МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Український державний університет
науки і технологій**

Кафедра «Енергетичні системи та
енергоменеджмент»

В авторській редакції

ТЕПЛОМАСООБМІН

Навчально-методичні рекомендації
до лабораторних робіт

ДНІПРО
2024

УДК 620.9(076.5)
Т 34

Упорядники:
В. В. Біляєва, А. Ю. Усенко, С. М. Форись

Електронний аналог
друкованого видання

Схвалено Групою забезпечення якості освітньої програми
144 «Теплоенергетика»
(шифр)
Протокол № 10 від 16.01.2024

Т 34 Тепломасообмін: навчально-методичні рекомендації до лабораторних робіт / упоряд. В. В. Біляєва, А. Ю. Усенко, С. М. Форись; Укр. держ. ун-т науки і технологій. – Дніпро : УДУНТ, 2024. – 63 с.

Навчально-методичні рекомендації призначені для використання студентами спеціальності 144 «Теплоенергетика» під час виконання лабораторних робіт з дисципліни «Тепломасообмін».

Навчально-методичні рекомендації містять основні теоретичні положення для засвоєння матеріалу, інструкції до виконання лабораторних робіт та вимоги до аналізу результатів.

Іл. 21. Табл. 17. Бібліогр.: 7 назв.

ЗМІСТ

ВСТУП

В процесі вивчення студентами дисципліни «Тепломасообмін» важливим є надбання ними навичок практичного застосування отриманих знань та методів дослідження при розв’язанні прикладних задач з використанням обчислювальної техніки.

Представлені навчально-методичні рекомендації містять чотири лабораторні роботи, призначені для практичного виконання. Кожна лабораторна робота містить у собі вхідні теоретичні відомості з необхідними поняттями та визначеннями. Наведено переліки задач. Лабораторним роботам відповідають таблиці варіантів, з яких здійснюється вибір шуканих величин та початкових даних для розв’язку задач. Фізичні характеристики досліджуваних речовин наведено у додатках.

Навчально-методичні рекомендації призначені для студентів, що навчаються за спеціальністю 144 «Теплоенергетика».

Лабораторна робота №1

Перенос тепла в ребрах

Кондуктивний тепловий потік через тверду речовину часто відводиться від твердого тіла за допомогою конвекції. Оскільки конвективний тепловий потік пропорційний площі поверхні, інтенсивність розсіювання тепла з поверхні можливо підвищити, збільшуючи поверхню. Це досягається за допомогою ребер.

На рис.1.1 наведено просте пряме ребро постійного поперечного перерізу A. Тепло розповсюджується вздовж твердого матеріалу ребра шляхом теплопровідності та відводиться від його поверхні навколишньою рідиною шляхом конвекції. Температура навколишнього середовища T_∞, середній коефіцієнт тепловіддачі α, причому обидві ці величини вважаються постійними.

Для того, щоб знайти розподіл температури в ребрі, а потім і тепловий потік від його поверхні, необхідно спочатку скласти тепловий баланс для елементарного об'єму ребра.

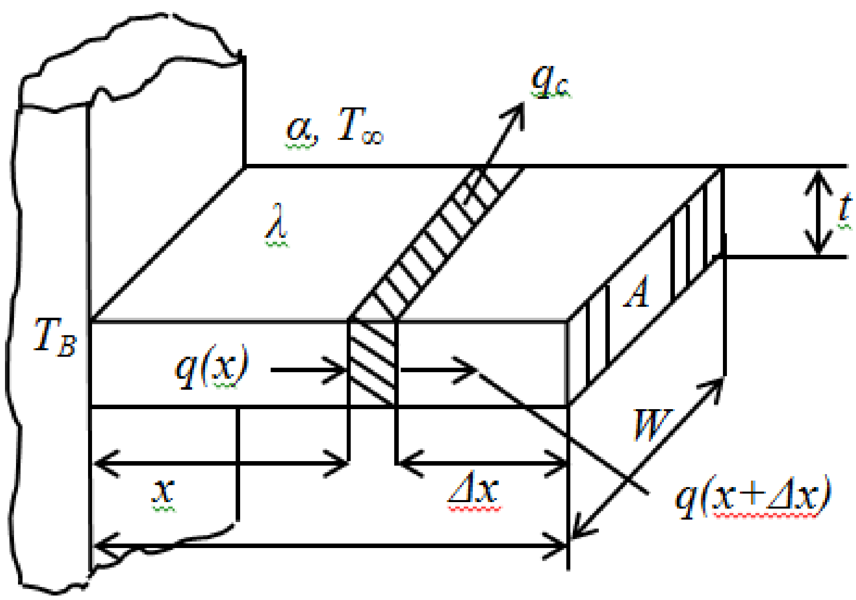


Рис.1.1. Ребро постійного поперечного перерізу

В умовах, що встановилися, кондуктивний тепловий потік, підведений до елементарного об'єму ребра в перерізі *x* (рис.1), дорівнює сумі кондуктивного теплового потоку, що відводиться з об'єму в перерізі $x+\Delta x$, та конвективного теплового потоку, що відводиться з поверхні елементарного об'єму:

$$q_x = q_{x+\Delta x} + q_c.$$

Виражаючи два кондуктивних члена за допомогою закона Фур'є, а конвективний член – за допомогою закону Ньютона, отримаємо:

$$-\lambda A \left.\frac{dT}{dx}\right|_x = -\lambda A \left.\frac{dT}{dx}\right|_{x+\Delta x} + \alpha P \Delta x [T(x) - T_\infty],$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності; P – периметр ребра.

Поділив всі члени на Δx та переходячи до ліміту при $\Delta x \to 0$, маємо диференційне рівняння другого порядку відносно температури:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{\alpha P}{\lambda A}[T(x) - T_\infty] = 0. \tag{1}$$

Рівняння (1) можна привести до безрозмірного вигляду, вводячи безрозмірну температуру $\theta(x) = [T(x) - T_\infty]/(T_B - T_\infty)$ та безрозмірну лінійну координату $\xi = x/L$, де T_B – температура основи ребра (x=0). В нових перемінних рівняння (1) записується наступним чином:

$$\frac{d^2\theta}{d\xi^2} - \frac{\alpha P L^2}{\lambda A}\theta = 0. \tag{2}$$

Безрозмірний комплекс $\frac{\alpha P L^2}{\lambda A}$ можна спростити, привівши його до форми, що нагадує число *Bi*. Добуток периметра на довжину дорівнює загальній площі поверхні ребра $A_S = PL$. Таким чином:

$$\frac{PL^2}{A} = \frac{A_S L}{A}, \tag{3}$$

де A – площа поперечного перерізу ребра. Комплекс, що виражається формулою (3), має розмірність довжини, та, отже, його можна розглядати як характерний лінійний розмір ребра $l = \frac{PL^2}{A}$. Тепер можна виразити безрозмірний комплекс, що входить до рівняння (2) у вигляді:

$$\frac{\alpha PL^2}{\lambda A} = \frac{\alpha l}{\lambda}, \tag{4}$$

аналогічно числу Біо, що застосовувався при розв'язку задач складного (кондуктивного та конвективного) теплообміну. Отже, число Біо для ребра має вигляд:

$$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda} = \frac{\alpha PL^2}{\lambda A}. \tag{5}$$

Поява у будь-який формі числа Біо в задачі про перенос тепла в ребрі є природньою, оскільки в цій задачі сумісно діють теплопровідність та конвекція.

Безрозмірне рівняння переносу тепла в ребрі (2) тепер можна записати, використовуючи число Біо:

$$\frac{d^2\theta}{d\xi^2} - Bi\,\theta = 0. \tag{6}$$

Розв'язок рівняння (6) виражається співвідношенням:

$$\theta(\xi) = c_1 e^{-\sqrt{Bi}\cdot\xi} + c_2 e^{-\sqrt{Bi}\cdot\xi}. \tag{7}$$

Значення двох постійних інтегрування можна визначити, як тільки будуть завдані дві граничних умови. Частіше всього відома температура основи ребра T_B. Запишемо це у вигляді граничної умови:

$$T(0) = T_B. \tag{8}$$

Це співвідношення служить першою граничною умовою.

Можливі декілька варіантів другої граничної умови. Розглянемо три випадки, що зустрічаються найчастіше.

<u>*Випадок 1.*</u> Дуже довге ребро, таке, що температура на його торці дорівнює температурі навколишнього середовища:

$$T(L \to \infty) = T_\infty, \tag{9}$$

або $\theta(1) = 0.$

Випадок 2. Ребро з теплоізольованим торцем при $x=L$:

$$\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=L} = 0, \tag{10}$$

або $\left.\frac{d\theta}{d\xi}\right|_{\xi=1} = 0.$

Випадок 3. Ребро з конвективним відведенням тепла від поверхні торця. У цьому випадку гранична умова має вигляд:

$$-\lambda\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=L} = \alpha[T(L) - T_\infty], \tag{11}$$

або $-\left.\frac{d\theta}{d\xi}\right|_{\xi=1} = \frac{\alpha L}{\lambda}\theta(1).$

Використовуючи граничну умову (8) та одну з граничних умов (9) – (11), ми отримаємо три різних розподіли температури у ребрі постійного поперечного перерізу.

Якщо розподіл температури в ребрі відомий, можна знайти сумарний тепловий потік, що відводиться від ребра. Найпростіший спосіб знайти цей тепловий потік – розрахувати кондуктивний тепловий потік крізь основу ребра:

$$q_{реб} = -\lambda A\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=0} = -\frac{\lambda A}{L}(T_B - T_\infty)\left.\frac{d\theta}{d\xi}\right|_{\xi=0}. \tag{12}$$

Знайдемо розподіл температури у ребрі та тепловий потік, що відводиться від ребра, при завданні кожної з трьох граничних умов.

Випадок 1. Для ребра нескінченної довжини розподіл температури визначається виразом:

$$\theta(\xi) = \frac{T(\xi) - T_\infty}{(T_B - T_\infty)} = e^{-\sqrt{Bi}\cdot\xi^2}.$$

Довжина ребра є невизначеною, тому зручніше знайти розподіл температури по x:

$$\theta(x) = \frac{T(x) - T_\infty}{(T_B - T_\infty)} = e^{-\sqrt{\alpha P x^2 / \lambda A}}. \tag{13}$$

Тепловий потік виражається формулою:

$$q_{реб} = \sqrt{\alpha P \lambda A}(T_B - T_\infty) = \sqrt{Bi}\,\frac{\lambda A}{L}(T_B - T_\infty). \tag{14}$$

<u>*Випадок 2.*</u> Для ребра з теплоізольованим торцем розподіл температури має вигляд:

$$\theta(\xi) = \frac{T(\xi) - T_\infty}{T_в - T_\infty} = \frac{ch[(Bi)^{1/2}(1-\xi)]}{ch(Bi)^{1/2}}, \tag{15}$$

а тепловий потік від ребра визначається співвідношенням:

$$q_{реб} = (Bi)^{1/2}\frac{\lambda A}{L}(T_в - T_\infty)th(Bi)^{1/2}. \tag{16}$$

<u>*Випадок 3.*</u> Для ребра з конвективною тепловіддачею на поверхні торця розподіл температури виражається формулою:

$$\theta(\xi) = \frac{T(\xi) - T_\infty}{T_в - T_\infty} = \frac{ch[(Bi)^{1/2}(1-\xi)] + (Bi)^{1/2}(A/PL)sh[(Bi)^{1/2}(1-\xi)]}{ch(Bi)^{1/2} + (Bi)^{1/2}(A/PL)sh(Bi)^{1/2}}, \tag{17}$$

а тепловий потік визначається наступним співвідношенням:

$$q_{реб} = (Bi)^{1/2}\frac{\lambda A}{L}(T_в - T_\infty)\frac{sh(Bi)^{1/2} + (Bi)^{1/2}(A/PL)ch(Bi)^{1/2}}{ch(Bi)^{1/2} + (Bi)^{1/2}(A/PL)sh(Bi)^{1/2}}. \tag{18}$$

Задача 1. Ребро із заданого матеріалу (див. вхідні дані) з круглим поперечним перерізом має діаметр *d, м* та довжину *L, м*. Ребро встановлено на стінці, температура, якої $T_в$, *К*. Температура оточуючого середовища *323 К*, коефіцієнт конвективної тепловіддачі *10 Вт/м²·К*. Торець ребра теплоізольовано. Знайти: а) тепловий потік від поверхні ребра; б) температуру торця ребра; в) тепловий потік від поверхні, що зайнята основою ребра, якби це ребро було відсутнє; г) тепловий потік, який віддає те ж саме ребро, якщо матеріал ребра замінити гіпотетичним матеріалом з нескінченно великим коефіцієнтом теплопровідності.

Порядок розрахунку.

Спочатку розрахуємо характеристики ребра:

$$A = \pi R^2 ;\; P = 2\pi R = \pi d ;$$

$$Bi = \frac{\alpha P L^2}{\lambda A}.$$

а) розподіл температури в ребрі та тепловий потік від його поверхні знаходитимемо відповідно за формулами (15) та (16).

$$\theta(\xi) = \frac{T(\xi) - T_\infty}{T_в - T_\infty} = \frac{ch[(Bi)^{1/2}(1-\xi)]}{ch(Bi)^{1/2}},$$

$$q_{реб} = (Bi)^{1/2}\frac{\lambda A}{L}(T_в - T_\infty) th(Bi)^{1/2}.$$

б) температура торця ребра дорівнює температурі при $\xi = 1$:

$$\theta(1) = \frac{ch\, 0}{ch(Bi)^{1/2}};$$

$$T(L) = T_\infty + \theta(1)(T_в - T_\infty).$$

в) якщо припустити, що коефіцієнт конвективної тепловіддачі від поверхні стінки такий, як від поверхні ребра, то тепловий потік від стінки без ребра визначається наступним чином:

$$q = \alpha A(T_в - T_\infty).$$

г) якщо коефіцієнт теплопровідності дуже великий, то число Біо буде прагнути до нуля. Кондуктивний термічний опір дорівнюватиме нулю, і вся поверхня ребра буде мати постійну температуру, яка дорівнює температурі основи. Тепловий потік від такого ідеального ребра дорівнює:

$$q_{ід} = \alpha A_S (T_в - T_\infty).$$

$$A_S = LP = L\pi d$$

Цей ідеальний тепловий потік є максимально можливим потоком, що відводиться від ребра заданої форми.

Вхідні дані до задачі 1

№	*Матеріал ребра*	*d, м*	*L, м*	$T_в$, *К*
1	нержавіюча сталь	0,02	0,1	573
2	чисте залізо	0,01	0,15	
3	сірий чавун	0,015	0,13	
4	вуглецева сталь	0,25	0,1	
5	хромова сталь	0,03	0,12	
6	хромонікелева сталь	0,02	0,13	550
7	нержавіюча сталь	0,01	0,15	
8	чисте залізо	0,015	0,1	
9	сірий чавун	0,25	0,15	
10	вуглецева сталь	0,03	0,09	
11	хромова сталь	0,02	0,1	530
12	хромонікелева сталь	0,01	0,15	
13	нержавіюча сталь	0,015	0,18	
14	чисте залізо	0,25	0,12	
15	сірий чавун	0,03	0,13	
16	вуглецева сталь	0,02	0,1	560
17	хромова сталь	0,01	0,15	
18	хромонікелева сталь	0,015	0,18	
19	нержавіюча сталь	0,25	0,09	
20	чисте залізо	0,03	0,1	

Коефіцієнт ефективності ребра

Зручним параметром для розрахунку теплового потоку від ребра є коефіцієнт ефективності ребра. Коефіцієнт ефективності ребра визначається як відношення теплового потоку від ребра до теплового потоку від ідеального ребра:

$$\eta = \frac{q_p}{q_{i\partial}}. \qquad (19)$$

Ідеальне ребро розсіює максимальну кількість тепла при заданих формі ребра та температурі його основи. Ідеальне ребро має нескінченно великий коефіцієнт теплопровідності, і, отже, температура його поверхні по всій довжині постійна і дорівнює температурі основи. Реальне та ідеальне ребра мають однакову форму та однакову температуру основи. Тепловий потік від ідеального ребра $q_{i\partial} = \alpha A_S (T_в - T_\infty)$, де A_S – площа поверхні ребра, що омивається рідиною з температурою T_∞.

