

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
“УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ”**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ  
З КУРСУ  
“ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ”  
«РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО  
ТЕПЛООБМІННИКА-ПІДГРІВАЧА»  
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ІІІ-ІV КУРСІВ УСІХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ**

**Дніпропетровськ УДХТУ 2008**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
“УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ”

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ  
З КУРСУ “ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ”  
«РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО  
ТЕПЛООБМІННИКА-ПІДГРІВАЧА»  
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ІІІ-ІV КУРСІВ УСІХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ

Затверджено  
на засіданні кафедри процесів  
та апаратів хімічної технології.  
Протокол № 12 від 26.06.2007.

Дніпропетровськ УДХТУ 2008

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з курсу “Процеси та апарати хімічних виробництв” «Розрахунок кожухотрубного теплообмінника-підігрівача» для студентів III-IV курсів усіх форм навчання та спеціальностей / Укл.: О.С. Смірнова, С.О. Опарін, А.А. Біла. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2008. – 38 с.

Укладачі: О.С. Смірнова, канд. техн. наук  
С.О. Опарін, канд. техн. наук  
А.А. Біла

Відповідальний за випуск П.Г. Сорока, доктор техн. наук

Навчальне видання  
Методичні вказівки до виконання курсового проекту  
з курсу “Процеси та апарати хімічних виробництв”  
«Розрахунок кожухотрубного теплообмінника-підігрівача»

Укладачі: СМІРНОВА Олена Степанівна  
ОПАРІН Сергій Олександрович  
БІЛА Анна Олександрівна

Редактор Л.М. Тонкошкур  
Коректор Л.Я. Гоцуцова

Підписано до друку 28.09.08. Формат 60×84 1/16. Папір ксероксн. Друк офсетний. Умов.-друк. арк. 1,87. Обл.-вид. арк. 1,92. Тираж 100 пр. Зам. № 17. Свідоцтво ДК № 303 від 27.12.2000.

---

ДВНЗ УДХТУ, 49005, Дніпропетровськ, 5, пр. Гагаріна, 8.

---

Видавничо-поліграфічний комплекс ІнКомЦентру

## I. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

До теплових процесів належать охолодження, нагрівання, конденсація, випарювання. Нагрівання – підвищення температури середовища за рахунок підведення до нього тепла. Конденсація – зрідження пари якої-небудь речовини за рахунок відведення від неї теплоти. Випарювання – переведення рідини в пару за рахунок підведення теплоти [1].

У теплових процесах взаємодіють не менше ніж два середовища з різними температурами, які називаються теплоносіями.

Передача тепла від більш нагрітого теплоносія до менш нагрітого через розділяючу їх стінку, називається теплопередачею і характеризується основним рівнянням теплопередачі:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \cdot \tau, \quad (1.1)$$

де  $Q$  – кількість теплоти, що передається від більш нагрітого теплоносія (теплове навантаження), Дж;

$K$  – сумарний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$\Delta t$  – температурний напір, рушійна сила процесу теплопередачі, К (°С);

$\tau$  – тривалість процесу, секунди.

У хімічній та інших галузях промисловості теплообмінні апарати, звичайно працюють у сталому (стаціонарному) режимі. Це означає, що в умовах незмінного агрегатного стану теплоносіїв їх температури не змінюються з часом, а змінюються тільки уздовж поверхні розділяючої їх стінки. Таким чином, для сталих безперервних процесів можна прийняти  $\tau = 1$  с, рівняння теплопередачі матиме вигляд:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1.2)$$

де  $Q$  – кількість теплоти, що передається від гарячого теплоносія до холодного за відрізок часу в 1 с, Вт.

Температуру ж теплоносіїв достатньо фіксувати на вході та виході апарата, присвоюючи індекс «1» гарячому теплоносію, індекс «2» холодному теплоносію.

Однією з найважливіших величин, що характеризують теплообмін, є коефіцієнт теплопередачі  $K$ , який показує, яка кількість теплоти переходить за одиницю часу від більш нагрітого до менш нагрітого теплоносія через поділяючу їх стінку поверхнею 1 м<sup>2</sup> при різниці температур в 1 градус. Коефіцієнт теплопередачі розраховують згідно з рівнянням:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.3)$$

де  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі для гарячого та холодного

теплоносія, відповідно,  $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$ ;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$  – сумарний термічний опір стінки поверхні теплопередачі та забруднень,  $\frac{m^2 \cdot K}{Bm}$ .

Коефіцієнти тепловіддачі визначаються з врахуванням умов тепловіддачі гарячого та холодного теплоносія за допомогою критеріальних рівнянь, вид яких залежить від конкретних умов процесу, розташування та форми поверхні теплообміну. В цілому, вибір критеріальних рівнянь проводять на основі безрозмірних комплексів:

$Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}$  – для примусової конвекції;

$Gr \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}$  – для природної конвекції,

де  $Re$  – критерій Рейнольдса;

$Pr$  – критерій Прандтля;

$Gr$  – критерій Грасгофа;

$d/l$  – геометричний симплекс апарата.

Правильний вибір рівнянь та методики розрахунку забезпечує розбіжність розрахункових та дослідних даних не більше 10–20%.

В умовах стаціонарного (сталого) режиму теплопередачі використовуються такі варіанти напрямків руху теплоносіїв (рис. 1.1).

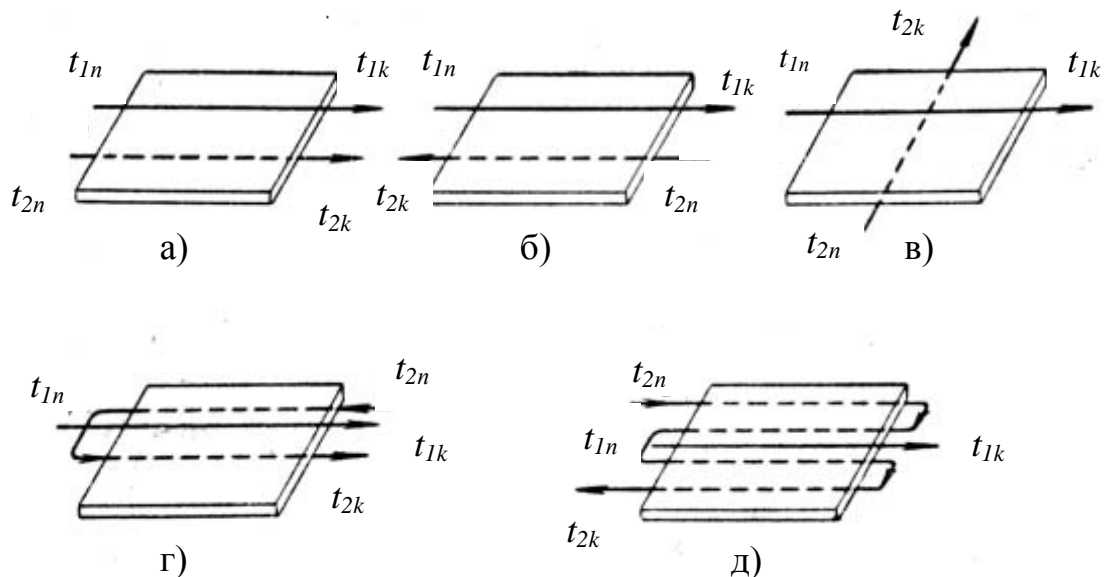


Рис. 1.1. Схеми напрямків руху рідин при теплообміні:

а) – прямотечія; б) – протитечія; в) - перехресна течія;

г) – одноразова змішана течія; д) – багаторазова змішана течія.

$t_{1n}$ ,  $t_{1k}$  – температура гарячого теплоносія на вході та виході в апарат;

$t_{2n}$ ,  $t_{2k}$  – температура холодного теплоносія на вході та виході в апарат

а – прямотечія, коли теплоносії рухаються в одному й тому ж напрямку;

- б – протитечія, коли теплоносії рухаються назустріч один одному;
- в – перехресна течія, коли теплоносії рухаються взаємно перпендикулярно;
- г – одноразова змішана течія, коли один з теплоносіїв рухається в одному напрямку, а другий, як прототечією так і протитечією за відношенням до першого;
- д – багаторазова змішана течія.

При організації різних варіантів напрямків руху теплоносіїв, як правило, напрямок течії змінюється тільки для холодного теплоносія, а для гарячого – залишається постійним.

Температура теплоносіїв змінюється уздовж поверхні теплопередачі внаслідок теплообміну для прототечії і протитечії за різними схемами (рис. 1.2).

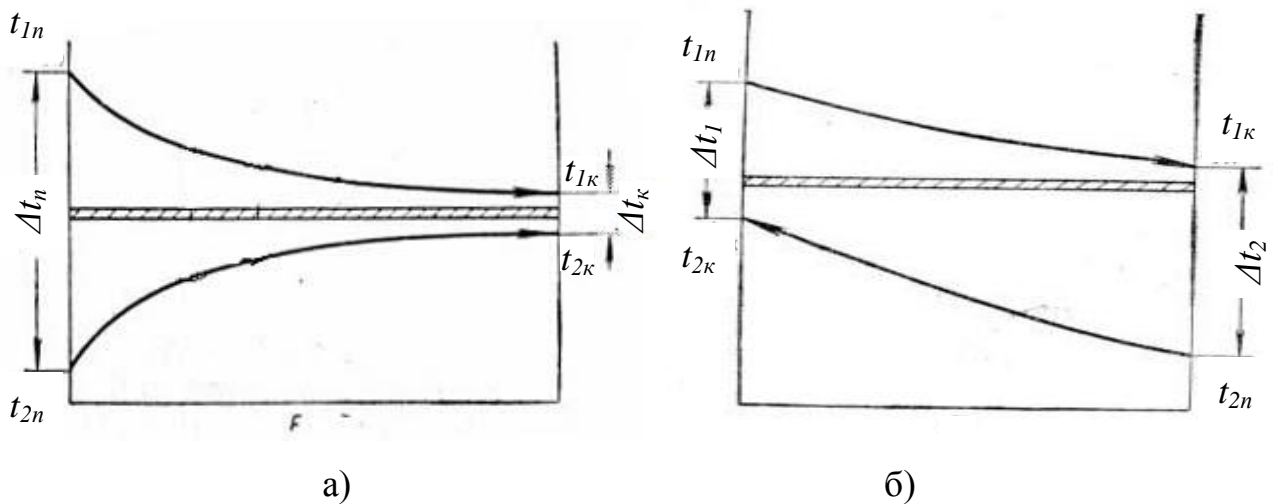


Рис. 1.2. Змінювання температур теплоносіїв при:  
а – прототечії; б – протитечії

Рухийний фактор процесу теплопередачі –  $\Delta t_{cp}$  залежить від напрямку руху теплоносіїв. При протитечії ця величина буде більша, ніж при прототечії, а витрата теплоносіїв однакова. У випадку прототечії кінцева температура холодного теплоносія  $t_{2k}$  не може бути вище кінцевої температури більш нагрітого теплоносія  $t_{1k}$ . Практично, для здійснення процесу теплообміну, на виході із теплообмінного апарата повинна бути якась різниця температур:  $\Delta t_k = t_{1k} - t_{2k}$ .

При протитечії, холодний теплоносіїв з тією ж початковою температурою  $t_{2n}$ , що й при прототечії, може нагрітись до більш високої температури  $t_{2k}$ , близької до початкової температури  $t_{1n}$  гарячого теплоносія. Застосування протитечії при теплообміні більш економічне, ніж при прототечії, але й одночасно призводить до деякого зменшення середньої різниці температур і, відповідно, до збільшення потрібної поверхні теплообміну в порівнянні з прототечією. У тих випадках, коли вибір напрямку руху теплоносіїв не

зумовлений конструкцією апарата, треба виходити з техніко-економічних міркувань.

