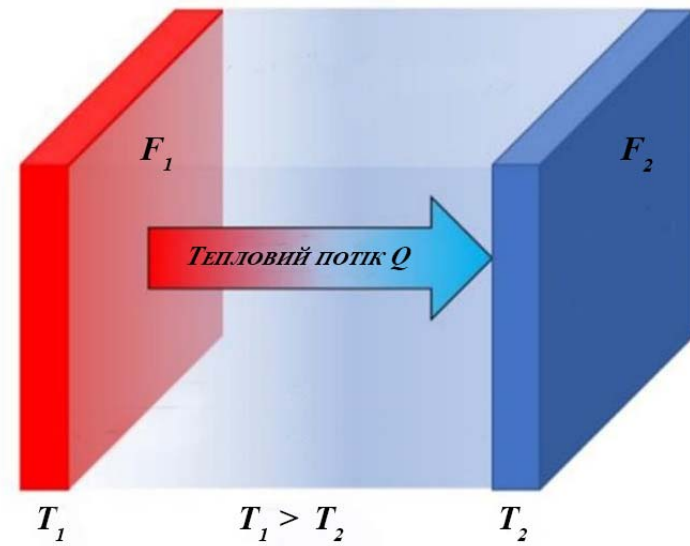


О. Ю. Співак, Н. В. Резидент

# ТЕПЛОМАСООБМІН

ЧАСТИНА I



Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**О. Ю. Співак, Н. В. Резидент**

**ТЕПЛОМАСООБМІН**  
**ЧАСТИНА I**

**Навчальний посібник**

Вінниця  
ВНТУ  
2021

УДК 532.2 (075)  
С72

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 5 від 19.11.2020 р.)

Рецензенти:

**В. В. Біліченко**, доктор технічних наук, професор

**С. Й. Ткаченко**, доктор технічних наук, професор

**І. В. Севостьянов**, доктор технічних наук, професор ВНАУ

**Співак, О. Ю.**

С72      Тепломасообмін. Частина I : навчальний посібник / О. Ю. Співак, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 113 с.

ISBN 978-966-641-841-1

Посібник призначений для виконання самостійної роботи студентів і аспірантів спеціальностей 144 – Теплоенергетика, 192 – Будівництво та цивільна інженерія денної та заочної форм навчання.

Наведено теоретичний матеріал, приклади розв'язування задач, перелік контрольних запитань для самоперевірки, задачі для самостійної роботи, довідковий матеріал, перелік літератури для вивчення курсу.

УДК 532.2 (075)

ISBN 978-966-641-841-1

© ВНТУ, 2021

## ЗМІСТ

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ .....	5
1.1 Інформаційний обсяг навчальної дисципліни.....	5
1.2 Політика курсу.....	6
1.3 Система поточного, модульного та підсумкового контролю знань.....	7
2 СТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ТІЛ ПРОСТОЇ ФОРМИ .....	8
2.1 Теплопровідність плоских стінок.....	8
2.2 Теплопровідність циліндричних стінок .....	10
2.3 Приклади розв'язування задач.....	12
2.4 Завдання для самостійної роботи .....	16
2.5 Запитання для самоперевірки.....	18
3 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ДЛЯ СТАЦІОНАРНОГО РЕЖИМУ .....	19
3.1 Теплопередача через плоскі стінки .....	19
3.2 Теплопередача через циліндричні стінки.....	20
3.3 Приклади розв'язування задач.....	22
3.4 Завдання для самостійної роботи .....	25
3.5 Запитання для самоперевірки.....	28
4 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОРЕБРЕНІ ПОВЕРХНІ .....	29
4.1 Теплопровідність ребер сталого перерізу .....	29
4.2 Теплопровідність труби з круглим ребром постійної товщини .....	31
4.3 Теплопровідність ребер довільного профілю .....	32
4.4 Теплопередача через плоску оребрену стінку .....	33
4.5 Приклади розв'язування задач.....	35
4.6 Завдання для самостійної роботи .....	37
4.7 Запитання для самоперевірки.....	39
5 КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН ЗА ПРИРОДНОГО РУХУ ТЕПЛОНОСІЯ.....	40
5.1 Вільна конвекція в необмеженому просторі.....	40
5.2 Вільна конвекція в замкнутому просторі .....	41
5.3 Приклади розв'язування задач.....	42
5.4 Завдання для самостійної роботи .....	46
5.5 Запитання для самоперевірки.....	48
6 КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН ЗА ВИМУШЕНОГО РУХУ ТЕПЛОНОСІЯ.....	49
6.1 Тепловіддача за поздовжнього обтікання пластин.....	49
6.2 Тепловіддача для течії теплоносія в гладких трубах, каналах та змійовиках.....	50
6.3 Поперечне обтікання одиначної гладкої труби .....	53
6.4 Обтікання пучків труб .....	54
6.5 Тепловіддача для течії в кільцевому каналі ТА типу «труба в трубі».....	55

6.6	Тепловіддача для течії теплоносія в міжтрубному просторі ТА .....	55
6.7	Приклади розв'язування задач .....	56
6.8	Завдання для самостійної роботи .....	63
6.9	Запитання для самоперевірки .....	65
7	НЕСТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ .....	66
7.1	Тіла з одновимірним температурним полем .....	66
7.2	Регулярний тепловий режим .....	70
7.3	Приклади розв'язання задач .....	72
7.4	Завдання для самостійної роботи .....	74
7.5	Запитання для самоперевірки .....	76
8	ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ .....	78
8.1	Види теплообмінних апаратів .....	78
8.2	Рівняння теплопередачі .....	79
8.3	Рівняння теплового балансу .....	79
8.4	Температурний напір .....	80
8.5	Приклади розв'язання задач .....	83
8.6	Завдання для самостійної роботи .....	92
8.7	Запитання для самоперевірки .....	94
	ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	95
	ДОДАТКИ .....	96

## 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Програма вивчення навчальної дисципліни складена з врахуванням вимог освітньо-професійної програми підготовки бакалаврів за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, 192 – Будівництво та цивільна інженерія.

**Метою викладання дисципліни** «Тепломасообмін» є засвоєння фундаментальних положень і закономірностей процесів тепло- і масообміну, оволодіння інженерними методами розрахунків основних задач теплома-сообміну і теплопередачі, проектування теплообмінного обладнання.

**Компетентності.** Здатність продемонструвати знання характеристик і властивостей матеріалів, обладнання, процесів в теплоенергетичній галузі. Здатність застосовувати відповідні кількісні математичні, наукові і технічні методи та комп'ютерне програмне забезпечення для вирішення інженерних завдань в теплоенергетичній галузі.

**Завдання** вивчення цієї дисципліни як складової циклу дисциплін фундаментальної технічної підготовки полягає в формуванні у студентів навичок розрахунків теплотехнологічного процесу з точки зору поділу його на основні види теплообміну, аналізу отриманих результатів та здатність приймати рішення за результатами цих розрахунків.

Вивчаючи курс дисципліни студент повинен:

- **знати** основні закони теплообміну, методика розрахунків процесів теплообміну, масообміну і теплопередачі, теплообмінного обладнання;

- **вміти** проводити аналіз теплотехнологічного процесу з точки зору поділення його на основні види теплообміну, виконувати розрахунки з використанням необхідної довідкової літератури – діаграм і таблиць, користуватись науковою, довідковою та нормативною літературою, знаходити раціональні методи розв'язання практичних завдань.

### 1.1 Інформаційний обсяг навчальної дисципліни

**Змістовий модуль 1. Теплопровідність та теплопередача за стаціонарного теплового режиму.**

Тема 1. Основні поняття і означення.

Тема 2. Стаціонарна теплопровідність тіл простої форми.

Тема 3. Теплопередача через плоскі та циліндричні поверхні.

**Змістовий модуль 2. Конструктивні способи зміни інтенсивності теплопередачі.**

Тема 4. Теплопровідність стержня сталого перерізу.

Тема 5. Теплопередача через оребрені поверхні.

**Змістовий модуль 3. Теплопровідність за нестаціонарного теплового режиму.**

Тема 6. Неусталене одновимірне температурне поле у необмежених пластині і циліндрі.

Тема 7. Регулярний тепловий режим.

***Змістовий модуль 4. Фізичні основи процесу теплопередачі.***

Тема 8. Фізичні основи процесу теплопередачі.

***Змістовий модуль 5. Основи теорії подібності фізичних явищ.***

Тема 9. Методи теорії подібності в задачах з тепло- і масообміну.

Тема 10. Критерії подібності і критеріальні рівняння.

***Змістовий модуль 6. Основи теорії граничного шару.***

Тема 11. Основи теорії граничного шару.

***Змістовий модуль 7. Тепловіддача за примусової течії рідини в трубах.***

Тема 12. Тепловіддача при течії в гладких прямих трубах.

Тема 13. Тепловіддача в гнутих трубах, каналах і зміювиках.

***Змістовий модуль 8. Тепловіддача за зовнішнього обтікання тіл.***

Тема 14. Тепловіддача при обтіканні плоскої пластини.

Тема 15. Тепловіддача при обтіканні труб і пучків труб.

***Змістовий модуль 9. Тепловіддача за природної конвекції.***

Тема 16. Тепловіддача за природної конвекції.

***Змістовий модуль 10. Тепловіддача в разі кипіння та конденсації.***

Тема 17. Теплообмін за умови конденсації чистої пари.

Тема 18. Теплообмін в разі кипіння однокомпонентних рідин.

Тема 19. Тепло- і масообмін в двокомпонентних середовищах.

***Змістовий модуль 11. Основні закономірності теплового випромінювання, методи розрахунків теплообміну випромінюванням твердих тіл і газів.***

Тема 20. Основні закони теплообміну випромінюванням.

Тема 21. Теплообмін випромінюванням між твердими тілами, розділеними прозорим середовищем.

Тема 22. Випромінювання газів та пари.

***Змістовий модуль 12. Теплообмінні апарати: основи проектного та перевірного розрахунків, гідромеханічний розрахунок.***

Тема 23. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів.

Тема 24. Гідромеханічний розрахунок теплообмінних апаратів.

***Змістовий модуль 13. Молекулярна дифузія.***

Тема 25. Молекулярна дифузія.

***Змістовий модуль 14. Конвективний масообмін.***

Тема 26. Конвективний масообмін.

## **1.2 Політика курсу**

Викладач та всі здобувачі, що вивчають цей курс, зобов'язуються дотримуватись таких положень: Кодекс етики ВНТУ, Положення про академічну доброчесність студентів та науково-педагогічних працівників ВНТУ, Положення про рейтингову систему оцінювання досягнень студентів.

нтів у ВНТУ та розуміють, що за їх порушення несуть особисту відповідальність.

### **1.3 Система поточного, модульного та підсумкового контролю знань**

Контроль проводиться з метою визначення якості засвоєння навчального матеріалу, ступеня відповідності сформованих вмінь, знань і навичок меті та завданням, що ставляться при вивченні дисципліни «Тепломасообмін». При викладанні дисципліни застосовуються такі види контролю: поточний, модульний, підсумковий.

Поточний контроль проводиться на практичних та лабораторних заняттях за результатами виконання індивідуальних завдань (для денної форми навчання), контрольних робіт (для заочної форми навчання), результатами виконання та захисту лабораторних робіт.

Модульний (проміжний) контроль проводиться для студентів денної форми навчання двічі за семестр у вигляді контрольних робіт та виконання тестових завдань в системі JetIQ і має своєю метою оцінювання рівня практичних і теоретичних знань та ступеня засвоєння навчального матеріалу певних змістових модулів. При проведенні модульного контролю завдання для контрольних заходів носять комплексний характер і складаються з практичної та теоретичної частин.

Підсумковий (семестровий) контроль для студентів всіх форм навчання проводиться у вигляді контрольних робіт та виконання тестових завдань в системі JetIQ і має своєю метою оцінювання рівня практичних і теоретичних знань та ступеня засвоєння навчального матеріалу всього навчального курсу.



## 2 СТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ТІЛ ПРОСТОЇ ФОРМИ

### 2.1 Теплопровідність плоских стінок

Розглянемо закономірності перенесення теплоти в однорідній стінці завтовшки  $\delta$ , яка має сталий коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$  (рис. 2.1).

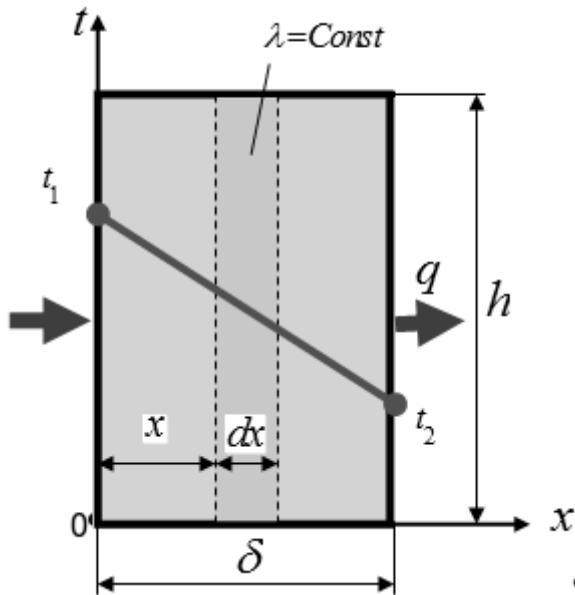


Рисунок 2.1 – Зміна температури в плоскій стінці

Оскільки процес стаціонарний, то температури на зовнішніх поверхнях стінки  $t_1$  і  $t_2$  сталі, причому  $t_1 > t_2$ . За одновимірному процесу перенесення теплоти температури всередині стінки змінюються тільки в напрямку  $x$ , а ізотермічні поверхні плоскі і нормальні до осі  $x$ .

Виділимо в стінці елементарний шар завтовшки  $dx$  між двома ізотермічними поверхнями. На підставі закону Фур'є можна записати

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}, \quad (2.1)$$

або

$$dt = -\frac{q}{\lambda} \cdot dx.$$

Беручи до уваги, що для усталеного процесу величина  $q$  стала, після інтегрування маємо

$$t = -\frac{q \cdot x}{\lambda} + C. \quad (2.2)$$

Сталу  $C$  визначимо з граничних умов:

- для  $x = 0$   $t = t_1 = C$ ;
- для  $x = \delta$   $t = t_2$ .