Тепловий потік від реального ребра виражається співвідношенням:

$$q_p = \eta \alpha A_S (T_в - T_\infty). \qquad (20)$$

Зараз можливо знайти конкретні вирази для коефіцієнта ефективності ребра. Наприклад, коефіцієнт ефективності ребра з постійним поперечним перерізом і теплоізольованим торцем визначається наступним чином:

$$\eta = \frac{q_p}{q_{i\partial}} = \frac{(Bi)^{1/2} (\lambda A / L)(T_в - T_\infty) th(Bi)^{1/2}}{\alpha P L (T_в - T_\infty)}, \qquad (21)$$

або $\eta = \frac{1}{(Bi)^{1/2}} th(Bi)^{1/2}$.

Графік залежності (21) представлено на рис.1.2.

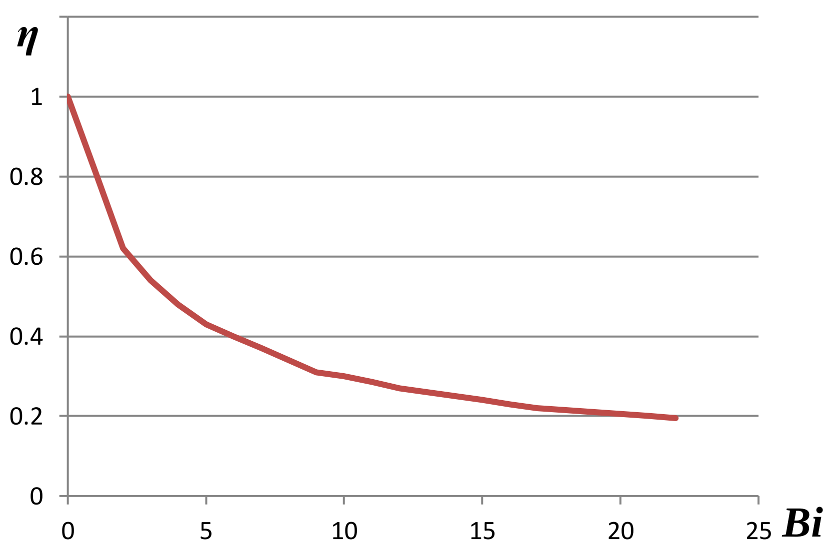


Рис.1.2. Коефіцієнт ефективності ребра постійного поперечного перерізу

З графіку видно, що коефіцієнт ефективності швидко знижується із зростанням числа Біо. Ребро з більшим числом Біо розсіює тепло гірше, ніж ребро з меншим числом Біо. Якщо коефіцієнт ефективності ребра малий, то ймовірна ситуація, коли поверхня без ребра віддає тепло інтенсивніше, ніж поверхня з ребром. Це слідує з того, що число Біо визначає відношення кондуктивного термічного опору до конвективного термічного опору. При вищому числі Біо кондуктивний термічний опір великий по відношенню до конвективного, і тому температура істотно знижується вздовж ребра. Якщо число Біо достатньо велике, то площа, яка б могла ефективно віддавати тепло конвекцією, зайнята ребром з низькою теплопровідністю, та у підсумку наявність ребра викликає зниження тепловіддачі від стінки.

Для ребер необхідно обирати високотеплопровідні матеріали, отже, металеві ребра мають перевагу над ребрами із теплоізоляційних матеріалів. Якщо коефіцієнт конвективної тепловіддачі великий, число Біо зростає та ребра не дуже ефективно підсилюють тепловіддачу. Якщо у середовищі має місце фазовий перехід як результат кипіння або конденсації, коефіцієнт тепловіддачі стає дуже великим. Отже, при фазовому переході у навколишньому середовищі дійсно можлива ситуація, коли ребро буде знижувати тепловіддачу від плоскої стінки.

На рис.1.2 наведено значення коефіцієнта ефективності ребра постійного поперечного перерізу, коли торець ребра теплоізольовано. Наведену залежність у дещо модифікованому вигляді можливо застосовувати для ребра з тепловіддачею на торцевій поверхні. Тепловий потік від торцевої поверхні можливо компенсувати, фіктивно подовжуючи ребро. Величина приросту довжини ребра повинна обиратися таким чином, щоб тепловий потік від торця дорівнював би тепловому потоку з додатковою поверхнею ребра при теплоізольованому торці.

Рекомендується обирати додаткову довжину, що дорівнює відношенню площі поперечного перерізу ребра до його периметра. У цьому випадку скоригована довжина ребра L_c яка необхідна для того, щоб задовольняти граничну умову теплоізольованого торця, дорівнює $L_c = L + \frac{A}{P}$. Похибка такого наближеного підходу, пов'язаного з подовженням ребра для компенсації тепловіддачі з його торця, менша за 1%, якщо $(\alpha t/\lambda)^{1/2} \leq \frac{1}{4}$, де t – товщина ребра.

На рис.1.3 та 1.4 наведено значення коефіцієнта ефективності для деяких інших типів ребер.

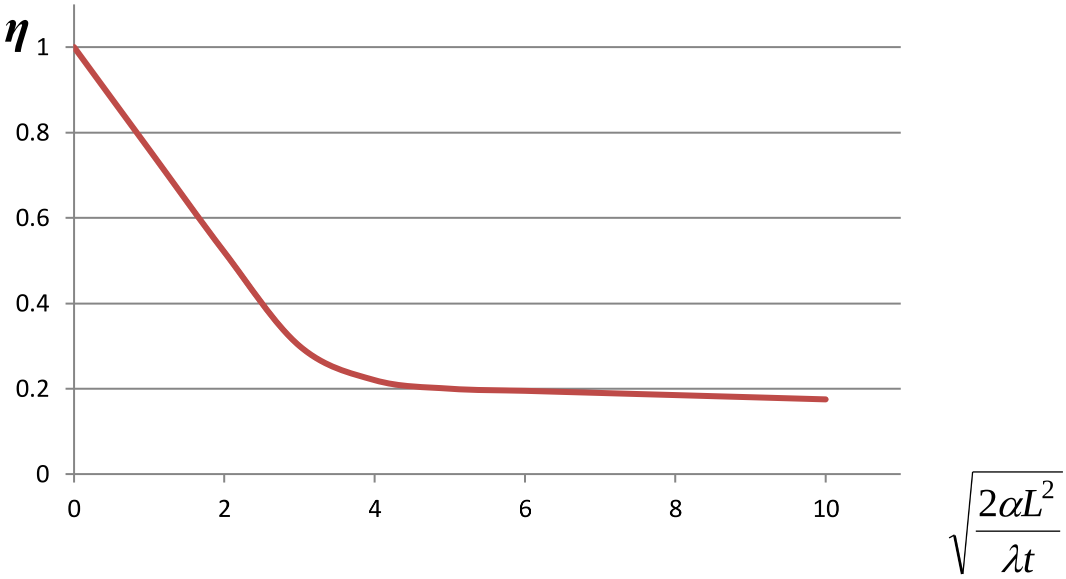
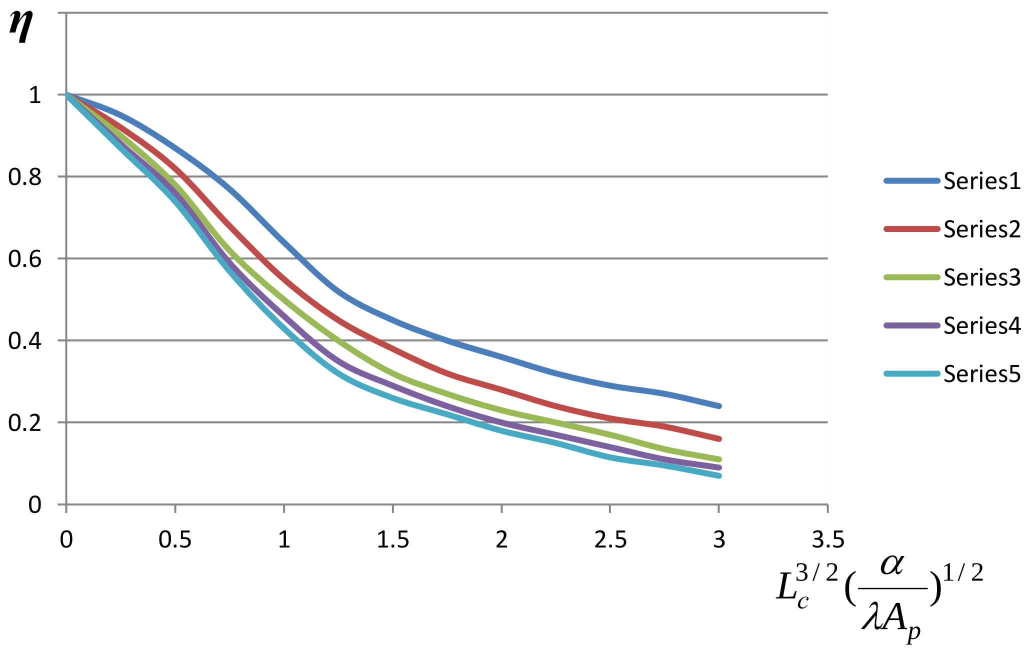


Рис.1.3. Коефіцієнт ефективності ребра трикутного профілю

L – довжина ребра; t – ширина ребра біля основи



$1 - r_{2c}/r_1 = 1$; $2 - r_{2c}/r_1 = 2$; $3 - r_{2c}/r_1 = 3$; $4 - r_{2c}/r_1 = 4$; $5 - r_{2c}/r_1 = 5$

Рис. 1.4. Коефіцієнт ефективності кільцевого ребра прямокутного профілю

Задача 2. Знайти тепловий потік від прямокутного ребра (рис.1.5). Торець ребра не теплоізольовано, коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра *λ=150 Вт/м·К*. Температура основи ребра $T_в$, К, температура навколишнього середовища T_∞, *К*, коефіцієнт конвективної тепловіддачі від ребра до навколишнього середовища *α, Вт/м²·К*.

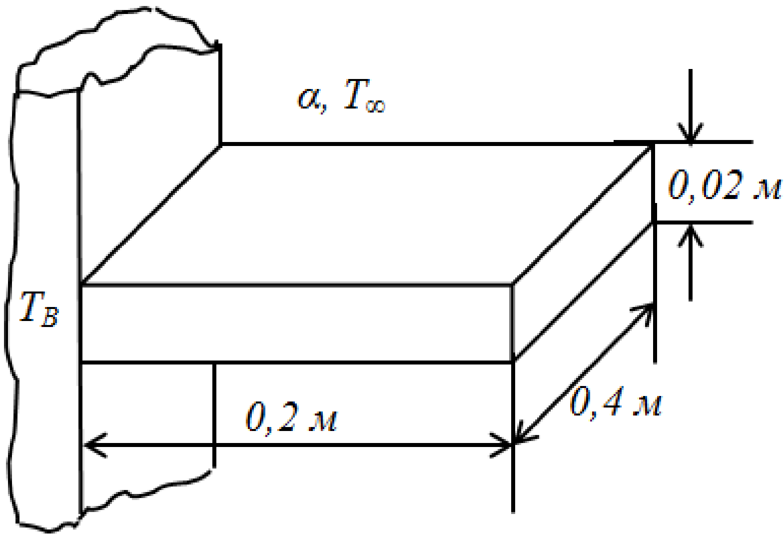


Рис.1.5. Схема розрахункової області до задачі 2

Порядок розрахунку.

Визначаємо скориговану довжину ребра, що враховує тепловіддачу з його торця:

$$L_c = L + \frac{A}{P}, \text{ м}.$$

Число Біо, розраховане за цією скоректованою довжиною ребра, дорівнює:

$$Bi = \frac{\alpha P L_c^2}{\lambda A},$$

а площа поверхні ребра довжиною L_c складає:

$$A_S = L_c P, \text{ м}^2$$

Знаходимо коефіцієнт ефективності ребра η (з рис.1.2).

Розраховуємо тепловий потік:

$$q = \eta \alpha A_S (T_в - T_\infty), Вт.$$

Вхідні дані до задачі 2

№	$T_в$, *К*	T_∞, *К*	*α, Вт/м²·К*
1	373	293	20
2			25
3			30
4			35
5			40
6	383	300	45
7			20
8			25
9	370	290	30
10			35
11			40
12			45
13			20
14	378	303	25
15			30
16			35
17			40
18			45
19	375	295	25
20			35

Задача 3. На мідному трубопроводі, по якому тече рідина, встановлено алюмінієве кільцеве ребро (*λ=200 Вт/м·К*). Зовнішній діаметр трубопроводу d_1*, м*, температура рідини $T_в$*, К*, товщина ребра *t=0,005 м*, зовнішній діаметр ребра d_2*, м*.

Температура навколишнього середовища T_∞, K, коефіцієнт конвективної тепловіддачі α, $Вт/м^2 \cdot K$. Знайти тепловий потік від ребра.

Вважається, що температура основи ребра дорівнює температурі рідини всередині трубопроводу, оскільки перепад температур на мідній стінці є незначним.

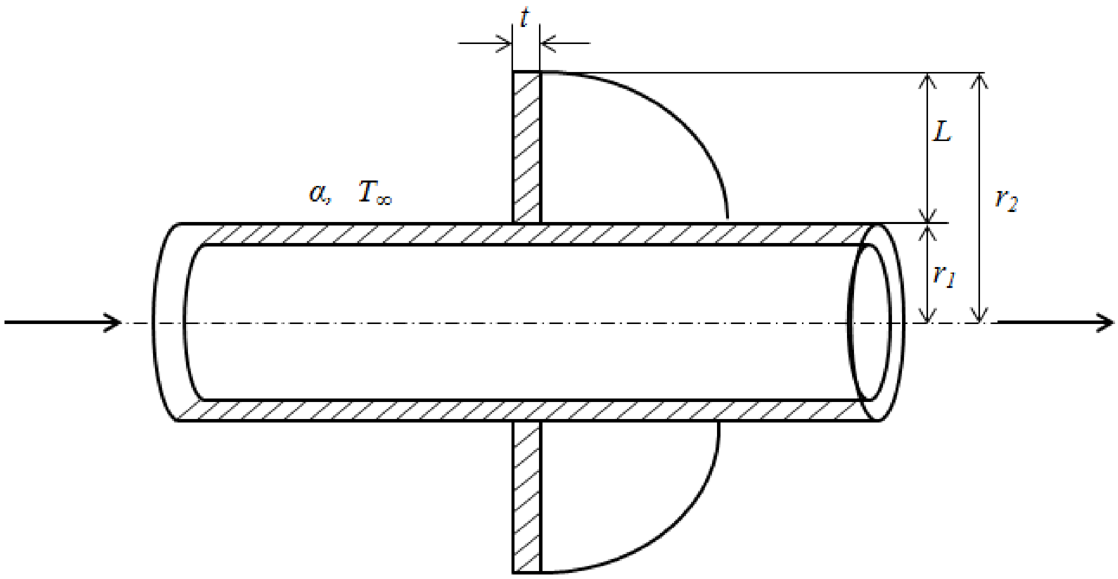


Рис. 1.6. Розрахункова схема до задачі 3

Порядок розрахунку.

Скоригована довжина ребра, що враховує тепловіддачу з його торця, дорівнює:

$$L_c = L + \frac{t}{2},\ м.$$

Площа поперечного перерізу:

$$A_p = L_c t,\ м^2.$$

Наступним кроком знаходимо комплекс $L_c^{3/2} (\frac{\alpha}{\lambda A_p})^{1/2}$, а також відношення:

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{r_1 + L_c}{r_1}.$$

Після чого знаходимо коефіцієнт ефективності ребра за рис.1.4.