Апарати, які призначені для теплообміну між теплоносіями, називаються *теплообмінниками*.

За способом передачі тепла розрізняють наступні типи теплообмінних апаратів:

а) поверхневі, в яких обидва теплоносії поділені стінкою, а тепло передається через поверхню цієї стінки;

б) регенеративні, в яких передача тепла від гарячого до холодного теплоносія поділяється з часом на два періоди і відбувається при перемінному нагріванні та охолодженні насадки теплообмінника;

в) змішувальні, в яких теплообмін виникає при безпосередньому контакті теплоносіїв.

До поверхневих теплообмінників належать кожухотрубні, двотрубні («труба в трубі»), змійовикові, спіральні, апарати з оболонками, апарати з ребристими трубами, пластинчаті.

До числа найбільш часто застосовуваних теплообмінних апаратів належать кожухотрубні теплообмінники, в яких один із теплоносіїв рухається в середині труб (трубний простір), а другий – зовні труб (міжтрубний простір).

Ці теплообмінники призначені для теплообміну між рідинами, пароподібними та газоподібними теплоносіями і допускають створення великої поверхні теплопередачі при порівняно невеликих габаритних розмірах апарата.

Теплоносії в кожухотрубних теплообмінниках рухаються, як правило, в режимі протитечії, відповідно по трубному та міжтрубному просторах.

Кожухотрубні теплообмінники за кількістю ходів теплоносія в трубному просторі бувають: одно-, дво-, чотири-, шестиходовими. Кількість ходів визначається поперечними перетинками, які монтуються в кришці та дні теплообмінника (рис. 1.3).

Кожухотрубний теплообмінник із нерухомою закріпленою трубною решіткою в своїй конструкції має: кожух – 1 з привареними до нього трубними решітками – 2. В трубних решітках закріплюється пучок труб – 3. До трубних решіток закріплюються на гвинтах кришки – 4. Труби в трубних решітках розміщують рівномірно по периметрах правильних шестикутників, по концентричних колах або по периметрах прямокутників (рис. 1.4).

Кожухотрубні теплообмінники можуть бути як вертикальні, так і горизонтальні.

Вертикальні теплообмінники більш прості в експлуатації, займають меншу виробничу площу. Горизонтальні теплообмінники використовуються при великій різниці температур та густини теплоносіїв з метою зменшення розшарування рідини.

Для зменшення температурних деформацій, які виникають через велику різницю температур кожуха і труб, використовують теплообмінники з лінзовими компенсаторами (рис. 1.5, а).

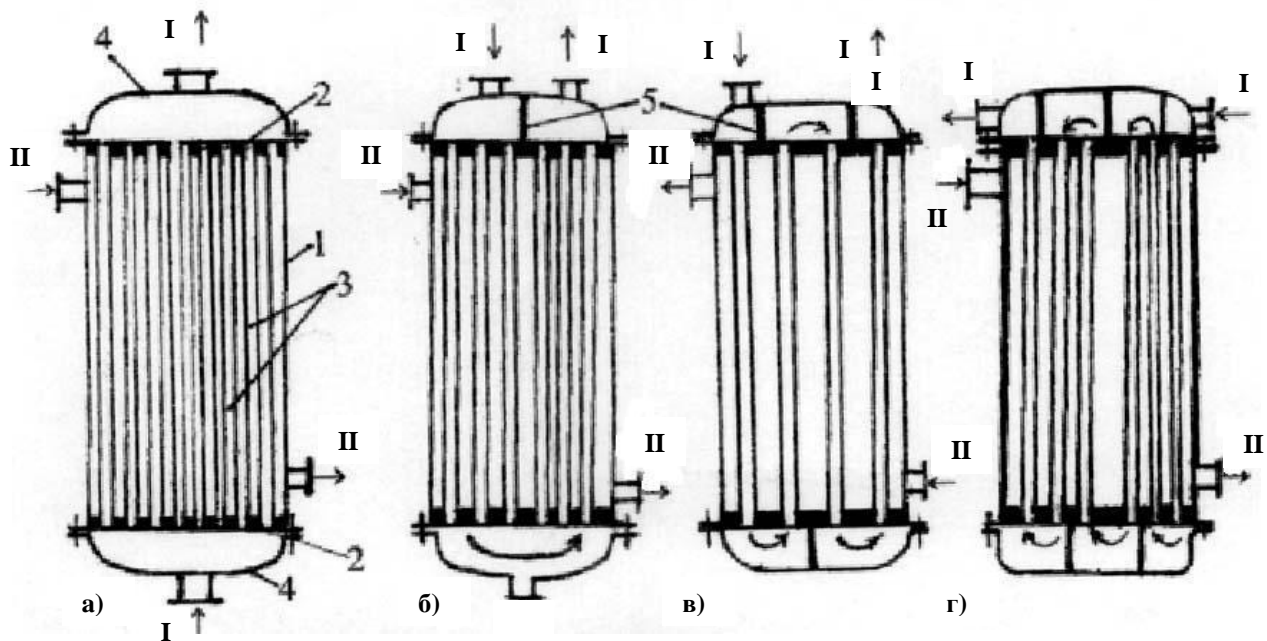


Рис. 1.3. Кожухотрубні теплообмінники:  
 а) одноходовий; б) двоходовий; в) чотириходовий; г) шестиходовий.  
 1 – корпус; 2 – трубна решітка; 3 – труби; 4 – кришки; 5 – перегородки.  
 I – гарячий теплоносій; II – холодний теплоносій

При необхідності забезпечення великих переміщень труб і кожуха використовують теплообмінник з плаваючою голівкою (рис. 1.5б). В цьому випадку нижня трубна решітка є рухомою, що дозволяє всьому пучку труб вільно переміщуватись незалежно від корпуса апарата. Таким чином зменшується температурна деформація.

В кожухотрубному теплообміннику з U-подібними трубами (рис. 1.5, в) самі труби виконують функцію компенсуючих устаткувань. Це спрощує та об'єднує конструкцію апарата, а також значно інтенсифікує теплообмін.

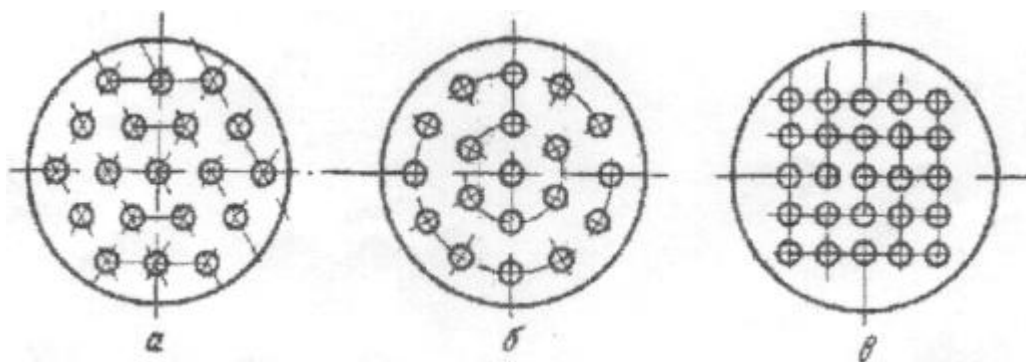


Рис. 1.4. Способи розміщення труб у кожухотрубних теплообмінниках:  
 а – по периметрах правильних шестикутників; б – по концентричних колах; в – по периметрах прямокутників



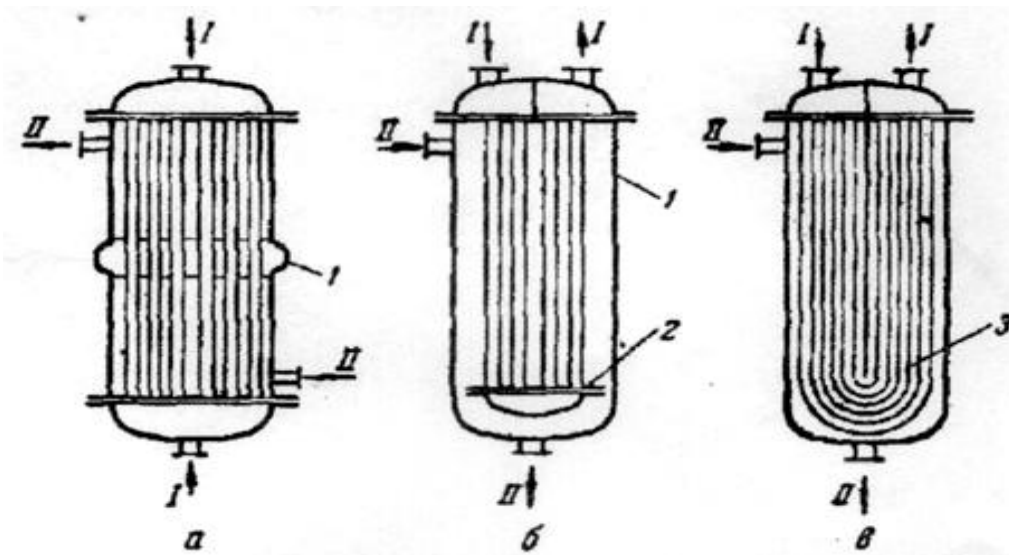


Рис. 1.5. Кожухотрубні теплообмінники з компенсуючими устаткуваннями:  
 а – з лінзовим компенсатором; б – з плаваючою голівкою;  
 в – з U-подібними трубами.  
 1 – лінзовий компенсатор; 2 – рухома трубна решітка; 3 – U-подібні труби

Недоліками U-подібного кожухотрубного теплообмінника є: складність очищення внутрішньої поверхні труб та їх розміщення у великій кількості в трубних решітках.

В одноходових кожухотрубних теплообмінниках через порівняно невеликі витрати рідини швидкість її руху в трубах низька, це призводить до погіршення теплообміну і зменшення коефіцієнта теплопередачі. Для покращення цих характеристик при даній поверхні теплопередачі можна зменшити діаметр труб, відповідно збільшити їх висоту (довжину). Однак, теплообмінники малого діаметру та значної висоти незручні для монтажу, вимагають високих приміщень та підвищують втрати металу на виготовлення деталей, що не беруть участь безпосередньо в теплообміні (кожух апарата). Тому більш раціонально збільшити швидкість теплообміну шляхом застосування багатоходових теплообмінників.

В таких теплообмінниках за допомогою перегородок, що установлені в вхідній та вихідній камерах апарата, труби поділені на секції, або ходи, по яких послідовно рухається рідина.

Зазвичай, розбиття на ходи проводять так, щоб в усіх секціях знаходилася приблизно однакова кількість труб.

Внаслідок меншої площі сумарного поперечного перетину труб, розміщених в одній секції, в порівнянні з поперечним перетином всього пучка труб, швидкість рідини у трубному просторі багатоходового теплообмінника зростає в порівнянні з одноходовим у число разів, рівне числу ходів. Для збільшення швидкості і подовження шляху руху теплоносія в міжтрубному просторі використовують сегментні перегородки. У горизонтальних теплообмінниках ці перегородки є одночасно проміжними опорами для пучка труб.

Підвищення інтенсивності теплообміну в багатоходових теплообмінниках супроводжується зростанням гідравлічного опору та ускладненням конструкції апарата. Це диктує вибір економічно доцільної швидкості, яка визначається числом ходів теплообмінника.

Кожухотрубні теплообмінники можуть використовуватись в якості холодильників, підігрівачів, конденсаторів та кип'ятильників.

Кожухотрубні конденсатори (підігрівачі) мають призначення сконденсувати пари води або органічної рідини, чи підігріти рідину або газ за рахунок тепла конденсації водяної пари.

