограма для визначення коефіцієнта опору тертя

6 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ АМІАЧНОГО ТЕПЛООБМІННИКА

6.1 Технологічний розрахунок

Завдання до розрахунку: розрахувати попередній теплообмінник циклу високого тиску з аміачним охолодженням для отримання 170 кг/год зрідженого повітря.

Принципова схема циклу та побудова його на діаграмі T–S наведена на рис. 2.1.

Приймаємо: температуру повітря на вході в компресор $T_n=298$ К, при початковому тиску $P_1=0,1$ МПа, на виході із аміачного теплообмінника $T_{ам}=248$ К, тиск повітря після компресора $P_2=20$ МПа.

6.2 Визначення долі зрідженого повітря

Визначаємо ентальпії повітря до та після компресора з діаграми T–S в вузлових точках:

$$i_3 = 400,15 \text{ кДж/кг}; i_6 = 452,5 \text{ кДж/кг}; i_0 = 92,18 \text{ кДж/кг}; \\ i_1 = 502,8 \text{ кДж/кг}; i_2 = 460,9 \text{ кДж/кг}.$$

З урахуванням охолодження повітря в аміачному теплообміннику питома холодопродуктивність установки становить:

$$g_0 = (i_6 - i_3) - \Sigma g_i,$$

де Σg_i – сумарні втрати холоду в навколишнє середовище та за рахунок недорекуперації $\Sigma g_i = g_{\text{навк.серед.}} + g_{\text{недорек.}}$

Приймаємо втрати холоду в навколишнє середовище та за рахунок недорекуперації холоду в розмірі $\Sigma g_i = 8 + 4,5 = 12,5$ кДж/кг.

Тоді частку зрідженого повітря визначаємо за формулою [1]:

$$x_g = \frac{(i_6 - i_3) - \Sigma g_i}{i_6 - i_0}, \\ x_g = \frac{(452,5 - 400,15) - 7,5}{400,15 - 92,18} = 0,143 \text{ кг/кг}.$$

Кількість свіжого повітря, яке поступає в компресор:

$$G_n = \frac{G}{x_g} = \frac{170}{0,173} = 1189 \text{ кг/годину} = 0,33 \text{ кг/с}.$$

Кількість теплоти, яка передається в аміачному теплообміннику, визначаємо за формулою [1]:

$$g_{ам} = g' - g + y(i_1 - i_6),$$

де g' – питома холодопродуктивність циклу без урахування втрат аміачного теплообмінника:

$$g' = i_6 - i_3 = 452,5 - 400,15 = 52,35 \text{ кДж/кг}.$$

Питома холодопродуктивність циклу Лінде становить:

$$g = i_1 - i_2 = 502,8 - 460,9 = 41,9 \text{ кДж/кг.}$$

$$g_{\text{ам}} = 52,35 - 41,9 + 0,143(502,8 - 456,7) = 17,64 \text{ кДж/кг.}$$

6.3 Визначення потужності на валу повітряного компресора

$$N = 1,69 G_b RT \ln \frac{P_2}{P_1} = 1,69 \cdot \frac{1189}{3600} \cdot 287 \cdot 290 \ln 200 = 246,141 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка витрачається аміачним компресором становить:

$$N_{\text{ам}} = \frac{g_{\text{ам}} \cdot G}{g_0 \cdot \eta_{\text{ам}}} = \frac{17,64 \cdot 1189}{8540 \cdot 0,66} = 3,72 \text{ кВт,}$$

де $g_0 = 8540 \text{ кДж/кВт} \cdot \text{годину}$ – теоретична питома холодопродуктивність аміачної холодильної установки при $t_{\text{ам}} = -40^\circ\text{C}$;

$\eta_{\text{ам}} = 0,66$ – прийнятий загальний к.к.д. аміачного компресора.

Загальна витрата потужності:

$$N_p = N + N_{\text{ам}} = 246,141 + 3,72 = 249,85 \text{ кВт.}$$

Питома витрата енергії на 1 кг зрідженого повітря:

$$N_{\text{питг}} = \frac{N_p}{y} = \frac{249,86}{170} = 1,47 \text{ кВт} \cdot \text{год/кг.}$$

6.4 Теплові баланси апаратів

Для визначення ентальпії повітря перед дроселем складемо тепловий баланс сепаратора:

$$i_4 = x \cdot i_0 + (1 - x)i_5 = 0,143 \cdot 92,18 + (1 - 0,143) \cdot 289,4 = 260,95 \text{ кДж/кг}$$

де i_5 – ентальпія повітря при $P=0,1 \text{ МПа}$ та $T_0 = 82 \text{ К}$,

$i_5 = 69 \cdot 4,19 = 289,11 \text{ кДж/кг}$, дроселювання здійснюється при постійній ентальпії, тому при дроселюванні $i_4 = i_5$.