Тепловий потік від ребра розраховується наступним чином:

$$q_p = \eta \alpha A_S (T_в - T_\infty) = \eta \alpha 2\pi (r_{2c}^2 - r_1^2)(T_в - T_\infty).$$

Вхідні дані до задачі 3

№	$T_в$, *К*	T_∞, *К*	*α, Вт/м²·К*	*d₁, м*	*d₂, м*
1	523	373	40	0,08	0,16
2				0,07	
3				0,06	
4				0,09	
5				0,1	
6	500	350	60	0,08	0,18
7				0,07	
8	550	370	50	0,06	0,2
9				0,09	
10				0,1	
11	485	350	70	0,08	
12				0,07	
13				0,06	0,22
14				0,09	
15				0,1	
16	543	363	80	0,08	0,23
17				0,07	
18				0,06	
19				0,09	
20				0,1	

Задачі для самостійного розв'язання

1. На піч поставили каструлю з металу з теплопровідністю $\lambda=35$ *Вт/м·К*, заввишки *0,3 м* та з товщиною стінки *0,002 м*. В каструлі кип'ятять воду, відстань між водою та краєм каструлі $L=0,15$ *м*. Коефіцієнт конвективної тепловіддачі від каструлі до повітря $\alpha=300$ *Вт/м²·К*. Середня температура повітря всередині та зовні каструлі $T_\infty=343$ *К*. Розрахувати температуру краю каструлі.
2. Мідне ребро круглого перерізу площею $0,25\cdot10^{-4}$ $м^2$, довжиною $L=2,5$ *м*, встановлене на стінці з температурою $T_c=25$ ^0C. Температура навколишнього середовища $T_\infty=283$ *К*, коефіцієнт конвективної тепловіддачі $\alpha=35$ $Вт/м^2\cdot К$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda=83$ *Вт/м·К*. Розрахувати тепловий потік та температуру торця ребра для двох випадків: а) торець теплоізольовано; б) на поверхні торця відбувається конвективна тепловіддача.
3. Одноциліндровий двигун косарки з повітряним охолодженням працює в стаціонарних умовах. Температура циліндру не повинна перевищувати *573 К*. Для охолодження передбачені чавунні кільцеві ребра. Зовнішній діаметр циліндру двигуна основи ребра $D=0,32$ *м*. Двигун працює у повітрі з температурою $T_\infty=310$ *К*, коефіцієнт тепловіддачі на бічних поверхнях та на торці ребра $\alpha=12$ $Вт/м^2\cdot К$. Розрахувати тепловий потік від одного ребра та визначити число ребер, яке необхідне для охолодження двигуна потужністю $Q=3$ *кВт*, до заданої температури, якщо коефіцієнт корисної дії двигуна 30%, а за допомогою ребер відводиться 50% всього тепла, що виділяється двигуном. Дані для ребра: довжина $L=0.05$ *м*, товщина $t=0,01$ *м*, коефіцієнт теплопровідності $\lambda=52$ *Вт/м·К*.

Лабораторна робота №2

Конвективний теплообмін при течії в трубах та каналах

В практичних задачах часто необхідно визначати зміну температури при течії рідини в каналі з визначеною швидкістю із визначеними температурами рідини на вході та стінки канала. Для течії в трубі довжиною L та при температурі стінки $T_в$ тепловий потік до рідини можна записати у вигляді:

$$q_c = c_p \rho V_{cp} \frac{\pi D^2}{4}(T_{B2} - T_{B1}), \qquad (1)$$

де $T_{в2}$ та $T_{в1}$ є середніми температурами по перерізу або температурами перемішування відповідно на вході та на виході. Якщо використовувати коефіцієнт тепловіддачі, то тепловий потік на елементарній довжині dx (рис.2.1) буде пов'язаний зі зміною середньомасової температури, а також з різницею температур стінки T_s та середньомасовою температурою рідини $T_в(x)$ на цій ділянці наступною залежністю:

$$dq_c = \dot{m} c_p dT = \alpha(\pi D) dx (T_S - T_B). \qquad (2)$$

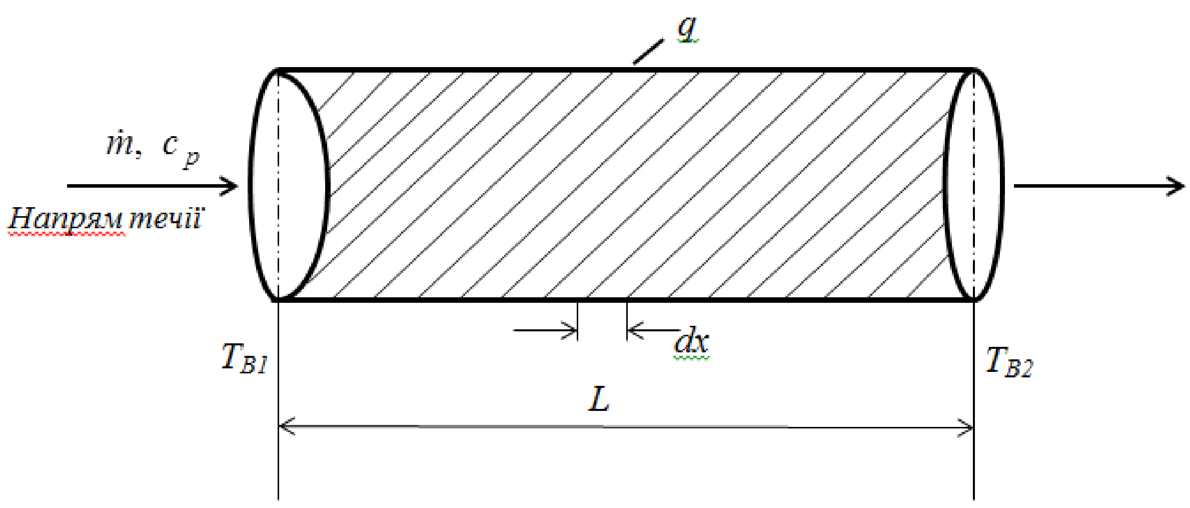


Рис. 2.1. Схема теплового балансу при течії в трубі

Тоді середній коефіцієнт тепловіддачі при течії рідини в каналі можна представити у вигляді:

$$q_c = \alpha A(T_S - T_B)c_p, \quad (3)$$

де A – загальна площина поверхні контакту з теплопередавальною поверхнею. Як T_S, так і T_B можуть змінюватися по довжині труби, тому для практичного використання рівняння (3) потрібно мати зручний процес осереднення температури.

Турбулентна течія в трубах та каналах

Експериментальні дані при турбулентній течії рідин в довгій трубі, що мають числа Прандтля від 0,5 до 100, узагальнюються залежністю:

$$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.33}, \quad (4)$$

$$Nu_D = \frac{\alpha D}{\lambda}, \quad \mathrm{Re}_D = \frac{V_{cp} D}{\nu}, \quad \mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}.$$

В цій формулі всі фізичні властивості рідини треба брати при так званій температурі $\overline{T}_f$, що є середньоарифметичною величиною для температури стінки та середньомасової температури рідини:

$$\overline{T}_f = \frac{T_S + T_{B,cp}}{2}, \quad (5)$$

де $T_{в,ср}$ є, у свою чергу, середньоарифметичною величиною для температури рідини на вході та виході:

$$T_{B,cp} = \frac{T_{в,вх} + T_{в,вих}}{2}.$$

Необхідність використовувати середню температуру пояснюється зміною фізичних властивостей рідини в результаті теплообміну.

В іншому методі врахування зміни фізичних властивостей рекомендована наступна формула для оцінки числа Нуссельта при вимушений течії рідини у довгому каналі:

$$Nu_D = 0.027\,\mathrm{Re}_D^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.33}\left(\frac{\mu_B}{\mu_S}\right)^{0.14}, \qquad (6)$$

де $\mu_в$ – коефіцієнт динамічної в'язкості при середньомасовій температурі $T_{B,cp}$:

$$T_{B,cp} = \frac{T_{в,вх} + T_{в,вих}}{2},$$

де μ_S – коефіцієнт динамічної в'язкості при температурі T_S. Всі інші фізичні властивості рідини мають бути визначені при $T_{B,cp}$.

Рівняння (4) та (6) застосовуються до повністю розвинутої турбулентної течії в трубах. Також їх модна застосовувати до повністю розвинутої течії в каналах з іншою формою поперечного перерізу, але у цьому випадку необхідно використовувати еквівалентний діаметр.

В багатьох практичних задачах труби та канали недостатньо довгі, щоб досягалось повністю розвинута течія. Формула, що містить поправочний коефіцієнт, що враховує наявність вхідної, або початкової ділянки, має вигляд:

$$Nu_D = 0.036\,\mathrm{Re}_{D_H}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.33}\left(\frac{D_H}{L}\right)^{0.055}, \qquad (7)$$

(справедлива при $10 < \dfrac{L}{D_H} < 400$),

де L – довжина труби, D_H – еквівалентний діаметр каналу. Фізичні властивості в наведених вище рівняннях слід брати при визначальній температурі, що розраховується за формулою (5).

Ламінарна течія в трубах та каналах

Коефіцієнт тепловіддачі при ламінарній течії в трубах та каналах при $\mathrm{Re}_D \Pr \dfrac{D}{L} > 10$ може бути визначений за емпіричною формулою:

$$Nu_D = 1.86(\mathrm{Re}_D \Pr)^{0.33}(\frac{D}{L})^{0.33}\left(\frac{\mu_B}{\mu_S}\right)^{0.14}, \tag{8}$$

у якій всі фізичні властивості приймаються за середньомасовою температурою $T_{в,ср}$, а для врахування впливу зміни температури на в'язкість вводиться емпіричний поправочний коефіцієнт $\left(\dfrac{\mu_B}{\mu_S}\right)^{0.14}$.

В рідинах з підвищенням температури в'язкість знижується, а в газах підвищується. При нагріванні рідина, що знаходиться біля стінки, має меншу в'язкість, ніж рідина в центрі. Тому, швидкість нагрітої рідини буде більша, ніж ненагрітої при тих же самих швидкості та температурі. При охолодженні рідини зміна параболічного профілю швидкості має місце у протилежному напрямку. В газах спостерігається картина протилежна тій, що має місце у рідині, що пов'язано з підвищенням їх в'язкості при підвищенні температури; ймовірно додаткова зміна профілю швидкості, що пов'язана із зміною густини.

Формулу (8) не можна використовувати для довгих труб, тому що вона може привести до нульового значення коефіцієнта тепловіддачі. Для звичайних рідин та газів при $L/D<0{,}0048Re_D$ в трубах та при $L/D_H<0{,}0021Re_{DH}$ в каналах з прямокутним поперечним перерізом в умовах постійної температури стінки або постійного теплового потоку більш підійде наступна формула:

$$\overline{Nu}_{D_H} = \frac{\mathrm{Re}_{D_H} \Pr D_H}{4L}\ln\left[\frac{1}{1-(2{,}654\Pr^{0.167}(\mathrm{Re}_{D_H} \Pr D_H / L^{0.5}))}\right]. \tag{9}$$

Усереднення за довжиною труби числа Нуссельта, що розраховується за формулою (8) або (9), здійснюється наступним чином:

$$\overline{Nu}_D = \frac{D}{\lambda L}\int_0^L \alpha_{cx} dx = \frac{\alpha D}{\lambda}, \tag{10}$$

де індекс x характеризує відстань від входу. Таке число Нуссельта часто називають середньологаріфмічним.

Задача 1. Потік повітря з тиском *1 атм* та температурою T_B*, К* рухається по трубі з внутрішнім діаметром *D, м* зі швидкістю $V_{ср}$*, м/с*. Розрахувати коефіцієнт тепловіддачі, коли температура труби дорівнює T_S*, К*, та визначити тепловий потік, що передається повітрю на одиниці довжини труби, якщо густина теплового потоку підтримується постійною.

Порядок розрахунку.

Розраховуємо середнє значення між температурою повітря та температурою стінки, та за цією температурою визначаємо теплофізичні властивості повітря (см. додаток 2).

Наступним кроком визначаємо число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V_{cp} D}{\nu}.$$

Отримавши число Рейнольдса, визначаємо режим руху течії, та, в залежної від цього, знаходимо число Нуссельта або за формулою для ламінарної, або для турбулентної течії.

Знайшовши *Nu,* користуємося наступною формулою:

$$Nu_D = \frac{\alpha D}{\lambda},$$

та обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі *α*.

Якщо густина теплового потоку підтримується постійною, то різниця температур T_S-$T_в$ буде незмінною, але середньомасова температура буде зростати. Якщо знехтувати зміною коефіцієнта тепловіддачі, пов’язаним зі зміною теплофізичних властивостей рідини, то тепловий потік, що передається рідині на одному метрі довжини труби, складає:

$$q' = \alpha \pi D (T_S - T_B).$$

Вхідні дані до задачі 1

№	*D, м*	V_{cp}, *м/с*	T_S, *К*	T_B, *К*
1	0.015	8	510	490
2	0.02	9		
3	0.025	10		
4	0.03	11		
5	0.015	12		
6	0.02	8	400	350
7	0.025	9		
8	0.03	10		
9	0.015	11		
10	0.02	12		
11	0.025	8	510	490
12	0.03	9		
13	0.015	10		
14	0.02	11		
15	0.025	12		
16	0.03	8	400	350
17	0.015	9		
18	0.02	10		
19	0.025	11		
20	0.03	12		

Задача 2. Вода рухається в капілярній трубці з внутрішнім діаметром *D, м*, довжиною *L, м* зі швидкістю *V, м/с*. Температури води на вході *333 К*. Рахуючи,

що температура трубка підтримується постійною і дорівнює *353 К*, розрахувати температуру води на виході.

Порядок розрахунку.

Теплофізичні властивості води при температурі *333 К* наступні (див. додаток 3): $\rho=983$ *кг/м*^{3}, $c_p=4181$ *Дж/(кг·К)*, $\mu=4{,}72\cdot10^{-4}$ *Н·с/м*^{2}, $\lambda=0{,}658$ *Вт/(м·К)*, $Pr=3{,}0$.

Для визначення режиму течії, визначимо число Рейнольдса при температурі рідини на вході:

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho VD}{\mu}.$$

Оскільки середньомасова температура рідини невідома, то спочатку візьмемо всі фізичні властивості при середньомасовій температурі рідини на вході, далі визначимо середньомасову температуру на виході, та знову повторимо всі операції для отримання більш точного значення. Позначимо умови на вході та виході відповідно індексами 1 та 2, та запишемо рівняння балансу енергії:

$$q = \alpha\pi DL\left(T_B - \left(\frac{T_{B1}+T_{B2}}{2}\right)\right) = \dot{m}c_p\left(T_{B2}-T_{B1}\right) \qquad (*)$$

Записуємо значення коефіцієнту динамічної в’язкості, визначеного за температурою стінки: $\mu_S=3.52\cdot10^{-4}$ *Н·с/м*^{2}, та розраховуємо за відповідною формулою середнє значення числа Нуссельта. Далі знаходимо коефіцієнт тепловіддачі, використовуючи наступну залежність:

$$Nu_D = \frac{\alpha D}{\lambda}.$$

Масову витрату можна знайти за формулою:

$$\dot{m} = \rho\frac{\pi D^2}{4}V.$$

Підставляючи розраховані значення α та $\dot{m}$ в рівняння (*) з урахуванням того, що $T_{B1}=333$ *К* та $T_S=353$ *К*, та розв’язуючи це рівняння, отримаємо T_{B2}.

Далі проводимо повторний розрахунок, використовуючи для цього теплофізичні властивості рідини, що були взяті при новій середній температурі:

$$T_{B,cp} = \frac{T_{в,вх} + T_{в,вих}}{2}.$$

Далі знову розраховуємо числа Рейнольдса, Нуссельта, коефіцієнт тепловіддачі та температуру на виході T_{B2}. Наступні ітерації можуть вже не привести до суттєвої зміни результатів, що пов'язано з невеликою різницею середньомасової температури рідини та температури стінки. Якщо ця різниця температур велика, то можуть знадобитися повторні ітерації.

Вхідні дані до задачі 2

№	*D, м, ·10⁻³*	*L, м*	V_{cp}, *м/с*
1	2	0,2	0,15
2	2,5	0,25	
3	2,8	0,3	
4	3	0,35	
5	3,2	0,2	
6	2	0,25	0,18
7	2,5	0,3	
8	2,8	0,35	
9	3	0,2	
10	3,2	0,25	
11	2	0,3	0,2
12	2,5	0,35	
13	2,8	0,2	
14	3	0,25	
15	3,2	0,3	
16	2	0,35	0,23
17	2,5	0,2	

18	2,8	0,25	
19	3	0,3	
20	3,2	0,35	

Рідкі метали

Наведені вище формули для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при ламінарній та турбулентній течії застосовуються до рідин, у яких число Прандтля більше за 0,5. Але рідкі метали мають число Прандтля істотно менше за 0,5. Це обумовлено їх високими коефіцієнтами теплопровідності. Рідкі метали відводять значно більші теплові потоки, ніж інші рідини або гази, тому їх широко застосовують у ядерних реакторах, у активній зоні яких розвиваються надзвичайно високі теплові потоки. Встановлено, що при тепловіддачі до рідких металів число Нусельта залежить від добутку чисел Рейнольдса та Прандтля, що має назву числа Пекле – *Pe*.

$$Pe = \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}, \quad Pe = \frac{wL}{a}, \quad a = \frac{\lambda}{\rho c_p}.$$

При повністю розвинутій турбулентній течії в трубах і при постійній густині теплового потоку експериментальні дані узагальнюються співвідношенням:

$$Nu_D = 0.625 Pe^{0.4}, \tag{11}$$

якщо всі фізичні властивості визначаються при середньомасовій температурі рідини. Співвідношення (11) справедливо при $100<Pe<10000$ та відношеннях довжини до діаметру, більших за 60. Для випадку постійної температури стінок рекомендується співвідношення:

$$Nu_D = 5.0 + 0.0258 Pe^{0.8}, \tag{12}$$

справедливо при $Pe>100$ та відношеннях довжини до діаметру, більших за 60, якщо всі фізичні властивості визначаються при середньомасової температурі рідини.