Тоді

$$t_2 = t_1 - q \frac{\delta}{\lambda}. \quad (2.3)$$

Звідки отримуємо значення для питомого теплового потоку

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta t = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{\Delta t}{R_c}. \quad (2.4)$$

Останнє рівняння є розрахунковою формулою теплопровідності плоскої стінки. Відношення  $\frac{\lambda}{\delta}$  характеризує теплову провідність стінки, а обернена величина  $R_c = \frac{\delta}{\lambda}$ ,  $\left[ \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right]$  – тепловий або термічний опір стінки. Величину  $\Delta t$  можна розглядати як різницю температурних потенціалів на гранях стінки.

Підстановка в (2.2) значень  $q$  і  $C$  дає

$$t_x = t_1 - x \frac{\Delta t}{\lambda}. \quad (2.5)$$

Температура в стінці змінюється за лінійним законом за умови  $\lambda = \text{const}$ . За цих самих умов, як це випливає з (2.5), залежність  $q = f(\Delta t)$  має гіперболічний характер. Перепад температур  $t_1 - t_2$  називається температурним напором або рушійною силою процесу теплопровідності. Для  $\lambda = \text{const}$  у визначенні температури в стінці на відстані  $x$  проблем не виникає. Якщо  $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ , то користуються формулою

$$t_x = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_1\right)^2 - \frac{2qx}{b\lambda_0}}. \quad (2.6)$$

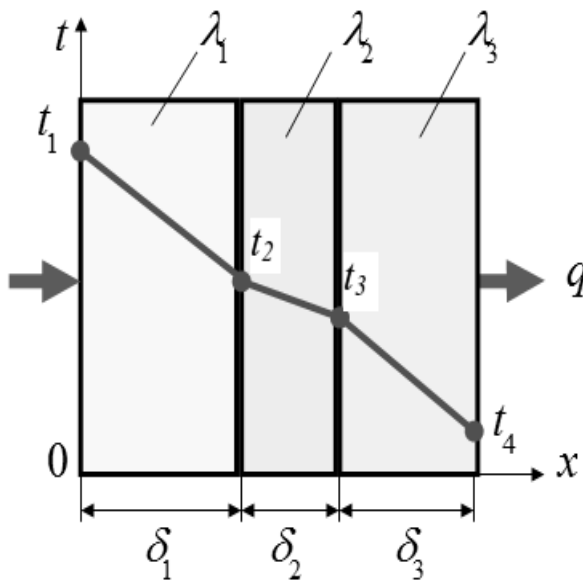


Рисунок 2.2 – Поширення температури в багат шаровій плоскій стінці

Розглянемо тепер стінку, яка складається з декількох різнорідних шарів (багат шарову стінку (рис. 2.2)). Будемо вважати, що шари щільно притиснуті один до одного, а тепловий контакт між ними ідеальний. Як і в попередньому випадку, тепловий потік сталий і однаковий в усіх шарах. Коефіцієнти теплопровідності на кожній ділянці стінки сталі і дорівнюють  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  і  $\lambda_3$ , відповідно, а температури на границях зменшуються в напрямку  $x$ , тобто  $t_1 > t_4$ .

Вивести рівняння теплопровідності найпростіше за допомогою значення термічного опору, цінною властивістю якого є те, що термічні опори додаються в напрямку теплового потоку.

Визначивши за (2.4) різниці тем-

ператур в кожному шарі  $i$  додавши їх, одержуємо

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 \Delta t_i &= \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = (t_1 - t_2) + (t_2 - t_3) + (t_3 - t_4) = \\ &= t_1 - t_4 = q \cdot \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i} = q \cdot (R_{C_1} + R_{C_2} + R_{C_3}) \end{aligned} \quad (2.7)$$

Звідки неважко визначити значення питомого теплового потоку

$$q = \frac{t_1 - t_4}{R_{C_1} + R_{C_2} + R_{C_3}} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^3 R_{C_i}}. \quad (2.8)$$

Значення температур на границях визначаються на підставі (2.4) і (2.8)

$$t_2 = t_1 - q \cdot R_{C_1}; \quad t_3 = t_2 - q \cdot R_{C_2}; \quad t_4 = t_3 - q \cdot R_{C_3}. \quad (2.9)$$

## 2.2 Теплопровідність циліндричних стінок

Розглянемо перенесення теплоти у циліндричній стінці з внутрішнім

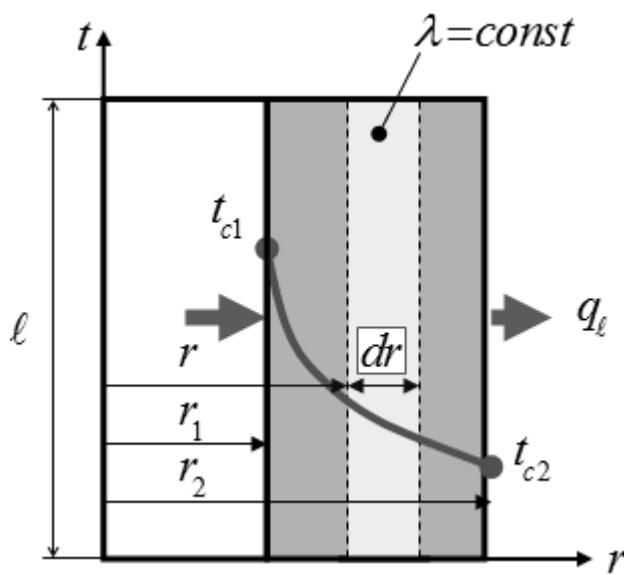


Рисунок 2.3 – Поширення температури в багатошаровій плоскій стінці

радіусом  $r_1$  і зовнішнім  $r_2$  (рис. 2.3). Температури на границях стінки  $t_1$  і  $t_2$  сталі, як і коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки  $\lambda$ . Якщо  $t_1 > t_2$ , то при стаціонарному режимі зміна температури можлива тільки в радіальному напрямку (одновимірна задача). Виділимо всередині стінки кільцевий шар радіусом  $r$  завтовшки  $dr$ , обмежений ізотермічними поверхнями.

Особливість циліндричних стінок у тому, що в них поверхні для входу і виходу теплоти різної величини. Дійсно, внутрішня поверхня стінки  $F_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \ell$  менша від зовнішньої  $F_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \ell$ .

За умови  $Q = \text{const}$  маємо  $q_1 = \frac{Q}{F_1} > q_2 = \frac{Q}{F_2}$ . Тому рівняння Фур'є для цього випадку потрібно записувати для повного теплового потоку. Тепловий потік, що проходить крізь елементарний шар

$$Q_r = -\lambda \cdot F \cdot \frac{dt}{dr} = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \ell \cdot \frac{dt}{dr}. \quad (2.10)$$

Після інтегрування (2.10)

$$t = -\frac{Q \cdot \ln r}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \ell} + C. \quad (2.11)$$

Беручи до уваги граничні умови:  $t = t_1$  для  $r = r_1$ ;  $t = t_2$  для  $r = r_2$  і виключивши сталу інтегрування  $C$ , розв'яжемо (2.11) відносно  $Q$

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \ell \cdot (t_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = \frac{\pi \cdot \ell \cdot \Delta t}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} = \frac{\pi \cdot \ell \cdot \Delta t}{R_\ell}. \quad (2.12)$$

Тут величина  $R_\ell = \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \left(\ln \frac{d_2}{d_1}\right)$ ,  $\left[\frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}}\right]$  характеризує термічний опір однорідної циліндричної стінки (труби).

На практиці тепловий потік, який проходить крізь циліндричну стінку, відносять до одиниці довжини труби

$$q_\ell = \frac{Q}{\ell} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{R_\ell}. \quad (2.13)$$

Рівняння температурної кривої в стінці визначимо на підставі (2.11)

$$t_x = t_1 - \Delta t \cdot \frac{\ln\left(\frac{dx}{d_1}\right)}{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}, \quad (2.14)$$

звідки видно, що температура змінюється за логарифмічним законом.

Для  $\lambda = \lambda_0(1+bt)$  користуються формулою

$$t_x = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_1\right)^2 - \frac{Q}{b\pi\lambda_0\ell} \ln \frac{d_x}{d_1}}. \quad (2.15)$$

За усталеного режиму крізь багатопарову циліндричну стінку  $q_\ell = \text{const}$ . Тому використовуючи (2.13) і зробивши перетворення, аналогі-

чні до (2.6), визначимо розрахункову формулу для лінійного теплового потоку

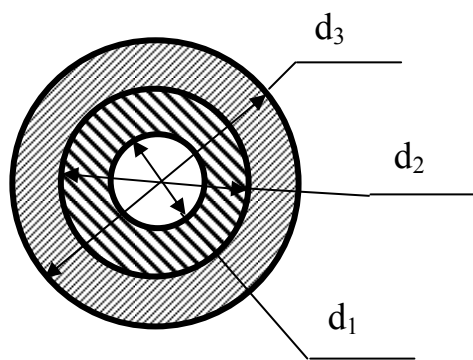
$$q_{\ell} = \frac{(t_1 - t_4) \cdot \pi}{(R_{1\ell} + R_{2\ell} + R_{3\ell})} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\sum_{i=1}^3 \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \left( \frac{d_{i+1}}{d_i} \right)}. \quad (2.16)$$

Практика показує, що для випадків коли відношення  $\frac{d_2}{d_1} \leq 2$  впливом кривизни стінки можна знехтувати і термічний опір циліндричних стінок розрахувати за формулами для плоских стінок, прийнявши за середню товщину стінки значення  $\delta_c = \frac{d_2 - d_1}{2}$ . При цьому площа труби розраховується за середньоарифметичним діаметром  $F = \frac{\pi(d_1 + d_2) \cdot \ell}{2}$ .

## 2.3 Приклади розв'язування задач

**2.3.1** Трубопровід із зовнішнім діаметром 70 мм і теплопровідністю 40 Вт/(м·К) має двохшарову теплову ізоляцію  $\delta_1 = 20$  мм,  $\lambda_1 = 0,04$  Вт/(м·К),  $\delta_2 = 30$  мм,  $\lambda_2 = 0,08$  Вт/(м·К). Визначити відносне значення кожного з ізоляційних шарів в тепловому ефекті конструкції. Як зміниться ефективність теплової ізоляції, якщо змінити товщини шарів на  $\delta_1 = 30$  мм і  $\delta_2 = 20$  мм?

### Розв'язання Варіант 1



Діаметри ізоляції

$$d_2 = d_1 + 2\delta_1 = 70 + 2 \cdot 20 = 110 \text{ мм},$$

$$d_3 = d_2 + 2\delta_2 = 110 + 2 \cdot 30 = 170 \text{ мм}.$$

Термічні опори шарів ізоляції

Рисунок 2.4 – До задачі 2.3.1

$$R_{iz1} = \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04} \ln \left( \frac{110}{70} \right) = 1,8 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right),$$

$$R_{iz2} = \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,08} \ln \left( \frac{170}{110} \right) = 0,87 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right).$$

Сумарний термічний опір ізоляції

$$\Sigma R = R_{iz1} + R_{iz2} = 1,8 + 0,87 = 2,67 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right).$$

Відносне значення кожного з ізоляційних шарів в тепловому ефекті конструкції

$$1 \text{ шар } 1,8/2,67=67,4\%; \quad 2 \text{ шар } 0,87/2,67=32,6\%.$$

### Варіант 2

Діаметри ізоляції

$$d_2 = d_1 + 2\delta_1 = 70 + 2 \cdot 30 = 130 \text{ мм},$$

$$d_3 = d_2 + 2\delta_2 = 130 + 2 \cdot 20 = 170 \text{ мм}.$$

Термічні опори шарів ізоляції

$$R_{iz1} = \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04} \ln \left( \frac{130}{70} \right) = 2,46 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right),$$

$$R_{iz2} = \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,08} \ln \left( \frac{170}{130} \right) = 0,53 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right).$$

Сумарний термічний опір ізоляції

$$\Sigma R = R_{iz1} + R_{iz2} = 2,46 + 0,53 = 3,0 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right).$$

Відносне значення кожного з ізоляційних шарів в тепловому ефекті конструкції

$$1 \text{ шар } 2,46/3 = 82\% \quad 2 \text{ шар } 0,53/3 = 18\%.$$

Отже, другий варіант є кращим.

**2.3.2** Дріт діаметром 3 мм з питомим електричним опором 0,004 Ом/м має ізоляцію завтовшки 1 мм з теплопровідністю 0,15 Вт/(м·К). Визначити припустиму силу струму за умови, що температура на краях ізоляції не має перевищувати 70 і 45°C.

## Розв'язання

Лінійний тепловий потік теплопровідності

$$q_{\ell} = \frac{t_{i1} - t_{i2}}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_{i2}}{d_{i1}}\right)} = \frac{70 - 40}{\frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,15} \ln\left(\frac{3 + 2 \cdot 1}{3}\right)} = 55 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}}\right);$$

За законом Джоуля-Ленца

$$q_{\ell} = I^2 \cdot r_{\ell}; \Rightarrow$$

$$I = \sqrt{\frac{q_{\ell}}{r_{\ell}}} = \sqrt{\frac{55}{0,004}} = 117 \text{ А.}$$

**2.3.3** Поверхня нагріву теплообмінного апарата (ТА) виготовлена з латунних труб діаметрами 43/38 мм загальною довжиною 30 м. Латунні труби потрібно замінити сталевими з діаметрами 50/44 мм. Яку довжину мають мати сталеві труби, щоб забезпечити сталу тепловидатність, якщо коефіцієнти теплопровідності латуні та сталі дорівнюють 85 і 50 Вт/(м·К), відповідно, а різниця температур на поверхнях труб 0,1 і 0,2 °С, відповідно.