У випадку використання кожухотрубного теплообмінника в якості підігрівача, гарячий теплоносій (водяна пара) направляють у міжтрубний простір, а в трубний простір – холодний теплоносій.

Відповідно до ДОСТ 15121-79 кожухотрубні підігрівачі (конденсатори) можуть бути двох-, чотирьох, шести-ходовими. Від холодильників вони відрізняються більшим діаметром штуцера для підведення пари в міжтрубний простір. Для відводу конденсату та попередження проскоку пари в лінію конденсату теплообмінник-підігрівач повинен бути обладнаний конденсатовідводчиком.

## **2. ПОВІРКОВИЙ РОЗРАХУНОК**

### **2.1. Блок-схема послідовності повіркового розрахунку теплообмінника-підігрівача**

Для діючих кожухотрубних теплообмінників – підігрівачів виконують повірковий розрахунок, метою якого є визначення необхідної поверхні теплообміну  $F$  при відомих витратах теплоносіїв та їх початкових і кінцевих температурах. За необхідною поверхнею теплообміну вибирають тип апарата та нормалізований варіант конструкції, а потім перевіряють її відповідність заданим технологічним умовам. На рис. 2.1 надана блок-схема послідовності повіркового розрахунку теплообмінника-підігрівача.

### **2.2. Температурний режим**

#### **2.2.1 Вибір напрямку руху теплоносіїв, їх початкових та кінцевих температур, визначення середньої логарифмічної температури, середньої температури гарячого та холодного теплоносія**

Для проведення безпосереднього розрахунку кожухотрубного підігрівача потрібно установити напрям одного теплоносія в трубному, а іншого в міжтрубному просторі. Рідину, яку потрібно підігріти (холодний теплоносій), рекомендується направляти в трубний простір, щоб збільшити її швидкість.

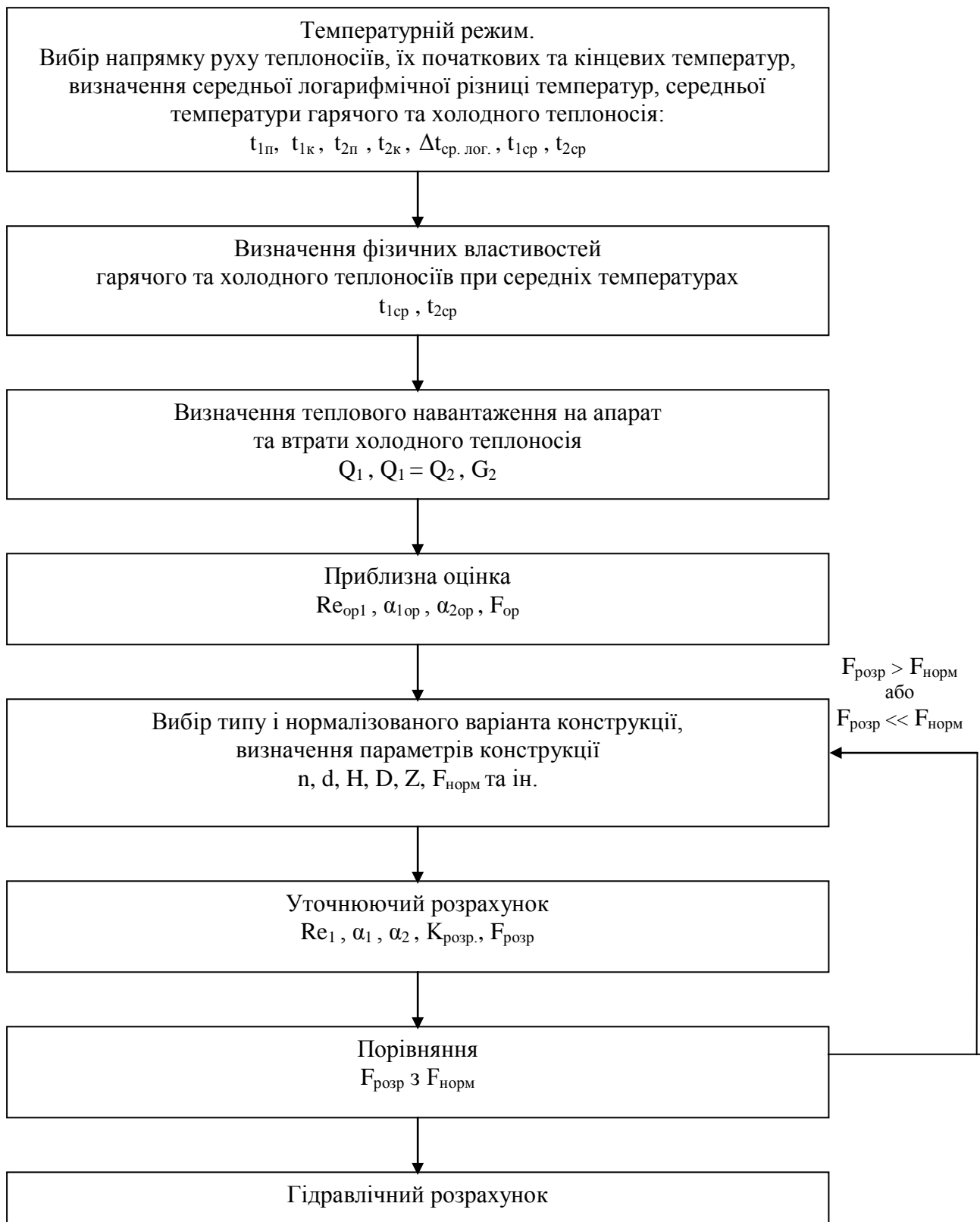


Рис. 2.1. Блок-схема повіркового розрахунку кожухотрубного теплообмінника-підігрівача

Водяну пару (гарячий теплоносіє) при конденсації якої виділяється велика кількість тепла, потрібно направляти в міжтрубний простір. Це зумовлено значно більшим об'ємом пари в порівнянні з рідиною, що нагрівається. Початкову температуру рідини  $t_{2п}$  приймають, як середню річну  $15 \div 20^{\circ}\text{C}$ , а її кінцеву температуру  $t_{2к}$  визначають таким чином:

- у випадку ректифікації – на основі температурного режиму роботи ректифікаційної установки і кінцева температура відповідає температурі кипіння похідної суміші  $t_{2к} = t_f$ ;
- при розрахунках підігрівача для початкового розчину випарювальної установки приймають  $t_{2к} = t_{\text{кипіння}}$  розчину.

При зміні агрегатного стану теплоносія (конденсація водяної пари) його температура постійна вздовж всієї поверхні теплопередачі і рівняється температурі конденсації ( $t_{1п} = t_{1к} = t_k$ ), яка залежить від тиску пари (рис. 2.2).

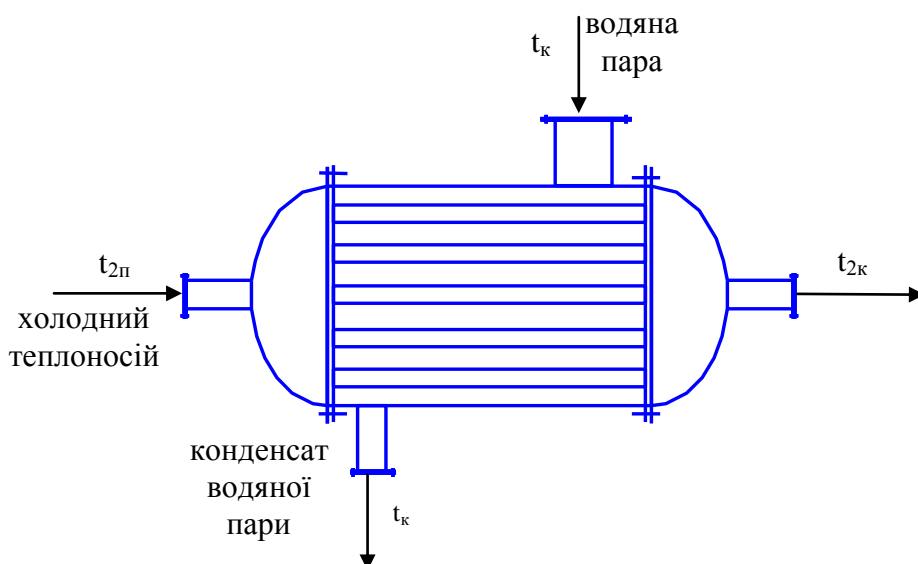
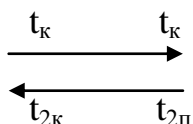


Рис. 2.2. Схема руху теплоносіїв у кожухотрубному підігрівачі:  
 $t_k$  – температура конденсації водяної пари;  
 $t_{2к}$ ,  $t_{2п}$  – початкова та кінцеві температури холодного теплоносія

Примічаючи схему руху теплоносіїв і враховуючи перевагу протитечії перед прямотечією, для теплообмінника – підігрівача температурний режим має вигляд:



де  $t_k$  – температура конденсації водяної пари,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{2п}$  – початкова температура холодного теплоносія (суміші),  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{2к}$  – кінцева температура холодного теплоносія,  $^{\circ}\text{C}$ .

Середню логарифмічну температуру між теплоносіями визначають на кінцях апарата:

$$\Delta t_{cp.a} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (2.1)$$

де:  $\Delta t_{\delta} = t_k - t_{2n}, \quad (2.2)$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_k - t_{2k}. \quad (2.3)$$

Якщо,  $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}} < 2$ , то середню різницю температур визначають, як середню арифметичну:

$$\Delta t_{cp.ap.} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mathcal{M}}}{2}. \quad (2.4)$$

Температуру конденсації грійочої водяної пари ( $t_k$ ) приймають на  $25 \div 30^{\circ}\text{C}$  вище від кінцевої температури холодного теплоносія.

$$t_k = t_{2k} + 25 \div 30^{\circ}\text{C}.$$

При температурі конденсації знаходять всі фізичні властивості водяної пари [2, табл. LVII], та водяного конденсату [2, табл. XXXIX].

За довідковими даними складають таблиці згідно з наданими зразками (табл. 2.1, 2.2).

Таблиця 2.1

Фізичні властивості водяної пари при  $t_{\text{конденсації}}$

Назва теплоносія	Температура конденсації	Абсолютний тиск	Густина пари	Питома ентальпія пари	Питома теплота пароутворення	Питомий об'єм пари
Водяна пара	$t_k, ^{\circ}\text{C}$	$P, \text{кг/см}^2$ атм.	$\rho_{г.п.}, \text{кг/м}^3$	$i, \text{кДж/кг}$	$r_{г.п.}, \text{кДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$

Таблиця 2.2

Фізичні властивості водяного конденсату при  $t_{\text{конденсації}}$

Назва теплоносія	Температура конденсації	Густина, $\rho$	Теплоємність, $C$	Теплопровідність $\lambda \cdot 10^2$	Динам. коефіц. в'язкості $\mu \cdot 10^6$	Кінемат. коефіц., в'язкості $\nu \cdot 10^6$	Коефіц. об'ємного розшир. $\beta \cdot 10^4$	Критерій Прандтля $Pr$
Водяний Конденсат	$t_k, ^{\circ}\text{C}$	$\text{кг/м}^3$	$\text{кДж/кг}\cdot\text{K}$	$\text{кДж/м}\cdot\text{K}$	$\text{Па}\cdot\text{с}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\text{K}^{-1}$	

Фізичні властивості холодного теплоносія визначаються за його середньою температурою  $t_{2\text{cp}}$ , яку знаходять як середню арифметичну між початковою та кінцевою температурами:

$$t_{2\text{cp}} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2}. \quad (2.5)$$

Фізичні властивості холодного теплоносія знаходять з довідкової літератури [2] і складають таблицю згідно з наданим зразком.