Задача 3. Ртуть рухається по трубі діаметром $2,4\cdot10^{-2}$ *м* зі швидкістю *w, м/с* та температурою *T, K*. Визначити коефіцієнт тепловіддачі, якщо довжина труби *L, м*.

Порядок розрахунку.

З таблиці (см. додаток 4) визначаємо теплофізичні властивості ртуті за визначальною температурою *T*. Після цього можна розрахувати число Пекле.

За формулою (11) або (12) обчислюємо число Nu. Розрахувавши число Нуссельта, знаходимо коефіцієнт тепловіддачі з наступного співвідношення:

$$Nu_D = \frac{\alpha D}{\lambda}.$$

Вхідні дані до задачі 3

№	*w, м/с*	*L, м*	*T, K*
1	1,5	3	323
2	2	3,5	
3	2,5	4	
4	3	4,5	
5	3,5	5	
6	4	3	353
7	1,5	3,5	
8	2	4	
9	2,5	4,5	
10	3	5	
11	3,5	3	373
12	4	3,5	
13	1,5	4	
14	2	4,5	
15	2,5	5	
16	3	3	423
17	3,5	3,5	

18	4	4	
19	3	4,5	
20	2,5	5	

Задачі для самостійного розв'язання

1. При течії з витратою *4 кг/с* в трубі з внутрішнім діаметром $5 \cdot 10^{-2}$ *м* вода підігрівається від *283 К* до *323 К*. Визначити необхідну довжину труби, якщо температура стінки підтримується рівною *353 К*.

2. Середня температура води на вході в трубу з внутрішнім діаметром $2{,}5 \cdot 10^{-2}$ *м* дорівнює *278 К*, витрата води *0,5 кг/с*. Електричний нагрівальний елемент забезпечує постійну густину теплового потоку від стінки труби та її середню температуру *323 К*. Визначити коефіцієнт тепловіддачі та розрахувати, як зміниться температура води при довжині *5,6 м*.

3. Атмосферне повітря з температурою *293 К* надходить у прямокутний канал з перерізом *0,075×0,15 м* та довжиною *3,5 м*. Всі чотири поверхні цього каналу завдяки сонячному випромінюванню підтримуються при температурі *343 К*. Розрахувати, при якій витраті повітря його температура на виході з каналу перевищуватиме температуру на вході на 20 градусів.

4. Атмосферне повітря, що має температуру *388 К*, з витратою *0,22* $м^3/с$ надходить у трубу з внутрішнім діаметром $4 \cdot 10^{-2}$ *м*. У припущенні, що температура стінки труби підтримується постійною і рівною *233 К*, визначити довжину труби, яка необхідна для охолодження повітря до *353 К*.

5. Канал довжиною *3,5 м* має трикутний поперечний переріз з довжиною сторони *0,03 м*. Температура рідкого натрію на вході в канал *513 К*, а його масова витрата *3,6 кг/с*. Стінки каналу підтримуються ізотермічними при температурі *525 К*. Всі теплофізичні властивості натрію взяти при його вхідній температурі та визначити: а) температуру натрію на виході; б) тепловий потік до натрію.

Лабораторна робота №3

Конвективний теплообмін в умовах вимушеної конвекції при зовнішньому обтіканні

Розраховувати конвективний тепловий потік потрібно не тільки при течіях в каналах, але й при обтіканні пласких пластин, сфер та пучків труб, що важливо для багатьох інженерних застосувань.

Пласка пластина

При обтіканні плаской пластини середнє число Нуссельта перш за все залежить від числа Рейнольдса, розрахованого за швидкістю незбуреної течії та довжиною пластини у напряму потоку. У деяких випадках необхідно знати місцевий коефіцієнт тепловіддачі. У цьому випадку характерним розміром, що використовується для розрахунку чисел Рейнольдса та Нуссельта, є відстань від передньої кромки. В інженерних розрахунках локальне число Нуссельта при ламінарному обтіканні плаской пластини ($Re_x<5\cdot10^5$) визначається за формулою:

$$Nu_x = \frac{\alpha_{cx} x}{\lambda} = 0{,}332\,\mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}, \tag{1}$$

у цей час середнє число Нуссельта визначається за формулою:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{\alpha}_c L}{\lambda} = 0{,}664\,\mathrm{Re}_L^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}. \tag{2}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі у формулі (2) отримують шляхом інтегрування:

$$\overline{\alpha}_c = \frac{1}{L}\int_0^L \alpha_{cx}\,dx. \tag{3}$$

При турбулентному обтіканні ($Re_x>5\cdot10^5$) на частині пластини, що безпосередньо слідує за передньою кромкою, течія ламінарна та лише далі вона стає турбулентною. Локальне значення числа Нуссельта при будь-якому *x* за місцем зміни режиму течії, тобто при $x>x_c$, визначається за наступною формулою:

$$Nu_x = \frac{\alpha_{cx}}{\lambda} = 0{,}0288\left(\frac{\rho V_\infty x}{\mu}\right)^{0.8} \mathrm{Pr}^{1/3}. \tag{4}$$

У цей час середнє значення, якщо перехід здійснюється при $Re_x=5\cdot10^5$, дорівнює

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{\alpha}_c L}{\lambda} = 0{,}036\,\mathrm{Pr}^{1/3}(\mathrm{Re}_L^{0.8} - 2320). \tag{5}$$

Поодинокий циліндр та сфера

Принципіальна відмінність обтікання циліндру або сфери від обтікання пласкої пластини полягає в тому, що при цьому може відбуватися не тільки перехід від ламінарної до турбулентної течії у прикордонному шарі, а також відрив самого прикордонного шару від поверхні розділу рідини та тіла у кормовій його частині. Причиною відриву є зростання тиску у напряму течії, що і призводе до утворення області відривної течії за тілом у випадку, коли швидкість незбуреного потоку достатньо велика. Утворення такої області при обтіканні циліндру схематично наведено на рис.3.1.

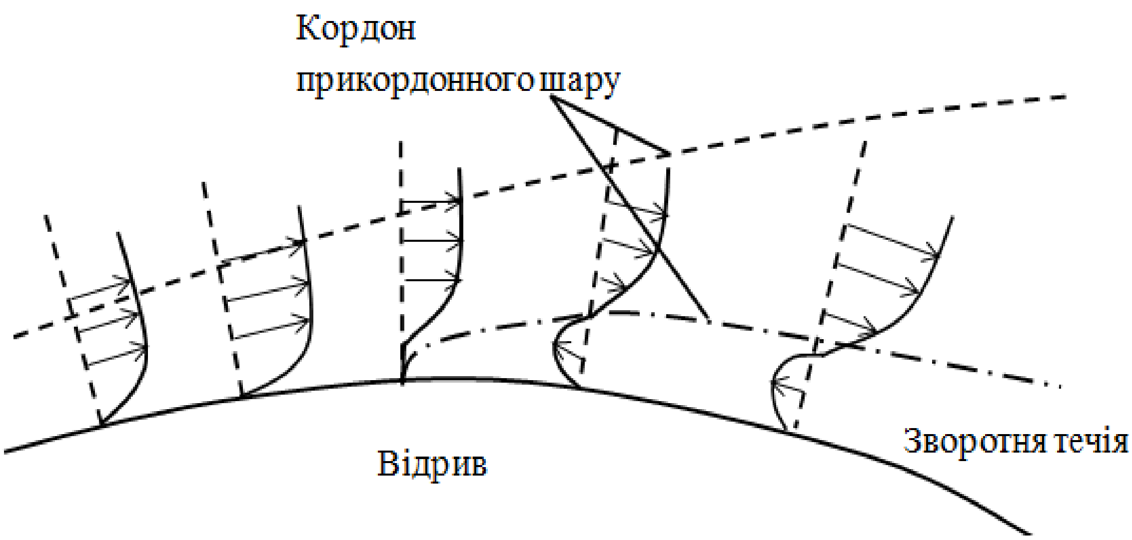


Рис.3.1. Схема розвитку відривної течії

Цілком очевидно, що в області, де прикордонний шар відірваний від поверхні, будуть зовсім інші значення числа Нуссельта, ніж в області, де він примикає до поверхні.

Це підтверджують дані, отримані при числах Рейнольдса у незбуреному потоці *70000<Re<220000* (рис.3.2). На рис.3.2 наведено значення локального числа $Nu_\theta = \dfrac{\alpha_{c\theta} D}{\lambda}$ в залежності від кутової відстані θ від критичної точки.

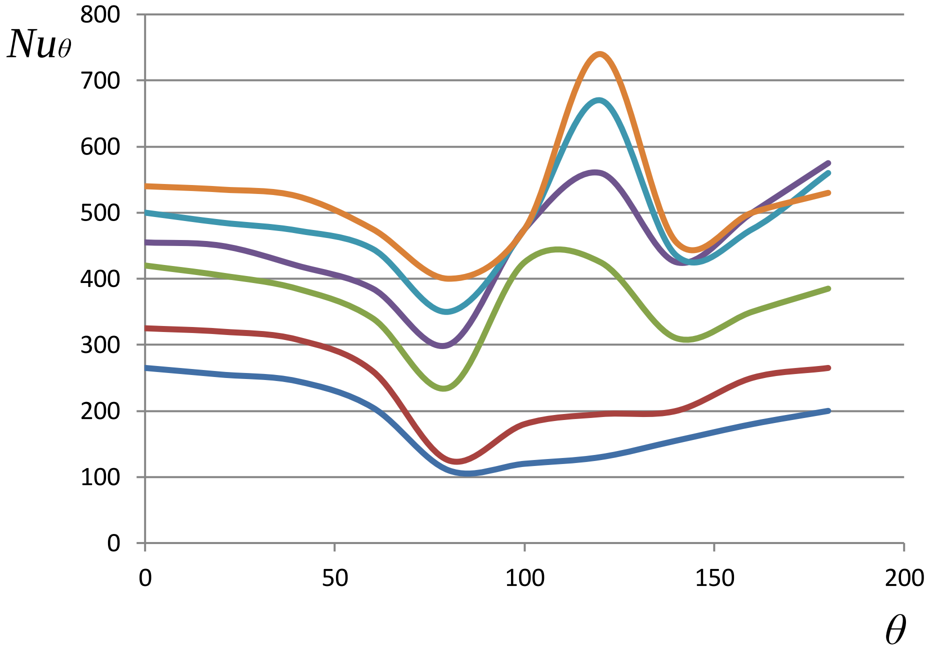


Рис.3.2. Число Нуссельта в залежності від кутової координати при поперечному обтіканні

Можна бачити, що спочатку, як і при ламінарному обтіканні пластини, локальне число Нуссельта знижується по мірі віддалення від передньої утворюючої циліндра, але далі воно різко зростає при переході течії від ламінарного до турбулентного режиму, і знову знижується в області турбулентного прикордонного шару. Однак, у задній частині циліндру в області відривної течії число Нуссельта знову зростає. При двох наднизьких значеннях числа Рейнольдса (*70000* та *100000*) відрив відбувається до початку переходу від ламінарного режиму течії у прикордонному шарі до турбулентного. При цьому мінімальне значення коефіцієнту тепловіддачі досягається приблизно у точці відриву.

У звичайній інженерній практиці не обов’язково розраховувати локальне значення числа Нуссельта, а достатньо знати середнє значення коефіцієнту тепловіддачі. Середнє число Нуссельта $\frac{\overline{\alpha_c} D}{\lambda}$ можна представити в залежності від числа Рейнольдса $\rho V_{\infty} D / \mu$ незбуреного потоку та числа Прандтля, причому ця емпірична залежність аналогічна отриманій раніше для течії в каналах лише з тою різницею, що характерним розміром в числах Рейнольдса і Нуссельта для циліндра та сфери є зовнішній діаметр тіла *D*. Для газів та звичайних рідин середній коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні поодинокого циліндру можна розрахувати за формулою:

$$\overline{Nu_D} = \frac{\overline{\alpha_c} D}{\lambda} = C\left(\frac{\rho V_{\infty} D}{\mu}\right)^n \mathrm{Pr}^{1/3}, \qquad (6)$$

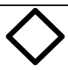
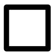
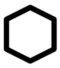
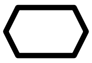
де V_{∞} – швидкість набігаю чого потоку, а значення коефіцієнту *C* та показника ступеню *n* для різних інтервалів значень $\mathrm{Re}_{\mathrm{D,f}}$ наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Значення констант *c* та *n*

$\mathrm{Re}_{\mathrm{D,f}}$	***C***	***n***
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40000	0,193	0,618
40000 – 400000	0,0266	0,805

Всі фізичні властивості у формулі (6) слід визначати при середньоарифметичному значенні температур поверхні та рідини. Значення *C* та *n* при обтіканні циліндричних тіл з некруглими перерізами наводяться у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Значення констант *C* та *n* для розрахунку теплообміну при поперечному обтіканні циліндричних тіл з некруглим поперечним перерізом

Форма поперечного перерізу	$\mathrm{Re}_{\mathrm{D,f}}$	***C***	***n***
$V_\infty \rightarrow$ 	$5{\cdot}10^3 - 10^5$	0,246	0,588
$V_\infty \rightarrow$ 	$5{\cdot}10^3 - 10^5$	0,102	0,675
$V_\infty \rightarrow$ 	$5{\cdot}10^3 - 1{,}95\ 10^4$ $1{,}95{\cdot}10^4 - 10^5$	0,169 0,0385	0,638 0,782
$V_\infty \rightarrow$ 	$5{\cdot}10^3 - 10^5$	0,153	0,638
$V_\infty \rightarrow$	$4{\cdot}10^3 - 1{,}5\ 10^4$	0,228	0,731

Отримана наступна апроксимаційна формула:

$$\overline{Nu_D} = 2 + \left(0{,}4\,\mathrm{Re}_D^{1/2} + 0{,}06\,\mathrm{Re}^{2/3}\right)\mathrm{Pr}^{0,4}\left(\mu_\infty \big/ \mu_S\right)^{0,25}, \qquad (7)$$

яка справедлива при $3{,}5<Re_D<8{\cdot}10^4$ та $0.7<Pr<380$.

Всі фізичні властивості у цій формулі, за винятком μ_S, слід визначати при температурі набігаю чого потоку.

При обтіканні сфери рідким металом коефіцієнт тепловіддачі можливо розраховувати за формулою:

$$\overline{Nu_D} = 2 + 0{,}386\left(\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}\right)^{0,5}, \qquad (8)$$

яка справедлива в інтервалі значень числа Рейнольдса $3{\cdot}10^4<Re_D<1{,}5{\cdot}10^5$.

Задача 1. Визначити тепловий потік до атмосферного повітря, що має температуру T_∞, *К* та швидкість V_∞, *м/с*. Повітря рухається по трубі діаметром *0,5 м* та довжиною *L, м*. Температура поверхні труби T_S, *К*.

Порядок розрахунку.

Розраховуємо визначальну температуру:

$$T_f = \frac{T_S + T_\infty}{2},$$

за якою шляхом інтерполяції знаходимо фізичні властивості повітря (див. додатки).

