

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

ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 8
«ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАРЯЧОЇ РІДИНИ
В АПАРАТІ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ»

З КУРСУ «ОСНОВНІ ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ІІІ–ІV КУРСІВ УСІХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ
ТА ФОРМ НАВЧАННЯ

Затверджено на засіданні кафедри
процесів та апаратів хімічної технології
Протокол № 12 від 27.05.2011

Теплові процеси: методичні вказівки до виконання лабораторної роботи № 8 „Вивчення процесу охолодження гарячої рідини в апараті безперервної дії” з курсу „Основні процеси та апарати хімічних виробництв” для студентів III–IV курсів усіх спеціальностей та форм навчання / Укл.: О.С. Смірнова, С.О. Опарін. – Д.: ДВНЗ УДХТУ, 2012. – 16 с.

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

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

Навчальне видання

Теплові процеси: методичні вказівки до виконання лабораторної роботи № 8 „Вивчення процесу охолодження гарячої рідини в апараті безперервної дії” з курсу „Основні процеси та апарати хімічних виробництв” для студентів III–IV курсів усіх спеціальностей та форм навчання

Укладачі: СМІРНОВА Олена Степанівна
ОПАРІН Сергій Олександрович

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

Підписано до друку 07.05.12. Формат 60×84¹/₁₆. Папір ксерокс. Друк різнограф.
Ум. друк. арк. 0,73. Обл.-вид. арк. 0,77. Тираж 50 пр. Зам. № 141.
Свідоцтво ДК № 303 від 27.12.2000.

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

Видавничо-поліграфічний комплекс ІнКомЦентру

Мета роботи – освоєння вибору рівнянь і методів розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в умовах примусової конвекції; визначення та порівняння коефіцієнтів теплопередачі, одержаних розрахунковим і дослідним шляхом для теплообмінного апарата безперервної дії.

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

Технологічні процеси, швидкість протікання яких визначається інтенсивністю підведення або відведення тепла, мають назву *теплових*, а апарати, які призначені для проведення цих процесів – *теплообмінними*.

Середовища, які приймають участь в теплообміні, називаються *теплоносіями*.

Теплообмін між теплоносіями можливий тільки при наявності різниці температур між теплоносіями, тобто рухомою силою теплового процесу є різниця температур.

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

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \cdot \tau, \quad (1.1)$$

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

K – сумарний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

F – поверхня теплопередачі, м²;

Δt_{cp} – середня різниця температур між теплоносіями (рушійна сила процесу теплопередачі), °С;

τ – тривалість процесу, с.

У хімічній та інших галузях промисловості теплообмінні апарати, зазвичай, 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 стінки, яка їх розділяє. Таким чином для сталих безперервних процесів можна прийняти $\tau = 1$ с, тоді рівняння теплопередачі матиме вигляд:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (1.2)$$

де Q – кількість тепла, що передається від гарячого теплоносія до холодного за відрізок часу в 1 секунду, Вт.

Однією з найважливіших величин, які характеризують теплообмін, є *коефіцієнт теплопередачі* K , що показує яка кількість тепла переходить за одиницю часу від більш нагрітого до менш нагрітого теплоносія через поділяючу їх стінку поверхнею 1 м² при різниці температур в 1 градус.

Коефіцієнт теплопередачі розраховують згідно з рівнянням:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1.3)$$

де $\frac{1}{\alpha_1}$ та $\frac{1}{\alpha_2}$ – термічні опори менш нагрітого та більш нагрітого теплоносія, $\frac{m^2 \cdot K}{Вт}$;

$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумарний термічний опір багатошарової стінки поверхні теплопередачі та забруднень, $\frac{m^2 \cdot K}{Вт}$;

α_1 та α_2 – коефіцієнти тепловіддачі для гарячого та холодного теплоносія відповідно, $\frac{Вт}{m^2 \cdot K}$;

δ_i – товщина i -ї стінки, m ;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності i -ї стінки, $\frac{Вт}{m \cdot K}$.

Коефіцієнти тепловіддачі визначаються з врахуванням умов тепловіддачі гарячого та холодного теплоносія за допомогою критеріальних рівнянь, вигляд яких залежить від конкретних умов процесу, розташування та форми поверхні теплообміну.

Вибір критеріальних рівнянь проводять на основі безрозмірних комплексів – критеріїв. Для примусової конвекції визначальними критеріями є критерій Рейнольдса (Re) та критерій Прандтля (Pr), для природної (вільної) конвекції – критерій Грасгофа (Gr) та критерій Прандтля (Pr).