Таблиця 2.3

Фізичні властивості холодного теплоносія

Назва теплоносія	Середня температура $t_{2\text{cp}}$ , °C	Густина, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Теплоємність, $C$ , кДж/кг·К	Коефіц. теплопровідн. $\lambda$ , Вт/м·К	Динаміч коефіц. в'язкості $\mu$ , Па·С	Кінемат. коефіц. в'язкост. $\nu$ , м <sup>2</sup> /С	Коефіц. об'ємн. розшир. $\beta$ , К <sup>-1</sup>	Критерій Прандтля $Pr$
Холодний (органічна суміш)	$t_{2\text{cp}}$							

Якщо, холодний теплоносій органічна суміш двох речовин, то її фізичні властивості знаходять як адитивні величини складових [2]:

– густина ( $\rho$ ):

$$\frac{1}{\rho_{\text{сум}}} = \frac{\bar{X}_1}{\rho_1} + \frac{\bar{X}_2}{\rho_2}, \quad (2.6)$$

де  $\bar{X}_1$  та  $\bar{X}_2$  – масові частки компонентів суміші;

$\rho_{\text{сум}}$ ,  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  – густини суміші та її компонентів, кг/м<sup>3</sup>;

– динамічний коефіцієнт в'язкості ( $\mu$ ):

$$\ell g \mu_{\text{сум}} = x_1 \ell g \mu_1 + x_2 \ell g \mu_2, \quad (2.7)$$

де  $\mu_{\text{сум}}$ ;  $\mu_1$ ;  $\mu_2$  – динамічні коефіцієнти в'язкості суміші та її компонентів, Па·С;

$x_1$ ;  $x_2$  – мольні частки компонентів суміші;

– теплоємність ( $C$ ):

$$C_{\text{сум}} = C_1 \cdot \bar{X}_1 + C_2 \cdot \bar{X}_2, \quad (2.8)$$

де  $C_{\text{сум}}$ ;  $C_1$ ;  $C_2$  – теплоємність суміші та її компонентів, кДж/кг·град;

$\bar{X}_1$ ;  $\bar{X}_2$  – масові частки компонентів.

Коефіцієнт теплопровідності ( $\lambda$ ) та об'ємний коефіцієнт розширення ( $\beta$ ) для суміші знаходять згідно з рівнянням 2.8.

## 2.2. Визначення теплового навантаження апарата, тепловий баланс, витрата гріючої водяної пари

Теплове навантаження теплообмінника-підігрівача  $Q$  визначають у відповідності з технологічними умовами за рівнянням:

$$Q = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{2k} - t_{2n}) \text{ кДж/с (Вт)}, \quad (2.9)$$

де:  $G_2$  – витрата холодного теплоносія,  $\text{кг/с}$ ;

$C_2$  – теплоємність холодного теплоносія,  $\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$ ;

$t_{2k}$  – кінцева температура холодного теплоносія,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{2n}$  – початкова температура холодного теплоносія,  $^{\circ}\text{C}$ .

Витрату гріючої водяної пари  $G_{г.п.}(G_1)$ , не показаної у вихідному завданні, визначають на основі теплового балансу:

$$Q_1 = Q_2 = G_{г.п.} \cdot r_{г.п.} \cdot x. \quad (2.10)$$

Звідки: 
$$G_{г.п.} = \frac{Q_2}{r_{г.п.} \cdot x} \text{ кг/с}, \quad (2.11)$$

де  $r_{г.п.}$  – питома теплота пароутворення водяної пари при  $t_{\text{конд.}}$ ,  $\text{кДж/кг}$ ;

$x$  – ступінь насичення водяної пари, прийняти, 0,95 [2].

## 2.3. Приблизна оцінка коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі, гідравлічного режиму холодного теплоносія та орієнтовної поверхні теплопередачі

Для холодного теплоносія приймають орієнтовне значення критерію Рейнольдса  $Re_2 = 15000$ , що відповідає розвиненому турбулентному режиму.

Мінімальне орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі  $K_{ор.}$  приймають на підставі табл. 2.4, аналізуючи вид теплообміну, що протікає в теплообмінному апараті.

Таблиця 2.4  
Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі  $K$  [3]

Вид теплообміну	К, Вт/м <sup>2</sup> · К		Вид теплообміну	К, Вт/м <sup>2</sup> · К	
	Вимушена конвекція	Природна (вільна) конвекція		Вимушена конвекція	Природна (вільна) конвекція
Від газу до газу	10 – 40	4 – 12	Від конденс. водяної пари: до води	800 - 3500	300 - 1200
Від газу до рідини	10 – 60	60 – 20		до киплячої рідини	-
Від конденсуючої пари до газу	10 – 60	6 – 12	до органічної рідини	120 – 340	60 – 170
Від рідини до рідини:	800 – 1700	140 – 430	Від конденсуючої пари органічної рідини до води	300 - 800	230 – 460
для води			120 - 270	30 - 60	
для вуглеводнів та масел					

Враховуючи, що в підігрівачі процес теплообміну протікає від конденсуючої водяної пари (міжтрубний простір) до органічної рідини (трубний простір) в цілому рекомендується значення  $K_{op}$  прийняти в межах  $120 \div 340 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ .

Загальний термічний опір  $\Sigma \frac{\delta}{\lambda}$  прийняти орієнтовно  $0,005 \div 0,00055 \text{ м}^2\text{К/Вт}$  [2].

Необхідну орієнтовну поверхню теплопередачі визначають із основного рівняння теплопередачі:

$$F_{op} = \frac{Q_2}{K_{op} \cdot \Delta t_{c.l.}} \quad (2.12)$$

Необхідно врахувати, що в багатоходових теплообмінниках з протитоковим рухом теплоносіїв середній логарифмічний температурний напір  $\Delta t_{c.l.}$  уточнюється з введенням поправки  $\epsilon_{\Delta t}$ , яка залежить від кінцевої температури холодного теплоносія і визначається за допомогою додатка [2].

#### 2.4. Вибір типу і нормалізованого варіанта конструкції підігрівача

Вибір конкретного типу теплообмінника-підігрівача виконується згідно з таблицею 1 (додаток I), або з таблицею 2 (додаток II) на підставі значень  $F_{op}$  та  $n/Z$ ; де  $n/Z$  – відношення кількості труб  $n$  до кількості  $Z$  ходів, визначеного за холодним теплоносієм:

$$\frac{n}{Z} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_B \cdot Re_2 \cdot \mu_2}, \quad (2.13)$$

де:  $d_B$  – внутрішній діаметр трубок теплообмінника, приймають труби діаметром  $d_3 \times n$ ;  $(25 \times 2) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , або  $(20 \times 2) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

$\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості холодного теплоносія, Па · с.

Рекомендовано розглянути декілька варіантів конструкцій теплообмінників-підігрівачів з близькою  $F_{op}$  та  $n/Z$ .

З конструкційних параметрів прийнятих варіантів теплообмінників скласти таблицю.

Таблиця 2.5

Характеристика кожухотрубних теплообмінників

Варіант теплообмінника	Нормалізована поверхня теплообміну, $F_n, \text{ м}^2$	Діаметр кожуха $D_k, \text{ м}$	Кількість труб $n$	Кількість ходів $Z$	Діаметр труб $d_3 \times S, \text{ мм}$	Мінімальна площа перерізу $S_n, \text{ м}^2$
I						
II						



## 2.5. Уточнюючі розрахунки

2.5.1. Визначення розрахункового критерію Рейнольдса для холодного теплоносія та коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2$  для трубного простору теплообмінника-підігрівача.

Розрахунковий  $Re_2$  визначають згідно з рівнянням:

$$Re_2 = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_{BH} \left( \frac{n}{Z} \right) \cdot \mu_2}, \quad (2.14)$$

де  $G_2$  – витрата холодного теплоносія, кг/с;

$d_{BH}$  – внутрішній діаметр трубки теплообмінника (0,016 м або 0,02 м);

$n/Z$  – відношення кількості труб до кількості ходів вибраного теплообмінника.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  для холодного теплоносія (трубний простір) визначають із таких рівнянь (примусова конвекція):

а) при розвиненому турбулентному русі ( $Re_2 > 10^4$ ):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot Re_2^{0,9} \cdot Pr_2^{0,4} \cdot (Pr_2/Pr_{cm})^{0,25} \cdot \frac{\lambda_2}{d_{BH}}. \quad (2.15)$$

Відношення  $Pr_2/Pr_{cm}$  можна прийняти 1 [2];

б) при перехідному режимі ( $2320 < Re_2 < 10000$ ):

$$\alpha_2 = 0,008 \cdot Re_2^{0,9} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \frac{\lambda_2}{d_{BH}}, \quad (2.16)$$

в) при ламінарному режимі ( $Re_2 < 2320$ ).

Ламінарний рух рідини ускладнюється природною конвекцією, яка виникає внаслідок різниці температур по перерізу потоку. В цьому випадку можна застосувати рівняння:

$$\alpha_2 = 0,17 \cdot Re_2^{0,33} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \frac{\lambda_2}{d_{BH}}, \quad (2.17)$$

де  $Gr$  – критерій Грасгофа, визначається із рівняння:

$$Gr = \frac{g \cdot d_{BH}^3 \cdot \Delta t \cdot \beta_2}{\nu_2^2}, \quad (2.18)$$

де  $\nu_2$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості холодного теплоносія, м<sup>2</sup>/с;

$\beta_2$  – коефіцієнт об'ємного розширення холодного теплоносія, К<sup>-1</sup>;

$\Delta t$  – різниця між середніми температурами гарячого теплоносія та стінкою труби.

Приймають у межах  $8 \div 15^0\text{C}$ , або з деяким приближенням, як  $\Delta t = \frac{\Delta t}{3}$  с.л.

[1]. Відношення  $\left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{cm}}\right)^{0,25}$  для рідин, які нагріваються, як і у випадку рівняння (2.15) можна прийняти рівне 1 [2].  $\lambda_2$  – коефіцієнт теплопровідності холодного теплоносія, Вт/м·К.

### 2.5.2. Визначення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_1$ для міжтрубного простору теплообмінника

Теплообмін, що протікає в міжтрубному просторі підігрівача, класифікується як тепловіддача при зміні агрегатного стану речовини – конденсація водяної грючої пари.

В теплообмінниках такий теплообмін реалізується в умовах плівкової конденсації, а термічний опір практично повністю зосереджений в самій плівці. В порівнянні з термічним опором плівки відповідний опір водяної пари значно менший. А в розрахунковому рівнянні коефіцієнта тепловіддачі використовуються фізичні властивості конденсату водяної пари (води) при температурі конденсації ( $t_k$ ). Крім фізичних властивостей конденсату на процес теплообміну впливають конструктивні параметри апарата (вертикальне чи горизонтальне розміщення трубок).

При конденсації пари на вертикальній зовнішній поверхні пучка  $n$  труб коефіцієнт тепловіддачі ( $\alpha_1$ )( $\alpha_k$ ) визначають згідно з рівнянням [3]:

$$(\alpha_1)(\alpha_k) = 3,78 \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot d_{зов} \cdot n}{\mu_1 \cdot G_1}}; \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (2.19)$$

де  $\lambda_1$  – коефіцієнт тепловіддачі конденсату при  $t_k$ , Вт/м·К;

$\mu_1$  – динамічний коефіцієнт в'язкості конденсату при  $t_k$ , Па·С;

$G_1$  – витрата грючої водяної пари, кг/с;

$\rho_1$  – густина конденсату при  $t_k$ , кг/м<sup>3</sup>;

$d_{зов}$  – зовнішній діаметр трубок, м;

$n$  – кількість трубок апарата.