## Розв'язання

Теплові потоки через латунний і сталевий ТА відповідно

$$Q_{\text{л}} = \frac{2\pi\ell_{\text{л}}\Delta t_1}{\frac{1}{\lambda_{\text{л}}} \ln\left(\frac{d_{2\text{л}}}{d_{1\text{л}}}\right)}; \quad Q_{\text{с}} = \frac{2\pi\ell_{\text{с}}\Delta t_2}{\frac{1}{\lambda_{\text{с}}} \ln\left(\frac{d_{2\text{с}}}{d_{1\text{с}}}\right)}.$$

Прирівняємо їх і визначимо довжину нових труб

$$\frac{2\pi\ell_{\text{л}}\Delta t_1}{\frac{1}{\lambda_{\text{л}}} \ln\left(\frac{d_{2\text{л}}}{d_{1\text{л}}}\right)} = \frac{2\pi\ell_{\text{с}}\Delta t_2}{\frac{1}{\lambda_{\text{с}}} \ln\left(\frac{d_{2\text{с}}}{d_{1\text{с}}}\right)},$$
$$\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 0,1}{\frac{1}{85} \ln\left(\frac{43}{38}\right)} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot \ell_{\text{с}} \cdot 0,2}{\frac{1}{50} \ln\left(\frac{50}{44}\right)},$$

звідки  $\ell_{\text{с}} = 26,4\text{м}$ .

**2.3.4** В трубопроводі з діаметрами 60/54 мм тече рідина зі швидкістю 0,5 м/с, температура якої зменшується в середньому на 0,2 К/м довжини труби. Визначити температуру зовнішньої поверхні труби, якщо температура внутрішньої стінки 75 °С, теплопровідність труби – 2 Вт/(м·К), а фізичні властивості рідини  $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$ ;  $C_p = 3,5 \text{ кДж/(кг·К)}$ .

### Розв'язання

Об'ємна та масова витрати води в трубі

$$V = w \cdot s = w \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

$$V = 0,5 \frac{3,14 \cdot 0,054^2}{4} = 0,00115 \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

$$G = V \cdot \rho,$$

$$G = 0,00115 \cdot 1100 = 1,26 \left( \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Лінійний тепловий потік, з рівняння теплового балансу

$$q_\ell = C_p \cdot \Delta t \cdot G = 3,5 \cdot 0,2 \cdot 1,26 = 0,88 \text{ кВт/м.}$$

Лінійний тепловий потік теплопровідності

$$q_\ell = \frac{2\pi\lambda(t_{c2} - t_{c1})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}.$$

Звідси, знаючи тепловий потік, знаходимо температурний напір між стінками

$$t_{c2} - t_{c1} = \frac{q_\ell}{2\pi\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{880 \cdot \ln \left( \frac{60}{54} \right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} = 7,38 \text{ }^\circ\text{С},$$

Температура зовнішньої поверхні труби

$$t_{c1} = t_{c2} - 7,38 = 75 - 7,38 = 67,6 \text{ }^\circ\text{С}.$$



## 2.4 Завдання для самостійної роботи

**2.4.1** Визначити температуру шамотної поверхні з боку топки, а також питомий тепловий потік через обмурівку топки, якщо вона виготовлена із шамотної ( $\lambda_{\text{ш}}=0,8 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ,  $\delta_{\text{ш}}=0,32\text{м}$ ) і червоної ( $\lambda_{\text{ц}}=0,8 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ,  $\delta_{\text{ц}}=0,4\text{м}$ ) цегли. Температура на внутрішній стінці червоної цегли становить  $800 \text{ }^\circ\text{C}$ , а перепад температур на ній –  $750 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**2.4.2** Визначити різницю температур на поверхнях стінки і чисельні значення градієнта температур в стінці, якщо вона виконана: а) з латуні ( $\lambda = 70 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ); б) з червоної цегли ( $\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ); в) з пробки ( $\lambda = 0,07 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ). Питомий тепловий потік через плоску стінку товщиною  $50 \text{ мм}$  становить  $70 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

**2.4.3** Знайти еквівалентну теплопровідність  $\lambda_{\text{екв}}$  конструкції із п'яти сталевих листів товщиною  $0,5 \text{ мм}$  кожний (в поперечному напрямку), при чому між листами прокладені прокладки ізоляційного паперу товщиною по  $0,05 \text{ мм}$  і теплопровідністю  $\lambda_{\text{п}}=0,116 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Як зміниться  $\lambda_{\text{екв}}$ , якщо врахувати, що між шарами існують повітряні зазори товщиною  $0,001 \text{ мм}$  (температура повітря  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

**2.4.4** Стіна з силікатної цегли товщиною  $250 \text{ мм}$  має з одного боку температуру  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ , а з другого – температуру  $+20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Знайти питомий тепловий потік через стіну і глибину її промерзання до температури  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ , вважаючи коефіцієнт теплопровідності матеріалу сталим.

**2.4.5** Нагрівник і холодильник мають відповідно температури  $200$  і  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Між їх поверхнями затиснено диск діаметром  $150 \text{ мм}$  і товщиною  $25 \text{ мм}$ , крізь який проходить тепловий потік  $60 \text{ Вт}$ . Між поверхнями нагрівника, диска і холодильника існують повітряні зазори товщиною  $0,1 \text{ мм}$ . Нехтуючи променистим теплообміном і втратами теплоти, знайти теплопровідність матеріалу диска з врахуванням і без врахування повітряних зазорів. Теплопровідність повітря в зазорах визначити за температурами нагрівника і холодильника.

**2.4.6** Лід на річці має товщину  $300 \text{ мм}$  і вкритий шаром снігу товщиною  $200 \text{ мм}$ . Температура на зовнішній поверхні снігу  $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ , а на поверхні льоду, що обернена до води,  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Знайти питомий тепловий потік через обидва ці шари.

**2.4.7** Стінка холодильної камери виготовлена із пробкової плити товщиною  $100 \text{ мм}$  і обшита з обох боків сосновими дошками товщиною  $15 \text{ мм}$  кожна. На зовнішніх поверхнях дощок температури відповідно  $+20$  і  $-12 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити втрати теплоти через  $1 \text{ м}^2$  поверхні стінки і температури на обох поверхнях пробкової плити. Де в пробковій плиті розташована ізоtermічна поверхня з  $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ?

**2.4.8** Плоску поверхню з температурою  $400 \text{ }^\circ\text{C}$  необхідно ізолювати піношамотом так, щоб втрати теплоти не перебільшували  $450 \text{ Вт}/\text{м}^2$  за тем-

ператури на зовнішній поверхні ізоляції 43 °С. Знайти товщину шару ізоляції.

**2.4.9** До мідного стержня діаметром 20 мм і довжиною 200 мм з одного кінця через торець підводиться теплота. Другий торець охолоджується потоком води, яка при витраті 0,0167 кг/с нагрівається від стержня на 2 °С. Знайти перепад температур між кінцями стержня, прийнявши, що через бокову поверхню теплові втрати відсутні.

**2.4.10** Сталевий паропровід діаметром 150×5 мм має на внутрішній поверхні температуру 300 °С. Його необхідно вкрити двома шарами ізоляції, причому температура зовнішньої поверхні ізоляції не має перевищувати 50 °С. Для ізоляції пропонуються: шар А товщиною 20 мм і теплопровідністю  $\lambda_A = 0,037$  Вт/(м·К) і шар Б товщиною 40 мм і теплопровідністю  $\lambda_B = 0,14$  Вт/(м·К). В якій послідовності необхідно розташувати ці шари на паропроводі, щоб одержати мінімальні теплові втрати.

**2.4.11** Встановити, який має бути зовнішній діаметр нових труб з теплопровідністю 50 Вт/(м·К), щоб забезпечити ту ж саму тепловидатність, яку забезпечував теплообмінник з трубами 43/38 теплопровідністю 250 Вт/(м·К). Прийняти, що довжина труб і перепад температури на стінці залишились при заміні труб сталими.

**2.4.12** Визначити, чи доцільно робити ізоляцію з азбесту з  $\lambda_a = 0,15$  Вт/(м·К) при виконанні робіт із ізолювання трубопроводу, якщо необхідно виконати такі умови: температура поверхні ізоляції не має перебільшувати 40 °С при температурі навколишнього середовища 20 °С, зовнішній діаметр ізоляції дорівнює 200 мм, зовнішній діаметр труби 50 мм, а питомий тепловий потік – 100 Вт/м.

**2.4.13** Визначити доцільність використання як ізоляційні матеріали азбесту з  $\lambda_a = 0,175$  Вт/(м·К) або шлакової вати з  $\lambda_{шв} = 0,07$  Вт/(м·К), за умови, що теплові втрати не мають перевищувати 70 Вт/м, температура поверхні ізоляції дорівнюватиме 60 °С, теплопровідність матеріалу трубопроводу діаметрами 60/56 мм – 50 Вт/(м·К), а температура внутрішньої стінки 150 °С. Температура повітря в приміщенні 20 °С.

**2.4.14** Визначити, яким чином потрібно розташувати матеріали при ізолюванні трубопроводу діаметрами 70/60 і теплопровідністю 40 Вт/(м·К) двома шарами ізоляції. Товщина шарів ізоляції  $\delta_1 = 20$  мм,  $\delta_2 = 30$  мм. Наявні ізоляційні матеріали: торфові крихти  $\lambda_{тк} = 0,08$  Вт/(м·К) і мінеральна вата  $\lambda_{мв} = 0,05$  Вт/(м·К).

**2.4.15** Трубу вкривають двома шарами ізоляції з різних матеріалів, але однакової товщини. Перший шар, що лежить на трубі, має коефіцієнт теплопровідності в 3 рази більший, ніж другий. Зовнішній діаметр неізольованої труби в 6 разів більший товщини одного шару ізоляції. В який бік і у скільки разів зміняться тепловтрати з 1 м довжини трубопроводу, якщо шари ізоляції поміняти місцями.

**2.4.16.** Труба діаметром 60×3 мм і довжиною 5 м вкрита шаром пробкової плити товщиною 30 мм і зверху ще шаром совеліту товщиною 40 мм. На стінці труби зовні температура 110 °С, а на зовнішній поверхні совеліту – 10 °С. Визначити теплові втрати за добу. Скільки буде втрачено теплоти, якщо шари поміняти місцями. Значення температур і товщини шарів зберегти.

**2.4.17** Розрахувати припустиму силу струму по алюмінієвому дроту, що вкритий гумовою ізоляцією товщиною 1 мм, за умови, що зовні на ізоляції температура 50 °С, а на внутрішній поверхні не більше 70 °С. Діаметр дроту 2 мм, питомий електроопір алюмінію дорівнює  $3,28 \cdot 10^{-8}$  Ом·м.

**2.4.18** Визначити, яку загальну довжину сталевих труб має мати теплообмінник при заміні латунних труб, якщо коефіцієнт теплопровідності сталі і латуні дорівнюють відповідно 50 і 85 Вт/(м·К), а перепад температур на стінках становить відповідно 0,2 і 0,1 °С. Необхідно забезпечити сталу тепловидатність. Загальна довжина латунних труб діаметрами 43/38 мм – 30 м, діаметри сталевих труб 50/44 мм.

## **2.5 Запитання для самоперевірки**

1. Поясніть, чи правильно, що за стаціонарної теплопровідності і постійного теплового потоку перепад температури на стінці прямо пропорційний її термічному опору?

2. Які одиниці вимірювання питомого теплового потоку і лінійного теплового потоку?

3. Які одиниці вимірювання термічного опору плоскої стінки і циліндричної стінки?

4. Поясніть, як змінюється питомий тепловий потік по товщині багатшарової плоскої стінки за відсутності в ній внутрішніх джерел теплоти?

5. Поясніть, як залежить термічний опір тепловіддачі циліндричної поверхні від коефіцієнта тепловіддачі?

6. Поясніть, як змінюється питомий тепловий потік теплопровідністю по радіусу циліндричної стінки?

### 3 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ДЛЯ СТАЦІОНАРНОГО РЕЖИМУ

Як відзначалося, теплопередачею називається процес перенесення теплоти від одного теплоносія до другого крізь поверхню, що їх роз'єднує. Розглянемо процес теплопередачі через деякі поверхні.

#### 3.1 Теплопередача через плоскі стінки

Процес передачі теплоти відбувається через плоску однорідну стінку (рис. 3.1).

Процес теплопередачі складається:

1) з тепловіддачі від більш гарячого середовища з температурою  $t_1$  до поверхні стінки з інтенсивністю, яка характеризується коефіцієнтом теплообміну  $\alpha$ , термічний опір тепловіддачі

$$\text{при цьому } R_1 = \frac{1}{\alpha_1};$$

2) з теплопровідності стінки завтовшки  $\delta$  з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$ , термічний опір теплопровідності при цьому

$$R_2 = \frac{\delta}{\lambda};$$

3) з тепловіддачі від стінки до менш нагрітого середовища з температурою  $t_2$ , інтенсивність якої характеризується коефіцієнтом теплообміну  $\alpha_2$ , термічний опір тепловіддачі при цьому

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_2}.$$

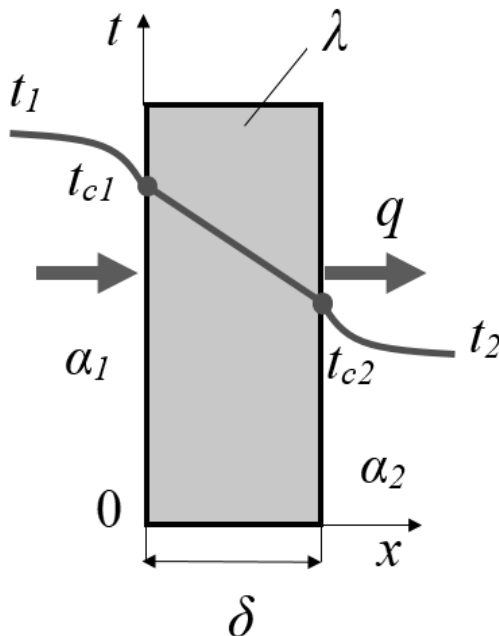


Рисунок 3.1 – Теплопередача через плоску стінку

За усталеного режиму питомий тепловий потік крізь кожний переріз, нормальний до напрямку потоку, буде однаковим. Тому на кожному етапі теплообміну

можна записати рівняння, використовуючи позначення на рис. 3.1

$$q = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{c1}) = \frac{t_1 - t_{c1}}{R_1};$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_c}; \quad (3.1)$$

$$q = \alpha_2 \cdot (t_{c2} - t_2) = \frac{t_{c2} - t_2}{R_2}.$$

Розв'яжемо рівняння відносно різниці температур на стінках

$$\begin{aligned}
t_1 - t_{c_1} &= q \cdot \frac{1}{\alpha_1}; \\
t_{c_1} - t_{c_2} &= q \cdot \frac{\delta}{\lambda}; \\
t_{c_2} - t_2 &= q \cdot \frac{1}{\alpha_2}.
\end{aligned}
\tag{3.2}$$

Додавши всі три рівняння, отримаємо

$$t_1 - t_2 = q \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right).
\tag{3.3}$$

Звідки тепловий потік

$$q = k \cdot \Delta t,
\tag{3.4}$$

де  $k = \frac{1}{\sum R} = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$  [Вт/м<sup>2</sup>·К] – коефіцієнт теплопередачі, який характеризує кількість теплоти, що передається від середовища до середовища через одиницю поверхні за одиницю часу за температурного перепаду в один градус.