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

a – прямотечія, коли теплоносії рухаються в одному й тому ж напрямі;

b – протитечія, коли теплоносії рухаються назустріч один одному;

v – перехресна течія, коли теплоносії рухаються перпендикулярно один до одного;

z – одноразова змішана течія, коли один з теплоносіїв рухається в одному напрямі, а другий, як прямотечією так і протитечією по відношенню до першого;

d – багаторазова змішана течія.

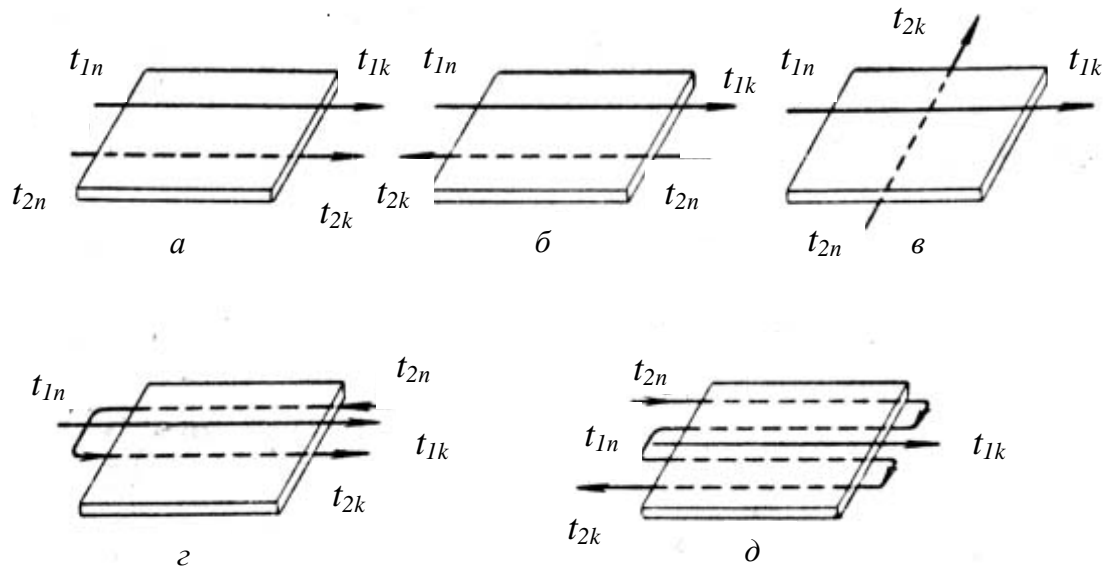


Рис. 1.1. Схеми напрямів руху теплоносіїв при теплообміні:
 а – прямотечія; б – протитечія; в – перехресна течія; г – одноразова змішана течія; д – багаторазова змішана течія.

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

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

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

Рушійна сила процесу теплопередачі – Δt_{cp} залежить від напрямку руху теплоносіїв. У випадку прямотечії кінцева температура холодного теплоносія t_{2k} не може бути вище кінцевої температури більш нагрітого теплоносія t_{1k} , тобто для здійснення процесу теплообміну, на виході із теплообмінного апарата повинна бути деяка різниця температур: $\Delta t_k = t_{1k} - t_{2k}$ (рис. 1.2).

При протитечії, холодний теплоносій з тією ж початковою температурою t_{2n} , що й при прямотечії, може нагрітись до більш високої температури t_{2k} , близької до початкової температури t_{1n} гарячого теплоносія. Застосування протитечії при теплообміні більш економічне, ніж при прямотечії, так як зменшуються витрати холодного теплоносія, але й одночасно призводить до деякого зменшення середньої різниці температур і, відповідно, до збільшення необхідної поверхні теплообміну в порівнянні з прямотечією. Вибір напрямку руху теплоносіїв проводять, виходячи з техніко-економічних міркувань, крім тих випадків, коли напрям руху обумовлений конструкцією апарата.

Апарати, які призначені для передачі тепла від одного теплоносія до іншого, називаються *теплообмінниками*.

Теплообмінники мають різне конструктивне оформлення, яке залежить від умов теплових процесів, які в них протікають: нагрівання чи охолодження, випаровування чи конденсація.