Розраховуємо число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re}_{D,f} = \frac{\rho V_\infty D}{\mu}.$$

З таблиці 3.1 отримуємо значення констант C та n. Далі обчислюємо число Нуссельта за формулою (6):

$$\overline{Nu_D} = \frac{\overline{\alpha_c} D}{\lambda} = C\left(\frac{\rho V_\infty D}{\mu}\right)^n \mathrm{Pr}^{1/3}$$

Звідки середній коефіцієнт тепловіддачі розраховуємо наступним чином:

$$\overline{\alpha_c} = \frac{\overline{Nu_D}\lambda}{D}.$$

Тоді тепловий потік отримуємо за наступною формулою:

$$q = \overline{\alpha_c}\pi D L (T_S - T_\infty).$$

Вхідні дані до задачі 1

<table>
<tr><th>№</th><th>V_∞, м/с</th><th>L, м</th><th>T_S, К</th><th>T_∞, К</th></tr>
<tr><td>1</td><td>3</td><td>7</td><td rowspan="5">373</td><td rowspan="3">358</td></tr>
<tr><td>2</td><td>5</td><td>8</td></tr>
<tr><td>3</td><td>8</td><td>10</td></tr>
<tr><td>4</td><td>10</td><td>12</td><td rowspan="2">340</td></tr>
<tr><td>5</td><td>7</td><td>15</td></tr>
<tr><td>6</td><td>3</td><td>12</td><td rowspan="5">353</td><td rowspan="2">323</td></tr>
<tr><td>7</td><td>5</td><td>10</td></tr>
<tr><td>8</td><td>8</td><td>8</td><td rowspan="3">345</td></tr>
<tr><td>9</td><td>10</td><td>7</td></tr>
<tr><td>10</td><td>7</td><td>15</td></tr>
</table>

<table>
<tr><td>11</td><td>3</td><td>7</td><td rowspan="5">333</td><td rowspan="3">320</td></tr>
<tr><td>12</td><td>5</td><td>8</td></tr>
<tr><td>13</td><td>8</td><td>10</td></tr>
<tr><td>14</td><td>10</td><td>12</td><td rowspan="2">315</td></tr>
<tr><td>15</td><td>7</td><td>15</td></tr>
<tr><td>16</td><td>3</td><td>12</td><td rowspan="5">363</td><td rowspan="2">353</td></tr>
<tr><td>17</td><td>5</td><td>10</td></tr>
<tr><td>18</td><td>8</td><td>8</td><td rowspan="3">343</td></tr>
<tr><td>19</td><td>10</td><td>7</td></tr>
<tr><td>20</td><td>7</td><td>15</td></tr>
</table>

Задача 2. Повітря обтікає зовнішню поверхню поодинокого циліндру діаметром *D, м*. Напрям повітряного потоку перпендикулярне до вісі циліндру. Швидкість повітря V_{∞}*, м/с*, його температура T_{∞}*, К*, при температурі циліндру T_S*, К*. Визначити відношення середнього коефіцієнту тепловіддачі до його локального значення на критичній лінії циліндру у припущенні, що число Нуссельта тут визначається за формулою $Nu = \sqrt{\mathrm{Re}_D}$.

Порядок розрахунку.

Аналогічно до задачі 1 розраховуємо визначальну температуру T_f, відповідні фізичні властивості повітря, також обчислюємо число Рейнольдса та визначаємо значення констант C та n.

Згідно отриманих даних розраховуємо середнє значення числа Нуссельта за формулою (6), а також середній коефіцієнт тепловіддачі.

За умовою задачі місцеве значення числа Нуссельта розраховуємо за формулою $Nu = \sqrt{\mathrm{Re}_D}$, тоді шукане відношення середнього коефіцієнту тепловіддачі до його локального значення:

$$\frac{\overline{\alpha_c}}{\alpha_м} = \frac{\overline{\alpha_c} D}{\sqrt{\mathrm{Re}_D}\,\lambda}.$$

Вхідні дані до задачі 2

<table>
<tr><th>№</th><th>V_∞, м/с</th><th>D, м</th><th>T_S, К</th><th>T_∞, К</th></tr>
<tr><td>1</td><td>2</td><td>0,1</td><td rowspan="5">373</td><td rowspan="3">360</td></tr>
<tr><td>2</td><td>4</td><td>0,08</td></tr>
<tr><td>3</td><td>6</td><td>0,12</td></tr>
<tr><td>4</td><td>8</td><td>0,07</td><td rowspan="2">333</td></tr>
<tr><td>5</td><td>2</td><td>0,09</td></tr>
<tr><td>6</td><td>4</td><td>0,07</td><td rowspan="5">363</td><td rowspan="2">343</td></tr>
<tr><td>7</td><td>6</td><td>0,12</td></tr>
<tr><td>8</td><td>8</td><td>0,1</td><td rowspan="3">350</td></tr>
<tr><td>9</td><td>2</td><td>0,08</td></tr>
<tr><td>10</td><td>4</td><td>0,09</td></tr>
<tr><td>11</td><td>6</td><td>0,1</td><td rowspan="5">353</td><td rowspan="3">345</td></tr>
<tr><td>12</td><td>8</td><td>0,08</td></tr>
<tr><td>13</td><td>2</td><td>0,12</td></tr>
<tr><td>14</td><td>4</td><td>0,07</td><td rowspan="2">333</td></tr>
<tr><td>15</td><td>6</td><td>0,09</td></tr>
<tr><td>16</td><td>8</td><td>0,07</td><td rowspan="5">343</td><td rowspan="2">323</td></tr>
<tr><td>17</td><td>2</td><td>0,12</td></tr>
<tr><td>18</td><td>4</td><td>0,1</td><td rowspan="3">330</td></tr>
<tr><td>19</td><td>6</td><td>0,08</td></tr>
<tr><td>20</td><td>8</td><td>0,09</td></tr>
</table>

Пучки труб

Формула для характеристик теплообміну при обтіканні пучків труб має схожий вигляд до формули (6). Однак, значення коефіцієнта C та показника ступеню n залежать від відстані між сусідніми трубами та відстані між рядами труб у напряму течії, а також від способу розташування труб – коридорного або шахового (рис.3.3).

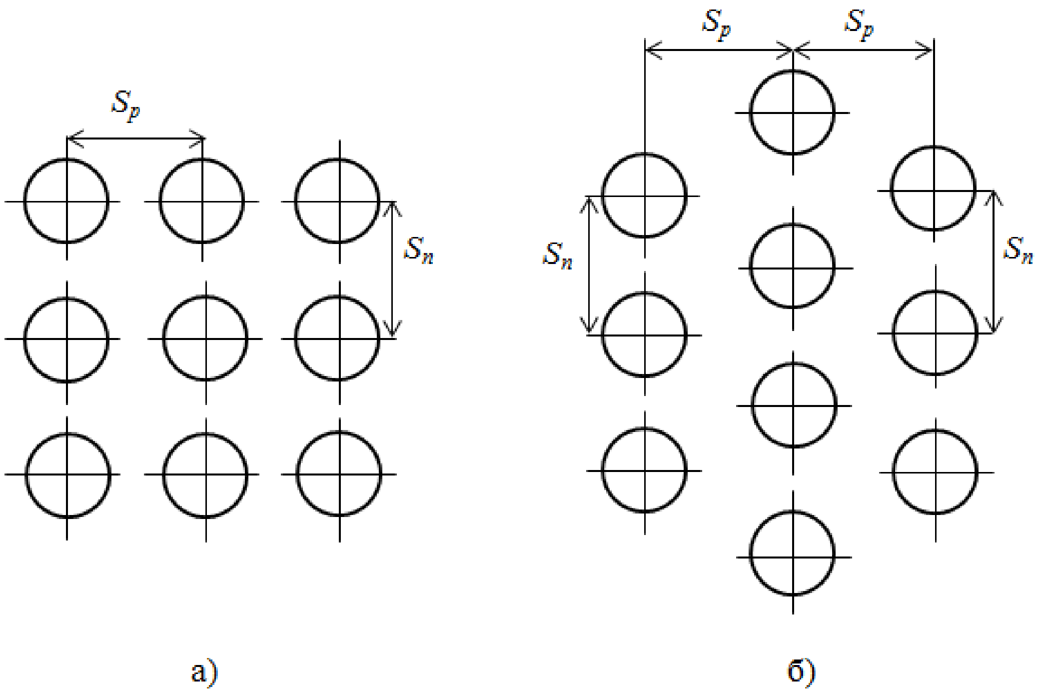


Рис.3.3. Схеми розташування пучків труб:

а) коридорне розташування труб; б) шахове розташування труб

В таблиці 3.3 наведено значення C та n, які необхідно використовувати в формулі (6) при різному розташуванні труб у пучках та при наявності 10 або більше рядів у напряму течії.

Число Рейнольдса Re_{max} для потоку через пучок труб визначається по діаметру труби та максимальній швидкості течії (тобто швидкості потоку через мінімальну площу прохідного перерізу).

Таблиця 3.3. Значення констант *C* та *n* для розрахунку теплообміну при обтіканні пучків труб з десятьма та більше рядами

S_p/D	S_n/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C	*n*	*C*	*n*	*C*	*n*	*C*	*n*
Коридорне розташування								
1,25	0,386	0,592	0,305	0,608	0,111	0,704	0,0703	0,752
1,5	0,407	0,586	0,278	0,620	0,112	0,702	0,0753	0,744
2,0	0,464	0,570	0,332	0,602	0,254	0,632	0,220	0,648
3,0	0,322	0,601	0,396	0,584	0,415	0,581	0,317	0,608
Шахове розташування								
0,6	–	–	–	–	–	–	0,236	0,636
0,9	–	–	–	–	0,495	0,571	0,445	0,581
1,125	–	–	0,552	0,558				
1,125	–	–	–	–	0,531	0,565	0,575	0,560
1,25	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562
1,5	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568
2,0	0,448	0,572	0,462	0,568	0,535	0,556	0,498	0,570
3,0	0,844	0,592	0,392	0,580	0,486	0,562	0,467	0,574

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі при обтіканні пучків труб рідкими металами рекомендовано формулу:

$$\overline{Nu_D} = 4{,}03 + 0{,}228\left(\mathrm{Re}_{\max}\ \mathrm{Pr}\right)^{0{,}67}, \qquad (9)$$

яка справедлива в інтервалі значень числа Рейнольдса 20000<Re_{max}<80000.

Зниження тиску (у $Н/м^2$) у потоці газу через пучок труб можна розрахувати за співвідношенням:

$$\Delta P = \frac{f' G_{\max}^2 N}{\rho} \left(\mu_\infty \Big/ \mu_S \right), \tag{10}$$

де $G_{\max}$ – масова швидкість при мінімальній площі прохідного перерізу, *кг/(с·м²)*; ρ – густина у незбуреному потоці, *кг/м³*; N – число поперечних рядів.

Емпіричний коефіцієнт тертя f' визначаться за наступними рекомендованими формулами:

$$f' = 2 \cdot \left[0{,}25 + \frac{0{,}118}{\left((S_n - D)/D\right)} \right] \cdot \mathrm{Re}_{\max}^{-0{,}16} \tag{11}$$

при шаховому розташуванні труб та

$$f' = 2 \cdot \left[0{,}044 + \frac{0{,}08 \cdot S_p / D}{\left((S_n - D)/D\right)^{0{,}43 + 1{,}13 D / S_p}} \right] \cdot \mathrm{Re}_{\max}^{-0{,}16} \tag{12}$$

при коридорному розташуванні труб.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при турбулентному обтіканні пучка труб за наявністю десяти та більше рядів труб, як при коридорному, так і при шаховому їх розташуванні та $Re_{max} > 6000$, рекомендовано формулу:

$$\frac{\overline{\alpha_c} D}{\lambda_f} = 0{,}33 \cdot \left(\frac{G_{\max} D}{\mu f} \right)^{0{,}6} \mathrm{Pr}^{0{,}3} \tag{13}$$

Задачі для самостійного розв’язання

4. Пласка пластина має довжину *4 м* та ширину *6 м*. Температура пластини *403 К*, а температура оточуючого повітря *278 К*. Повітря рухається паралельно пластині вздовж її довжини. Розрахувати коефіцієнт конвективної тепловіддачі від пластини при швидкостях повітря: а) 0,1 м/с; б) 10 м/с; в) 20 м/с.
5. В’язка рідина (вода) закачується у трубу, що укладена у поверхню землі між двома цехами хімічного підприємства. Щоб зменшити в’язкість рідини, та відповідно, енергію, яка необхідна для її прокачки, рідина нагрівається до температури *318 К*. Зовнішній діаметр труби *16 см*, а її довжина *110 м*. Витрати рідини в трубі *20 кг/с*. Напрям вітру перпендикулярний вісі труби, а його швидкість *14 м/с*. Нехтуючи термічним опором труби, визначити тепловий потік, що відводиться від рідини, у той день, коли температура повітря дорівнює *273 К*. Визначити зниження температури рідини в трубі, якщо питома теплоємність дорівнює *1,3 кДж/(кг·К)*.

Лабораторна робота №4

Розрахунок теплообмінників

Основні види теплообмінників

Теплообмінник найпростішого типу складається із труби, всередині якої розташована інша труба (рис.4.1). Таке устаткування може працювати або в режимі протитоку, або в режимі прямотоку.

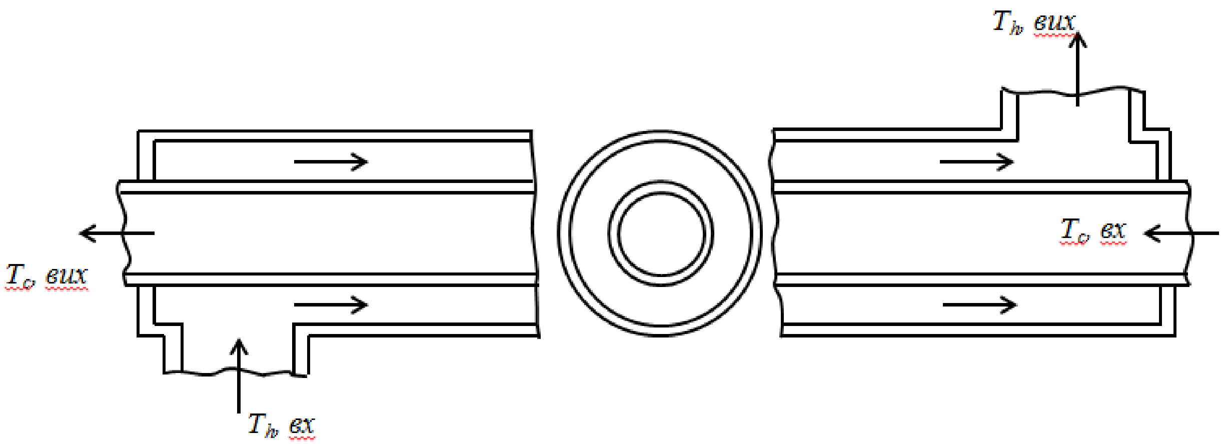


Рис. 4.1. Простий протиточний теплообмінник типу «труба у трубі»

Найбільш розповсюдженим типом теплообмінника, який широко використовується в хімічній та інших галузях промисловості, є кожухотрубний теплообмінник (рис.4.2). У теплообміннику такого типу одна рідина тече всередині труб, тоді як інша рідина прокачується у міжтрубному просторі всередині кожуха у поперечному напряму. Причина вибору схеми руху потоку рідини поперек, а не вздовж труб полягає в тому, що більш високі коефіцієнти тепловіддачі досягаються при поперечному, а не при продольному обтіканні труб. Для створення перехресного обтікання труб у між трубному просторі всередині кожуху встановлюються перегородки. Ці перегородки встановлені таким чином, що у кожній утвореній ними секції потік обтікає труби у поперечному напряму спочатку у першій секції униз, далі в другій секції уверх і так далі. В залежності від устаткування колекторів можливо забезпечити один чи більше ходів труб.

При нагріванні або охолодженні газів часто зручно використовувати теплообмінник з перехресним током (рис.4.2). У теплообміннику такого типу рідина прокачується всередині труб, тоді як газоподібний теплоносій продувається поперек трубного пучка. Течія зовнішнього теплоносія може здійснюватися шляхом вимушеної або вільної конвекції. У теплообміннику такого типу газ, який проходить поперек трубного пучка, розглядається як такий, що змішується, а рідина, яка тече всередині труби, розглядається як така, що не змішується. Зовнішній потік газу враховується таким, що змішується, тому що він може майже вільно переміщуватися у міжтрубному просторі в процесі переносу тепла, тоді як рідина, що тече всередині труб, не може змішуватися ні з яким іншим потоком в процесі переносу тепла.