**Коефіцієнт теплопередачі** – обернена величина повного термічного опору, котрий складається із часткових термічних опорів вищезазначених процесів перенесення теплоти.

Для випадку теплопередачі через багат шарову стінку

$$q = \frac{t_1 - t_2}{R_1 + \sum_{i=1}^n \left( \frac{\delta}{\lambda} \right)_i + R_2} = k \cdot \Delta t.
\tag{3.5}$$

Тут коефіцієнт теплопередачі враховує сумарний термічний опір багат шарової стінки.

### 3.2 Теплопередача через циліндричні стінки

В процесах перенесення теплоти через однорідну циліндричну стінку необхідно враховувати особливості теплових розрахунків для процесів тепловіддачі і теплопровідності (рис. 3.2).

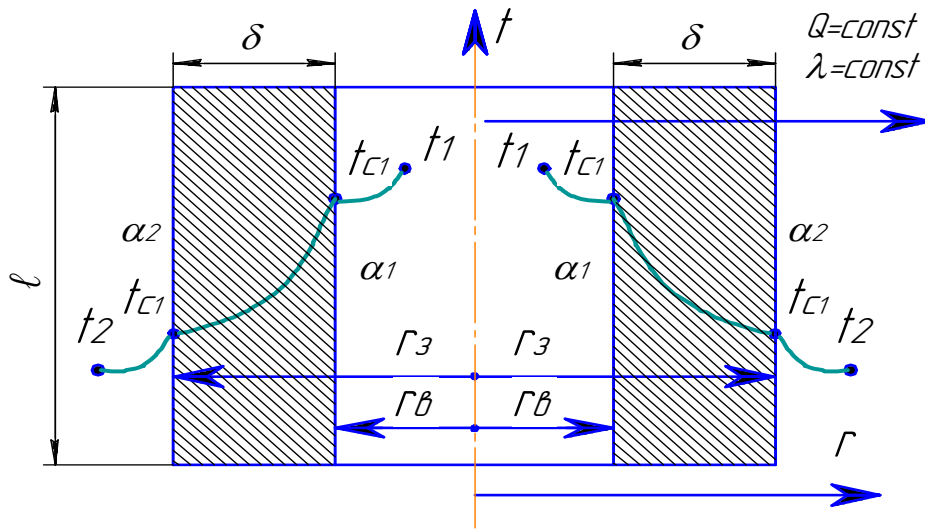


Рисунок 3.2 – Теплопередача через циліндричну стінку

Термічний опір теплопровідності

$$R_{\lambda} = \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right). \quad (3.6)$$

З властивостей термічного опору випливає, що для розрахунків теплопередачі потрібно до термічного опору теплопровідності додати ще й опір внутрішньої та зовнішньої тепловіддачі. Ці опори мають бути віднесені до відповідних поверхонь труби, тобто становити  $R_1 = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1}$  і  $R_2 = \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}$ .

Тоді лінійний термічний опір теплопередачі на один погонний метр циліндричної стінки

$$R_{\ell} = R_1 + R_{\lambda} + R_2 = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}. \quad (3.7)$$

Лінійний тепловий потік через однорідну циліндричну стінку

$$q_{\ell} = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{R_1 + R_{\lambda} + R_2} = k_{\ell} \cdot \Delta t. \quad (3.8)$$

Ясно, що тут  $k_{\ell} = \frac{\pi}{R}$  – лінійний коефіцієнт теплопередачі, віднесений до одиниці довжини труби.

Якщо теплопередача здійснюється через багат шарову стінку, то кількість переданої теплоти (відповідно до додавання наявних термічних опорів) стінки

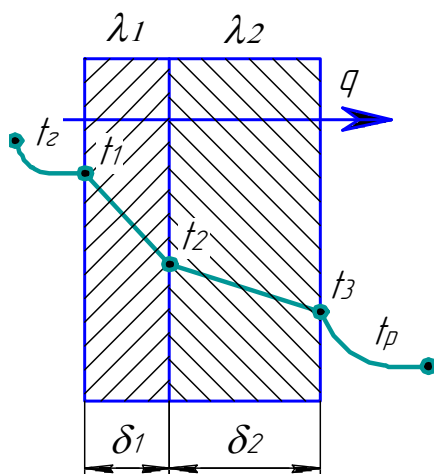
$$q_\ell = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{R_1 + \left( \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \right) + R_2} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{R_1 + \sum_{i=1}^n R_{di} + R_2}. \quad (3.9)$$

З рівнянь (3.7) і (3.9) видно, що лінійний коефіцієнт теплопередачі, який характеризує інтенсивність перенесення теплоти через циліндричні поверхні, залежить не тільки від коефіцієнтів тепловіддачі, але й від діаметрів труб. Звідси витікає, що інтенсивність перенесення теплоти через циліндричні поверхні залежить не тільки від коефіцієнтів тепловіддачі, а й від діаметрів труб. Отже, інтенсивність теплопередачі при сталих  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  можна підвищити за рахунок збільшення поверхонь теплообміну.

### 3.3 Приклади розв'язування задач

**3.3.1** Плоска сталева стінка товщиною  $\delta_1 = 9$  мм ( $\lambda_1 = 40$  Вт/(м·К) з одного боку омивається газами, при цьому коефіцієнт тепловіддачі дорівнює  $\alpha_1 = 35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . З другого боку стінка ізолювана від навколишнього середовища ізоляційним матеріалом  $\delta_2 = 10$  мм ( $\lambda_2 = 0,15$  Вт/(м·К). Коефіцієнт тепловіддачі від пластини до повітря дорівнює  $\alpha_2 = 5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Визначити питомий тепловий потік  $q$  та температури  $t_1$ ,  $t_2$  і  $t_3$  поверхонь стінок, якщо температура продуктів згоряння дорівнює  $t_r = 330$  °С, а повітря  $t_{\text{п.}} = 30$  °С.

#### Розв'язання



Повний термічний опір теплопередачі

$$R_t = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2},$$

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 + R_4,$$

$$R_t = \frac{1}{35} + \frac{9 \cdot 10^{-3}}{40} + \frac{10 \cdot 10^{-3}}{0,15} + \frac{1}{5} = 0,29 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Рисунок 3.3 – До задачі 3.3.1

Тепловий потік з рівняння теплопередачі

$$q = k \cdot \Delta t,$$

де  $k = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,29} = 3,38 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$  – коефіцієнт теплопередачі.

$$q = 3,38 \cdot (330 - 30) = 1015 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right).$$

Температури поверхонь стінок

$$q = \alpha_1(t_r - t_1) \rightarrow t_1 = t_r - \frac{q}{\alpha_1} = 330 - \frac{1015}{35} = 301 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$q = \frac{t_1 - t_2}{R_2} \rightarrow t_2 = t_1 - q \cdot R_2 = 301 - 1015 \frac{9 \cdot 10^{-3}}{40} = 300,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$q = \alpha_2(t_3 - t_n) \rightarrow t_3 = \frac{q}{\alpha_2} + t_n = \frac{1015}{5} + 30 = 233 \text{ }^\circ\text{C}.$$

**3.3.2** Трубопровід необхідно ізолювати таким чином, щоб температура зовнішньої поверхні ізоляції не перевищувала  $t_{i3} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  за температури навколишнього середовища  $t_p = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  і за питомого теплового потоку  $100 \text{ Вт/м}$ . Чи доцільно робити ізоляцію з азбесту ( $\lambda = 0,1 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ), якщо зовнішній діаметр ізоляції  $200 \text{ мм}$ , а зовнішній діаметр труби  $50 \text{ мм}$ ?

### Розв'язання

Лінійний тепловий потік тепловіддачі через поверхню ізоляції

$$q_\ell = \frac{\pi(t_{i3} - t_p)}{\frac{1}{\alpha \cdot d_3}}.$$

Звідси, коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{q_\ell}{d_3 \cdot \pi \cdot (t_{i3} - t_p)} = \frac{100}{0,2 \cdot 3,14 \cdot (40 - 20)} = 7,96 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Для доцільності установлення теплоізоляції із заданою теплопровідністю необхідно, щоб виконувалась нерівність



$$\lambda_{\text{із}} < \frac{\alpha \cdot d_2}{2}; \quad 0,1 < \frac{7,96 \cdot 0,05}{2} = 0,199.$$

Нерівність виконується. Ізоляцію ставити доцільно.

**3.3.3** Випарна труба діаметром 38/28 з теплопровідністю 50 Вт/(м·К) зовні обігрівається газами з температурою 1000°C, а всередині охолоджується водою з температурою 250 °С. Визначити, як зміниться температура зовнішньої стінки при відкладенні в трубі шару накипу завтовшки  $\delta = 1$  мм з теплопровідністю 0,5 Вт/(м·К), якщо коефіцієнт тепловіддачі від газів 500 Вт/(м<sup>2</sup>·К), а до води втричі більший.

### Розв'язання

Лінійний тепловий потік

$$q_\ell = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot (1000 - 250)}{\frac{1}{3 \cdot 500 \cdot 0,028} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln\left(\frac{38}{28}\right) + \frac{1}{500 \cdot 0,038}} = 29624 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}}\right).$$

Температура зовнішньої стінки труби

$$t_c = t_p - \frac{q}{\alpha \cdot d_3 \cdot \pi} = 1000 - \frac{29624}{500 \cdot 0,038 \cdot 3,14} = 503,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Внутрішній діаметр труби з накипом

$$d_{\text{н}} = d_1 - 2 \cdot \delta = 28 - 2 \cdot 1 = 26 \text{ (мм)}.$$

Тепловий потік після відкладення шару накипу

$$q'_\ell = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{н}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{н}}} \ln\left(\frac{d_1}{d_{\text{н}}}\right) + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot (1000 - 250)}{\frac{1}{3 \cdot 500 \cdot 0,026} + \frac{1}{2 \cdot 0,5} \ln\left(\frac{28}{26}\right) + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln\left(\frac{38}{28}\right) + \frac{1}{500 \cdot 0,038}} = 2015 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}}\right).$$

Температура зовнішньої стінки труби з накипом всередині

$$t_c = t_p - \frac{q}{\alpha \cdot d_3 \cdot \pi} = 1000 - \frac{2015}{500 \cdot 0,038 \cdot 3,14} = 966,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

### 3.4 Завдання для самостійної роботи

**3.4.1** Знайти товщину шару шлаковати, якою необхідно ізолювати плоску стінку від навколишнього середовища, щоб зменшити втрати теплоти в 2 рази порівняно із неізолюваною стінкою. Температура зовнішньої поверхні стінки після накладення ізоляції не змінилась. Коефіцієнт тепловіддачі в навколишнє середовище прийняти в обох випадках  $\alpha=16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

**3.4.2** Визначити, як зміниться температура стінок труби при відкладенні всередині труби шару накипу завтовшки 1 мм з теплопровідністю  $0,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , якщо коефіцієнт тепловіддачі від газів, які омивають трубу,  $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а до води, що тече всередині труби, втричі більший. Труба діаметрами 38/28 виготовлена із сталі ( $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ). Температура газів  $1000 \text{ } ^\circ\text{C}$ , води  $250 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

**3.4.3** Оцінити, як підвищиться інтенсивність теплопередачі за рахунок оребрення зовнішньої поверхні з коефіцієнтом оребрення 1,5, якщо коефіцієнти тепловіддачі з внутрішнього і зовнішнього боків поверхні становлять 800 і  $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , товщина стінки 10 мм, її теплопровідність  $50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

**3.4.4** Визначити коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику, що виконаний із сталевих труб діаметром  $320 \times 5 \text{ мм}$ , для випадків: а) чиста поверхня труб; б) на поверхнях труб іржа товщиною 0,5 мм і шар накипу товщиною 2 мм. Коефіцієнт тепловіддачі з одного боку стінки  $\alpha_1 = 7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а з другого  $\alpha_2 = 240 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Розв'язати задачу за формулами для циліндричної і плоскої стінки.

**3.4.5** Металевий корпус апарата має на плоскій зовнішній поверхні температуру  $500 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Корпус зовні покривається спочатку шаром діатомітової цегли товщиною 125 мм, а потім новоазбозуритом. Розрахувати товщину новоазбозуриту, необхідну для того, щоб температура на зовнішній поверхні цього шару не перевищувала  $45 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Температура повітря в приміщенні, де знаходиться апарат,  $25 \text{ } ^\circ\text{C}$ , а коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря  $\alpha_2 = 13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Знайти температуру на поверхні контакту між новоазбозуритом і цеглою.

**3.4.6** В теплообміннику сталеві труби з товщиною стінки 8 мм. На поверхнях труб іржа товщиною 2 мм і відкладення накипу товщиною 3 мм. Якщо вважати, що коефіцієнти тепловіддачі з обох боків труби дуже великі, чому буде дорівнювати найбільший можливий коефіцієнт теплопередачі?

**3.4.7** Визначити температуру зовнішньої поверхні труби з діаметрами 60/54 мм, в якій тече рідина зі швидкістю  $0,5 \text{ м/с}$ , температура якої змен-

шується в середньому на  $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  на кожному метрі довжини труби. Температура внутрішньої стінки  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ , теплопровідність труби  $2\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , а фізичні властивості рідини становлять:  $\rho = 1100\text{ кг}/\text{м}^3$ ,  $c_p = 3,5\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

**3.4.8** Кварцова трубка діаметром  $2,7\times 1\text{ мм}$  і довжиною  $100\text{ мм}$  заповнена рідиною. Вздовж трубки по центру розташована платинова нитка діаметром  $0,1\text{ мм}$ , що нагрівається електричним струмом. Виміри показали: температура нитки  $221\text{ }^{\circ}\text{C}$ , тепловий потік від нагрітої нитки через шар рідини –  $2,5\text{ Вт}$ . Знайти теплопровідність і середню температуру рідини в трубці. Теплопровідність кварцу взяти  $1,58\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Коефіцієнт тепловіддачі від трубки до навколишнього середовища –  $5\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , температура навколишнього середовища –  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**3.4.9** Стінка теплообмінника зі сталі товщиною  $5\text{ мм}$  зовні вкрита ізоляцією із шлаковати товщиною  $50\text{ мм}$ . В теплообміннику рідина з температурою  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура зовнішнього повітря  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коефіцієнти тепловіддачі: з боку рідини  $\alpha_1 = 2400\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , а з боку повітря –  $\alpha_2 = 24\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Знайти температуру на поверхнях стінки і ізоляції та проаналізувати вплив термічних опорів теплопровідності й тепловіддачі на втрати теплоти.