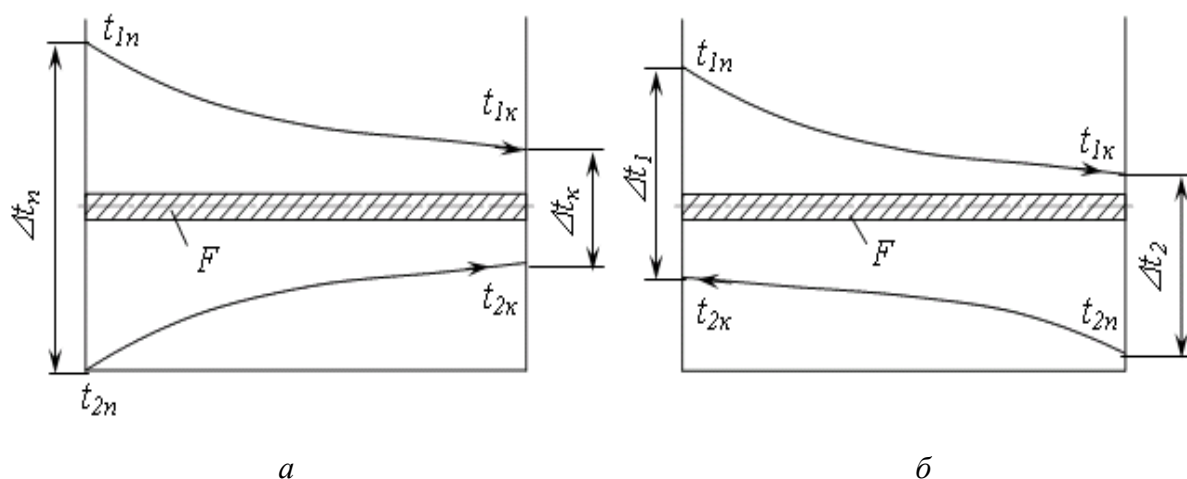


Рис. 1.2. Змінення температур теплоносіїв при: *a* – прямотечії; *б* – протитечії

За принципом дії теплообмінники поділяються на *поверхневі*, *контактні* (змішувальні) та *регенеративні*. До числа найбільш розповсюджених теплообмінних апаратів відносяться поверхневі теплообмінники, в яких перенесення тепла від одного теплоносія до іншого відбувається через «глуху» стінку, яка їх розділяє.

З класу поверхневих найбільше застосування в хімічній та інших галузях промисловості одержали *кожухотрубчасті* теплообмінники. Вони мають велику поверхню теплопередачі при порівняно невеликих габаритних розмірах апарата і використовуються для теплообміну між рідинними, пароподібними та газоподібними теплоносіями. Кожухотрубчасті теплообмінники прості у виготовленні та надійні в роботі. В даних теплообмінниках один з теплоносіїв рухається всередині труб (по трубному простору), а інший – зовні труб (по міжтрубному простору).

Кожухотрубчасті теплообмінники класифікуються:

- за кількістю ходів теплоносія в трубному просторі: одноходові та багатоходові (дво-, чотири-, та шестиходові);
- за розміщенням: горизонтальні та вертикальні;
- за конструкцією: без компенсуючих та з компенсуючими пристроями.

Кожухотрубчастий одноходовий теплообмінник (рис. 1.3,*a*). в своїй конструкції має кожух *1* з привареними до нього трубними решітками *2*. В трубних решітках закріплюється пучок труб *3*. До кожуха закріплюються на гвинтах кришки *4* еліптичної форми.

Для збільшення в міжтрубному просторі швидкості руху теплоносія в ньому встановлюють сегментні перегородки.

Труби в трубних решітках розміщують рівномірно по периметрах правильних шестикутників, по периметрах прямокутників або по концентричних колах (рис. 1.4).

Кількість ходів в багатоходових кожухотрубчастих теплообмінниках визначається поперечними перетинками *5* (рис. 1.3,*б, в, г*), які монтуються в кришці та дні теплообмінника. Багатоходові кожухотрубчасті теплообмінники

використовують з метою підвищення швидкості теплообміну, однак при цьому їх гідравлічний опір вищий, в порівнянні з одноходовими.

Кожухотрубчасті теплообмінники можуть бути як вертикальні, так і горизонтальні.