Тепловий баланс основного теплообмінника:

$$(i_3 - i_4) = (1 - x)(i_6 - i_5),$$

де i_3 – ентальпія повітря після аміачного теплообмінника,

$$i_3 = 400,15 \text{ кДж/кг;}$$

тоді

$$(400,15 - 260,95) = (1 - 0,143)(i_6 - 289,11),$$

звідки

$$i_6 = 451,54 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловий баланс аміачного теплообмінника:

$$(i_3' - i_3) = (1 - x)(i_6' - i_6), \text{ або } g = (1 - x)(i_6' - i_6);$$

тоді

$$17,64 = (1 - 0,143)(i_6' - 451,54),$$

звідки

$$i_6' = 473,08 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловий баланс попереднього теплообмінника:

$$(i_2 - i_3') = (1 - x)(i_1 - i_6'),$$

тоді

$$469,3 - i_3' = (1 - 0,143)(502,8 - 473,08),$$

звідки

$$i_3' = 443,3 \text{ кДж/кг.}$$

Отримані дані заносимо до табл. 6.1.

Таблиця 6.1

| Точки | T_k | $t^{\circ}\text{C}$ | i , ккал/кг | i , кДж/кг | P , кгс/см ² | P , МПа |
|-------|-------|---------------------|---------------|--------------|---------------------------|-----------|
| 1 | 290 | 17 | 120 | 502,8 | 1,0 | 0,1 |
| 2 | 290 | 17 | 110 | 469,3 | 200 | 20 |
| 3' | 270 | 8 | 106 | 443,3 | 200 | 20 |
| 3 | 248 | -25 | 95,5 | 400,15 | 200 | 20 |
| 4 | 170 | -121 | 62,3 | 260,9 | 200 | 20 |
| 5 | 80 | -193 | 62,3 | 260,95 | 1,0 | 0,1 |
| 5' | 80 | -193 | 69 | 289,11 | 1,0 | 0,1 |
| 6 | 248 | -25 | 108 | 452,5 | 1,0 | 0,1 |
| 6' | 260 | 13 | 112,9 | 473,08 | 1,0 | 0,1 |

6.5 Визначення необхідної кількості аміаку

Складаємо тепловий баланс аміачного теплообмінника:

$$G_{\text{п}}(i_3' - i_3) = G_{\text{NH}_3}(i_6 - i_3),$$

звідси

$$G_{\text{NH}_3} = \frac{G_{\text{п}}(i_3' - i_3)}{i_6 - i_3} = \frac{1189(443,3 - 400,15)}{452,5 - 400,15} = 980 \text{ кг/годину, або } \frac{980}{3600} = 0,272 \text{ кг/с.}$$

В аміачному теплообміннику повітря високого тиску охолоджується від 270 К до 248 К. Для забезпечення різниці температур між повітрям та аміаком, аміак повинен випаровуватись при $t = -50^{\circ}\text{C}$, і тоді різниця температур складає $\Delta t = 248 - 223 = 25^{\circ}$. При температурі 223 К абсолютний тиск пари аміаку дорівнює:

$$P_{\text{абс}} = 0,416 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

В нижній частині аміачного теплообмінника внаслідок тиску стовпа рідини, абсолютний тиск збільшується, і температура випаровування аміаку теж збільшується.

Приймаємо висоту стовпа рідкого аміаку в трубках теплообмінника $h = 3$ м, тоді абсолютний тиск буде дорівнювати:

$$\Delta P' = \rho \cdot g \cdot h = 702 \cdot 9,81 \cdot 3 = 0,206 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Тиск в нижній частині теплообмінника складе:

$$\Delta P_n = (0,416 + 0,206)10^5 = 0,622 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

При цьому тиску аміак випаровується при температурі 227 К.

6.6 Визначення температурного режиму теплообмінника

Схема зміни температур теплоносіїв в теплообміннику

$$\begin{array}{ccc} T_{3'} = 270 \text{ К} & \longrightarrow & T_3 = 248 \text{ К} \\ T_1 = 223 \text{ К} & \longrightarrow & T_{2'} = 227 \text{ К} \end{array}$$

Визначаємо середню логарифмічну різницю температур у теплообміннику:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta T_n - \Delta T_k}{\ln \frac{\Delta T_n}{\Delta T_k}} = \frac{(270 - 227) - (248 - 223)}{\ln \frac{270 - 227}{248 - 223}} = 33,2 \text{ К,}$$

де ΔT_n , ΔT_k – різниці температур на кінцях теплообміну.

6.7 Визначення кількості тепла, яке передається в теплообміннику

$$Q = G_n (i_{3'} - i_3) = \frac{1189(443,3 - 400,15)}{3600} = 14,25 \text{ кВт.}$$

6.8 Визначення коефіцієнта тепловіддачі від повітря високого тиску до стінки труби

Коефіцієнт тепловіддачі визначається із рівняння Нуссельта, вибір якого залежить від значень критеріїв Рейнольда та Прандтля, для визначення яких виконаємо наступні розрахунки.