**3.4.10** Трубопровід з діаметрами  $d_1/d_2 = 44/51$ ,  $\lambda_1 = 50\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , по якому тече масло, вкритий шаром бетону товщиною  $\delta_2 = 80\text{ мм}$ ,  $\lambda_2 = 1,28\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Середня температура масла  $t_{p1} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура навколишнього повітря  $t_{p2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінки  $\alpha_1 = 100\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , а від поверхні бетону  $\alpha_2 = 10\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Визначити втрати теплоти з  $1\text{ метра}$  довжини оголеного трубопроводу і трубопроводу, вкритого бетоном. Яким має бути коефіцієнт теплопровідності ізоляції, щоб при будь-якій її товщині теплові втрати з одного метра ізольованої труби були не більше, ніж з оголеного трубопроводу?

**3.4.11** В цех з котельні подають гарячу воду по сталевій трубці діаметром  $58\times 3,5\text{ мм}$  зі швидкістю  $1,2\text{ м}/\text{с}$ . Вода входить в трубу з температурою  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  і має середній коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1 = 2000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . До зовнішнього повітря з температурою  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  теплота від труби переходить з коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_2 = 35\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Яку теплопровідність має мати ізоляція на трубці, щоб при її товщині  $21\text{ мм}$  спад температури води від котельні до цеху, між якими відстань  $120\text{ м}$ , не перевищував  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ?

**3.4.12** Варильний котел сферичної форми з зовнішнім діаметром  $1200\text{ мм}$  зроблений з нержавіючої сталі. Товщина стінки котла  $10\text{ мм}$ . Всередині знаходиться рідина з температурою  $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ , зовні котел покритий шаром азбесту товщиною  $60\text{ мм}$ . В цеху температура повітря  $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коефіцієнт тепловіддачі всередині і зовні котла  $\alpha_1 = 600$  і  $\alpha_2 = 18\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , відповідно. Після включення вентиляції в цеху температура повітря знизилася до  $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  від зовнішньої поверхні котла збільшився в  $1,6$  рази. На скільки відсотків зросли втрати теплоти від котла?

**3.4.13** Оголений електродріт діаметром 2 мм має на поверхні температуру  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  і коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha = 22\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$  до спокійного повітря в приміщенні, температура якого дорівнює  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коли дріт покрили гумовою ізоляцією товщиною 3 мм, коефіцієнт тепловіддачі зменшився в 2 рази. Яка температура буде тепер на поверхні дроту, якщо сила струму не змінилася?

**3.4.14** Сталевий трубопровід діаметром  $200\times 8$  мм прокладений на відкритому повітрі, температура якого дорівнює  $(-17\text{ }^{\circ}\text{C})$ . Всередині труби рухається вода зі середньою температурою  $93\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а коефіцієнт тепловіддачі від води до труби  $\alpha_1 = 820\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Визначити втрати теплоти трубопроводом, якщо його довжина 23 м, а коефіцієнт тепловіддачі від труби до навколишнього повітря  $\alpha_2 = 9\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ .

**3.4.15** В паровому підігрівнику на сталевих трубках з товщиною стінки 4 мм конденсується водяна пара з тиском 476 кПа. Всередині труб гріється вода при середній температурі  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коефіцієнти тепловіддачі: для пари  $\alpha_1 = 13\ 000$ , для води  $\alpha_2 = 3500\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . На поверхнях трубок з одного боку шар накипу товщиною 2 мм, з другого – шар іржі товщиною 1 мм. Знайти температури на поверхнях всіх шарів і побудувати температурний графік.

Примітка. За тиском водяної пари визначити з додатка Б температуру насичення.

**3.4.16** В газоводяному охолоднику коефіцієнт тепловіддачі з боку газу  $\alpha_1 = 58\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , з боку води  $\alpha_2 = 580\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . У випарному апараті з боку грійної пари  $\alpha_1 = 11000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , а з боку киплячого розчину  $\alpha_2 = 2800\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . В обох теплообмінниках сталеві труби з товщиною стінки 3 мм покриваються з одного боку шаром накипу товщиною 2 мм. Як зміниться в цих апаратах коефіцієнт теплопередачі порівняно з чистими трубами? Розрахунок виконати за формулами для плоскої стінки.

**3.4.17** Як зміниться коефіцієнт теплопередачі, якщо замінити сталеві труби діаметром  $38\times 2,5$  мм на мідні такого ж розміру для таких теплообмінників: а) для повітряно-парового калорифера, в якому коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1 = 11000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$  і  $\alpha_2 = 40\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ; б) для випарного апарата, де коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1 = 11000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$  і  $\alpha_2 = 23\ 000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ? Розрахунок виконати за формулами для плоскої стінки.

**3.4.18** В печі, де температура газів  $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$  стінка зроблена з трьох шарів: диасової цегли товщиною 60 мм, червоної цегли товщиною 250 мм і зовнішнього шару ізоляції товщиною 100 мм. Повітря в цеху має температуру  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коефіцієнт тепловіддачі в печі від газів до стінки  $\alpha_1 = 120\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , зовні від ізоляції до повітря  $\alpha_2 = 25\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Знайти коефіцієнт теплопередачі від газів до повітря, втрати теплоти через стінку, температури на поверхнях всіх шарів.

**3.4.19** Газу при температурі  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$  передають через стінку площею  $2\text{ м}^2$  теплоту воді, яка має температуру  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коефіцієнти тепловіддачі від газів до стінки  $\alpha_1 = 40\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$  і від стінки до води  $\alpha_2 = 1400\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ .

Визначити всі термічні опори, коефіцієнт теплопередачі і тепловий потік, що передається від газів до води, для випадків: а) стінка чиста товщиною 16 мм з сталі; б) сталева стінка покрита з боку води шаром накипу товщиною 7 мм і з боку газів – шаром сажі товщиною 2 мм.

**3.4.20** Чавунним трубопроводом діаметром  $60 \times 3,5$  мм рухається пара з температурою  $325$  °С. Коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби  $\alpha_1 = 110$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Навколишнє зовнішнє повітря має температуру  $20$  °С. Знайти теплові втрати: а) якщо трубопровід не теплоізолюваний і охолоджується повітрям з коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_2 = 25$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); б) якщо трубопровід теплоізолюваний шаром піношамоту товщиною  $70$  мм, а  $\alpha_3 = 15$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

### 3.5 Запитання для самоперевірки

1. Яка розмірність коефіцієнта тепловіддачі і коефіцієнта теплопередачі?
2. Які розмірності коефіцієнтів теплопередачі для плоских і циліндричних поверхонь?
3. Як визначити різницю температур між точками поля, якщо задане чисельне значення градієнта температури?
4. Поясніть, чи можна розглядати рівняння Фур'є як одну з форм закону збереження енергії?
5. Які граничні умови входять до рівняння Фур'є?
6. Як змінюється сумарний термічний опір теплопередачі через трубу в разі збільшення її зовнішнього діаметра?

## 4 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОРЕБРЕНІ ПОВЕРХНІ

### 4.1 Теплопровідність ребер сталого перерізу

Перенесення теплоти в стержнях (ребрах) визначається спільною дією теплопровідності по осі стержня (ребра) і тепловіддачі із зовнішньої поверхні ребра, що враховується модулем ребра, який є відношенням теплового потоку від поверхні до теплового потоку по осі стержня і, для ребра сталого перерізу, дорівнює

$$m = \sqrt{\frac{\alpha \cdot \Pi}{\lambda \cdot f}}, \quad (4.1)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра;

$\lambda$  – теплопровідність матеріалу ребра;

$\Pi$  – периметр ребра;

$f$  – площа поперечного перерізу ребра.

Для ребра при  $h \gg \delta$  (довжина істотно більша від половини товщини)

$$m = \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda \cdot \delta}}.$$

Розподіл температури в ребрі і тепловий потік, переданий від ребра в середовище, залежать від умов на торцях ребра. На одному торці ребра зазвичай відома температура  $t_0$  (або надлишкова температура  $\vartheta_0 = t_0 - t_p$ ). Тоді для стержня нескінченної довжини розподіл температури по стержню

$$\vartheta(x) = \vartheta_0 e^{-mx}, \quad (4.2)$$

а теплота, що передається зі стержня в навколишнє середовище

$$Q = \vartheta_0 \sqrt{\alpha \cdot \Pi \cdot \lambda \cdot f}. \quad (4.3)$$

Для стержня кінцевої довжини без теплообміну на вільному торці

$$\vartheta(x) = \vartheta_0 \frac{\operatorname{ch}[m(h-x)]}{\operatorname{ch}(mh)}, \quad (4.4)$$

$$Q = \vartheta_0 \sqrt{\alpha \cdot \Pi \cdot \lambda \cdot f} \cdot \operatorname{th}(mh). \quad (4.5)$$

Для стержня кінцевої довжини з теплообміном на торці

$$\vartheta(x) = \vartheta_0 \frac{\operatorname{ch}[m(h-x)] + N \cdot \operatorname{sh}[m(h-x)]}{\operatorname{ch}(mh) + N \cdot \operatorname{sh}(mh)}, \quad (4.6)$$

$$Q = \vartheta_0 \sqrt{\alpha \cdot \Pi \cdot \lambda \cdot f} \cdot \frac{\operatorname{th}(mh) + N}{1 + N \cdot \operatorname{th}(mh)}, \quad (4.7)$$

де  $N = \alpha_1 / (\lambda m)$ , а  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі на торці стержня.

Для стержня з різними температурами на торцях  $\vartheta_1$  і  $\vartheta_2$

$$\vartheta(x) = \frac{\vartheta_1 \operatorname{sh}[m(h-x)] + \vartheta_2 \operatorname{sh}(mx)}{\operatorname{sh}(mh)}, \quad (4.8)$$

$$Q = (\vartheta_1 + \vartheta_2) \sqrt{\alpha \cdot \Pi \cdot \lambda \cdot f} \cdot \frac{\operatorname{ch}(mh) - 1}{\operatorname{sh}(mh)}. \quad (4.9)$$

Тепловий потік за теплопередачі через поверхню, оребрену з боку теплоносія з меншою інтенсивністю тепловіддачі

$$Q = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{(\alpha_2 \varphi E)}} F_1, \quad (4.10)$$

де  $F_1$  – площа неоребреної поверхні;

$\varphi = \frac{F_2}{F_1}$  – коефіцієнт оребрення;

$E = \frac{\bar{t} - t_{p2}}{t_2 - t_{p2}}$  – ефективність ребра.

Ефективність ребра є його робочою характеристикою і показує відношення теплового потоку, який дійсно розсіює ребро в навколишнє середовище, до теплового потоку, який би ребро змогло віддати, якби температура в кожній його точці дорівнювала  $t_2$ .

Для прямих ребер сталого перерізу без теплообміну на торці ефективність можна визначити з (4.5)

$$E = \frac{\operatorname{th}(mh)}{mh}, \quad (4.11)$$

а в разі врахування теплообміну на торці – з (4.7)

$$E = \frac{\text{th}(mh) + N}{mh[1 + N \cdot \text{th}(mh)]}. \quad (4.12)$$

Лінійний тепловий потік для прямого ребра сталого перерізу

$$q_l = 2\vartheta_0 \sqrt{\alpha \cdot \lambda \cdot \delta} \cdot \text{th}(mh). \quad (4.13)$$

Оптимальні розміри ребра заданої площі

$$\delta_{\text{оп}} = \sqrt[3]{\frac{\alpha}{\lambda} \frac{F^2}{4k_{\text{оп}}^2}}, \quad h_{\text{оп}} = \frac{F}{2\delta_{\text{оп}}}, \quad (4.14)$$

де  $k_{\text{оп}} = 1,4192$ .

## 4.2 Теплопровідність труби з круглим ребром постійної товщини

Коефіцієнт ефективності круглого ребра (рис. 4.1)

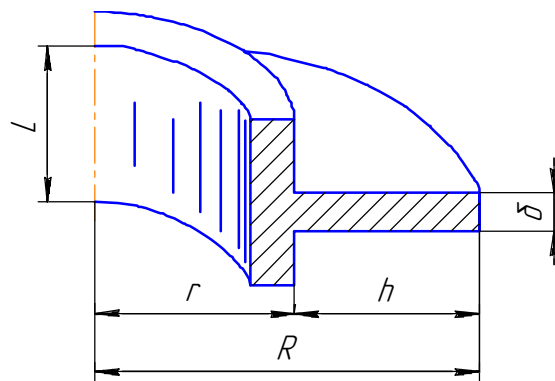


Рисунок 4.1 – Кругле ребро постійної товщини

$$E = \varepsilon_k \frac{\text{th}(m \cdot h_{\text{эф}})}{(m \cdot h_{\text{эф}})}, \quad (4.15)$$

де  $\varepsilon_k$  – коефіцієнт, що визначається за рис. 4.2 залежно від  $\frac{\vartheta_k}{\vartheta_0}$  і  $\frac{R}{r}$ ;

$h_{\text{эф}} = h + 0,5\delta$  – ефективна висота ребра, м;

$\frac{\vartheta_k}{\vartheta_0} = \frac{1}{\text{ch}(m \cdot h_{\text{эф}})}$  – відношення надлишкових температур на кінці і біля

основи ребра.