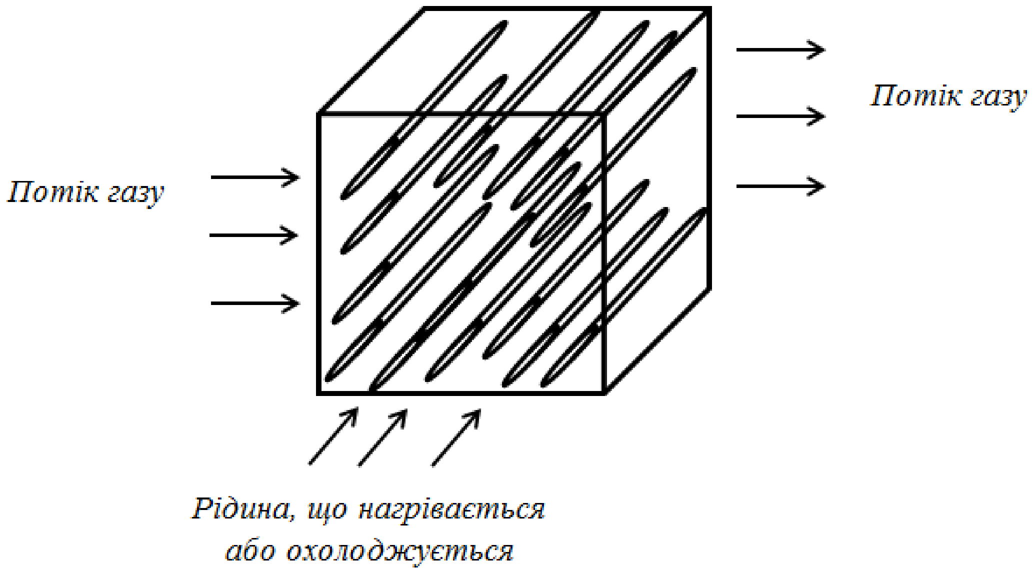


Рис.4.2. Теплообмінник перехресного току з газоподібним теплоносієм, що змішується

Інший різновид теплообмінника з перехресним током, який широко використовується у космічній техніці, а також для опалення житлових приміщень, наведено на рис.4.3.

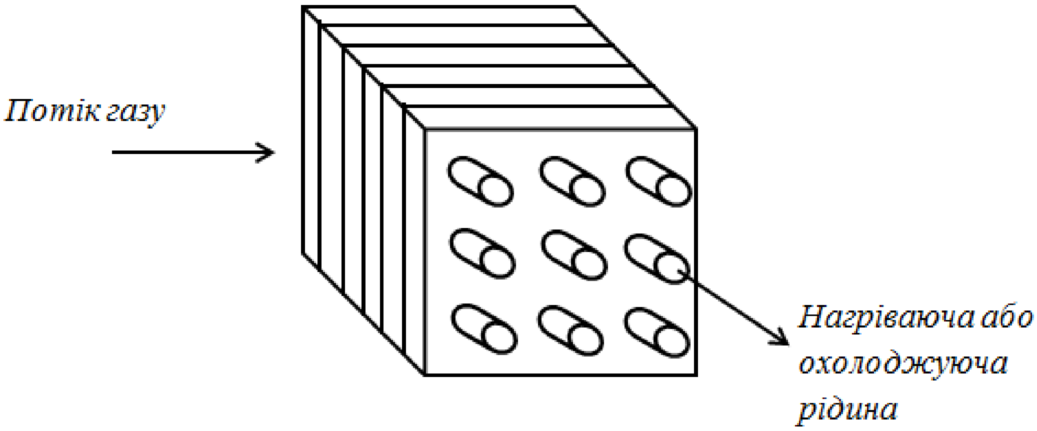


Рис.4.3. Перехресноточний теплообмінник із газоподібним теплоносієм, що не змішується

В цьому апараті газовий потік, що обтікає оребрений трубний пучок, не змішується, оскільки він протікає крізь окремі канали в процесі переносу тепла. Коли теплоносій не перемішується, в ньому існує градієнт температури як вздовж, так і поперек напряму потоку. З іншої сторони, якщо теплоносій добре перемішується, то температура прагне до вирівнювання у напряму, нормальному до руху потоку, і тому в ньому встановлюється градієнт температури тільки у напряму потоку.

Сумарний коефіцієнт теплопередачі

Однією з основних задач при тепловому аналізі кожухотрубного теплообмінника є розрахунок сумарного коефіцієнта теплопередачі між двома потоками рідини. Сумарний коефіцієнт теплопередачі між гарячою рідиною з температурою T_h та холодною рідиною з температурою T_c, що розділені твердою пласкою стінкою, визначається з рівняння

$$q = UA(T_h - T_c),$$

де $UA = \dfrac{1}{\sum\limits_{n=1}^{n=3} R_n} = \dfrac{1}{(\dfrac{1}{\alpha_1 A}) + (\dfrac{L}{\lambda A}) + (\dfrac{1}{\alpha_2 A})}$. (1)

Площа внутрішньої поверхні теплообмінника типу «труба в трубі» (рис.4.1) дорівнює $2\pi r_i L$, а площа зовнішньої поверхні $2\pi r_0 L$. Таким чином, якщо сумарний коефіцієнт теплопередачі приведений до зовнішньої поверхні A_0, то

$$U_0 = \frac{1}{\dfrac{A_0}{A_i \alpha_i} + \dfrac{A_0 \ln(r_0 / r_i)}{2\pi\lambda L} + \dfrac{1}{\alpha_0}}, \quad (2)$$

а якщо він приведений до внутрішньої поверхні A_i, то

$$U_i = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_i} + \dfrac{A_i \ln(r_0 / r_i)}{2\pi\lambda L} + \dfrac{A_i}{A_0 \alpha_0}}. \quad (3)$$

Хоча для ретельного та суворого розрахунку необхідні значення коефіцієнтів теплопередачі, які обчислені для конкретних умов, для попередньої оцінки часто корисно мати наближені значення *U*, типові для умов, що зустрічаються на практиці. Необхідно відмітити, що в багатьох випадках значення *U* майже повністю визначається термічним опором на одній з поверхонь розділу рідина – тверде тіло, наприклад, коли одним теплоносієм є газ, а іншим – рідина або коли один з теплоносіїв являє собою киплячу рідину з дуже високим значенням коефіцієнта тепловіддачі.

Якщо проведені випробування з визначення характеристик теплообмінника з чистими поверхнями, а потім випробування проведені знову після того, як устаткування пропрацювало впродовж деякого часу, то питомий термічний опір відкладення (або коефіцієнт забруднення) можна визначати із співвідношення:

$$R_d = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U}, \quad (4)$$

де U – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника з чистими поверхнями нагріву; U_d – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника з забрудненими поверхнями; R_d – питомий термічний опір відкладення. Коефіцієнти забруднення наведено в табл.4.1.

Таблиця 4.1. Звичайні коефіцієнти забруднення

Рідина	Коефіцієнт забруднення, R_d, *м²·К/Вт*
Морська вода: нижче 325 К вище 325 К	 0,00009 0,0002
Оброблена поживна вода в котлі вище 325 К	0,0002
Нафтопродукти	0,0009
Загартова олія	0,0007
Пари спирту	0,00009
Водяна пара не забруднена олією	0,00009
Промислове повітря	0,0004
Хладагент	0,0002

Коефіцієнти забруднення необхідно враховувати так, як це показано на прикладі наступного рівняння для сумарного коефіцієнта теплопередачі U_d неоребрених труб:

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{\overline{\alpha_0}} + R_0 + R_\lambda + \frac{R_i A_0}{A_i} + \frac{A_0}{\overline{\alpha_i} A_i}}, \tag{5}$$

де U_d – сумарний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^2·К); зведений до зовнішньої поверхні труби; $\overline{\alpha_0}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби, Вт/(м^2·К); $\overline{\alpha_i}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні труби, Вт/(м^2·К); R_0 – питомий термічний опір забруднення зовнішньої поверхні труби, м^2·К/Вт; R_i – питомий термічний опір забруднення внутрішньої поверхні труби, м^2·К/Вт; R_λ – питомий термічний опір матеріалу труби, м^2·К/Вт; $\frac{A_0}{A_i}$ – відношення площі зовнішньої поверхні труби до площі її внутрішньої поверхні.

Середньоарифметична різниця температур

У теплообміннику у загальному випадку температури теплоносія не постійні, а змінюються за довжиною, по мірі того як тепло передається від гарячого теплоносія до холодного. Тому навіть при постійному термічному опіру густина теплового потоку буде змінюватися по ходу потоку рідини у теплообміннику, оскільки її значення залежить від різниці температур між гарячим і холодним теплоносіями у даному перерізі теплообмінника. На рис. 4.4 – 4.7 показано зміну температур або в одному, або в обох теплоносіях для простого кожухотрубного теплообмінника (рис.4.1). Відстань між двома суцільними лініями пропорційна різниці температур ΔT між двома теплоносіями.

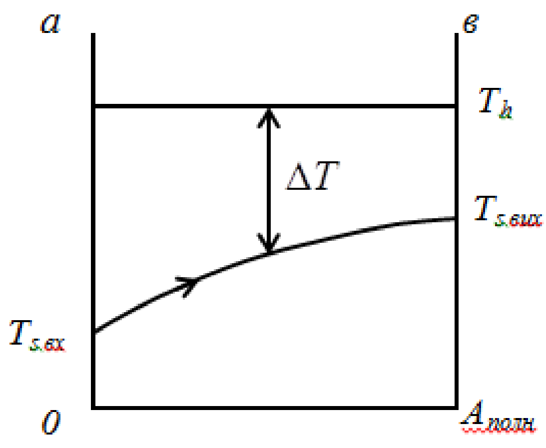


Рис.4.4. Розподіл температури в одноходовому конденсаторі

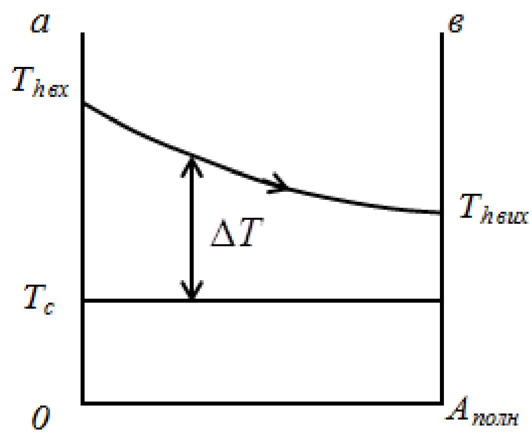


Рис.4.5. Розподіл температури в одноходовому випарювачі

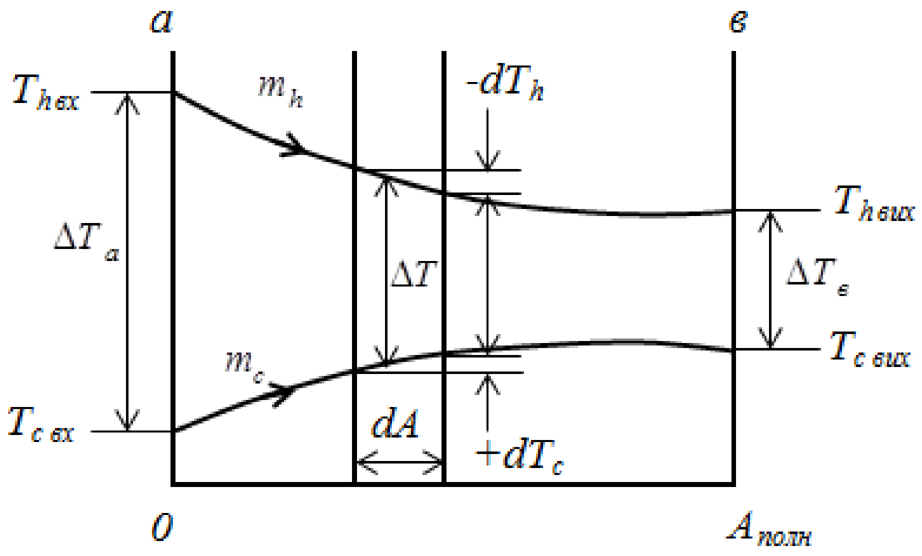


Рис. 4.6. Розподіл температури в одноходовому прямоточному теплообміннику

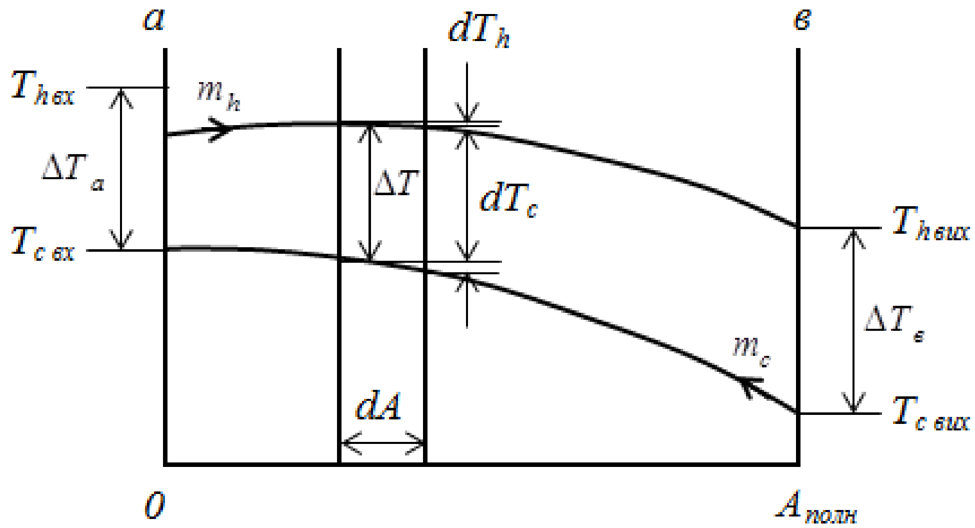


Рис. 4.7. Розподіл температури в одноходовому протиточному теплообміннику

На рис.4.4 наведено випадок, коли пара конденсується за постійної температури, а інший теплоносій нагрівається. На рис.4.5 наведено випадок, коли рідина випарюється за постійною температурою, а тепло передається від іншого теплоносія, температура якого знижується по мірі проходження теплообмінником. На рис.4.6 наведено розподіл температури для прямоточного теплообмінника, а на рис. 4.7 – для протиточного. В двох останніх випадках не відбувається зміни агрегатного стану речовини. З рис.4.6 видно, що у випадку прямотоку незалежно від довжини теплообмінника кінцева температура холодного теплоносія ніколи не може досягнути вихідної температури гарячого теплоносія. З іншої сторони, у випадку протитоку кінцева температура холодного теплоносія може перевищувати температуру на виході гарячого теплоносія внаслідок наявності сприятливого перепаду температур по всій довжині теплообмінника.

Для визначення теплового потоку у будь-якому розглянутому вище випадку необхідно проінтегрувати рівняння:

$$dq = UdA\Delta T \tag{6}$$

по всій площі поверхні, що віддає тепло A за довжиною теплообмінника. Якщо сумарний коефіцієнт теплопередачі U_d постійний, зміна кінетичної енергії не враховується, а кожух теплообмінника теплоізольовано, то рівняння (6) легко проінтегрувати для випадків прямотоку та протитоку. Рівняння теплового балансу для елементарної площі dA має вигляд:

$$dq = -m_h c_{ph} dT_h = \pm m_c c_{pc} dT_c = UdA(T_h - T_c), \tag{7}$$

де m – масова витрата, кг/с; c_p – питома теплоємність при постійному тиску, Дж/кг·К; T – середньомасова температура теплоносія, К. Індекси h та c відносяться до гарячого та холодного теплоносія відповідно, знак «+» у третьому члені рівняння відповідає прямо току, а знак «-» – протитоку. Якщо питома теплоємність теплоносіїв не залежить від температури, можна записати рівняння теплового балансу від вхідного перерізу до довільного поперечного перерізу теплообмінника

$$c_h(T_h - T_{h,вх}) = c_c(T_c - T_{c,вх}), \tag{8}$$

де $c_h = m_h c_{ph}$ – витратна теплоємність гарячого теплоносія, Вт/К; $c_c = m_c c_{pc}$ – витратна теплоємність холодного теплоносія, Вт/К.