Середня температура повітря становить:

$$t_{\text{срп}} = \frac{248 + 270}{2} = 259 \text{ К.}$$

Питомий об'єм повітря при середній температурі та тиску $P = 20 \text{ МПа}$, $\vartheta_n = \frac{1}{\rho}$, тоді густина повітря складе:

$$\rho = 1,29 \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{P}{P_0} = 1,29 \cdot \frac{273}{259} \cdot \frac{200}{1} = 271,9 \text{ кг/м}^3,$$

а питомий об'єм

$$\vartheta_n = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{271,9} = 0,0036 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Секундна витрата повітря:

$$V_c = \frac{G_n \cdot \vartheta_n}{3600} = \frac{1189 \cdot 0,0036}{3600} = 1,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Приймаємо труби з діаметром $d = 25 \times 2$ мм і швидкість повітря в них $\omega = 0,125$ м/с.

Площа перерізу труби:

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4} = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Тоді число трубок в теплообміннику складе:

$$n = \frac{V_c}{f \cdot \omega} = \frac{1,19 \cdot 10^{-3}}{3,8 \cdot 10^{-4} \cdot 0,125} = 25.$$

Приймаємо стандартну кількість труб $n' = 37$ [3].

Уточнюємо швидкість руху повітря в теплообміннику при новій кількості труб:

$$\omega' = \frac{n \cdot \omega}{n'} = \frac{25 \cdot 0,125}{37} = 0,084 \text{ м/с.}$$

Визначаємо критерій Рейнольдса та режим руху повітря в теплообміннику.

Розраховуємо критерій Рейнольда:

$$Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,084 \cdot 0,021 \cdot 27,19}{0,017 \cdot 10^{-3}} = 29557 \text{ – режим руху турбулентний.}$$

Розраховуємо критерій Прандтля:

$$Pr = \frac{\omega \cdot c_p}{\lambda} = \frac{0,017 \cdot 10^{-3} \cdot 1,0056 \cdot 10^3}{0,025} = 0,68,$$

де $\mu = 0,017 \cdot 10^{-3}$ Па·с;

$\lambda = 0,025$ Вт/м·К;

$C_p = 0,24 \cdot 4,19 = 1,0056$ кДж/кг·К,

відповідно в'язкість, теплопровідність і теплоємність повітря [2].

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінок труб згідно з формулою для турбулентного режиму руху [2].

$$\alpha_1 = 0,24 \frac{\lambda}{d} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} = 0,024 \frac{0,025}{0,022} 29557^{0,8} \cdot 0,68^{0,33} = 90,64 \frac{\text{Вт}}{\text{м}_2 \cdot \text{К}}.$$

6.9 Визначення коефіцієнту тепловіддачі від стінок труб до киплячого аміаку

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі при кипінні застосовується формула [2]:

$$\alpha_2 = 6,9 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\rho_g \cdot r}{\rho_g - \rho_p} \right)^{\frac{1}{30}} \left(\frac{\rho_p}{\sigma} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda^{0,75}}{\mu^{0,45} \cdot C_p^{\frac{7}{60}} T_n^{0,37}} \cdot q^{0,7},$$

де q – питома теплове навантаження в теплообміннику, Вт/м²;

ρ_g і ρ_p – густина газоподібного та рідкого аміаку, кг/м³;

λ_p – теплопровідність рідкого аміаку, Вт/м·К;
 σ_p – поверхневий натяг рідкого аміаку, Н/м;
 μ_p – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с;
 C_p – теплоємність рідкого аміаку, Дж/кг·К;
 r – прихована теплота пароутворення, кДж/кг;
 $T_{нас}$ – температура насичення, К.

Для киплячого аміаку постійні величини і фізико-хімічні властивості об'єднуються в коефіцієнт В, який при температурі 223 К рівний $V = 145$ [2]:

$$\alpha_2 = V \cdot q^{0.7} \text{ або } \alpha_2 = 145 \cdot \Delta t^{2.33} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{годину} \cdot \text{К}} \text{ або } \alpha_2 = 168,6 \cdot \Delta t^{3.33} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Так як в формулу для визначення α_2 входить різниця температур між киплячим аміаком і стінкою Δt_2 , яка невідома, задачу вирішуємо через питоме теплове навантаження за методикою [7] шляхом побудови графіку $q = f(\Delta t)$, де q – питоме теплове навантаження Вт/м².

Зі сторони повітря:

$$q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta t_1; q_1 = 90,64 \cdot \Delta t_1;$$

зі сторони киплячого аміаку:

$$q_2 = \alpha_2 \cdot \Delta t_2 = 168,6 \cdot \Delta t_2^{3.33}.$$

Задаючись значеннями Δt_1 визначаємо за наведеними вище формулами відповідні питомі навантаження q_1 , q_2 та $\Delta t_2^{3.33}$, складаємо табл. 6.1, згідно з даними якої будується графік залежності $q = f(\Delta t)$, рис. 6.1, і визначається питоме теплове навантаження в теплообміннику.

Таблиця 6.1

Залежність питомого навантаження від різниці температур

| Δt_1 | $\Delta t_2^{3.33}$ | q_1 | q_2 |
|--------------|---------------------|-------|---------|
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 1 | 1,0 | 90,64 | 168,6 |
| 3 | 38,8 | 272,0 | 6451,6 |
| 4 | 101,2 | 362,0 | 17049,7 |

По графіку рис. 6.1 знаходимо дійсне теплове навантаження в апараті на перетині залежностей теплових навантажень зі сторони повітря та зі сторони киплячого аміаку від різниці температур, яке становить $q_d = 3000$ Вт/м²·К.