При конденсації водяної пари на горизонтальній зовнішній поверхні пучка  $n$  трубок довжиною  $L$  коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$ ( $\alpha_k$ ) визначають згідно з рівнянням [3]:

$$\alpha_1(\alpha_k) = 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot L \cdot n}{\mu_1 \cdot G_1}}; \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (2.20)$$

де  $\varepsilon$  – поправковий коефіцієнт, який враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі кількості труб  $n$  в їх пучці, за рахунок стовщення плівки конденсату на нижче розташованих трубках.

Приблизно можна прийняти  $\varepsilon = 0,7$ , якщо  $n \leq 100$ , та  $\varepsilon = 0,6$ , якщо  $n > 100$  [3].  $L$  – довжина трубок, м.

## 2.6. Визначення розрахункового коефіцієнта теплопередачі

На основі одержаних розрахункових значень коефіцієнтів тепловіддачі для трубного простору  $\alpha_2$  та міжтрубного простору  $\alpha_1(\alpha_k)$  визначають розрахунковий коефіцієнт теплопередачі:

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}, \quad (2.21)$$

де  $\lambda_{ст}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки трубки (для нержавіючої сталі прийняти 17,5, або 46,5 Вт/м<sup>2</sup>·К [3];

$\delta_{ст}$  – товщина стінки трубки, м (прийняти 0,002 або 0,0025 м) [3];

$r_1$  та  $r_2$  – термічний опір забруднень водяної пари та органічної речовини відповідно, м<sup>2</sup>·К/Вт [2].

## 2.7. Визначення розрахункової поверхні теплопередачі та оптимального варіанта теплообмінника

На основі отриманих розрахункових значень визначають поверхню теплопередачі  $F_p$  за рівнянням:  $F_p = \frac{Q_2}{K_p \cdot \Delta t_{c,l}}$ , м<sup>2</sup>.

За  $F$  розрахунковим та знайденим  $n/Z$  вибирають оптимальний варіант теплообмінника-підігрівача згідно з таблиці 1 (додаток II), або таблиці 2 (додаток III) та визначають запас поверхні теплопередачі:

$$\Delta = \frac{F_n - F_p}{F_p} \cdot 100\%, \quad (2.22)$$

де  $F_n$  – поверхня вибраного нормалізованого теплообмінника, м<sup>2</sup>.

Якщо,  $F_p > F_n$ , або  $F_n \gg F_p$ , то розглядають інший варіант конструкції і роблять для нього новий уточнюючий розрахунок, починаючи з пункту 2.5.1. Оптимальний запас поверхні складає 15-25%.

Розглянувши 2-3 варіанти конструкцій теплообмінників-підігрівачів, проводять їх техніко-економічний аналіз.

Перевагу віддають такому варіанту, в якого теплообмінник має меншу вагу, при більшій поверхні теплопередачі та меншому гідравлічному опорі.

## 2.8. Визначення кількості труб за діаметром трубної решітки та визначення діаметра кожуха апарата

Якщо труби в трубних решітках розміщені рівномірно по концентричних колах (рис. 1.4 б), то кількість труб по діаметру максимального кола решітки (кількість рядів) визначають згідно з рівнянням:

$$b = 2 \cdot \sqrt{\frac{n-1}{3} + 0,25}, \quad (2.23)$$

де:  $b$  – кількість труб по діагоналі решітки;

$n$  – загальна кількість труб стандартного теплообмінника.

Уточнення діаметра кожуха теплообмінника ( $D$ ) визначають за рівнянням:

$$D_k = t(b-1) - 4 \cdot d_3, \quad (2.24)$$

де  $t$  – відстань між трубами, м;

$b$  – кількість труб по діагоналі решітки;

$d_3$  – зовнішній діаметр труб, м.

При зовнішньому діаметрі труб  $d_3 = 0,02 \div 0,025$  м відстань між трубами приймають  $t = 1,3 \cdot d_3$  [3].

Відстань між останнім рядом труб та кожухом необхідно прийняти  $2 \cdot d_3$ .

Розрахунковий діаметр повинен мати незначне відхилення від значення діаметра стандартного (нормалізованого) прийнятого теплообмінника:  $D_{розр.} \approx D_n$ .

## 2.9. Визначення діаметрів патрубків для підведення теплоносіїв та вибір до них фланцевих з'єднань

Діаметри штуцерів (патрубків) для підведення теплоносіїв визначають із рівняння об'ємної секундної витрати:

$$d_{шт.} = \sqrt{\frac{V_c}{0,785 \cdot \omega}}, \text{ м}, \quad (2.25)$$

де  $V_c$  – секундна об'ємна витрата теплоносія при робочих умовах (температурі та тиску)  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\omega$  – швидкість руху теплоносія, м.

Швидкість руху теплоносія приймаємо згідно з таблицею 2.6 у залежності від виду теплоносія та робочих умов.

Таблиця 2.6

№ п/п	Вид теплоносія	Швидкість, $\omega$ , м/с
1.	Гази при природній тязі	2 ÷ 4
2.	Гази при атмосферному тиску	5 ÷ 20
3.	Рідина при русі самотечії	0,1 ÷ 0,5
4.	Рідина в напірних трубопроводах	0,5 ÷ 2,5
5.	Водяна пара при абсолютному тиску $P_{абс.} \geq 0,5 \text{ кг/см}^2$ $P_{абс.} = 0,2 - 0,5 \text{ кг/см}^2$	15 ÷ 40 м/с 40 ÷ 60 м/с

Об'ємна секундна витрата холодного теплоносія визначається за рівнянням:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2}, \quad (2.26)$$

де  $G_2$  – масова секундна витрата холодного теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\rho_2$  – густина холодного теплоносія, визначена при  $t_{2\text{ ср.}}$ , кг/м<sup>3</sup>.

Штуцери для входу та виходу холодного теплоносія (рідини, що підігрівається) приймають одного діаметра. Об'ємну секундну витрату гріючої пари визначають за рівнянням 2.26, використовуючи витрату гріючої пари  $G_{г.п.}$  ( $G_1$ ) та густину пари (таблиця 2.1).

Об'ємну секундну витрату конденсату гріючої пари визначають за рівнянням 2.26, використовуючи витрату гріючої пари  $G_{г.п.}$  ( $G_1$ ) та густину конденсату (таблиця 2.2).

За розрахунковими діаметрами штуцерів підбирають стандартні фланці [4, табл. 21.9, ДОСТ 1235-67], наприклад, фланець тип I, замальовують ескіз фланця з вказаними характеристичними розмірами (рис. 2.3) на основі яких складають таблицю 2.7.

Таблиця 2.7

Характеристика фланців ( ТИП I)

Призначення патрубکا	$P_u$ , МПа	$d_{\text{розр.}}$ , мм	$d_3$ , мм	$D_f$ , мм	$D_6$ , мм	$D_1$ , мм	$d_6$ , мм	Z, кількість болтів	Маса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Для введення гріючої пари									
Для виведення конденсату									
Для введення та виведення холодного теплоносія									
Для кришки апарату									

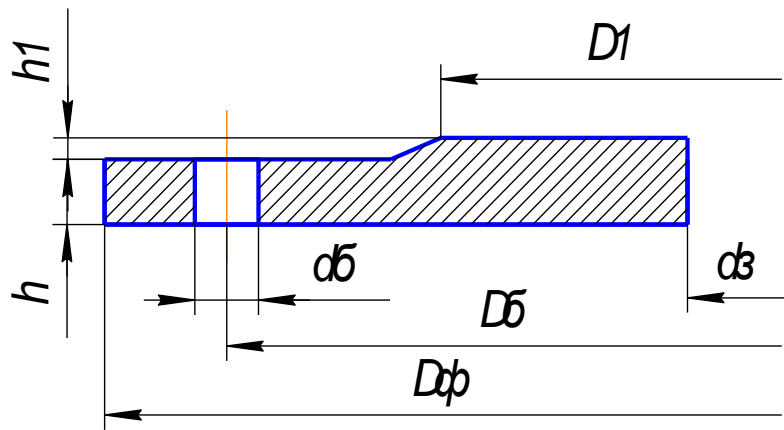


Рис. 2.3. Ескіз фланця (тип I)

Значення розрахункового діаметра  $d_{розр.}$  та зовнішнього діаметра  $d_3$  повинні бути максимально приближені. Вибір типу фланців визначається абсолютним тиском в апараті  $P_y$  та ступенем агресивності теплоносіїв.

Кришка і днище апарата та фланців для кришки підбираються за значенням діаметра кожуха стандартного теплообмінника  $D_k$  та тиском в апараті  $P_y$ .

Для теплообмінників найбільш застосовані кришка та днище еліптичної форми. А для простоти виготовлення рекомендовано використовувати еліптичну кришку та днище з відбортовкою [4, табл. 16, ГОСТ 6533-68], рис. 2.4.

Характеристичні розміри кришки та днища можна навести на ескізі, або у вигляді таблиці.

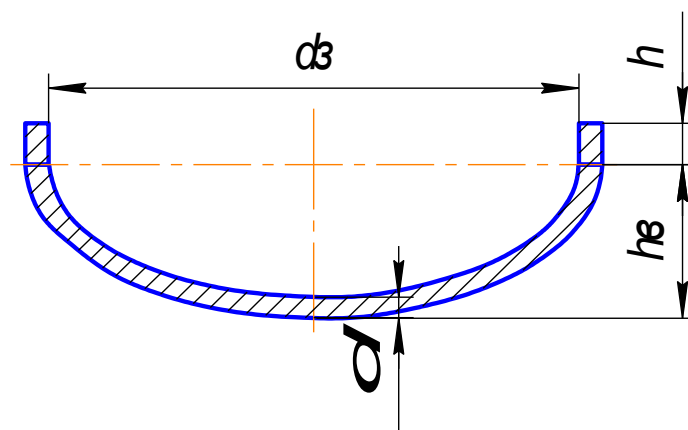


Рис. 2.4. Ескіз еліптичної кришки (днища) з відбортовкою

### 3. РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТРУБНОГО ПРОСТОРУ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННИКА-ПІДГРІВАЧА

Розрахунок гідравлічного опору при переміщенні рідини, яка підігрівається, по трубному просторі теплообмінника ( $\Delta P_r$ ) є важливим для визначення витрат енергії, необхідної для компенсації втраченого напору за

допомогою насосів. У визначенні потужності насоса  $\Delta P_T$  є важливою складовою.

Гідравлічний опір трубного простору кожухотрубного теплообмінника визначається з рівняння:

$$\Delta P_z = \Delta P_{mp} + \Delta P_{m.op.}, \quad (3.1)$$

де  $\Delta P_{тр}$  – гідравлічний опір (втрата тиску) зумовлений силами тертя. Визначається тільки на прямолінійних ділянках апарата, по всій довжину трубок, Па;

$\Delta P_{m.op.}$  – гідравлічний опір (втрата тиску), зумовлений місцевим опором. Визначається на вході та виході в апарат, поворотах потоку теплоносія із однієї секції труб в іншу, Па.

**3.1. Гідравлічний опір, зумовлений силами тертя, визначається згідно з рівнянням:**

$$\Delta P_{mp} = \lambda \frac{Z \cdot L}{d_{екв}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \cdot \rho_2, \quad (3.2)$$

де  $\lambda$  – гідравлічний коефіцієнт тертя;

$Z$  – число ходів стандартного теплообмінника;

$L$  – довжина труб стандартного теплообмінника, м;

$d_{екв}$  – еквівалентний діаметр, прийняти як внутрішній діаметр труби стандартного теплообмінника,  $d_{ВН} = 0,016$  м або  $0,021$  м;

$\omega_2$  – швидкість руху холодного теплоносія в трубах, визначається із рівняння:

$$\omega_2 = \frac{G_2}{0,785 \cdot d_{ВН}^2 \cdot \frac{n}{Z} \cdot \rho_2}, \text{ м/с}; \quad (3.3)$$

де  $G_2$  – витрата холодного теплоносія, кг/с (завдання);

$\rho_2$  – густина холодного теплоносія, кг/м<sup>3</sup> (розділ 2, рівняння 2.6).