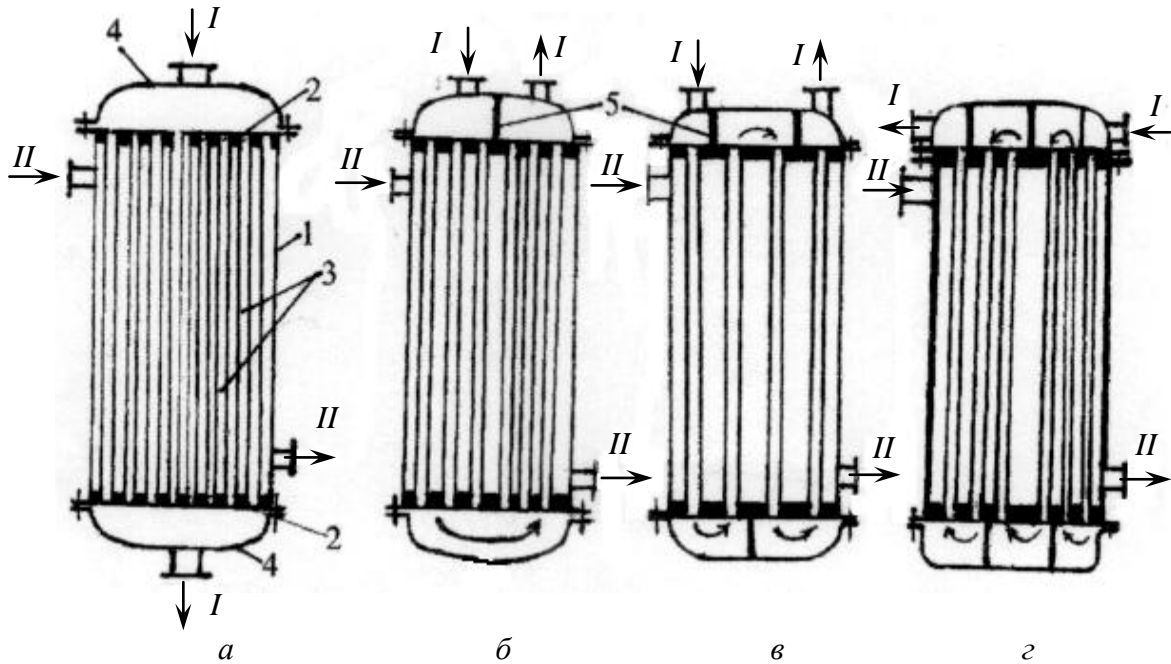


Рис. 1.3. Кожухотрубчасті теплообмінники:

a - одноходовий; *б* - двоходовий; *в* - чотириходовий; *г* - шестиходовий.

I - корпус; *2* - трубна решітка; *3* - труби; *4* - кришки; *5* - перегородки.

I - теплоносій трубного простору; *II* - теплоносій міжтрубного простору

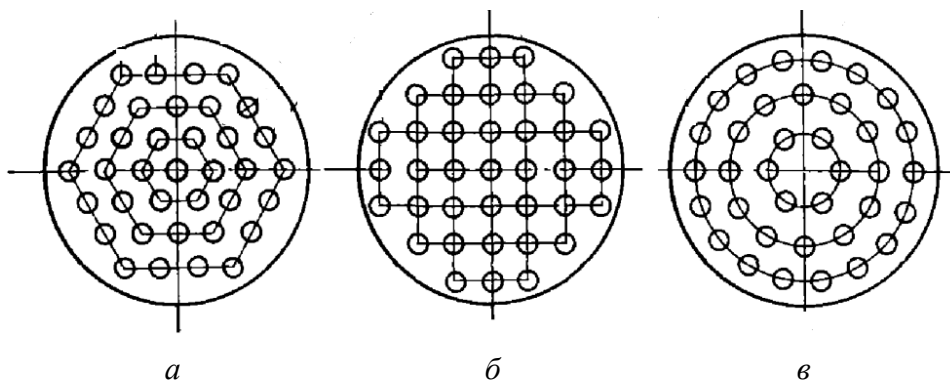


Рис. 1.4. Способи розміщення труб в кожухотрубчастих теплообмінниках:
a - по периметрах правильних шестикутників; *б* - по периметрах прямокутників;
в - по концентричних колах

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

При різниці температур між теплоносіями більше 50°C в кожухотрубчастих теплообмінниках з жорстко закріпленими трубними решітками виникають напруження, які призводять до температурних деформацій. Для зменшення температурних деформацій використовують кожухотрубні теплообмінники з компенсуючими пристроями.

На рис. 1.5,*а* наведена схема теплообмінника з лінзовим компенсатором. У даному апараті температурні деформації компенсуються осьовим стисканням або розтягуванням компенсатора.

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

В кожухотрубчастому теплообміннику з U-подібними трубами (рис. 1.5,*в*) самі труби виконують функцію компенсуючих пристроїв. Це спрощує та полегшує конструкцію апарата, а також значно інтенсифікує теплообмін.