Вирішуючи рівняння (8) відносно T_h, отримаємо

$$T_h = T_{h,вх} - \frac{c_c}{c_h}(T_c - T_{c,вх})\,, \tag{9}$$

звідки

$$T_h - T_c = -\left(1 + \frac{c_c}{c_h}\right)T_c + \frac{c_c}{c_h}T_{c,вх} + T_{h,вх}\,. \tag{10}$$

Підставляючи вираз (10) у рівняння (9) та після деяких перетворень маємо:

$$\frac{dT_c}{-\left[1 + (c_c/c_h)T_c + (c_c/c_h)T_{c,вх} + T_{h,вх}\right]} = \frac{UdA}{c_c} \tag{11}$$

Інтегрування рівняння (11) за всією довжиною теплообмінника (тобто від *A=0* до *A=A*$A_{полн}$) дає наступний вираз:

$$\ln\left\{\frac{-\left[1 + (c_c/c_h)T_{c,вих}\right] + (c_c/c_h)T_{c,вх} + T_{h,вх}}{-\left[1 + (c_c/c_h)\right]T_{c,вх} + (c_c/c_h)T_{c,вх} + T_{h,вх}}\right\} = -\left(\frac{1}{c_c} + \frac{1}{c_h}\right)UA,$$

який можна спростити:

$$\left[\frac{(1 + (c_c/c_h))(T_{c,вх} - T_{c,вих}) + T_{h,вх} - T_{c,вх}}{T_{h,вх} - T_{c,вх}}\right] = -\left(\frac{1}{c_c} + \frac{1}{c_h}\right)UA\,. \tag{12}$$

З рівняння (8) для повної довжини теплообмінника отримуємо вираз:

$$\frac{c_c}{c_h} = \frac{T_{h,вих} - T_{h,вх}}{T_{c,вих} - T_{c,вх}}\,, \tag{13}$$

який можна використовувати, щоб виключити витратні теплоємності з рівняння (12). Після деяких перетворювань маємо:

$$\ln\left(\frac{T_{h,вих} - T_{c,вих}}{T_{h,вх} - T_{c,вх}}\right) = \left[(T_{h,вих} - T_{c,вих}) - (T_{h,вх} - T_{c,вх})\right]\frac{UA}{q}, \tag{14}$$

оскільки $q = c_c(T_{c,вих} - T_{c,вх}) = c_h(T_{h,вх} - T_{h,вих})$.

Нехай $T_h - T_c = \Delta T$, тоді рівняння (14) можна записати у вигляді

$$q = UA\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a/\Delta T_b)}\,, \tag{15}$$

де індекси «*a*» та «*b*» відносяться відповідно до різниць температур на вході та виході теплообмінника (рис.4.6, 4.7).

На практиці зручно використовувати середню ефективну різницю температур $\overline{\Delta T}$ для всього теплообмінника, що визначається наступним чином:

$$q = UA\overline{\Delta T}. \tag{16}$$

Порівнюючи рівняння (15) та (16), знаходимо, що для прямотоку або протитоку

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\Delta T_a / \Delta T_b\right)}. \tag{17}$$

Величина $\overline{\Delta T}$ має назву середньологарифмічної різниці температур. Також вона використовується у випадку, коли температура одного з теплоносіїв постійна (рис.4.4, 4.5). Коли $m_h c_{ph} = m_c c_{pc}$, різниця температур у випадку протитоку приймає постійне значення і $\overline{\Delta T} = \Delta T_a = \Delta T_в$. Якщо різниця температур ΔT_a не більш ніж на 50% перевищує $\Delta T_в$, то середньологарифмічна різниця температур відрізняється від $\overline{\Delta T}$ не більш, ніж на 1% та її можна використовувати для спрощення розрахунків.

Для теплообмінників більш складних типів, таких як кожухотрубні апарати з декількома ходами у трубному пучку та у міжтрубному просторі, для протиточних теплообмінників із потоками, що перемішуються та не перемішуються, визначення середньої різниці температур є складною задачею. Звичайна методика розрахунку полягає у модифікації простого виразу для $\overline{\Delta T}$ за допомогою поправочних коефіцієнтів, що представлені у вигляді діаграм. На рис. 4.8 – 4.11 наведено чотири такі діаграми. По вісі ординат кожного графіку відкладено поправочний коефіцієнт *F*. Для отримання справжньої середньої різниці температур для будь-якого з цих апаратів необхідно розрахункове значення $\overline{\Delta T}$ для протитоку помножити на відповідний поправочний коефіцієнт, тобто

$$\overline{\Delta T}_{спр,сер} = \overline{\Delta T} F. \tag{18}$$

По вісі абсцис відкладено відношення різниць температур

$$P = \frac{T_{t,вих} - T_{t,вх}}{T_{s,вх} - T_{t,вх}}, \tag{19}$$

де індекси «*t*» і «*s*» відносяться до теплоносіїв в трубах та у міжтрубному просторі, а індекси «*вх*» та «*вих*» визначають умови на вході та на виході з теплообміннику відповідно. Відношення P характеризує ефективність нагрівання або охолодження і може змінюватися від нуля за постійною температурою одного із теплоносіїв до одиниці у випадку, коли температура на вході гарячого теплоносія дорівнює температурі на виході холодного теплоносія. Параметр Z, що характеризує окремі криві, дорівнює відношенню добутків масових витрат та теплоємності двох теплоносіїв $m_t c_{pt} / m_s c_{ps}$. Це відношення також дорівнює зміні температури теплоносія у міжтрубному просторі, поділеному на зміну температури теплоносія в трубах:

$$Z = \frac{m_t c_{pt}}{m_s c_{ps}} = \frac{T_{s,вх} - T_{s,вих}}{T_{s,вих} - T_{t,вх}} \tag{20}$$

При використанні поправочних коефіцієнтів не має значення де тече потік гарячого теплоносія: у міжтрубному просторі або в трубах. Якщо температура одного з теплоносіїв залишається незмінною, напрям течії не має значення, оскільки F дорівнює 1, і в розрахунках можна використовувати безпосередньо значення $\overline{\Delta T}$.

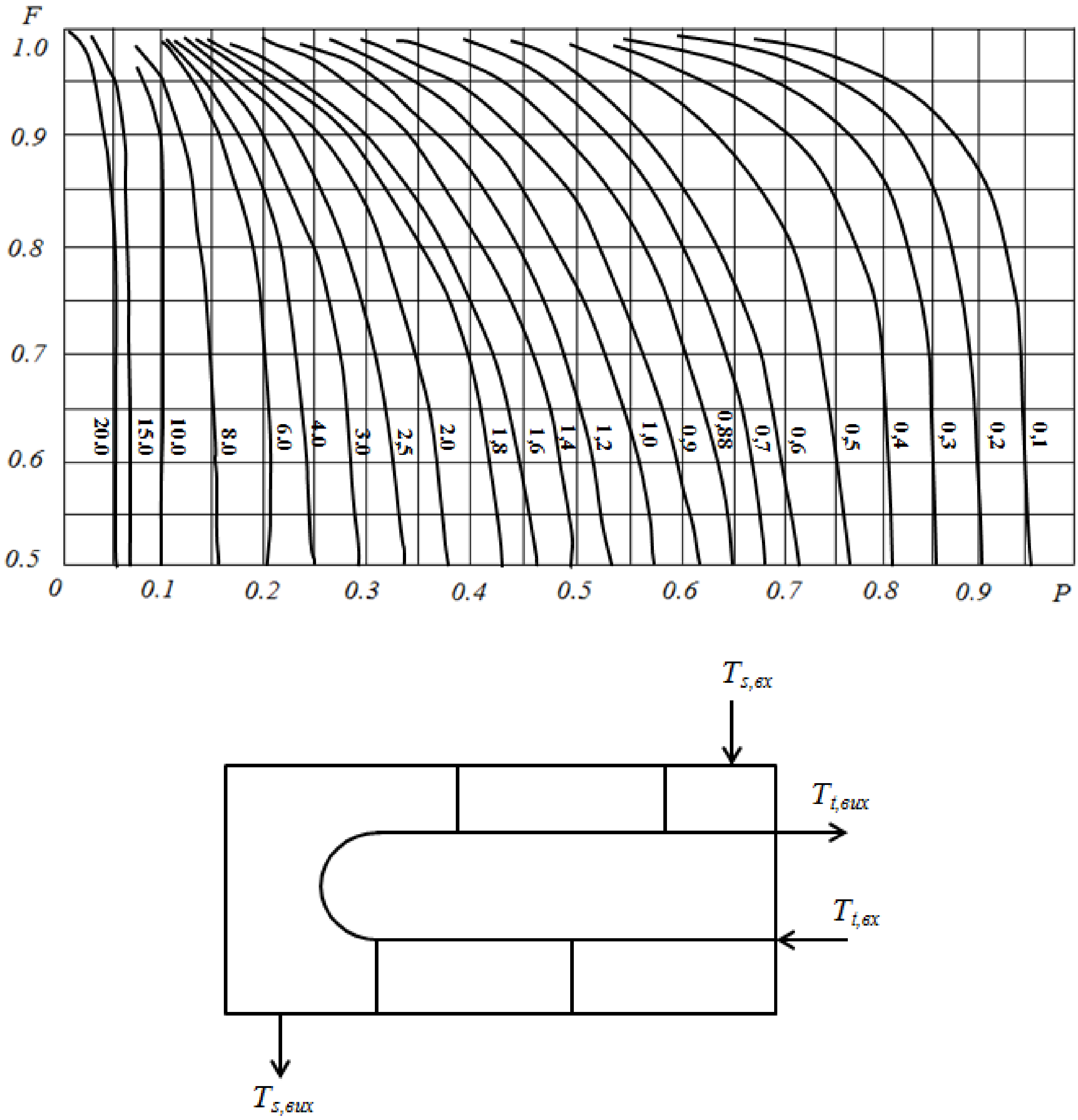


Рис.4.8. Поправочний коефіцієнт до значення $\overline{\Delta T}$, розрахованого у випадку протитоку для теплообмінника з одним ходом у міжтрубному просторі та з двома або кратними до двох ходів у трубному пучку

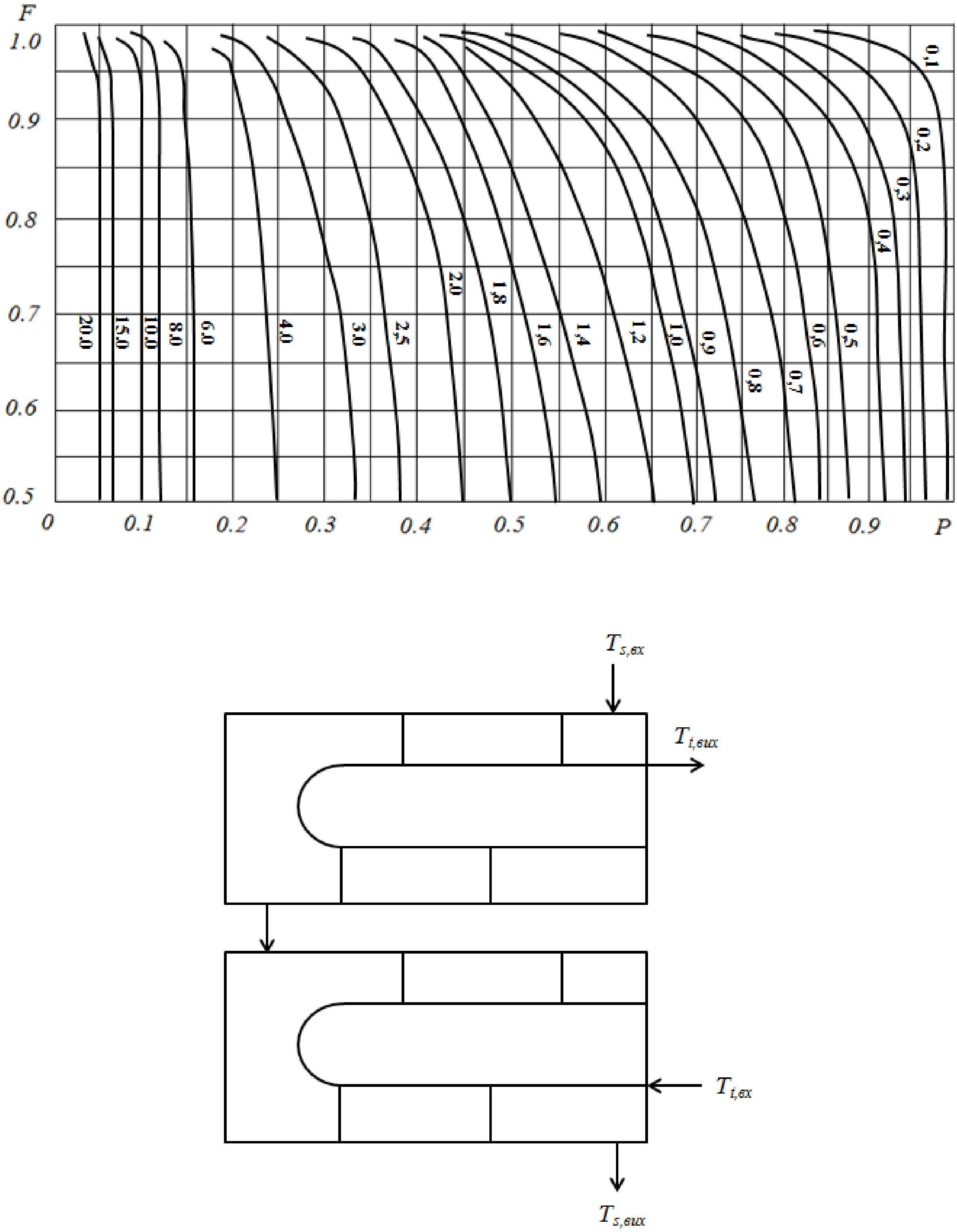
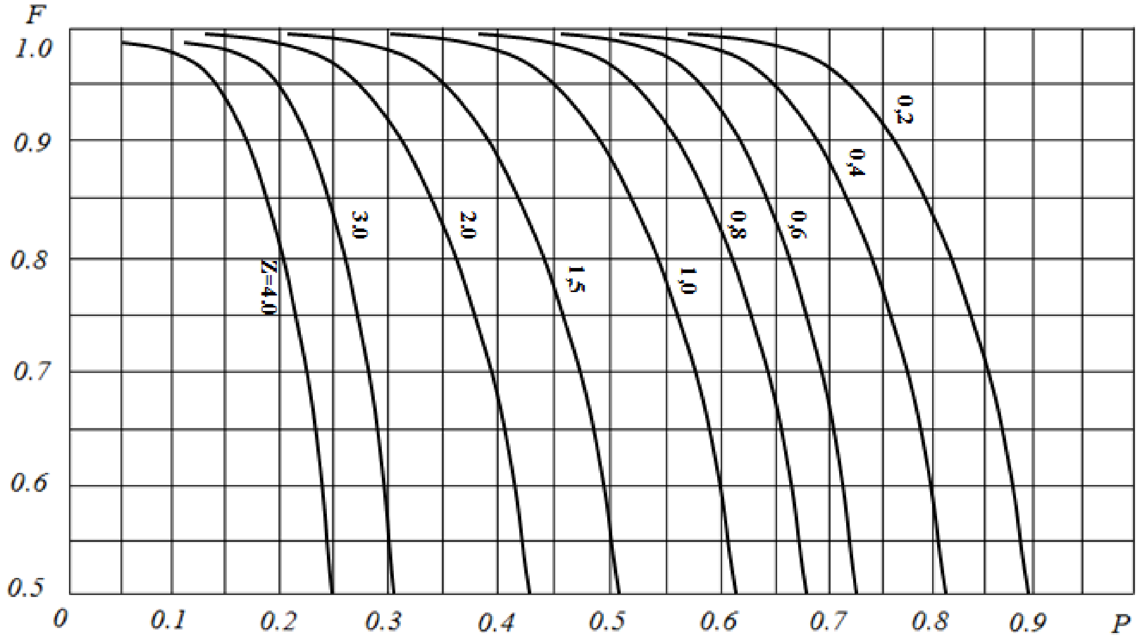


Рис.4.9. Поправочний коефіцієнт до значення $\overline{\Delta T}$, розрахованого у випадку протитоку для теплообмінника з двома ходами у міжтрубному просторі за числом ходів у трубному пучку, яке кратне двом