Тоді поверхня теплообміну складе:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{Q}{q} = \frac{14250}{3000} = 4,75 \text{ м}^2.$$

При розрахунку поверхні теплообміну термічний опір стінки не враховувався, так як він має дуже мале значення.

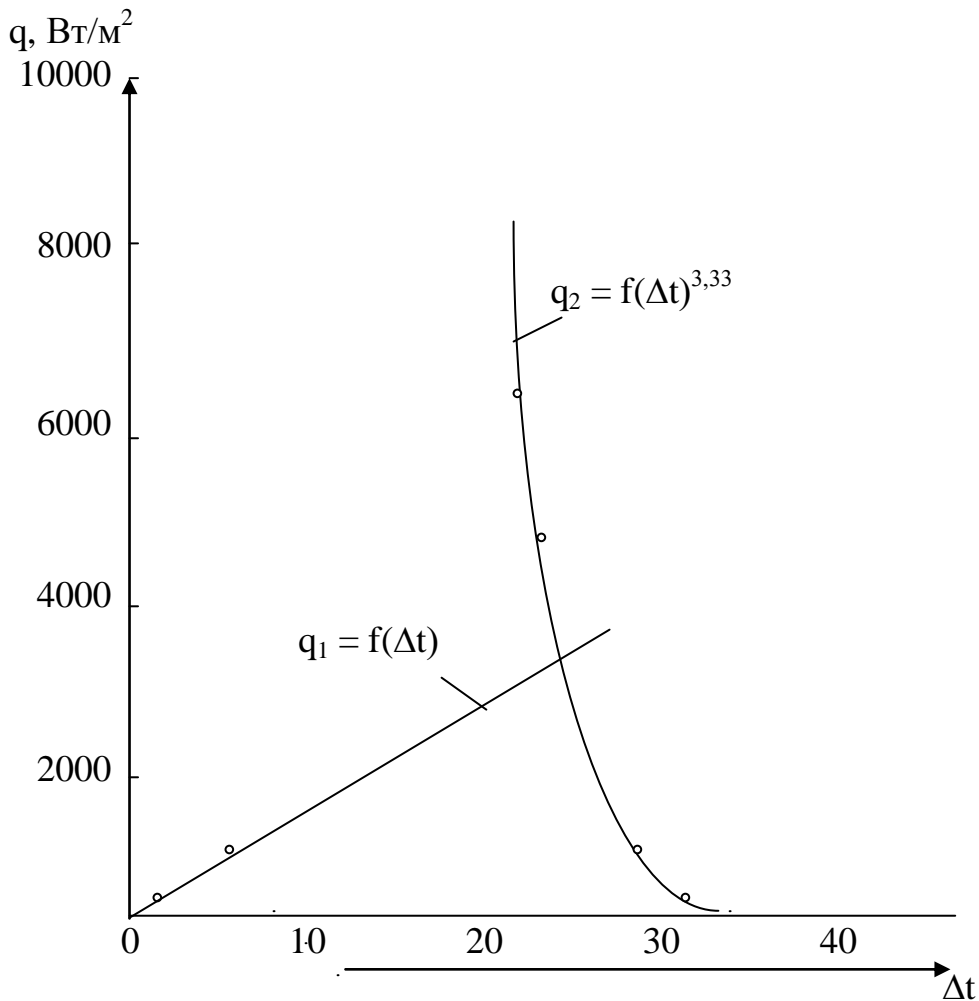


Рис. 6.1. Залежність питомого теплового навантаження теплообмінника від різниці температур

7 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОБМІННИКА

7.1 Визначення довжини трубок теплообмінника:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{cp}} \cdot n},$$

де d_{cp} – середній діаметр труб $d_{\text{cp}} = \frac{d_3 + d_в}{2} = \frac{25 + 22}{2} = 23,5 \text{ мм}$.

Тоді довжина трубок $L = \frac{4,75}{3,14 \cdot 0,235 \cdot 37} = 1,74 \text{ м}$.

7.2 Визначення діаметру трубної решітки та діаметру теплообмінника

Діаметр трубної решітки визначаємо за формулою:

$$D_T = t(b - 1),$$

де t – шаг між трубами, $t = (1,25 - 1,3)d_3$;

b – кількість труб по діагоналі теплообмінника, $b = 7$.

Тоді $D_T = 1,3 \cdot 0,025 (7 - 1) = 0,195$ м.

Діаметр теплообмінника – $D = 0,195 + 4 \cdot 0,025 = 0,295$ м. Приймаємо стандартний теплообмінник з діаметром кожуха $D_3 = 325$ мм, поверхнею теплопередачі $F = 6$ м², довжиною $L = 2$ м, та кількістю трубок $n = 37$.

7.3 Визначення діаметрів штуцерів для підведення та відведення теплоносіїв

Діаметри штуцерів визначаємо із рівняння об'ємної витрати [2]:

$$V_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \omega,$$

де V_c – об'ємна витрата теплоносія, м³/с;

ω – швидкість теплоносія в штуцері, м/с;

d – діаметр штуцера, м.