Для знаходження  $\lambda$  можна використати рівняння:

$$\lambda_{лам} = \frac{64}{Re} \text{ (ламінальний режим)}, \quad (3.4)$$

$$\lambda_{перех} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \text{ (перехідний режим)}, \quad (3.5)$$

$$\frac{1}{\lambda_{турб}} = -2 \cdot \lg \left[ \frac{\varepsilon}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \text{ (турбулентний режим)}, \quad (3.6)$$

де  $\varepsilon/d_{ВН}$ , а  $e$  – абсолютна шорсткість труб стандартного теплообмінника.

Для сталевих труб з незначною корозією приймаємо значення  $e=0,002$  м.

Значення коефіцієнта гідравлічного тертя  $\lambda$  знаходиться в інтервалі  $0,01 \div 0,045$ .

### 3.2. Втрата тиску, зумовлена місцевим опором, розраховується згідно з рівнянням:

$$\Delta P_{\text{м.оп.}} = \Delta P_{\text{шт.}} + \Delta P_{\text{т.}}, \quad (3.7)$$

де  $\Delta P_{\text{шт.}}$  – місцевий опір, що визначається за швидкістю руху холодного теплоносія в штуцерах (вхідна та вихідна камери), Па;

$\Delta P_{\text{т.}}$  – місцевий опір, що визначається за швидкістю руху холодного теплоносія в трубах (вхід та вихід теплоносія із труб, повороти потоку із однієї секції в іншу).

Таблиця 3.1

Значення коефіцієнтів місцевого опору для кожухотрубних багатогодових теплообмінників

№ п/п	Вид опору	Коефіцієнт місцевого опору $\xi$	Кількість ходів $Z$	Сума коефіцієнтів $\Sigma \xi$
1.	Вхідна та вихідна камери (штуцера)	$\xi_{\text{шт.}} = \xi_1 = 1,5$	1	$1,5 \cdot 2 = 3$
			2	- « -
			4	- « -
			6	- « -
2.	Вхід в труби та вихід з них	$\xi_2 = 1$	1	$1 \cdot 1 = 1$
			2	$1 \cdot 4 = 4$
			4	$1 \cdot 8 = 8$
			6	$1 \cdot 12 = 12$
3.	Поворот на $180^\circ$ з однієї секції в іншу	$\xi_3 = 2,5$	1	-
			2	$2,5 \cdot 1 = 2,5$
			4	$2,5 \cdot 3 = 7,5$
			6	$2,5 \cdot 5 = 12,5$

Таким чином, повний гідравлічний опір апарата складає:

$$\Delta P_z = \lambda \cdot \frac{Z \cdot L}{d_{BH}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{\omega_2^2}{2g} + \sum_{i=1}^2 \xi_i \sum \xi_{\text{шт.}} \cdot \frac{\omega_{\text{шт.}}^2}{2g}, \quad (3.8)$$

де  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевого опору теплообмінника (таблиця 3.1);

$\omega_{\text{шт.}}$  – швидкість теплоносія в штуцерах, визначається згідно рівнянню:

$$\omega_{\text{шт.}} = \omega_2 \cdot \left( \frac{n}{Z} \cdot \frac{d_{BH}^2}{d_{\text{шт.}}^2} \right), \quad (3.9)$$

де  $\omega_2$  – швидкість холодного теплоносія в трубах, м/с;



$n$  – загальна кількість трубок у стандартному нормалізованому апараті;

$d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр трубки, м;

$d_{\text{шт}}$  – внутрішній діаметр штуцера (патрубка), рівняння 2.25, або табл. 2.7.

Одержані дані за гідравлічним опором  $\Delta P_r$  використовуються при розрахунках потужності насоса і вибору типу його конструкції.

*Помітка:* для студентів технологічних спеціальностей кінцевим розділом розрахунково-пояснювальної записки курсового проекту є розділ 3 («Розрахунок гідравлічного опору трубного простору кожухотрубного теплообмінника-підігрівача»).

Студенти механічних спеціальностей виконують подальші розрахунки розділу 4 («Розрахунки на міцність теплообмінника»).

## 4. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛОБІМННИКА-ПІДІГРІВАЧА

### 4.1. Визначення товщини кожуха (обичайки) теплообмінника-підігрівача

Головним елементом більшості хімічних апаратів є обичайка. Для кожухотрубного теплообмінника вона має назву «кожух». Він має циліндричну форму, яка відрізняється простотою виготовлення, раціональною витратою матеріалів і достатньою міцністю.

Циліндричні обичайки із сталі та інших пластичних металевих матеріалів при надлишковому тиску в апараті до 10 МПа виготовляють вальцівкою листів з послідуною варкою стисків. При великому тиску обичайку виготовляють з поковок.

Товщину кожуха теплообмінника, що знаходиться під внутрішнім збитковим тиском  $P$  (МПа), розраховують за формулою

$$\delta = \frac{D \cdot P}{2 \cdot \sigma_d \cdot \varphi} + C_k + C_{окр}, \quad (4.1)$$

де  $D$  – зовнішній або внутрішній діаметр кожуха, м;

$\sigma_d$  – допущена нагрузка на розтягування, для матеріалу кожуха, н/м<sup>2</sup>.

Для сталі марки Х18Н10Т при  $t=150^{\circ}\text{C}$  можна прийняти  $\sigma_d=138 \text{ МН/м}^2$  [4].

$\varphi$  – коефіцієнт, який враховує послаблення обичайки через зварний шов. Приймають  $\varphi=0,7-1,0$  у залежності від типу зварного шва [4], або розраховують згідно з рівнянням:

$$\varphi = \frac{D-d}{D}, \quad (4.2)$$

де  $D$  – внутрішній діаметр кожуха, м;

$d$  – діаметр отвору, м;

$P$  – збитковий тиск в апараті, МПа;  
 $C_k$  – добавка товщини з врахуванням корозії, м. Приймають  $C_k \cong 0,001$  м, або розраховують наступним чином [4]:

$$C_k = P \cdot \tau_a, \quad (4.3)$$

де  $\tau_a$  – амортизаційний термін служби апарата (можна прийняти 10 років);  
 $P$  – корозійна проникливість, приймають при відсутності даних  $P=0,001$  м/рік;  
 $C_{окр}$  – добавка товщини обичайки до отриманого сумарного нормалізованого значення, м [4].

Визначена товщина кожуха (обичайки) апарата повинна відповідати умовам:

$$\frac{(\delta - C_k)}{D} \leq 0,1. \quad (4.4)$$

#### 4.2. Визначення товщини днища теплообмінника-підігрівача

Складовими елементами корпусу кожухотрубного теплообмінника є днища, які звичайно виготовляються з того ж матеріалу, що й обичайки, та й приварюються до неї. Форма днища може бути еліптичною, сферичною, конусною або пласкою.

Найбільш раціональною формою днищ для циліндричних апаратів є еліптична. Еліптичні днища виготовляють з листового прокату штамповкою і можуть використовуватись в апаратах, в тому числі і в кожухотрубних теплообмінниках, які працюють з надбитковим тиском до 10 МПа.

Товщину стандартних еліптичних днищ, що працюють під збитковим тиском  $P$ , МПа, розраховують за рівнянням (4.1), але при таких умовах:

$$\frac{(\delta - C_k)}{D} \leq 0,125. \quad (4.5)$$

При цьому коефіцієнт послаблення днища неукріпленим центрально розташованим отвором можна прийняти  $\varphi = 0,9 \div 0,95$  [4], або розрахувати за рівнянням  $\varphi = \frac{D-d}{D}$  (4.2).

#### 4.3. Визначення товщини трубних решіток кожухотрубного теплообмінника-підігрівача

Одним із основних елементів кожухотрубних теплообмінників є трубні решітки. Це перегородки, в яких закріплюються труби та якими трубний простір відокремлюється від міжтрубного.

При конструюванні теплообмінника одночасно з проведенням теплотехнічного розрахунку потрібно вибрати спосіб розміщення та кріплення

труб у трубній решітці, конструкцію трубної решітки та розрахувати її товщину [4].

Найбільш раціонально за щільністю упаковки труб їх розміщення по вершинах рівносторонніх трикутників. Розміщення труб по вершинах квадратів доцільне при необхідності чищення міжтрубного простору (див. розділ I).

Шаг між трубами залежить від діаметра труб  $d_{зоб}$  та способів їх кріплення. Кріплення труб у трубних решітках проводять зваренням, пайкою або розвальцюванням.

Розрахунок товщини трубної решітки залежить від її типу та конструкції теплообмінника.

Товщину нерухомої трубної решітки визначають у двох місцях: посередині  $h$  та зоні  $h_1$  (в місцях кріплення, рис. 4.1).

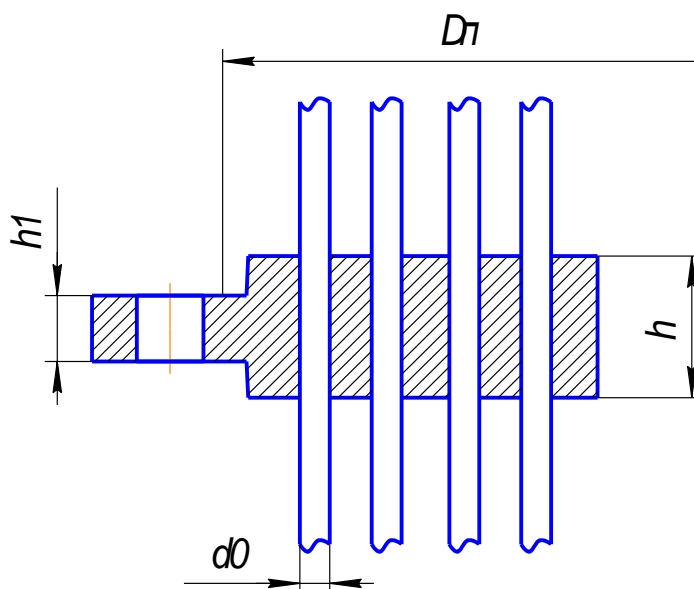


Рис. 4.1. Конструкція трубної решітки, тип I (апарат з нерухомою трубною решіткою)

Товщина трубної решітки в її середній частині  $h$  визначається згідно з рівнянням:

$$h = K \cdot D_n \sqrt{\frac{P}{\varphi_0 \cdot \sigma_{i,d}}} + C_k + C_{ok}, \quad (4.6)$$

де  $K$  – коефіцієнт, що залежить від типу решітки.

Для трубної решітки, тип I приймаємо  $K = 0,47$  [4].

$D_n$  – діаметр ущільнюючої прокладки (рис. 4.1). Приймають надекілька (3÷5 мм) більше від зовнішнього діаметра кожуха теплообмінника, або визначають із довідкової літератури [4] за типом прокладки;

$P$  – надлишковий тиск в апараті, МПа;

$\sigma_{i.d.}$  – допустиме напруження матеріалу, для матеріалу решітки – сталь X18H10T прийняти  $\sigma_{i.d.} = 140 \text{ МН/м}^2$  (розділ 4.1);

$\varphi_0$  – коефіцієнт послаблення решітки отворами для труб, розраховується згідно з рівнянням:

$$\varphi_0 = \frac{D_n - \sum d_0}{D_n}, \quad (4.7)$$

де  $\sum d_0$  – сума діаметрів отворів по діаметру решітки, визначається за рівнянням:

$$\sum d_0 = b \cdot d_{\text{зов}}, \text{ М}, \quad (4.8)$$

де  $b$  – число труб, розташованих по діаметру решітки (розділ 3);

$d_{\text{зов}}$  – зовнішній діаметр стандартних трубок (0,020 або 0,025 м).