Параметр ребра  $m$



$$m = \sqrt{\frac{\alpha \Pi}{\lambda f}} = \sqrt{\frac{\alpha \cdot 4\pi R}{\lambda \cdot 2\pi R \delta}} = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}}. \quad (4.16)$$

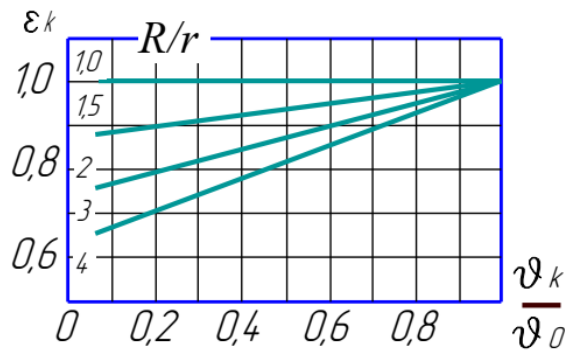


Рисунок 4.2 – Поправка для круглого ребра

Розрахунок теплопередачі через трубу, оребрену зовні кільцевими ребрами (див. рис. 4.1), можна, проводити за формулою (4.17), беручи  $h = R - r$ .

$$Q = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 [1 + E(\varphi - 1)]}} F_1, \quad (4.17)$$

### 4.3 Теплопровідність ребер довільного профілю

Ефективність прямого ребра трикутного профілю

$$E = \frac{I_1(2mh)}{mh \cdot I_0(2mh)}, \quad (4.18)$$

а лінійний тепловий потік від такого ребра

$$q_\ell = 2\vartheta_0 \sqrt{\alpha \lambda \delta} \frac{I_1(2mh)}{I_0(2mh)}, \quad (4.19)$$

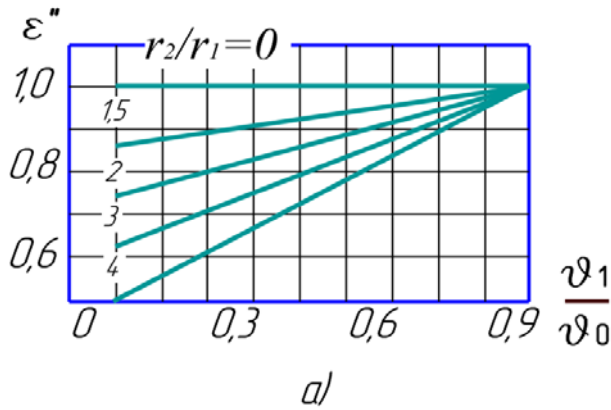
де  $I_0, I_1$  – модифіковані функції Бесселя першого роду, першого і другого порядків.

Оптимальні розміри ребра трикутного профілю заданої площі

$$\delta_{\text{оп}} = \sqrt[3]{\frac{\alpha F^2}{\lambda 4k_{\text{оп}}^2}}, \quad h_{\text{оп}} = \frac{F}{2\delta_{\text{оп}}}, \quad (4.20)$$

де  $k_{оп} = 2,6188$ .

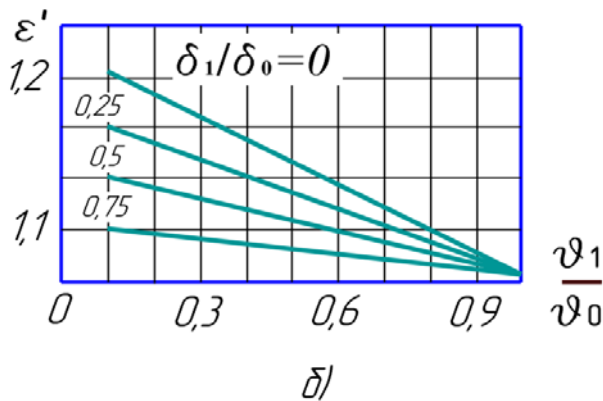
Для ребер довільного профілю ефективність можна визначити за допомогою номограм, поданих нижче, виходячи з виразу для ефективності прямого ребра постійного перерізу (4.11) і поправкових коефіцієнтів (рис. 4.3)  $\varepsilon''$  – поправка на вплив циліндричності несучої поверхні і  $\varepsilon'$  – поправка на змінність профілю.



Ці поправки визначаються залежно від відношення надлишкової температури вільного торця ребра  $\vartheta_1$ , знайденої за (4.4), до надлишкової температури основи  $\vartheta_0$ .

Ефективність ребра довільного профілю

$$E_{др} = E \cdot \varepsilon' \cdot \varepsilon'' \quad (4.21)$$



Нехай, наприклад, ефективність прямого ребра постійного профілю  $E = 0,8$ , відношення надлишкових температур  $\vartheta_1/\vartheta_0 = 0,7$ , відношення зовнішнього радіуса ребра до радіуса несучої поверхні  $r_2/r_1 = 2$ , відношення половини товщини ребра біля вершини і біля основи  $\delta_1/\delta_0 = 0,5$ . За рис. 4.3, а)  $\varepsilon'' = 0,92$ ; за рис. 4.3, б)  $\varepsilon' = 1,05$ .

Рисунок 4.3 – Поправкові коефіцієнти

Ефективність циліндричного ребра трапецієподібної форми за заданих умов

$$E_{др} = 0,8 \cdot 0,92 \cdot 1,05 = 0,773.$$

#### 4.4 Теплопередача через плоску оребрену стінку

Нехай необхідно знайти тепловий потік через плоску оребрену стінку нескінченних розмірів (рис. 4.4). Стінка оребрена з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі.

Задано:  $\alpha_1$ ;  $\alpha_c$ ;  $\alpha_p$ ;  $t_{p1}$ ;  $t_{p2} = \text{const}$ , задано геометричні розміри ребер.

Оскільки для ребра ширина набагато більша за товщину ( $s \gg \delta$ ), то вважатимемо, що периметр поперечного перерізу ребер  $\Pi = 2s$ , а площа поперечного перерізу ребра  $f = s \cdot \delta$ .

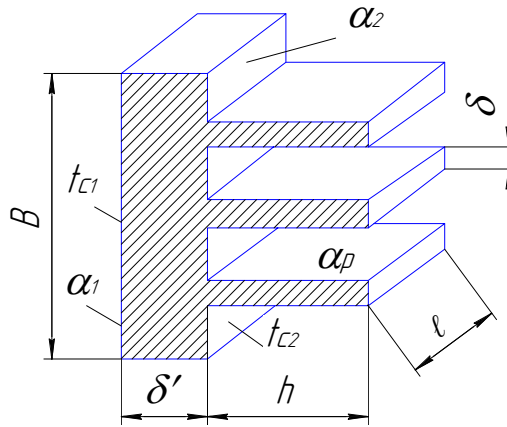


Рисунок 4.4 – Плоска оребрена стінка

Отже,  $b = \sqrt{\frac{\alpha_p \cdot \Pi}{\lambda \cdot f}} = \sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda \cdot \delta}}$ , 1/м; підставимо отриманий вираз у рівняння (4.5); домножимо і розділимо на  $2h$ , отримаємо

$$Q_p = \vartheta_0 \sqrt{\alpha_p 2s\lambda s\delta} \frac{2h}{2h} \operatorname{th} \left( \frac{h}{\delta} \sqrt{\frac{2\alpha_p \delta}{\lambda}} \right) = \alpha_p \vartheta_0 F_p \frac{\operatorname{th} \left( \frac{h}{\delta} \sqrt{2\operatorname{Bi}} \right)}{\frac{h}{\delta} \sqrt{2\operatorname{Bi}}}, \quad (4.22)$$

де  $\frac{\alpha_p \cdot \delta}{\lambda} = \operatorname{Bi}$  – безрозмірний комплекс, який називають **критерієм (числом) Біо**, що є відношенням внутрішнього термічного опору теплопровідності до зовнішнього термічного опору тепловіддачі  $\operatorname{Bi} = \frac{\delta/\lambda}{\frac{1}{\alpha_p}}$ .

Позначимо  $\frac{\operatorname{th} \left( \frac{h}{\delta} \sqrt{2\operatorname{Bi}} \right)}{\frac{h}{\delta} \sqrt{2\operatorname{Bi}}} = E$ . Величину  $E$  називають коефіцієнтом ефективності ребра. Тоді  $Q = \alpha_p \cdot F_p \cdot \vartheta_0 E$ .

Величина  $E = f \left( \frac{\delta}{h} \sqrt{2\operatorname{Bi}} \right)$  прямує до свого максимального значення, яке дорівнює 1 якщо  $\frac{\delta}{h} \sqrt{2\operatorname{Bi}} \rightarrow 0$  (для заданих геометричних розмірів ребра останнє можливо, якщо  $\lambda \rightarrow \infty$ ), тобто  $\operatorname{Bi} \rightarrow 0$ . Теплота, яка віддається гладкою частиною оребреної поверхні:

$$Q_c = \alpha_c \vartheta_0 F_c.$$

Загальний тепловий потік

$$Q = Q_p + Q_c = \alpha_p \vartheta_0 F_p E + \alpha_c \vartheta_0 F_c = \alpha_{np} \vartheta_0 F_{p.c}, \quad (4.23)$$

де  $F_{p.c} = F_p + F_c$ ,

а  $\alpha_{np} = \alpha_p E \frac{F_p}{F_{p.c}} + \alpha_c \frac{F_c}{F_{p.c}}$  – приведений коефіцієнт тепловіддачі.

Тепловий потік

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta'}{\lambda F_1} + \frac{1}{\alpha_{np} F_{p.c}}}. \quad (4.24)$$

Питомий тепловий потік може бути віднесений до оребреної стінки

$$q_{p.c} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{F_{p.c}}{F_1} + \frac{\delta'}{\lambda} \frac{F_{p.c}}{F_1} + \frac{1}{\alpha_{np}}} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} \beta + \frac{\delta'}{\lambda} \beta + \frac{1}{\alpha_{np}}} = k_{p.c} (t_1 - t_2), \quad (4.25)$$

або до неоребреної

$$q_1 = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta'}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{np}} \frac{F_1}{F_{p.c}}} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta'}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{np}} \beta} = k_1 (t_1 - t_2), \quad (4.26)$$

де  $\beta = \frac{F_{p.c}}{F_1}$  – коефіцієнт оребрення.

## 4.5 Приклади розв'язування задач

**4.5.1** Яка кількість теплоти передасться через сталеве ребро  $\delta = 5$  мм;  $h = 50$  мм;  $\ell = 1$  м і який температурний напір  $\vartheta_2$  на кінці ребра, якщо  $\lambda = 50$  Вт/(м·К);  $\alpha_1 = \alpha_2 = 10$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) і  $\vartheta_1 = 80$  °С.

### Розв'язання

Параметр ребра  $m$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10}{50 \cdot 0,005}} = 8,95 \text{ м}^{-1}.$$

$$mh = 8,95 \times 0,05 = 0,447.$$

Гіперболічний косинус

$$\text{ch}(mh) = \text{ch}(0,447) = 1,1.$$

Температурний напір

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{1}{\text{ch}(mh)} = 80 \cdot \frac{1}{1,1} = 72,7^\circ\text{C}.$$

Тепловий потік

$$Q = \lambda m f \vartheta_1 \cdot \text{th}(mh) = 50 \cdot 8,95 \cdot 0,005 \cdot 80 \cdot 0,42 = 75,5 \text{ Вт}.$$

**За більш точними формулами**

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{1}{\text{ch}(mh) + \frac{\alpha_2}{m\lambda} \text{sh}(mh)} = \frac{80}{1,1 + \frac{10}{8,95 \cdot 50} \cdot 0,46} = 71,5^\circ\text{C}.$$

$$Q = \lambda m f \vartheta_1 \frac{\frac{\alpha_2}{m\lambda} + \text{th}(mh)}{1 + \frac{\alpha_2}{m\lambda} \text{th}(mh)} = 50 \cdot 8,95 \cdot 0,005 \cdot 80 \frac{\frac{10}{8,95 \cdot 50} + 0,42}{1 + \frac{10}{8,95 \cdot 50} \cdot 0,42} = 79 \text{ Вт}.$$

**4.5.2** На плоскій алюмінієвій стінці холодильної камери розмірами  $500 \times 200$  мм розташовані  $n_p = 20$  ребер товщиною 2 мм і висотою 30 мм. Ребра розташовані вздовж стінки на всю довжину 500 мм. Температура біля основи ребра  $t_0 = 50^\circ\text{C}$ , температура навколишнього середовища  $t_p = 10^\circ\text{C}$ . Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребер (і від поверхні стінки між ребрами) до навколишнього середовища взяти  $\alpha_2 = \alpha_p = 7 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$ .

Знайти температуру на кінці ребра і теплоту, яку віддасть окрема стінка та стінка за відсутності ребер.

### Розв'язання

З додатка К теплопровідність алюмінію  $\lambda = 204 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Параметр ребра  $m$  (див. рис. 4.4)

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_p \Pi}{\lambda f}} = \sqrt{\frac{7 \cdot (0,002 + 0,5) \cdot 2}{204 \cdot 0,002 \cdot 0,5}} = 5,84 \text{ м}^{-1}.$$

$$mh = 5,84 \times 0,03 = 0,175.$$

Гіперболічний косинус

$$\text{ch}(mh) = \text{ch}(0,175) = 1,015.$$

Гіперболічний тангенс

$$\text{th}(mh) = \text{th}(0,175) = 0,173.$$

Температурний напір на торці ребер

$$\vartheta_k = \vartheta_0 \frac{1}{\text{ch}(mh)} = (50 - 10) \cdot \frac{1}{1,015} = 39,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура на кінці ребер

$$t_k = \vartheta_k + t_p = 39,4 + 10 = 49,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Кількість ребер на погонному метрі стінки

$$n = n_p \cdot \frac{1000}{B} = 20 \cdot \frac{1000}{200} = 100 \text{ штук.}$$

Теплота, що віддається ребрами

$$\begin{aligned} Q_p &= n \cdot B \cdot Q_{pl} = n \cdot B \cdot \vartheta_0 \cdot m \cdot \lambda \cdot f \cdot \text{th}(mh) = \\ &= 100 \cdot 0,2 \cdot 40 \cdot 5,84 \cdot 204 \cdot 0,5 \cdot 0,002 \cdot 0,173 = 166,4 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Теплота з міжреберного простору

$$Q_r = \alpha_2 \vartheta_0 (1 - n \cdot \delta) B \cdot \ell = 7 \cdot 40 \cdot (1 - 100 \cdot 0,002) \cdot 0,2 \cdot 0,5 = 22,4 \text{ Вт.}$$

Тепловий потік з оребреної поверхні

$$Q_o = Q_p + Q_r = 166,4 + 22,4 = 188,8 \text{ Вт.}$$

Тепловий потік від поверхні без ребер

$$Q = \alpha \vartheta_0 F = 7 \cdot 40 \cdot 0,2 \cdot 0,5 = 28 \text{ Вт.}$$

## 4.6 Завдання для самостійної роботи

**4.6.1** Круглий мідний стержень діаметром 10 мм приварений торцем до плити з температурою 220 °С. Визначити теплоту, відведену від плити, якщо коефіцієнт тепловіддачі від стержня в навколишнє середовище 12 Вт/(м<sup>2</sup>·К), температура середовища 20 °С, довжина стержня 200 мм.