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

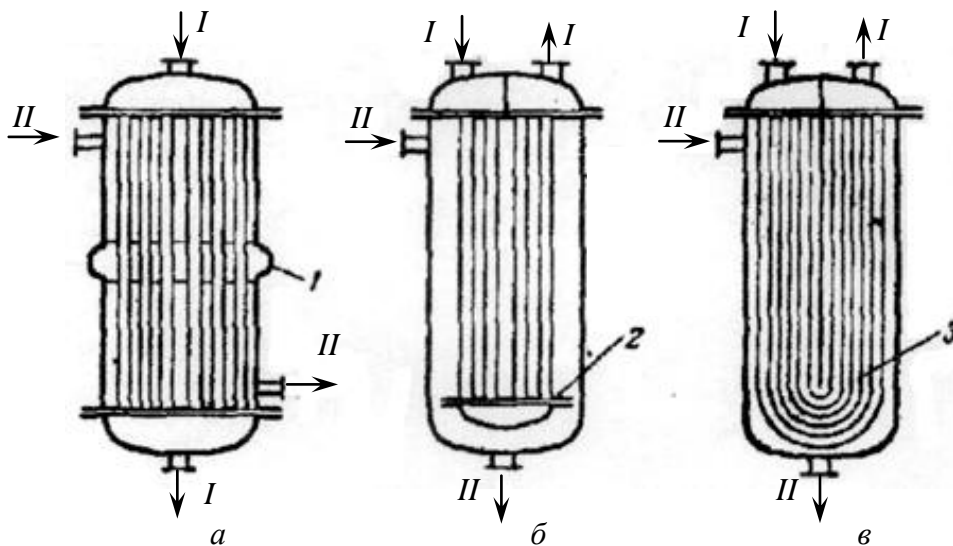


Рис. 1.5. Кожухотрубчасті теплообмінники з компенсуючими пристроями:

а – з лінзовим компенсатором; б – з плаваючою голівкою;

в – з U-подібними трубами.

1 – лінзовий компенсатор; 2 – рухома трубна решітка;

3 – U-подібні труби

Для збільшення швидкості руху теплоносія в міжтрубному просторі без застосування сегментних перегородок, які ускладнюють очищення апарата, використовують елементні теплообмінники (рис. 2.1), які представляють собою з'єднані послідовно декілька спрощених кожухотрубних теплообмінників. Теплоносії проходять через кожний кожухотрубчастий теплообмінник, який складається з пучка труб, що встановлені в кожусі невеликого діаметру. Взаємний

рух теплоносіїв в даних теплообмінниках можна розглядати як ефективну схему чистої проточечії так і протитечії. Недоліками таких теплообмінників є громіздкість та зростання коштовності за рахунок поділу загальної поверхні теплообміну між окремими елементами.

2. ОПИС УСТАНОВКИ ТА ХАРАКТЕРИСТИКА АПАРАТА

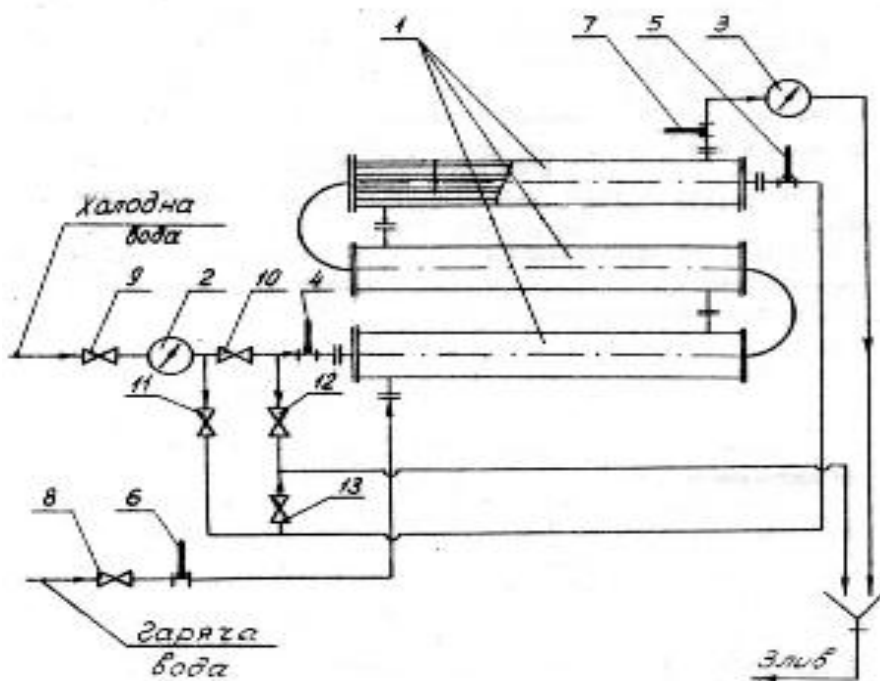


Рис. 2.1. Схема дослідної установки безперервної дії:
 1 – теплообмінники кожухотрубчасті; 2 – витратомір холодної води;
 3 – витратомір гарячої води; 4, 5, 6, 7 – термометри; 8, 9, 10, 11, 12,
 13 – вентиля