Значення величин  $H$ ,  $C_k$  та  $C_{окр}$  – приймають згідно з розділом 4.1 (рівняння 4.1, 4.3).

Товщина зовнішньої частини решітки  $h_1$  не залежить від конструкції теплообмінника і визначається за формулою

$$h_1 = K_1 \cdot D_n \sqrt{\frac{P}{\sigma_{i.d}}} + C_k + C_{окр}, \quad (4.9)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт, що залежить від типу решітки, для решітки тип I прийняти  $K_1 = 0,28$ , для решітки II –  $K = 0,36$ .

Значення всіх останніх величин однакові з рівнянням 4.6. Таким чином, при визначенні  $h$ , не враховується коефіцієнт ослаблення решітки  $\varphi_0$ .

#### 4.4. Розрахунок опор для кожухотрубного теплообмінника-підігрівача

Вибір типу опори залежить від ряду умов: місця установки апарата, співвідношення висоти ( $H$ ) та діаметра апарата ( $D$ ), його маси та інше.

Для кожухотрубних теплообмінників з еліптичними днищами, що встановлюються на фундамент в середині приміщення, а також при  $H/D < 5$ , рекомендують застосовувати опори, зображені на рисунку 4.2, а.

Якщо, кожухотрубний теплообмінник необхідно підвищувати між перекриттям, або встановити на спеціальні опорні конструкції, то для цієї мети застосовують лапи (рис. 4.2, б).

Опори для горизонтальних теплообмінників можуть бути знімними або жорстко з'єднаними з апаратом.

Розрахунок опор для кожухотрубного теплообмінника-підігрівача проводять із допущення, що відношення вильоту  $\ell$  до висоти ребра  $h$  рекомендують приймати рівним 0,5. А товщину ребра опори (лапи)  $\delta$  визначають згідно з рівнянням:

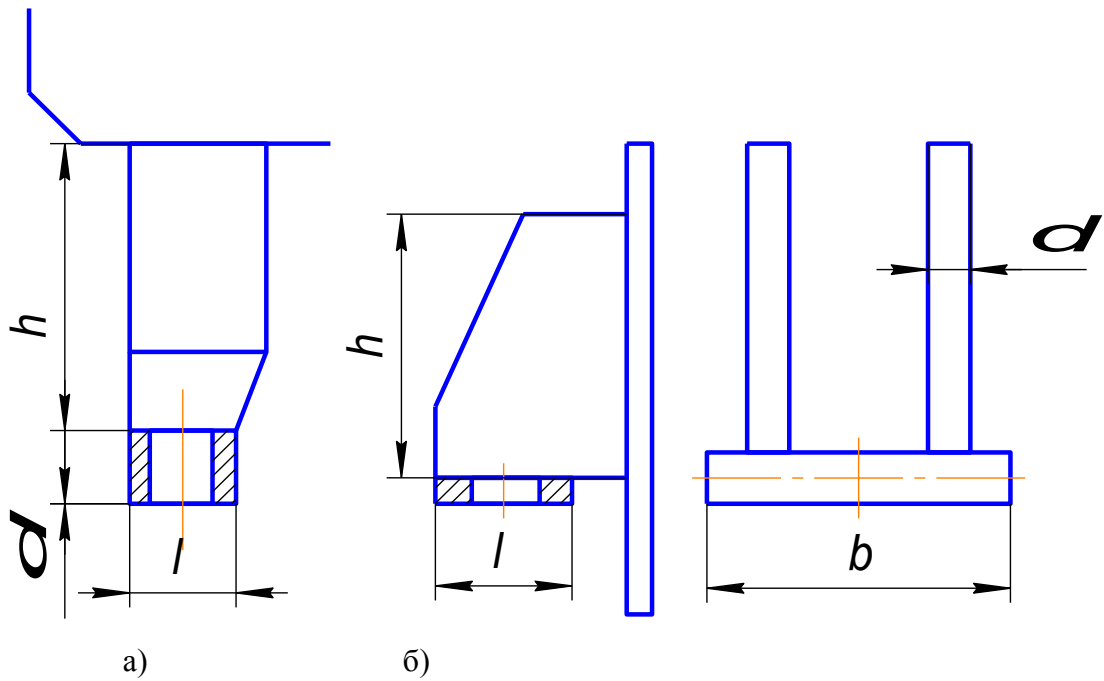


Рис. 4.2. Типи опор для кожухотрубних теплообмінників

$$\delta = \frac{2,24 \cdot G_{\max}}{K \cdot n \cdot Z \cdot \ell \cdot \sigma_{с.д.}} + C_k + C_{окр}, \quad (4.10)$$

де  $G_{\max}$  – максимальна вага апарата при гідравлічних випробуваннях, МН;  
 $K$  – коефіцієнт, що залежить від відношення  $\ell / \delta$ , рекомендують прийняти 0,6 [4];

$n$  – кількість лап (не менше двох);

$Z$  – кількість ребер в одній лапі (одне або два);

$\sigma_{с.д.}$  – допустиме напруження на стиск (рекомендують прийняти рівним  $100 \text{ МН/м}^2$ ) [4];

$\ell$  – виліт лапи, залежить від конструкції лапи, для 2-х реберної лапи  $\ell = 0,2 \text{ м}$  [4];

$(C_k + C_{окр})$  – добавка товщини ребра лапи за рахунок корозії та округлення, прийняти відповідно до розділу 4.1.

Максимальну вагу теплообмінника-підігрівача, зафіксовану при гідравлічних випробуваннях  $G_{\max}$ , визначають за формулою

$$G_{\max} = G_{ап} + G_{в}, \quad (4.11)$$

де  $G_{ап}$  – вага стандартного нормалізованого теплообмінника, визначається, як:

$$G_{ап} = \frac{M \cdot g}{10^9}, \text{ МН}, \quad (4.12)$$

де  $M$  – маса стандартного нормалізованого апарата [2, т. 2.8] або додаток 3;

$G_{в}$  – вага води при гідравлічних випробуваннях визначається, як:

$$G_g = \frac{0,785 \cdot D^2 \cdot H \cdot \rho_{\text{води}} \cdot g}{10^9}, \text{МН}, \quad (4.13)$$

де  $D$  – діаметр кожуха стандартного теплообмінника, м;

$H$  – висота стандартного теплообмінника, м, знаходиться, як сума висоти труб, кришки та днища, м;

$\rho_{\text{води}}$  – густина води, прийняти  $1000 \text{ кг/м}^3$ .

Товщину опорної частини (лапи) приймають не менше  $\delta$ .

Міцність зварних швів повинна відповідати умові:

$$\frac{G_{\text{max}}}{n} \leq 0,7 \cdot L_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}} \cdot \tau_{\text{ш.с}}, \quad (4.14)$$

де  $L_{\text{ш}}$  – довжина зварного шва,  $L = 4(h + \delta)$ , м;

$h_{\text{ш}}$  – катет зварного шва, приймають  $0,008 \text{ м}$  [4];

$\tau_{\text{ш.в.}}$  – допущене напруження матеріалу зварного шва на зріз ( $\tau_{\text{ш.в.}} = 80 \text{ МН/м}^2$ ) [4].

*Примітка:* Вибір стандартної опори або лап та їх кількість залежить від типу теплообмінника та його максимальної ваги  $G_{\text{max}}$ . Типи опор апаратів та їх характеристик наданні в довідниковому посібнику [4, с. 330].

## 5. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛОБМІННИКА-ПІДГРІВАЧА

**5.1. Завдання:** розрахувати і підібрати нормалізований варіант конструкції кожухотрубного теплообмінника-підігрівача для підігріву органічної рідини-суміші бензолу та толуолу, що надходить до ректифікаційної колони в кількості  $G_2 = 5,56 \text{ кг/с}$  від початкової температури  $t_{2п}$  до кінцевої  $t_{2к}$ . Вміст бензолу в суміші  $\bar{X}_6 = 42 \text{ мас.}\%$ , вміст толуолу в суміші  $\bar{X}_T = 58 \text{ мас.}\%$ . Підігрів суміші здійснити насиченою водяною парою. Початкову температуру суміші  $t_{2п}$  та температуру гріючої пари  $t_k(t_1)$  вибрати аргументовано.

### 5.2. Середня логарифмічна різниця температур між теплоносіями (температурний напір)

Направляємо суміш бензолу та толуолу в трубки, а гріючу водяну пару – в міжтрубний простір за принципом протитечії. Приймаємо початкову температуру суміші  $t_{2п} = 25^\circ\text{C}$ , кінцева температура суміші визначається за допомогою кривих фазової рівноваги для системи бензол-толуол (графік  $t$ - $x$ ,  $y$ ) за мольною концентрацією бензолу  $x_6$  і для даного завдання складає  $t_f = t_{2к} = 96^\circ\text{C}$  [3].

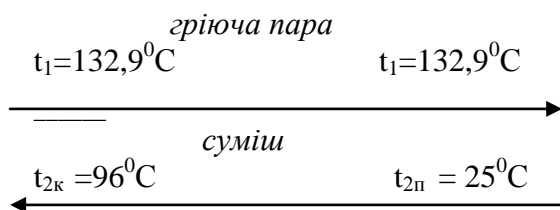
Температуру гріючої водяної пари визначаємо з рівняння:

$$t_{2п} = t_1 = t_{2к} + \Delta t, \quad (5.1)$$

\*де  $\Delta t = 20 \div 40^\circ\text{C}$ , приймаємо  $\Delta t = 36,9^\circ\text{C}$ . Тоді  $t_{2п} = t_1 = 96 + 36,9 = 132,9^\circ\text{C}$  [3].

$\Delta t$  вибираємо такого значення, щоб  $t_{2п}$  відповідала значенню табл. LVI [2].

Складаємо схему напрямів руху теплоносіїв:



Температура водяної пари при її конденсації залишається постійною.

Середня логарифмічна різниця температур між теплоносіями при протічанні:

$$\Delta t_{\text{ср.лог.}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(t_1 - t_{2п}) - (t_1 - t_{2к})}{\ln \frac{t_1 - t_{2п}}{t_1 - t_{2к}}}$$

$$\Delta t_{\text{ср.лог.}} = \frac{(132,9 - 25) - (132,9 - 96)}{\ln \frac{132,9 - 25}{132,9 - 96}} = 66,32^\circ \text{C}.$$

### 5.3. Фізичні властивості теплоносіїв

Фізичні властивості гріючої водяної пари та її конденсату (води) визначаються при температурі конденсації  $t_1=132,9^\circ\text{C}$  і надані в таблиці 5.1 та 5.2.

Таблиця 5.1

Фізичні властивості водяної пари

Параметр	Абсолютний тиск P, кгс/см <sup>2</sup> (атм.)	Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Питома теплота пароутворення $r$ , кДж/кг	Питомий об'єм м <sup>3</sup> /кг
Значення параметру	3,0	1,618	2171	0,618

Таблиця 5.2

Фізичні властивості конденсату водяної гріючої пари (води) при  $t_{\text{к}}=132,9^\circ\text{C}$

Параметр	Температура, t <sup>0</sup> C	Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Теплоємність C, кДж/кг	Теплопровідність $\lambda \cdot 10^2$ Вт/м·К	Динамічна в'язкість $\mu \cdot 10^6$ , Па·с	Коефіцієнт об'ємного розширення, $\beta \cdot 10^4$ К
Значення параметру	132,9	932,4	4,27	68,6	207,4	9,2

Фізичні властивості суміші (холодний теплоносій) визначаються як адекватні величини за її складовими – бензолу та толуолу за відповідними рівняннями при  $t_{2ch} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2}$ ,

густина суміші ( $\rho_2$ ):

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{\bar{X}_b}{\rho_b} + \frac{\bar{X}_m}{\rho_m}, \quad (5.2)$$

де  $\rho_b, \rho_m$  – густина бензолу та толуолу відповідно, кг/м<sup>3</sup>;

$\bar{X}_b, \bar{X}_m$  – масові частки бензолу та толуолу в суміші (завдання).