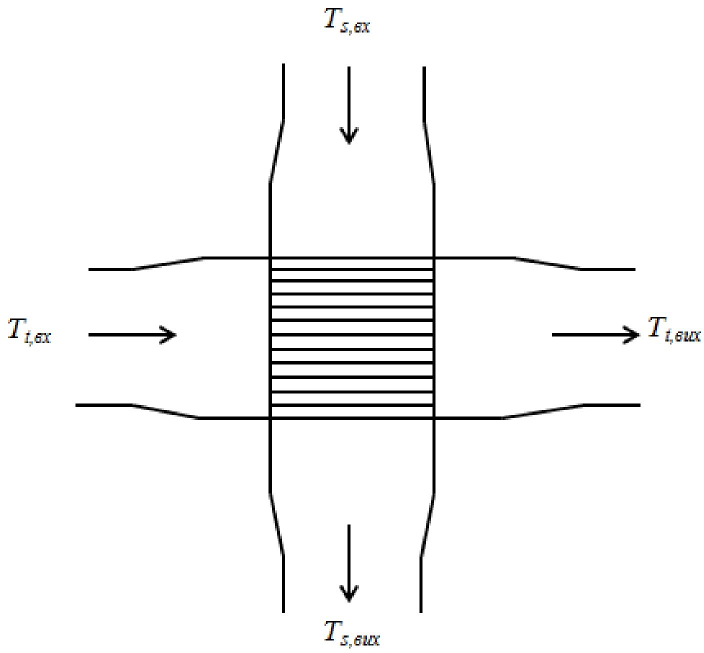
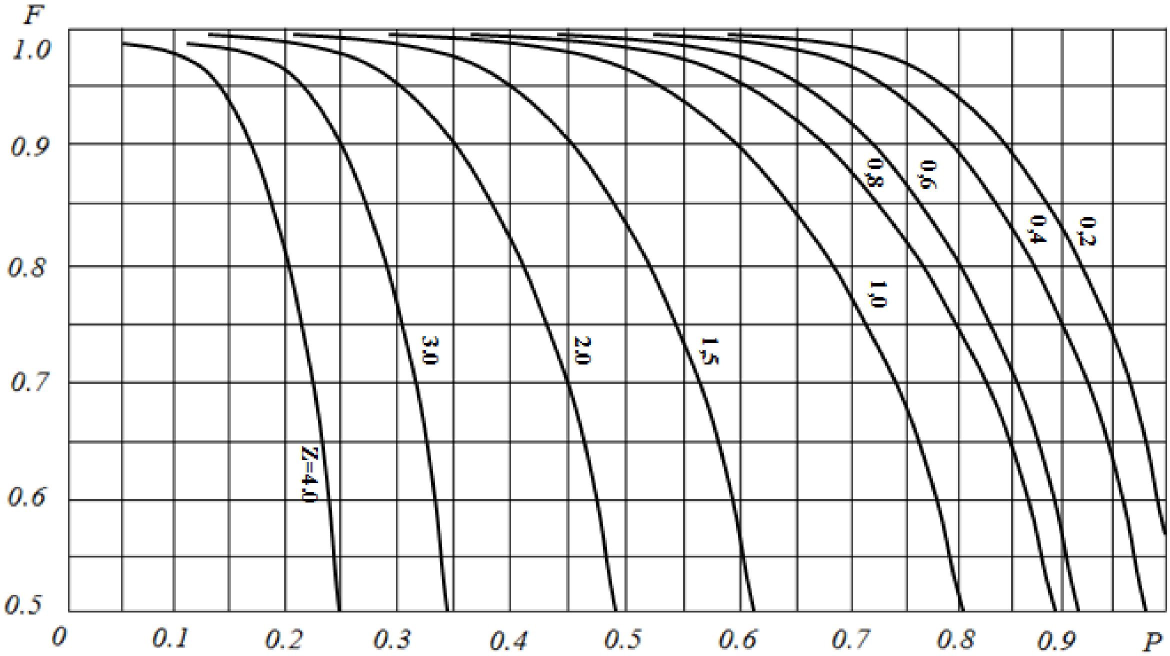


Рис.4.10. Поправочний коефіцієнт до значення $\overline{\Delta T}$, розрахованого у випадку протитоку для теплообмінника з перехресним током; один теплоносій у міжтрубному просторі перемішується; інший – не перемішується; один ход у трубному пучку



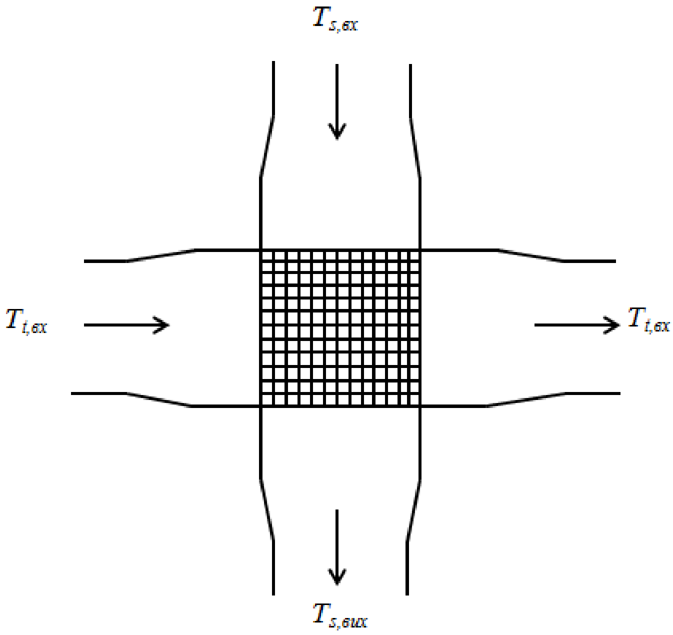


Рис.4.11. Поправочний коефіцієнт до значення $\overline{\Delta T}$, розрахованого у випадку протитоку для теплообмінника з перехресним током; обидві рідини не перемішуються; один ход у трубному пучку

Задача 1. Визначити площу теплопередавальної поверхні теплообмінника, яка необхідна для охолодження 95%-го розчину етилового спирту (*c_p=3810 Дж/кг·К*) від 338,6 К до 312,4 К потоком води при температурі на вході 283 К. Теплообмінник виготовлено з труб із зовнішнім діаметром *D, м*, витрати спирту *m_h, кг/с*, витрати води *m_c, кг/с*. Вважається, що сумарний коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні труби, дорівнює *U, Вт/м²·К*. Розглянути кожне теплообмінне обладнання з різними схемами течії теплоносіїв:

а) прямоточний теплообмінник;

б) протиточний теплообмінник;

в) прямоточно-протиточний теплообмінник з двома ходами у міжтрубному просторі та 72 трубами у пучку; спирт тече у міжтрубному просторі, вода – по трубам;

г) перехресноточний теплообмінник з одним ходом у трубному просторі та одним ходом у міжтрубному просторі, рідина у міжтрубному просторі перемішується.

Порядок розрахунку.

а) температуру води на виході для будь-якої з чотирьох схем теплообмінників можна визначити із загального рівняння теплового балансу у припущенні, що тепловими втратами у атмосферу можна знехтувати.

Записуємо рівняння теплового балансу:

$$m_h c_{ph}\left(T_{h,вх} - T_{h,вих}\right) = m_c c_{pc}\left(T_{c,вих} - T_{c,вх}\right).$$

Підставляючи в останнє рівняння вихідні дані, отримаємо $T_{c,вих}$.

Тепловий потік від спирту до води дорівнює:

$$q = m_h c_{ph}\left(T_{h,вх} - T_{h,вих}\right),\ Вт.$$

З рівняння (17) для прямотоку знаходимо $\overline{\Delta T}$:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\Delta T_a / \Delta T_b\right)}.$$

З рівняння (16) визначаємо площу теплопередавальної поверхні:

$$A = \frac{q}{U\overline{\Delta T}}.$$

Знайшовши площу передавальної поверхні, оцінити, чи можливо використовувати теплообмінник з розрахованими геометричними характеристиками на практиці.

б) для апарату з протитоком середня різниця температур дорівнює $\overline{\Delta T} = T_{h,вх} - T_{c,вих}$, оскільки $m_h c_{ph} = m_c c_{pc}$.

Необхідну площу поверхні знаходимо за рівнянням (16).

Розраховану площу поверхні порівняти з площею, необхідною для прямоточного теплообмінника.

в) для прямоточно–протиточного апарату відповідна середня різниця температур розраховується за допомогою поправочного коефіцієнту, що визначається (рис.4.9) при середній температурі для протитоку:

$$P = \frac{T_{t,вих} - T_{t,вх}}{T_{s,вх} - T_{t,вх}},$$

а відношення витратних теплоємностей теплоносія дорівнює:

$$Z = \frac{m_c c_{pc}}{m_h c_{ph}}.$$

З діаграми на рис.4.9 знаходимо *F*, а площа передавальної поверхні дорівнює відношенню площі передавальної поверхні для протитоку до *F*:

$$A = \frac{A_{протиток}}{F}.$$

Довжина теплообмінника з сімдесяти двох труб із зовнішнім діаметром *D*, *м*, що встановлені паралельно, дорівнює:

$$L = \frac{A/72}{\pi \cdot D}.$$

Оцінити, чи прийнятна знайдена довжина теплообмінника для практичних цілей.

г) для апарату з перехресним током (рис.4.2), поправочний коефіцієнт визначається з діаграми (рис.4.10). Таким чином, необхідна площа теплопередавальної поверхні дорівнюватиме відношенню площі теплопередавальної поверхні для прямоточно–протиточного апарату до знайденого коефіцієнту *F*.

Порівняти знайдену площу з попереднім випадком.

Вхідні дані до задачі 1

<table>
<tr><th>№</th><th>m_c, кг/с</th><th>m_h, кг/с</th><th>D, м</th><th>U, Вт/м^2·К</th></tr>
<tr><td>1</td><td>6,3</td><td>6,93</td><td rowspan="5">0,0254</td><td rowspan="3">568</td></tr>
<tr><td>2</td><td>6,0</td><td>6,5</td></tr>
<tr><td>3</td><td>5,7</td><td>6,0</td></tr>
<tr><td>4</td><td>5,0</td><td>5,5</td><td rowspan="2">505</td></tr>
<tr><td>5</td><td>4,87</td><td>5,1</td></tr>
<tr><td>6</td><td>6,5</td><td>7,2</td><td rowspan="5">0,03</td><td rowspan="2">570</td></tr>
<tr><td>7</td><td>6,3</td><td>6,93</td></tr>
<tr><td>8</td><td>6,0</td><td>6,5</td><td rowspan="3">600</td></tr>
<tr><td>9</td><td>5,7</td><td>6,0</td></tr>
<tr><td>10</td><td>5,0</td><td>5,5</td></tr>
<tr><td>11</td><td>4,87</td><td>5,1</td><td rowspan="5">0,02</td><td rowspan="3">500</td></tr>
<tr><td>12</td><td>6,5</td><td>7,2</td></tr>
<tr><td>13</td><td>6,3</td><td>6,93</td></tr>
<tr><td>14</td><td>6,0</td><td>6,5</td><td rowspan="2">568</td></tr>
<tr><td>15</td><td>5,7</td><td>6,0</td></tr>
<tr><td>16</td><td>5,0</td><td>5,5</td><td rowspan="5">0,033</td><td rowspan="2">530</td></tr>
<tr><td>17</td><td>4,87</td><td>5,1</td></tr>
<tr><td>18</td><td>6,5</td><td>7,2</td><td rowspan="3">510</td></tr>
<tr><td>19</td><td>5,1</td><td>5,5</td></tr>
<tr><td>20</td><td>6,3</td><td>6,93</td></tr>
</table>

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Василенко С.М. Основи тепломасообміну Підруч. для студ. вищ. навч. закл. / С.М. Василенко, А.І. Українець, В.В. Олішевський. За ред. І.С. Гулого; Нац. ун-т харч. технологій. – К. : НУХТ, 2004. – 249 с.
2. Єпіфанов К. С. Тепломасообмін. Навчальний посібник до лабораторних робіт за дисципліною «Тепломасообмін».– Харків: Нац. аерокосмічний ун-т "Харк. авіац. ін-т", 2020. – 137 с.
3. Лабай В. Й. Тепломасообмін / Лабай В. Й. – Львів : Тріада Плюс, 2004. – 258 с.
4. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Тепломасообмін: навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. 100 с.
5. Погорєлов А. І. Тепломасообмін / Погорєлов А. І. – Львів : Новий Світ, 2006. – 144 с.
6. Рядно О. О., Ракіта Є. М. Лабораторний практикум з курсу «Основи теорії теплових процесів». Вид-во ДНУ: Дніпро, 1993. 135с.
7. Співак, О. Ю. Тепломасообмін. Частина І : навчальний посібник / О. Ю. Співак, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 113 с.

Додаток 1

Теплофізичні властивості металів

Метал	*ρ, кг/м³*	*c_p, Дж/кг·⁰С*	*λ, Вт/м·К*	*h, кДж/кг*	*$T_{кр}$, К*
нержавіюча сталь	7550	675	20	280	1750
чисте залізо	7870	675	31,6	250	1753
сірий чавун	7570	690	19,2	240	1763
вуглецева сталь	7400	691	22,36	270	1773
хромова сталь	7650	680	38,1	300	1723
хромонікелева сталь	7830	680	28,2	320	1743

Додаток 2

Властивості повітря при атмосферному тиску

T, К	*t, ⁰С*	*ρ, кг/м³*	*$\beta \cdot 10^3$, 1/К*	*c_p, Дж/кг·К*	*λ, Вт/м·К*	*$a \cdot 10^6$, м²/с*	*$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м²*	*$\nu \cdot 10^6$, м²/с*	$\frac{g\beta}{\nu^2} \cdot 10^{-8}$, *1/(К·м³)*
273	0	1,252	3,66	1011	0,0237	19,2	17,456	13,9	1,85
293	20	1,164	3,41	1012	0,0251	22,0	18,240	15,7	1,36
313	40	1,092	3,19	1014	0,0265	24,8	19,123	17,6	1,01
333	60	1,025	3,00	1017	0,0279	27,6	19,907	19,4	0,782
353	80	0,968	2,83	1019	0,0293	30,6	20,790	21,5	0,600
375	102	0,916	2,68	1022	0,0307	33,6	21,673	23,6	0,472
500	227	1,378	2,01	1038	0,0386	45,2	29,37	32,7	0,012

Додаток 3

Властивості води при тиску насичення

T, *К*	*t*, ^0C	*ρ*, *кг/м³*	$\beta\cdot10^3$, *1/К*	c_p, *Дж/кг·К*	*λ*, *Вт/м·К*	$a\cdot10^6$, *м²/с*	$\mu\cdot10^6$, *Н·с/м²*	$\nu\cdot10^6$, *м²/с*	*Pr*	$\frac{g\beta}{\nu^2}\cdot10^{-8}$, *1/(К·м³)*
273	0	999,3	-0,7	4226	0,558	0,131	1784	1,789	13,7	
293	20	998,2	2,1	4182	0,597	0,143	993	1,006	7,0	2,035
313	40	992,2	3,9	4175	0,663	0,151	658	0,658	4,3	8,833
333	60	983,2	5,3	4181	0,658	0,159	472	0,478	3,00	22,75
353	80	971,8	6,3	4194	0,673	0,165	352	0,364	2,25	46,68
373	100	958,4	7,5	4211	0,682	0,169	278	0,294	1,75	85,09

Додаток 4

Властивості ртуті

T, *К*	*t*, ^0C	*ρ*, *кг/м³*	$\beta\cdot10^4$, *1/К*	c_p, *Дж/кг·К*	*λ*, *Вт/м·К*	$a\cdot10^7$, *м²/с*	$\mu\cdot10^4$, *Н·с/м²*	$\nu\cdot10^6$, *м²/с*	*Pr*	$\frac{g\beta}{\nu^2}\cdot10^{-10}$, *1/(К·м³)*
273	0	13628	1,82	140,3	8,20	49,9	16,90	0,124	0,0288	13,73
293	20	13579		139,4	8,69	46,06	15,48	0,114	0,0249	
323	50	13506		138,0	9,40	50,22	14,05	0,104	0,0207	
373	100	13385		137,3	10,51	57,16	12,42	0,093	0,0162	
423	150	13264		136,5	11,49	63,54	11,31	0,085	0,0134	
473	200	13145		157,0	12,34	69,06	10,54	0,080	0,0116	
523	250	13026		135,7	13,07	74,06	9,96	0,077	0,0103	
588	315	12847		134,0	14,02	81,50	8,65	0,067	0,0083	

Навчально-методичне видання

Біляєва Вікторія Віталіївна,
Усенко Андрій Юрійович,
Форись Світлана Миколаївна

ТЕПЛОМАСООБМІН

Навчально-методичні рекомендації
до лабораторних робіт

В авторській редакції

Комп’ютерна верстка В. В. Біляєва

Експертний висновок склав канд. техн. наук, доц. Світлана Форись

Зареєстровано НМВ УДУНТ (№ 694 від 14.02.2024)

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 3,72. Обл.-вид. арк. 1,39.
Зам. №6

Видавець: Український державний університет науки і технологій
вул. Лазаряна, 2, ауд. 2216, м. Дніпро, 49010.
Свідоцтво суб’єкта видавничої справи ДК № 7709 від 14.12.2022

Адреса видавця та дільниці оперативної поліграфії:
вул. Лазаряна, 2, Дніпро, 49010