Схема установки для проведення дослідів наведена на рис. 2.1. Вона включає в себе три послідовно з'єднаних елемента – кожухотрубчастих теплообмінники. Кожний елемент складається з кожуха (корпусу), в якому встановлені трубні решітки з трубами. По трубному простору рухається холодна вода, по міжтрубному – гаряча. Напрямок руху гарячого теплоносія залишається незмінним, а холодного може змінюватись, утворюючи при цьому прототечію або протитечію. На установці встановлені витратомір 2, який визначає кількість холодної та витратомір 3, який визначає кількість гарячої води. Початкова та кінцева температури холодної води вимірюються термометрами 4 та 5, гарячої води – термометрами 6 та 7. Установка обладнана вентилями 8, 9, 10, 11, 12 та 13.

Характеристика апарата

Кількість секцій – $z = 3$

Внутрішній діаметр кожуха – $D_k = 95 \text{ мм}$

Кількість труб – $n = 5$

Зовнішній діаметр труб – $d_3 = 22 \text{ мм}$

Внутрішній діаметр труб – $d_6 = 16 \text{ мм}$

Довжина труб – $L = 850 \text{ мм}$

Товщина стінки труби – $\delta = 3 \text{ мм}$

3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДІВ

Взаємний напрям руху теплоносіїв задаються викладачем.

В міжтрубний простір теплообмінника подаємо гарячу воду, для чого при зачинених вентилях 9, 10, 11, 12 та 13 відкриваємо вентиль 8.

При прямотечії відкриваємо вентиля 9, 10 та 13 і подаємо холодну воду у трубний простір теплообмінника.

При протитечії послідовно відкриваємо вентиля 9, 11 та 12, а вентиля 10 та 13 повинні бути закриті.

Фіксуємо покази термометрів 4, 5, 6 та 7 через кожні 2–3 хв та записуємо до таблиці дослідних даних (табл. 4.1 або табл. 4.2).

При досягненні постійних значень термометрів 4, 5, 6 та 7 встановлюється стаціонарний (сталий) режим роботи установки, при якому за певний інтервал часу фіксуємо покази витратомірів 2 та 3.

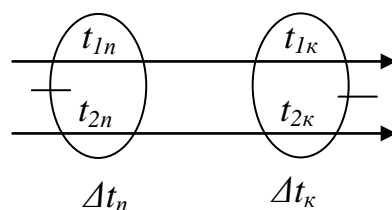
Результати дослідних даних для прямотечії заносять до табл. 4.1, для протитечії – до табл. 4.2.

4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Розрахунок при прямотечії (табл. 4.1) або при протитечії (табл. 4.2) проводять за параметрами, які відповідають стаціонарному (сталому) режиму теплопередачі.

4.1. Середня різниця температур (середній температурний напір), $^{\circ}\text{C}$:

4.1.1. Прямотечія



Таблиця 4.1

Дослідні дані при прямотечі

Номер Досліду	Напрямок руху теплоносія	Тривалість досліду $t, \text{хв}$	Покази термометрів, °С				Покази витратоміра 2 холодної води		Об'єм холодної води $\Delta V_2, \text{м}^3$	Покази витратоміра 3 гарячої води		Об'єм гарячої води $\Delta V_1, \text{м}^3$
			№6 $t_{\text{н}}$	№7 $t_{\text{к}}$	№4 $t_{\text{л}}$	№5 $t_{\text{ж}}$	на початку досліду, м^3	на кінець досліду, м^3		на початку досліду, м^3	на кінець досліду, м^3	
1	прямотеча							(одне значення)	(одне значення)	(одне значення)	(одне значення)	
2												
...												

Таблиця 4.2

Дослідні дані при протитечі

Номер Досліду	Напрямок руху теплоносія	Тривалість досліду $t, \text{хв}$	Покази термометрів, °С				Покази витратоміра 2 холодної води		Об'єм холодної води $\Delta V_2, \text{м}^3$	Покази витратоміра 3 гарячої води		Об'єм гарячої води $\Delta V_1, \text{м}^3$
			№6 $t_{\text{н}}$	№7 $t_{\text{к}}$	№5 $t_{\text{л}}$	№4 $t_{\text{ж}}$	на початку досліду, м^3	на кінець досліду, м^3		на початку досліду, м^3	на кінець досліду, м^3	
1	протитеча							(одне значення)	(одне значення)	(одне значення)	(одне значення)	
2												
...												