Теплоємність суміші

$$C_2 = C_b \cdot \bar{X}_b + C_m \cdot \bar{X}_m, \quad (5.3)$$

де  $C_b, C_m$  – теплоємності бензолу та толуолу відповідно, Дж/кг·град.

Коефіцієнт теплопровідності ( $\lambda_2$ )

$$\lambda_2 = \lambda_b \cdot \bar{X}_b + \lambda_m \cdot \bar{X}_m, \quad (5.4)$$

де  $\lambda_b, \lambda_m$  – коефіцієнти теплопровідності бензолу і толуолу відповідно.

Динамічний коефіцієнт в'язкості суміші ( $\mu_2$ )

$$\mu_2 = \bar{X}_b \cdot \mu_b + \bar{X}_m \cdot \mu_m, \quad (5.5)$$

де  $\mu_b, \mu_m$  – динамічні коефіцієнти в'язкості бензолу та толуолу відповідно.

Критерій Прандля суміші ( $Pr_2$ ):

$$Pr_2 = Pr_b \cdot \bar{X}_b + Pr_m \cdot \bar{X}_m, \quad (5.6)$$

де:  $Pr_b, Pr_m$  – значення критерію Прандля для бензолу та толуолу відповідно.

Фізичні властивості бензолу та толуолу та їх суміші при  $t_{2cp} = 60,5^\circ\text{C}$  надані в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3  
Фізичні властивості бензолу, толуолу та їх суміші при  $t_{2cp} = 60,5^\circ\text{C}$

Вид речовини	Назва фізичної величини, розмірність, значення				
	Густина, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Теплоємність, $C$ , Дж/кг·К	Теплопровідність, $\lambda$ , Вт/м·К	Динамічна в'язкість, $\mu$ , Па·С	Критерій Прандля, $Pr$
Бензол	900	1717,9	0,145	0,000550	7,50
Толуол	870	1676	0,136	0,000526	5,75
Суміш	882,6	1693,6	0,139	0,000536	6,49



#### 5.4. Теплове навантаження теплообмінника-підігрівача

$$Q_1 = Q_2 = G_2 \cdot C_2(t_{2k} - t_{2n}) \text{ Дж/с, Вт}; \quad (5.7)$$

$$Q_2 = 5,56 \cdot 1693,56 \cdot (96 - 25) = 668083,7 \text{ Дж/с.}$$

#### 5.5. Витрата водяної гріючої пари

$$G_1 = \frac{Q_2}{r_1 \cdot x} \text{ кг/с}, \quad (5.8)$$

де  $x$  – ступінь насичення пари, приймаємо 0,95 [2]

$$G_1 = \frac{668083,7}{2171 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 0,324 \text{ кг/с.}$$

#### 5.6. Орієнтована поверхня теплопередачі

Відносно таблиці [2, 4] приймаємо орієнтоване значення коефіцієнта теплопередачі  $K_{op} = 300 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . Тоді орієнтоване значення поверхні теплопередачі визначимо із рівняння:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp.лог.}}, \text{ м}^2; \quad (5.9)$$

$$F_{op} = \frac{668083,7}{300 \cdot 66,32} = 33,66 \text{ м}^2.$$

#### 5.7. Вибір типу і нормалізованого варіанта конструкції теплообмінника-підігрівача

Вибір конкретного типу теплообмінника-підігрівача виконується згідно з таблицями 1, 2 (додаток I) на підставі значень  $F_{op}$  та  $n/Z$ , де  $n/Z$  відношення кількості труб  $n$  до кількості  $Z$  ходів, визначеного за холодним теплоносієм:

$$n/Z = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_B \cdot Re_{2op} \cdot \mu_2}, \quad (5.10)$$

де  $d_B$  – внутрішній діаметр трубок, м теплообмінника (для трубок з  $d_{зов} = 25 \times 2 \text{ мм}$ ,  $d_B = 21 \text{ мм}$ ; для трубок з  $d_{зов} = 20 \times 2 \text{ мм}$ ,  $d_B = 16 \text{ мм}$ );  
 $\mu_2$  – динамічний коефіцієнт в'язкості холодного теплоносія, Па · С.

Задаємось значенням  $Re_2 = 15000$ , що відповідає розвиненому турбулентному режиму, тоді для трубок з  $d_{зов} = 25 \times 2 \text{ мм}$ :

$$n/Z = \frac{4 \cdot 5,56}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,000536 \cdot 15000} = 42.$$

Рекомендовано розглянути декілька варіантів теплообмінників – підігрівачів з близькою  $F_{op}$  та  $n/Z$  (таблиця 5.4).

Таблиця 5.4

Характеристика нормалізованих кожухотрубних теплообмінників

№ варіанта теплообмінника	Нормалізована поверхня теплообмінника $F_H, m^2$	Діаметр кожуха $D_k, mm$	Діаметр трубок $d \times S, mm$	Кількість трубок, $n$	Кількість ходів, $Z$	Довжина трубок, $m$
1	24	400	25x2	100	2	3,0
2	31	400	25x2	100	2	4,0
3	47	400	25x2	100	2	6,0
4	32	600	25x2	206	4	2,0

Проведемо уточнюючі розрахунки для кожухотрубного теплообмінника. Розглядаючи варіанти 1, 2, 3, які мають найбільш близьке значення  $n/Z$  (50) до розрахункового (42), що характеризує подібність гідравлічного та теплового режимів роботи апаратів.

## 5.8. Уточнюючі розрахунки

5.7.1. Визначення розрахункового критерію  $Re_2$  та коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha_2$  для трубного простору теплообмінника (холодний теплоносій).

Критерій  $Re$  для суміші:

$$Re_2 = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_B \cdot \left(\frac{n}{Z}\right) \cdot \mu_2}; \quad (5.11)$$

$$Re_2 = \frac{4 \cdot 5,56}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 50 \cdot 0,000536} = 12588.$$

Значення критерію  $Re_2$  відповідає розвиненому турбулентному режиму.

5.7.2. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до суміші, що підігрівається  $\alpha_2$ , визначаємо з критеріального рівняння для турбулентного режиму ( $Re_2 > 1 \cdot 10^4$ ).

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,4} \cdot \frac{\lambda_2}{d_B}; \quad (5.12)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot 12588^{0,8} \cdot 6,49^{0,4} \cdot \frac{0,139}{0,021} = 616,15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

### 5.7.3. Визначення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_1$ для міжтрубного простору теплообмінника.

Коефіцієнт тепловіддачі від пари, яка конденсується на пучці вертикально розташованих труб, визначаємо за рівнянням (5.13), використовуючи фізичні властивості конденсату водяної пари (таблиця 5.2) та параметри теплообмінника, що повіряється, (таблиця 5.4).

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot \lambda_{1,3} \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot d_3 \cdot n}{\mu_1 \cdot G_1}}, \quad (5.13)$$

де  $d_B$  – зовнішній діаметр труби апарата, 0,025 м;  
 $n$  – загальна кількість труб апарата, 100 шт.

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 0,6863 \sqrt[3]{\frac{932,4^2 \cdot 0,025 \cdot 100}{207,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,324}} = 8262, \text{ Вт/м}^2 \text{ К}.$$

### 5.7.4. Визначення термічного опору стінки труби та забруднень гарячого та холодного теплоносіїв.

Приймаємо матеріал труб – нержавіючу сталь, для якої коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$  [3]. А значення опору теплової провідності забруднень водяної пари та суміші  $\frac{1}{r_{забр}} = \frac{1}{5800} \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$  [3].

Тоді сумарний термічний опір буде:

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800}} = 2580 \text{ Вт/м}^2 \text{ К},$$

де 0,002 м – товщина стінки труби.

### 5.7.5. Визначення розрахункового сумарного коефіцієнта теплопередачі.

На основі одержаних розрахункових значень коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  визначаємо розрахунковий сумарний коефіцієнт теплопередачі.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{n=1}^{n=3} \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (5.14)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8262} + \frac{1}{2580} + \frac{1}{616,15}} = 469,13 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}.$$

## 5.9. Визначення розрахункової поверхні теплопередачі та оптимального варіанта теплообмінника

На основі одержаних розрахункових значень  $Q$ ,  $\Delta t_{\text{ср.лог.}}$ ,  $K$  визначають розрахункову поверхню теплопередачі  $F_p$ .

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср.лог.}}}; \quad (5.15)$$

$$F_p = \frac{668083,7}{469,13 \cdot 66,3} = 21,5 \text{ м}^2.$$

За  $F_p$  розрахунковою вибираємо оптимальний варіант конструкції кожухотрубного теплообмінника-підігрівача та визначаємо запас поверхні теплопередачі.

Приймаємо стандартний апарат з такими характеристиками (таблиця 5.4):  $D_k = 400$  мм;  $F_n = 24$  м<sup>2</sup>;  $L = 3$  м;  $Z = 2$ ;  $n = 100$ ;  $d_3 = 25 \times 2,5$  мм.

Запас поверхні теплопередачі визначаємо з рівняння:

$$\Delta = \frac{F_n - F_p}{F_p} \cdot 100\%; \quad (5.16)$$

$$\Delta = \frac{24 - 21,5}{21,5} \cdot 100 = 11,5\%.$$

Запас поверхні теплопередачі задовольняє умовам теплообміну.

Подальші розрахунки теплообмінника-підігрівача проводять за прикладами, наведеними в розділах 3, 4.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии, 8-е изд. перераб. – М.: Химия, 1973. – 784 с.
2. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии, 10-е изд. перераб. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
3. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию, 2-е изд. перераб., Под ред. Ю.И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
4. Лацинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. – Л.: Машиностроение, 1970. – 752 с.

Табл. 1. Параметри кожухотрубних теплообмінників та холодильників (ДОСТ 15118-79, ДОСТ 15120-79, ДОСТ 15122-79).

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходів*	Захальне число друб, шт.	Поверхня теплообміну (в м <sup>2</sup> )**						Площа перетину потоку, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>		Площа перетину одного ходу по трубах, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>							
				при довжені труб, м	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0		у вирізі перегородок	між перегородками					

\* Холодильники діаметром 325 мм і більше можуть бути тільки з числом ходів 2, 4 або 6.

\*\* Розрахована по зовнішньому діаметру труб

Додаток 2

Табл. 2. Параметри кожухотрубних конденсаторів та випаровувачів (ДОСТ 15119-79, ДОСТ 15121-79).

$D$ кожуха, мм	$d$ труб, мм	Число ходів*	Загальне число труб, шт.	Поверхня теплообміну** ( $m^2$ ) при діленні труб, м				Площа перети- ну одного ходу по трубах, $m^2$

\* Випарювачи можуть бути тільки одноходовими.

\*\* Розрахована тільки по зовнішньому діаметру труб.

Табл. 3. Маса кожухотрубних теплообмінників, холодильників, випаровувачів та конденсаторів зі стальними трубами (ДОСТ 15119-79 - ДОСТ 15121-79).

р, МПа	D кожу- ха, мм	Чис- ло ходів	Труби Ø 20×2 мм, довжиною, м					Труби Ø 20×2 мм, довжиною, м						

**Примітка.** 1. Випарювачі можуть бути тільки одноходові із друб 25×2 мм. 2. Для друб довжиною 1 м маса теплообмінників і холодильників дорівнює 174 кг при  $D = 159$  мм і 320 мм при  $D = 273$  мм.