**4.6.2** Оцінити, як підвищиться інтенсивність теплопередачі за рахунок оребрення зовнішньої поверхні з коефіцієнтом оребрення 1,5, якщо коефіцієнти тепловіддачі з внутрішнього і зовнішнього боків поверхні становлять 800 і 10 Вт/(м<sup>2</sup>·К), товщина стінки 10 мм, її теплопровідність 50 Вт/(м·К).

**4.6.3** Визначити тепловий потік від плоского прямого ребра до навколишнього середовища з температурою 20 °С, якщо температура біля основи ребра 60 °С, теплопровідність алюмінію 200 Вт/(м·К), коефіцієнт тепловіддачі від ребра 10 Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $th(mh) = 0,716$ . Ребро має висоту 30 мм, товщину 3 мм, довжину 500 мм.

**4.6.4** Визначити коефіцієнт ефективності прямокутного ребра завтовшки 2 мм і висотою 40 мм, якщо його теплопровідність 100 Вт/(м·К), коефіцієнт тепловіддачі від ребра до навколишнього середовища 50 Вт/(м<sup>2</sup>·К), а величина  $th(mh)=0,716$ .

**4.6.5** Квадратний мідний стержень зі стороною 20 мм приварений торцем до плити з температурою 320 °С. Визначити теплоту, відведену від плити, якщо коефіцієнт тепловіддачі від стержня в навколишнє середовище 12 Вт/(м<sup>2</sup>·К), температура середовища 20 °С, довжина стержня 100 мм.

**4.6.6** Для умов задачі 4.3.5 визначити оптимальні розміри ребра.

**4.6.7** Для вимірювання температури потоку газу використовується термомпара в сталевій ( $\lambda = 45$  Вт/(м·К)) гільзі діаметром  $d = 20$  мм і довжиною  $h = 150$  мм з товщиною стінки  $\delta = 2,5$  мм. Термомпара показує температуру вільного торця гільзи  $t_t = 200$  °С. Коефіцієнт тепловіддачі від газу до стінки гільзи  $\alpha = 35$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Температура трубопроводу (біля основи гільзи)  $t_0 = 120$  °С. Визначити температуру газу.

**4.6.8** Відрізок сталеві труби ( $\lambda = 40$  Вт/(м·К)) діаметром 40 мм з товщиною стінки 2,5 мм обтікає повітря з температурою  $t_n = 20$  °С. Коефіцієнт тепловіддачі від труби до повітря  $\alpha = 25$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Визначити тепловий потік, переданий від труби в повітря, якщо її довжина 250 мм, а температура торців труби однакова  $t_0 = 150$  °С.

**4.6.9** Визначити тепловий потік, переданий від повітря  $t_n = 200$  °С до сталевого стержня ( $\lambda=45$  Вт/(м·К)) діаметром 20 мм, довжиною 150 мм, якщо коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стержня  $\alpha = 35$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а температура вільного торця стержня  $t_t = 160$  °С.

**4.6.10** Знайти тепловий потік, переданий з погонного метра прямого ребра постійного перерізу, якщо розміри ребра:  $h = 50$  мм,  $2\delta = 5$  мм;  $\alpha = 45$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\lambda = 40$  Вт/(м·К); температура біля основи ребра  $t_0 = 120$  °С, температура навколишнього середовища  $t_n = 20$  °С. Оцінити вплив тепловіддачі з торця ребра.

**4.6.11** Пряме ребро трикутного профілю висотою 80 мм, товщиною біля основи 6 мм, довжиною 600 мм виконано із сталі  $\lambda = 35$  Вт/(м·К). Знайти тепловий потік, переданий ребром, якщо температура вершини ребра

$t_b = 40\text{ }^\circ\text{C}$ , температура навколишнього повітря  $20\text{ }^\circ\text{C}$ , коефіцієнт тепловіддачі від ребра до повітря  $\alpha = 50\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Який тепловий потік передає в повітря пряме ребро постійного перерізу, що має ту саму масу, при тих самих умовах?

**4.6.12** Трубопровід з діаметрами 110/100 мм оребрений по зовнішньому діаметру кільцевими ребрами діаметром 210 мм трапецієподібного перерізу  $\delta_2/\delta_1 = 2/4$  мм. Крок ребер 25 мм. Знайти втрати теплоти з погонного метра труби, якщо в трубі тече вода  $t_b = 150\text{ }^\circ\text{C}$  ( $\alpha_1 = 1500\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ), а зовні труба знаходиться в повітрі  $t_n = 20\text{ }^\circ\text{C}$  ( $\alpha_2 = 25\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ). Термічним опором стінки труби знехтувати. Теплопровідність матеріалу ребра  $\lambda = 35\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

**4.6.13** Визначити потік теплоти з погонного метра прямого ребра постійного перерізу висотою 10 мм, товщиною 1 мм, виконаного з латуні ( $\lambda = 65\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ), якщо температура біля основи ребра  $t_0 = 80\text{ }^\circ\text{C}$ , температура навколишнього середовища  $t_n = 20\text{ }^\circ\text{C}$ , а коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha = 50\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Знайти оптимальні розміри ребра і потік теплоти, переданий ребром оптимальних розмірів. Теплообміном з торця ребра знехтувати.

**4.6.14** Розв'язати задачу 4.3.13 для трикутного ребра за тих саме умов.

**4.6.15** Повітря в холодильній камері віддає теплоту охолоджувальному пристрою з горизонтальних труб із зовнішнім діаметром 14 мм. Температура повітря в камері  $-5\text{ }^\circ\text{C}$ , температура зовнішньої поверхні труби  $-10\text{ }^\circ\text{C}$ . У скільки раз зросте тепловий потік від повітря до труб, якщо труби оребрити поперечними круглими латунними ребрами товщиною 1 мм. Діаметр ребер 38 мм, крок 12,5 мм. Середній коефіцієнт тепловіддачі до оребреної поверхні труби прийняти  $6\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ .

**4.6.16** Охолоджувач масла зроблений з трьох латунних труб діаметром  $30\times 1$  мм і довжиною 500 мм кожна. Всередині труб рухається масло з середньою температурою  $80\text{ }^\circ\text{C}$ . Зовні на кожній трубі розташовані 40 круглих ребер з товщиною 1 мм і діаметром 50 мм, які омиває повітря, що має температуру  $15\text{ }^\circ\text{C}$ . Коефіцієнти тепловіддачі з боку повітря  $22\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , з боку масла  $42\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Визначити коефіцієнт теплопередачі і тепловий потік через оребрені труби.

#### 4.7 Запитання для самоперевірки

1. Поясніть доцільність оребрення з боку води у випадку теплопередачі від води до повітря через металеву стінку.

2. Як залежить ефективність ребра від його профілю?

3. Поясніть доцільність оребрення з боку повітря у випадку теплопередачі від води до повітря через металеву стінку.

4. За яким законом змінюється температура по довжині стержня постійного перерізу?

5. Що характеризує параметр  $m$  ?

6. В якому випадку можна застосовувати оребрення всередині трубок?



## 5 КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН ЗА ПРИРОДНОГО РУХУ ТЕПЛОНОСІЯ

Вільний (природний) рух середовища відбувається внаслідок різниці густин різних його шарів. Вільна конвекція може відбуватися в необмеженому просторі апарата (приміщення) і в обмеженому (замкнутому) просторі (наприклад, між шибками вікна).

### 5.1 Вільна конвекція в необмеженому просторі

Тут тепловіддача залежить від форми і розмірів поверхні, температури поверхні  $t_c$ , температури середовища  $t_p$ , коефіцієнта об'ємного розширення  $\beta$ , фізичних властивостей середовища ( $\lambda$ ,  $a$ ,  $\nu$ ,  $\rho$ ) і прискорення сили тяжіння  $g$ . Швидкість руху середовища практично не впливає на коефіцієнт тепловіддачі. Тому, в цьому випадку, з узагальненого рівняння критерій Рейнольдса вилучається, а визначальними критеріями подібності є  $Gr$  і  $Pr$ .

Для розрахунку вільної конвекції у великому об'ємі теплоносія користуються критеріальним рівнянням виду

$$\bar{Nu} = C(Gr \cdot Pr)^n \quad (5.1)$$

Значення коефіцієнта  $C$  і показника степеня  $n$  залежать від режиму руху рідини, який визначається температурами поверхні  $t_c$  і теплоносія  $t_p$ , їх різницею (температурним напором)  $\Delta t$  і питомим тепловим потоком  $q$ .

Числові значення  $C$  і  $n$  для різних режимів процесу визначаються критерієм Релея:  $Ra = Gr \cdot Pr$  і показані в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Числові значення  $C$  і  $n$  для природної конвекції

Режим		$C$	$n$
Ламінарний	$Ra < 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
Перехідний	$Ra = 5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
Турбулентний	$Ra > 2 \cdot 10^7$	0,135	0,33

За цією формулою можна розраховувати тепловіддачі від поверхонь практично будь-якої форми.

Визначальним геометричним розміром в рівнянні для горизонтальних труб є зовнішній діаметр труби  $d_z$ , для вертикальних труб і пластин – висота  $H$ .

Визначальною температурою для визначення фізичних характеристик теплоносія (як правило, з таблиць) є середня температура граничного шару

$$\bar{t} = \frac{t_c + t_p}{2} \quad (5.2)$$

Формулу (5.1) разом із таблицею 5.1 можна використовувати для розрахунків коефіцієнта тепловіддачі і від горизонтальної плити. Якщо плита

повернута грійним боком вгору, то значення  $C$  потрібно збільшити на 30% від значень, вказаних в таблиці, якщо грійним боком вниз – зменшити на 30%. В обох випадках визначальним є найменший розмір плити на плані.

Критеріальне рівняння може містити додатковий множник, який є поправкою на неізотермічність граничного шару (множник Міхеєва)

$$M = \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (5.3)$$

Для обчислення множника Міхеєва значення  $Pr_c$  для рідини необхідно брати за температури стінки  $t_c$ . Його враховують переважно для краплинних рідин, для газів за невисоких тисків множник Міхеєва можна брати таким, що дорівнює одиниці.

## 5.2 Вільна конвекція в замкнутому просторі

За цих умов потоки частинок теплоносія, які піднімаються і опускаються, вже нерозмежовані між собою. Це ускладнює циркуляцію і впливає на процес теплообміну. Його умовно розглядають як процес перенесення теплоти тільки теплопровідністю, вводячи в розрахунок еквівалентний коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_{\text{екв}}$ , який визначається експериментальним чи розрахунковим шляхом.

Для твердих шарів

$$\lambda_{\text{екв}} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (5.4)$$

Для шарів тверде тіло – газ (рідина) за  $Ra < 10^3$  природну конвекцію можна не враховувати, вважаючи  $\lambda_{\text{екв}} = \lambda_p$ . Для  $Ra > 10^3$  внаслідок природної конвекції вводиться поправка

$$\lambda_{\text{екв}} = \varepsilon_k \cdot \lambda_p \quad (5.5)$$

Значення поправки на конвекцію  $\varepsilon_k$

$$\varepsilon_k = 0,18(Gr \cdot Pr)^{0,25} \quad (5.6)$$

Визначальний розмір для розрахунку числа  $Gr$  – товщина прошарку  $\delta$ , а визначальна температура для визначення  $Gr$  і  $Pr$  – середня між поверхнями  $\bar{t} = (t_{c1} + t_{c2})/2$ .

Залежність (5.6) можна звести до вигляду

$$\varepsilon_k = A \cdot \sqrt[4]{\delta^3 \Delta t}, \quad (5.7)$$

$$\text{де } A = 0,18 \frac{(\beta \cdot g \cdot \text{Pr})^{0,25}}{\nu^{0,5}}.$$

### 5.3 Приклади розв'язування задач

**5.3.1** Вертикальний паропровід діаметром  $d = 200$  мм має на поверхні температуру  $t_n = 190$  °С. Визначити втрати теплоти паропроводом за 4 години, якщо температура навколишнього середовища  $t_p = 25$  °С. Довжина паропроводу 6 метрів.

#### Розв'язання

З додатка В знаходимо теплофізичні характеристики повітря за визначальної температури  $t_b = \frac{t_n + t_p}{2} = \frac{190 + 25}{2} = 107,5$  °С.

$$\lambda = 3,21 \cdot 10^{-2} \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right), \quad \nu = 24 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right), \quad \text{Pr} = 0,687.$$

Визначальний розмір – довжина паропроводу.

Критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot \ell^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot \frac{1}{(273 + 107,5)} \cdot (190 - 25) \cdot 6^3}{(24 \cdot 10^{-6})^2} = 1,59 \cdot 10^{12}.$$

Критерій Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = 1,59 \cdot 10^{12} \cdot 0,687 = 1,09 \cdot 10^{12}.$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,135 \text{Ra}^{0,33} = 0,135 \cdot (1,09 \cdot 10^{12})^{0,33} = 1410.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\ell} = \frac{1410 \cdot 3,21 \cdot 10^{-2}}{6} = 7,5 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Повний тепловий потік

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 7,5 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 6 \cdot (190 - 25) = 4690 \text{ (Вт)}.$$

**5.3.2** Плоский нагрівник розмірами 800×500 мм розташований горизонтально, грійним боком донизу і має на грійній поверхні температуру 200 °С. Визначити потужність нагрівника, якщо температура навколишнього повітря 20 °С.