Штуцер для підведення повітря:

приймаємо швидкість повітря $\omega_1 = 10$ м/с [2], витрата повітря $V_c = 1,19 \cdot 10^{-3}$ м³/с:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot \omega_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,19 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10}} = 0,0123 \text{ м},$$

приймаємо згідно з ДЕСТ діаметр штуцера $d_1 = 0,015$ м.

Штуцер для підведення аміаку:

кількість аміаку складає $G_{\text{NH}_3} = 0,272$ кг/с, густина рідкого аміаку NH_3 при середній температурі випаровування $t_{\text{cp}} = \frac{227 + 223}{2} = 225$ К, або $t_{\text{cp}} = -48^\circ\text{C}$, $\rho_p = 690$ кг/м³, табл. XLVIII, [2], швидкість аміаку приймаємо $\omega_2 = 0,2$ м/с [2].

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{NH}_3}}{\pi \cdot \rho_p \cdot \omega_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,272}{3,14 \cdot 690 \cdot 0,2}} = 0,05 \text{ м},$$

приймаємо згідно з ДЕСТ діаметр штуцера $d_2 = 0,05$ м.

До штуцерів підбираємо фланці з характеристиками, наведеними в табл. 7.1 з ДЕСТ-1235-67, тип 2, ескіз якого наведений нижче на рис. 7.1.

Таблиця 7.1

Характеристики фланців, сталевих, плоских, приварних, зі сполучним виступом

| P _y , МПа | d _y , мм | d _з , мм | D _ф , мм | D _б , мм | D ₁ , мм | Болти | | Держстандарт 1255-67 | |
|----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|-------|----------------------|---------------------|
| | | | | | | d _б , мм | z, шт | h, мм | D ₂ , мм |
| 0,6 | 15 | 18 | 95 | 65 | 45 | M12 | 4 | 12 | 37 |
| 0,6 | 40 | 15 | 130 | 100 | 80 | M12 | 4 | 13 | 1,21 |
| 0,6 | 150 | 159 | 260 | 225 | 202 | M16 | 8 | 17 | 4,32 |

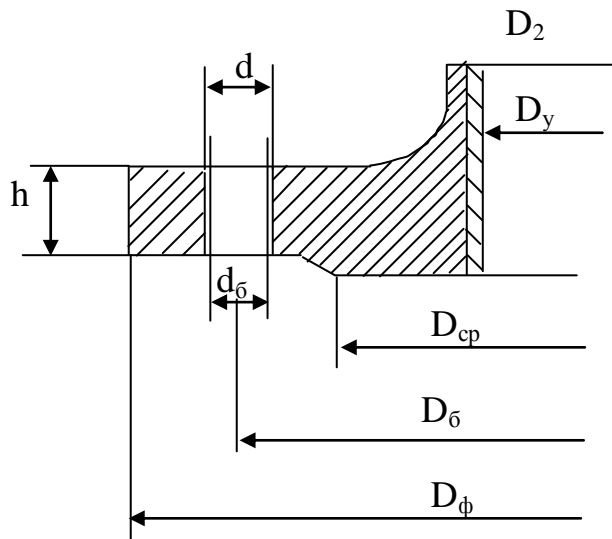


Рис. 7.1. Ескіз фланця

7.4 Вибір верхнього та нижнього днища апарата

Верхнє та нижнє днище апарата вибираємо еліптичними, відбортованими, згідно з Держстандартом 6533-68 [7], з внутрішнім базовим діаметром 1000 та 1800 мм відповідно. Ескіз днища наведений на рис. 7.2.

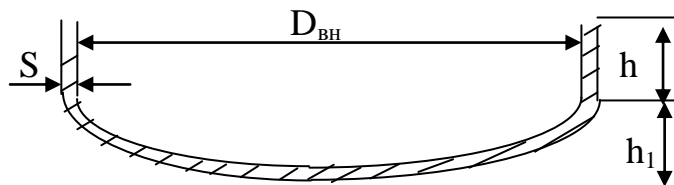


Рис. 7.2. Ескіз днища

Розміри днища: $D_{\text{вн}} = 325$ мм, $h = 68$ мм, $S = 6$ мм, $h_1 = 25$ мм.

З'єднувальні розміри днища з корпусом: $D_{\text{ф}} = 435$ мм, $D_{\text{б}} = 395$ мм, $D_1 = 365$ мм, $z = 12$ шт., $D_2 = 336$ мм, $h = 20$ мм.

8 МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА

8.1 Розрахунок товщини стінки оболонки

В якості матеріалу, який працює в середовищі рідкого аміаку, приймаємо нержавіючу сталь – X18H10T [7].