Визначаємо різниці температур на кінцях теплообмінника при прототечії:

$$\Delta t_n = t_{1n} - t_{2n}; \quad \Delta t_k = t_{1k} - t_{2k}. \quad (4.1)$$

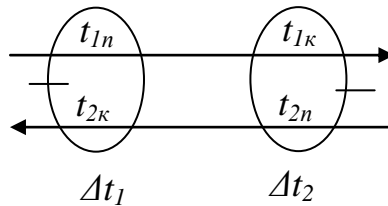
Середній температурний напір при прототечії:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}}. \quad (4.2)$$

Якщо $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} < 2$, то

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}. \quad (4.3)$$

4.1.2. Протитечія



Визначаємо різниці температур на кінцях теплообмінника при протитечії:

$$\Delta t_1 = t_{1n} - t_{2k}; \quad \Delta t_2 = t_{1k} - t_{2n}. \quad (4.4)$$

Якщо $\Delta t_1 > \Delta t_2$, то $\Delta t_{\bar{o}} = \Delta t_1$, $\Delta t_m = \Delta t_2$. І навпаки, якщо $\Delta t_1 < \Delta t_2$, то $\Delta t_{\bar{o}} = \Delta t_2$, $\Delta t_m = \Delta t_1$.

Середній температурний напір при протитечії:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}}. \quad (4.5)$$

Якщо $\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m} < 2$, то

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} + \Delta t_m}{2}. \quad (4.6)$$

4.2. Середні температури, °C:

– холодної води: $t_{2cp} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2}$ (4.7)

– гарячої води: $t_{1cp} = \Delta t_{cp.l} + \Delta t_{2cp}$ (4.8)

4.3. За даними табл. XXXIX [1] знаходимо фізичні властивості холодної та гарячої води при їх середніх температурах та заносимо до табл. 4.3.

Фізичні властивості холодної та гарячої води

Параметр	$t_{cp},$ $^{\circ}C$	$\rho,$ $кг/м^3$	$c,$ $кДж/кг\cdot K$	$\lambda\cdot 10^2,$ $Вт/м\cdot K$	$\mu\cdot 10^6,$ $Па\cdot с$	$\nu\cdot 10^6,$ $м^2/с$	$\beta\cdot 10^4,$ K^{-1}	Pr
Гаряча вода	t_{1cp}							
Холодна вода	t_{2cp}							

4.4. Площа поверхні теплопередачі, $м^2$:

$$F = \pi \cdot d_{cp} \cdot n \cdot L \cdot z, \quad (4.9)$$

де d_{cp} – середній діаметр труб, $м$;

$$d_{cp} = \frac{d_3 + d_6}{2} = \frac{0,022 + 0,016}{2} = 0,019 \text{ м},$$

де n – кількість труб, $n = 5$;

L – довжина труб, $L = 0,85 \text{ м}$;

z – кількість секцій, $z = 3$.

4.5. Кількість тепла, що сприймається холодною водою від гарячої, $Вт$:

$$Q = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{2k} - t_{2n}), \quad (4.10)$$

де G_2 – витрата холодної води, $кг/с$;

$$G_2 = \frac{\Delta V_2}{\tau} \cdot \rho_2, \quad (4.11)$$

де ΔV_2 – об'єм холодної води, $м^3$;

τ – час досліду, $с$;

C_2 – теплоємність холодної води, $\frac{Дж}{кг\cdot K}$.

4.6. Дослідний коефіцієнт теплопередачі $K_{досл}, \frac{Вт}{м^2\cdot K}$:

$$K_{досл} = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (4.12)$$

Міжтрубний простір теплообмінника (гаряча вода)

4.7. Площа поперечного перерізу потоку, $м^2$:

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_k^2 - n \cdot d_3^2), \quad (4.13)$$

де D_k – внутрішній діаметр кожуха, $D_k = 0,095 \text{ м}$;

d_3 – зовнішній діаметр труб, $d_3 = 0,022 \text{ м}$.

4.8. Еквівалентний діаметр перерізу потоку, м:

$$d_{ek1} = \frac{D_k^2 - n \cdot d_3^2}{D_k + n \cdot d_3} \quad (4.14)$$

4.9. Об'ємна секундна витрата, $\frac{m^3}{c}$:

$$V_1 = \frac{\Delta V_1}{\tau} \quad (4.15)$$

4.10. Середня швидкість, $\frac{m}{c}$:

$$\omega_1 = \frac{V_1}{S_1} \quad (4.16)$$

4.11. Критерій Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{ek1} \cdot \rho_1}{\mu_1} \quad (4.17)$$

З табл. 4.4. вибираємо критеріальне рівняння з визначення значення критерію Nu_1 для міжтрубного простору та визначаємо коефіцієнт тепловіддачі – α_1 .