Товщину циліндричної оболонки, яка знаходиться під внутрішнім тиском, розраховуємо за формулою:

$$S' = \{P_{\square p} \cdot D_a / 2\varphi [\sigma]\} + C_{\kappa, \square} \quad [3]$$

де P_p – розрахунковий тиск в оболонці, $P_p = 0,0622$ МПа;

$[\sigma]$ – допустима напруга матеріалу оболонки; знаходимо по рис. 14.1 [7] залежно від температури $[\sigma] = 150$ МН/м² (для нержавіючої сталі);

φ – коефіцієнт міцності зварювального шва, залежить від типу шва. Наприклад, для одностороннього стикового шва $\varphi=0,8$; двостороннього – $\varphi=0,95$;

C_k – прибавка на корозію, приймаємо $C_k = 0,001$ м на рік;

$$S = \frac{0,0622 \cdot 0,325}{2 \cdot 150 \cdot 0,9} + 0,001 + C_{ок} = 1 \text{ мм.}$$

Товщина стінки корпусу апарата не повинна бути меншою 1 мм.
Приймаємо $\delta = 4$ мм.

Перевіримо умови:

$$\frac{\delta - C_k}{D} \leq 0,1. \quad \frac{(4-1) \cdot 10^{-3}}{0,325} = 0,0092.$$

Умови виконуються.

8.2 Розрахунок товщини стінки днища

Товщина стінки днища:

$$\delta = \frac{P_p \cdot D}{2[\sigma] \cdot \varphi_d} + C = \frac{0,325 \cdot 20,0}{2 \cdot 150 \cdot 0,9} + 0,001 = 0,025 \text{ м.}$$

P_p – тиск в трубках теплообмінника, $P_p = 20$ МПа.

$$S = S' + C_{окр} = 0,0025 + 0,00185 = 0,004 \text{ м.}$$

Мінімальна товщина стінки еліптичного днища за ГОСТ 6533-68 складає $S = 4$ мм [7].

Товщина стінки оболонки округляється до розмірів сортаменту.

8.3 Розрахунок товщини трубної решітки

Приймаємо для закріплення труб трубну решітку тип II, [7], ескіз якої наведений на рис. 8.1.

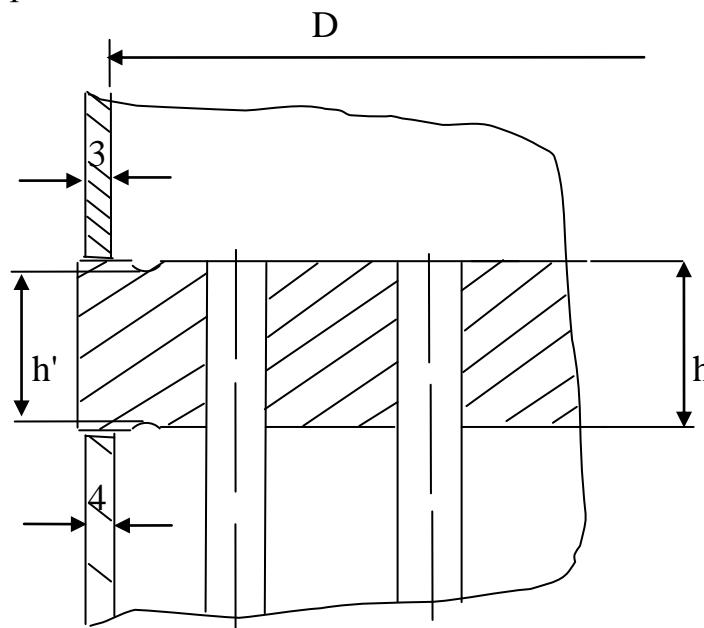


Рис. 8.1. Ескіз трубної решітки

Розрахункова висота решітки посередині:

$$h = K \cdot D \sqrt{\frac{P_p}{[\sigma] \cdot \varphi_0}} + C_k + C_{\text{окр}},$$

$K = 0,45$; $[\sigma] = 140 \text{ МН/м}^2$.

Коефіцієнт ослаблення решітки отворами для кип'ятильних трубок:

$$\varphi_0 = \frac{D - \Sigma d}{D} = \frac{0,325 - 7 \cdot 0,025}{0,325} = 0,46,$$

де Σd – сума отворів по діаметру трубної решітки: при діаметрі труб $n = 7$ мм, їх кількість $\Sigma d = 7 \cdot 0,025 = 0,175$.

$$h = 0,45 \cdot 0,325 \sqrt{\frac{0,20}{140 \cdot 0,46}} + 0,001 + C_{\text{окр}} = 0,082 \text{ м.}$$

Розрахункова товщина решітки зовні [7]:

$$h_1 = K \cdot D \sqrt{\frac{P_p}{[\sigma]}} + C_k + C_{\text{окр}}.$$

$K = 0,36$.

$$h_1 = 0,36 \cdot 0,325 \sqrt{\frac{20,0}{140}} + 0,001 + C_{\text{окр}} = 0,045 \text{ м.}$$

Конструктивний розрахунок теплообмінників, які працюють при високому надлишковому тиску аналогічний розрахунку теплообмінників загального призначення і може бути виконаний з літератури [4].

9 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОБМІННИКА

9.1 Гідравлічний опір теплообмінника визначаємо згідно з виразом [4]:

$$\Delta P = \lambda n \square \cdot L \cdot \omega^2 \cdot \rho / d_{\text{екв}} \cdot 2 + \Sigma \xi (\omega^2 \rho) / 2,$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

n – число ходів в теплообміннику;

L – довжина труб, м;

$d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр, м;

ω – швидкість руху повітря в трубах, $\omega = 0,084 \text{ м/}\square\text{с}$;

ρ – густина повітря, $\rho = 271,9 \text{ кг/м}^3$;

d – внутрішній діаметр труби, м;

$\Sigma \xi$ – коефіцієнти місцевого опору, визначаємо з табл. XIII [2], вхідна та вихідна камери $\Sigma \xi_1 = 1,5 \cdot 2 = 3$; вхід в труби та вихід із них $\Sigma \xi_2 = 1 \cdot 2 = 2$.

Коефіцієнт гідравлічного опору при турбулентному режимі руху можна визначити за формулою [2]:

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,316}{29557^{0,25}} = 0,024.$$

Тоді загальний опір теплообмінника складе:

$$\Delta P = 0,024 \frac{2}{0,022} \cdot \frac{0,084^2 \cdot 271,9}{2} + 5 \frac{10^2 \cdot 271,9}{2} = 67977 \text{ Па.}$$

10 СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1971. – 783 с.
2. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
3. Дытнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
4. Краткая химическая энциклопедия. Т.П. – М.: Советская энциклопедия, 1964. – 746 с.
5. Иоффе И.А. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1991. – 345 с.
6. Лацинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1981. – 381 с.
7. Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. Изд. 2-е. – М.: Торгиздат, 1960. – 656 с.
8. Кочетков Н.Д. Холодильная техника. – М.: Машиностроение, 1966. – 408 с.

Додаток

Таблиця 1

Леговані сталі, рекомендовані для виготовлення апаратів та їх елементів

| Марка, Держстандарт, або ТУ | Що допускаються | | Призначення | Межа текучості, кг/мм ² | Ударна в'язкість, при температурі | | Густина, кг/м ³ | Темпостійкість, Вт/м·К | Темпостійкість, Дж/кг·К |
|--|--------------------|-------------------------|--|---------------------------------------|--------------------------------------|----------|----------------------------|---------------------------|----------------------------|
| | Температура, °С | Тиск, МПа, не більше | | | +20°С | -196°С | | | |
| Сталь високолегована, корозійно стійка. Жароміцна, Х14Г14Н3Т ГОСТ 5632-61 | +500 -196 | 4,0 | Оболонки, днища, фланці, болти, шпильки, інші деталі. Замість сталей Х18Н9Т та Х18Н10Т | 25 30 | 25 | 15-20 | 7800 | 15 | 500 |
| Сталь високолегована корозійно стійка, жаростійка – жароміцна, ГОСТ 5632-61 | +600 -254 | Необмежені | Оболонки, днища, фланці, трубні ґрати, деталі зварної апаратури, болти, шпильки, гайки, труби | 20 | 20 25 | 14 16 | 7800 | 16 | 500 |
| Сталь високолегована корозійно стійка, жаростійка. жароміцна | +600 -254 | Необмежені | Оболонки, днища, відповідальні деталі, па трубки, штуцера, деталі з труб, труби | - | 20 25 | 20 25 | 7900 | 16 | 500 |

Таблиця 2

Механічні властивості кольорових металів та сплавів

| Марка, Держстандарт, або ТУ | Що допускаються | | Призначення | Межа текучості, кг/мм ² | Ударна в'язкість, при температурі | | Густина, кг/м ³ | Теплопровідність, Вт/м·К | Теплоємність, Дж/кг·К |
|--|--------------------|-------------------------|--|---------------------------------------|--------------------------------------|--------|----------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| | Температура, °С | Тиск, МПа, не більше | | | +20°С | -196°С | | | |
| Мідь технічна МЗ, Держстандарт 859-41 | +250 -254 | 20,0 | Оболонки, днища, фланці, штуцери, патрубки, змійовики та інші паяні деталі | - | 10 18 | 16-18 | 8900 | 280 | 386 |
| Латунь Л62, Держстандарт 1019-47 | +600 -254 | 20,0 | Оболонки, днища, фланці, трубні граги, деталі зварної апаратури. Болти, шпильки, гайки, труби | 11 | 12 | 15 | 8430 | 108 | 386 |
| Латунь ЛС59-1, Держстандарт 1019-47 | +600 -256 | 20,0 | Болти, шпильки, гайки | 14 | 6 | 6 | 8500 | 104 | - |
| Латунь 59-1 | +600 -254 | 20,0 | Фланці, трубні граги, гайки, шпindelні з'єднання | 14 | 6 | 7 | 8500 | 100 | - |
| Бронза БР, 10-3-1,5 Держстандарт 493-54 | +250 -196 | 4,0 | Деталі вентилів, арматури | - | - | - | 8300 | 60 | - |