4.12. Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_{ek1}} \quad (4.18)$$

Таблиця 4.4

Критеріальні рівняння [2], [3]

Рух рідини усередині труб (трубний простір)	$Re < 2320$ ламінальний режим	$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$
	$2320 < Re < 10000$ перехідний режим	$Nu = 0,008 Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43}$
	$Re > 10000$ турбулентний режим	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$
Рух рідини зовні труб (міжтрубний простір)	-----	$Nu = 1,16 Re^{0,6} Pr^{0,23}$

**Трубний простір теплообмінника
(холодна вода)**

4.13. Площа поперечного перерізу потоку, m^2 :

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot n \cdot d_8^2 \quad (4.19)$$

4.14. Еквівалентний діаметр потоку, м:

$$d_{ek2} = d_8 \quad (4.20)$$

4.15. Об'ємна секундна витрата; $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_2 = \frac{\Delta V_2}{\tau}. \quad (4.21)$$

4.16. Середня швидкість; $\text{м}/\text{с}$:

$$\omega_2 = \frac{V_2}{S_2}. \quad (4.22)$$

4.17. Критерій Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{ек2} \cdot \rho_2}{\mu_2}. \quad (4.23)$$

При ламінарному русі визначають критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \Delta t \cdot \beta}{\nu^2}, \quad (4.24)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g=9,81 \text{ м}/\text{с}^2$;

l – визначальний геометричний розмір, м ; $l=d_{ек2}$;

Δt – різниця температур між температурами теплоносія та стінки, $^\circ\text{C}$,

невеликим припущенням можна прийняти $\Delta t = \Delta t_{cp}/3$;

β – коефіцієнт об'ємного розширення, K^{-1} ;

ν – динамічний коефіцієнт в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$.

Залежно від режиму руху рідини з таблиці 4.4. вибираємо для трубного простору критеріальне рівняння з визначення значення критерію Nu_2 .

4.18. Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_e} \quad (4.25)$$

4.19. Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі K_p , $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{K}$:

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.26)$$

де δ_{cm} – товщина стінки труби теплообмінника, $\delta_{cm} = 0,003 \text{ м}$;

λ_{cm} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби (нержавіюча сталь),

$\lambda_{cm} = 17,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$, табл. XXVIII [1].

5. ЗМІСТ ЗВІТУ

- 5.1. Назва лабораторної роботи.
- 5.2. Мета лабораторної роботи.
- 5.3. Опис установки та характеристика апарата.
- 5.4. Методика виконання роботи.
- 5.5. Таблиця дослідних даних.
- 5.6. Таблиці довідникових даних.
- 5.7. Розрахункові дані.
- 5.8. Висновок.

6. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 6.1. Назва та мета лабораторної роботи № 8.
- 6.2. Назвіть та перелічіть основні дослідні дані, отримані в л.р № 8.
- 6.3. Яку назву має апарат, використаний в даній роботі, назвіть основні елементи його конструкції.
- 6.4. В яку частину апарата подається гарячий теплоносій?
- 6.5. В яку частину апарата подається холодний теплоносій?
- 6.6. Які напрямки теплоносіїв існують і які з них використані в л.р № 8?
- 6.7. Як визначається середня логарифмічна температура між теплоносіями при протічанні?
- 6.8. Як визначається середня логарифмічна температура між теплоносіями при протічанні?
- 6.9. Як змінюється температура теплоносіїв в стаціонарних (сталих) умовах теплопередачі?
- 6.10. При яких характерних температурах визначаються фізичні властивості гарячого та холодного теплоносіїв?
- 6.11. Наведіть рівняння, з якого визначається дослідний коефіцієнт теплопередачі?
- 6.12. Наведіть рівняння, з якого визначається розрахунковий коефіцієнт теплопередачі?
- 6.13. Як розраховуються еквівалентні діаметри для трубного та міжтрубного простору теплообмінника?
- 6.14. Як розраховуються середні швидкості теплоносіїв для трубного та міжтрубного простору?
- 6.15. Які види конвекції мають холодний та гарячий теплоносії?
- 6.16. Яким чином підбирають критеріальні рівняння для визначення коефіцієнту тепловіддачі при вимушеній конвекції?
- 6.17. Запишіть рівняння та назвіть фізичний зміст критерію Прандля.
- 6.18. Запишіть рівняння та назвіть фізичний зміст критерію Нуссельта.
- 6.19. Запишіть рівняння та назвіть фізичний зміст критерію Грасгофа.
- 6.20. На які типи діляться теплообмінники за принципом дії?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Павлов К.Ф., Романов П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
2. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1971. – 764 с.
3. Плановский А.Н., Рамм В.М., Каган С.З. Процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1969. – 848 с.