Таблиця 3

Безшовні холодногнуті, холоднокатані та гарячокатані труби із
нержавіючої сталі X18Ni10T, Держстандарт 9941-62

| Зовнішній діаметр, мм | 6 | | 10 | | 14 | | 16 | | 18 | | 20 | | 22 | | 25 | | 28 | |
|--------------------------|------|------|------|------|-----|------|------|------|------|------|-----|------|-------|------|------|-----|-----|-----|
| | 3 | 5 | 6 | 8 | 10 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 |
| Товщина стінки, мм | 0,3 | 1,0 | 2,0 | 0,3 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 0,3 | 2,5 | 1,0 | 3,0 | 2,5 | 3,0 | 1,4 | 2,5 | 1,4 | 2,5 | 3,0 |
| Маса 1 м довжини, кг | 0,4 | 0,2 | 0,4 | 0,1 | 0,7 | 0,83 | 0,13 | 0,95 | 0,47 | 1,2 | 1,4 | 0,82 | 1,39 | 0,92 | 2,0 | | | |
| Зовнішній діаметр, мм | 30 | 40 | 45 | 48 | 53 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 | 85 | 89 | | | | | | |
| Товщина стінки, мм | 5,0 | 1,4 | 4,5 | 3,0 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 1,4 | 5,5 | 1,4 | 6,0 | 1,4 | 3,0 | 7,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 |
| Маса 1 м довжини, кг | 3,08 | 1,33 | 3,94 | 3,11 | 4,5 | 4,83 | 1,78 | 6,44 | 2,02 | 7,99 | 2,2 | 4,5 | 10,88 | 7,79 | 8,38 | | | |

Таблиця 4

Труби тягнені з міді марки МЗ, ГОСТ 617-64

| Зовнішній діаметр, мм | 3 | | 5 | | 6 | | 8 | | 10 | | 12 | | 15 | | 18 | | 22 | |
|-----------------------|-------|------|-------|------|-------|------|------|-------|-------|------|-------|------|------|------|------|-----|------|------|
| | 0,5 | 1,0 | 0,5 | 1,0 | 0,5 | 1,0 | 0,4 | 1,0 | 1,5 | 0,5 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 1,0 | 1,5 | 1,0 | 1,5 |
| Товщина стінки, мм | 0,035 | 0,11 | 0,077 | 0,14 | 0,105 | 0,2 | 0,27 | 0,133 | 0,252 | 0,36 | 0,447 | 0,31 | 0,56 | 0,87 | 0,42 | 0,7 | 0,59 | 0,86 |
| Вага 1 пог. м, кг | 24 | 28 | 30 | 35 | 45 | 55 | 65 | 75 | 85 | 100 | 130 | | | | | | | |
| Зовнішній діаметр, мм | 4,0 | 1,0 | 1,5 | 5,0 | 1,5 | 1,5 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,5 | | | | | | | |
| Товщина стінки, мм | 2,24 | 0,75 | 1,11 | 3,49 | 1,4 | 1,82 | 2,24 | 3,52 | 4,08 | 4,64 | 5,48 | 8,91 | | | | | | |

Таблиця 5

Труби тягнені з лагуни марки Л62, ГОСТ 494-52

| Зовнішній діаметр, мм | 5 | 6 | 8 | 10 | | | 12 | | 14 | 15 | 20 | 22 | | 24 | | 28 | | |
|--------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | 0,5 | 1,0 | 2,0 | 1,0 | 1,5 | | | | 1,0 | 1,5 | 1,5 | 3,0 | 4,0 | 7,0 | 1,5 |
| Товщина стінки, мм | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 0,5 | 1,0 | 2,0 | 1,0 | 1,5 | 1,0 | 1,5 | 2,5 | 1,5 | 3,0 | 4,0 | 7,0 | 1,5 | 3,0 | 4,0 |
| Вага 1 пог. м, кг | 0,11 | 0,13 | 0,18 | 0,13 | 0,24 | 0,43 | 0,29 | 0,42 | 0,34 | 0,54 | 0,82 | 1,16 | 0,82 | 1,52 | 2,14 | 3,18 | 1,06 | 2,56 |
| Зовнішній діаметр, мм | 30 | | | 36 | | | 40 | 45 | 54 | 60 | 75 | 100 | | | | | | |
| Товщина стінки, мм | 2,0 | 3,0 | 3,0 | 4,0 | 1,0 | 2,0 | 2,0 | 3,0 | 2,5 | 3,0 | | | | | | | | |
| Вага 1 пог. м, кг | 1,5 | 2,16 | 2,64 | 3,42 | 1,04 | 2,3 | 2,78 | 4,56 | 4,67 | 7,77 | | | | | | | | |

Таблиця 6

Холодногнуті та холоднокатані труби з алюмінієвого сплаву ГОСТ 1947-56

| Зовнішній діаметр, мм | 6 | 8 | 12 | 16 | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 80 | 100 | 110 | 120 | |
|--------------------------|-------|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | 1,5 |
| Товщина стінки, мм | 0,042 | 0,1 | 0,2 | 0,25 | 0,28 | 0,37 | 0,55 | 0,93 | 0,99 | 1,18 | 1,43 | 1,32 | 2,21 | 1,62 | 2,54 | 2,04 | 3,53 | 4,81 |
| Вага 1 пог. м, кг | 0,042 | 0,1 | 0,2 | 0,25 | 0,28 | 0,37 | 0,55 | 0,93 | 0,99 | 1,18 | 1,43 | 1,32 | 2,21 | 1,62 | 2,54 | 2,04 | 3,53 | 4,81 |