### Розв'язання

Вибираємо визначальну температуру і визначальний розмір: визначальний розмір – менший розмір на плані  $\ell = 500$  мм; визначальна температура – середня в граничному шарі

$$\bar{t}_b = \frac{t_c + t_p}{2} = \frac{200 + 20}{2} = 110 \text{ °С.}$$

Теплофізичні характеристики повітря для визначальної температури

$$\lambda = 3,21 \cdot 10^{-2} \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right), \quad \nu = 24 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right), \quad \text{Pr} = 0,687.$$

Критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot \ell^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot \frac{1}{(273 + 110)} \cdot (200 - 20) \cdot 0,5^3}{(24 \cdot 10^{-6})^2} = 9,99 \cdot 10^8.$$

Критерій Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = 9,99 \cdot 10^8 \cdot 0,687 = 6,87 \cdot 10^8.$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,135 \text{Ra}^{0,33} = 0,135 \cdot (6,87 \cdot 10^8)^{0,33} = 111.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\ell} = \frac{111 \cdot 3,21 \cdot 10^{-2}}{0,5} = 7,12 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Оскільки плита повернена грійним боком вниз, вводимо поправку

$$\alpha_p = \alpha(1 - 0,3) = 7,12 \cdot (1 - 0,3) = 5,0 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Повний тепловий потік

$$Q = \alpha_p \cdot F \cdot \Delta t = 5 \cdot 0,8 \cdot 0,5 \cdot (200 - 20) = 360 \text{ (Вт)}.$$

**5.3.3** У сталевому горизонтальному трубопроводі з діаметрами 250/240 мм рухаються гарячі гази з температурою 460°C. Трубопровід ізольований шаром шлакової вати товщиною 60 мм з  $\lambda = 0,07 \text{ Вт/(м·К)}$ . Коефіцієнт тепловіддачі від газів до внутрішньої стінки труби  $\alpha_r = 80 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$ , а температура довкілля 20°C. Визначити температуру зовнішньої стінки ізоляції.

### Розв'язання

Визначальний розмір для тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби

$$l^* = d_{iz} = 250 + 2 \cdot 60 = 370 \text{ мм}; \quad \bar{t}_b = t_p.$$

За Додатком В визначаємо параметри повітря для визначальної температури  $\bar{t}_b = 20^\circ\text{C}$ .

$$\lambda = 0,0259 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м·К}} \right); \quad \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); \quad \text{Pr} = 0,703.$$

Теплопровідність сталі  $\lambda_c = 50 \text{ Вт/(м·К)}$  (додаток Ж).

Критерій Грасгофа. Оскільки температура поверхні ізоляції невідома, для визначення критерію Грасгофа візьмемо її 60 °C.

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot \frac{1}{(273 + 20)} \cdot (60 - 30) \cdot 0,37^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} = 224096430.$$

Критерій Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = 224096430 \cdot 0,703 = 157539790.$$

Критерій Нуссельта для природної конвекції від горизонтальної труби

$$\text{Nu} = 0,5 \text{Ra}^{0,25} = 0,5 \cdot 157539790^{0,25} = 56.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{56 \cdot 0,0259}{0,37} = 3,9 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Лінійні теплові втрати від трубопроводу

$$q_{\ell} = \frac{(t_r - t_p)\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{2\lambda_{\text{із}}} \ln\left(\frac{d_{\text{із}}}{d_2}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} =$$

$$= \frac{(460 - 20) \cdot 3,14}{\frac{1}{80 \cdot 0,24} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln\left(\frac{250}{240}\right) + \frac{1}{2 \cdot 0,07} \ln\left(\frac{370}{250}\right) + \frac{1}{3,9 \cdot 0,37}} = 389,6 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}}\right).$$

Температура на поверхні ізоляції

$$q_{\ell} = \frac{t_{\text{із}} - t_p}{\frac{1}{\alpha_2 d_{\text{із}}}} \Rightarrow t_{\text{із}} = \frac{q_{\ell}}{\alpha_2 d_{\text{із}}} + t_p = \frac{389,6}{3,9 \cdot 0,37} + 20 = 290 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Уточнюємо розрахунки. Візьмемо температуру поверхні ізоляції 290°C.

Критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot \frac{1}{(273 + 20)} \cdot (290 - 20) \cdot 0,37^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} = 2016867872.$$

Критерій Релея

$$Ra = Gr \cdot Pr = 2016867872 \cdot 0,703 = 1417858114.$$

Критерій Нуссельта для природної конвекції від горизонтальної труби

$$Nu = 0,5 Ra^{0,25} = 0,5 \cdot 1417858114^{0,25} = 97.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{97 \cdot 0,0259}{0,37} = 6,8 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right).$$

Лінійні теплові втрати від трубопроводу

$$q_{\ell} = \frac{(460 - 20)3,14}{\frac{1}{80 \cdot 0,24} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln\left(\frac{250}{240}\right) + \frac{1}{2 \cdot 0,07} \ln\left(\frac{370}{250}\right) + \frac{1}{6,8 \cdot 0,37}} = 425 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}}\right).$$

Температура на поверхні ізоляції

$$t_{\text{іс}} = \frac{q_{\ell}}{\alpha_2 d_{\text{іс}}} + t_p = \frac{425}{6,8 \cdot 0,37} + 20 = 189 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Виконаємо другу ітерацію. Візьмемо температуру поверхні ізоляції 189 °С.

Критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot \frac{1}{(273+20)} \cdot (189-20) \cdot 0,37^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} = 1643373822.$$

Критерій Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = 1643373822 \cdot 0,703 = 1155291797.$$

Критерій Нуссельта для природної конвекції від горизонтальної труби

$$\text{Nu} = 0,5 \text{Ra}^{0,25} = 0,5 \cdot 1155291797^{0,25} = 92.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{92 \cdot 0,0259}{0,37} = 6,44 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Лінійні теплові втрати від трубопроводу

$$q_{\ell} = \frac{(460-20) \cdot 3,14}{\frac{1}{80 \cdot 0,24} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln\left(\frac{250}{240}\right) + \frac{1}{2 \cdot 0,07} \ln\left(\frac{370}{250}\right) + \frac{1}{6,4 \cdot 0,37}} = 423 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \right).$$

Температура на поверхні ізоляції

$$t_{\text{іс}} = \frac{q_{\ell}}{\alpha_2 d_{\text{іс}}} + t_p = \frac{423}{6,4 \cdot 0,37} + 20 = 179 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Оскільки розбіжність не перевищує 6 %, подальші ітерації можна не проводити.

## 5.4 Завдання для самостійної роботи

**5.4.1** Знайти втрати теплоти вертикальною ділянкою паропроводу довжиною 6 м за рахунок тепловіддачі протягом 4 годин, якщо спокійне пові-

тря в цеху має температуру 25 °С. Зовнішній діаметр паропроводу 200 мм, середня температура на його поверхні 190 °С.

**5.4.2** Горизонтальний паропровід діаметром 0,3 м і довжиною 5 м має на поверхні температуру 230 °С. Навкруги спокійне повітря з температурою 30 °С. Знайти втрати теплоти паропроводом. Визначити, у скільки разів зменшаться теплові втрати, якщо температура поверхні паропроводу знизиться в 3 рази, а інші умови залишаться без змін.

**5.4.3** Для опалення приміщення потрібна витрата теплоти від горизонтального трубопроводу діаметром 25 мм. Температура його поверхні 100 °С, а повітря в приміщенні має температуру 25 °С. Визначити необхідну довжину трубопроводу.

**5.4.4** Труба, діаметром 12×1 мм, знаходиться всередині іншої труби, яка має діаметр 58×3 мм. На зовнішній поверхні малої труби температура 130 °С, на внутрішній поверхні великої труби – 50 °С. Знайти коефіцієнт тепловіддачі і питомий тепловий потік через кільцевий зазор, заповнений: а) повітрям, б) водою під тиском, що виключає кипіння.

**5.4.5** Мідним дротом ( $\rho = 0,05 \text{ Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$ ) діаметром 8 мм тече струм 90 А. Визначити температуру дроту, якщо він знаходиться в спокійному повітрі  $t_{\text{п}} = 20 \text{ °С}$ . Як зміниться температура дроту, якщо його покрити ізоляцією з  $\lambda_{\text{із}} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  товщиною 10 мм. Вважати, що коефіцієнт тепловіддачі залишиться без змін.

**5.4.6** Вертикальна стінка висотою 0,5 м має температуру 120 °С і вкрита шаром ізоляції  $\lambda_{\text{із}} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  товщиною 200 мм. Визначити середні втрати теплоти з одиниці поверхні стінки, якщо вона знаходиться в спокійному повітрі з  $t_{\text{п}} = 30 \text{ °С}$ .

**5.4.7** Горизонтальною сталевією трубою діаметрами 75/70 мм тече вода за середньої температури  $t_{\text{в}} = 150 \text{ °С}$ . Зовні труба ізольована азбоцементом  $\lambda_{\text{із}} = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , товщина ізоляції 200 мм. Знайти втрати теплоти з погонного метра труби, якщо вона знаходиться в спокійному повітрі  $t_{\text{п}} = 20 \text{ °С}$ . Температуру внутрішньої стінки труби взяти такою, що дорівнює температурі води.

**5.4.8** Сталевий стержень  $\lambda = 30 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  діаметром 20 мм і довжиною 120 мм має температуру біля основи 120 °С і розташований горизонтально в спокійному повітрі  $t_{\text{п}} = 20 \text{ °С}$ . Знайти середній тепловий потік, розсіяний стержнем в повітря.

**5.4.9** Вирішити попередню задачу за умови, що стержень розташований вертикально, а основа стержня знаходиться внизу.

**5.4.10** Вертикальна пластина з нагрівником всередині розмірами 300×300 мм знаходиться в спокійному повітрі з температурою 20 °С. Визначити теплоту, яку віддає пластина, якщо її температура 150 °С.

**5.4.11** За умовами задачі 5.3.10 визначити тепловий потік, розсіяний в повітря, якщо пластина горизонтальна і розташована грійним боком вверх.

**5.4.12** За умовами задачі 5.3.10 визначити тепловий потік, розсіяний в



повітря, якщо пластина горизонтальна і розташована грійним боком вниз.

**5.4.13** Знайти еквівалентний коефіцієнт теплопровідності (в поперечному напрямку) для плоского конденсатора, який складений із  $z$  листів алюмінієвої фольги товщиною 0,02 мм і  $z-1$  листів ізоляційного паперу, що має теплопровідність  $\lambda_{\text{п}} = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  і товщину листа 0,05 мм.

**5.4.14** Знайти еквівалентну теплопровідність  $\lambda_{\text{екв}}$  конструкції із п'яти сталевих листів товщиною 0,5 мм кожний (в поперечному напрямку), при чому між листами прокладені прокладки ізоляційного паперу товщиною по 0,05 мм і теплопровідністю  $\lambda_{\text{п}} = 0,116 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Як зміниться  $\lambda_{\text{екв}}$ , якщо врахувати що між шарами існують повітряні зазори товщиною 0,001 мм (температура повітря 20 °С).

**5.4.15** Визначити, при якій товщині повітряного прошарку в обмеженому просторі впливом конвекції можна знехтувати (теплообмін відбувається за рахунок теплопровідності), якщо температури поверхонь 15 і 5 °С, кінематична в'язкість повітря  $\nu = 14,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr} = 0,7$ .

**5.4.16** Визначити еквівалентний коефіцієнт теплопровідності і питомий тепловий потік через повітряний прошарок завтовшки  $\delta = 20$  мм, якщо температури гарячої і холодної поверхонь 150 і 50 °С,  $\lambda = 0,032 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;  $\text{Pr} = 0,7$ .

**5.4.17** Вертикальна труба діаметром 12×1 мм знаходиться всередині іншої труби, яка має діаметр 58×3 мм. На зовнішній поверхні малої труби температура 130 °С, на внутрішній поверхні великої труби 50 °С. Знайти еквівалентний коефіцієнт теплопровідності і питомий тепловий потік через кільцевий зазор, заповнений водою під тиском, що виключає кипіння.

**5.4.18** Визначити максимальну силу струму в електронагрівнику діаметром 4 мм за умови, що температура в приміщенні 20 °С, а температура поверхні нагрівника не перевищує 520 °С. Питомий опір дроту  $1,0 \text{ Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$ .

## 5.5 Запитання для самоперевірки

1. Як змінюється інтенсивність конвективного теплообміну від інтенсивності перемішування нерівномірно нагрітих мас рідини?
2. Як визначається коефіцієнт об'ємного розширення крапельної рідини та газів?
3. За якої умови збігаються за товщиною тепловий і гідродинамічний граничні шари?
4. Яка однойменна фізична величина входить до критеріїв  $\text{Nu}$ ,  $\text{Re}$ ,  $\text{Pe}$ ,  $\text{Gr}$ ?
5. Дайте означення коефіцієнта тепловіддачі.
6. Які незалежні змінні входять в ряд комплексів  $\text{Nu}$ ,  $\text{Eu}$ ,  $\text{Re}$ ,  $\text{Pe}$ ,  $\text{Pr}$ ,  $\text{Gr}$ ?

## 6 КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН ЗА ВИМУШЕНОГО РУХУ ТЕПЛОНОСІЯ

### 6.1 Тепловіддача за поздовжнього обтікання пластин

Це найпростіший випадок і для нього система диференціальних рівнянь розв'язана аналітично. Для локального коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_x$  (на відстані  $X=x/\ell$  від початку пластини) для ламінарної течії теплоносія в граничному шарі ( $Re < Re_{кр} = 5 \cdot 10^5$ )

$$Nu_x = 0,33 Re^{0,5} Pr^{0,33} X^{-0,5} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (6.1)$$

За визначальну температуру взято температура набігаючого потоку.

Для перехідної зони інтенсивність тепловіддачі нестабільна, точно визначити коефіцієнт тепловіддачі практично неможливо, тому вважають, що перехід до турбулентної течії відбувається за  $Re_{кр} = 5 \cdot 10^5$ . Тепловіддачу за (6.1) визначають тільки на ділянці ламінарної течії  $X = Re_{кр}/Re$ . Далі тепловіддачу визначають за формулою для турбулентної течії ( $Re_{кр} < Re < 10^7$ ;  $0,7 \leq Pr \leq 200$ )

$$Nu_x = 0,03 Re^{0,8} Pr^{0,43} X^{-0,2} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} ; \quad (6.2)$$

Від'ємні степені біля  $X$  означають, що коефіцієнт тепловіддачі зменшується по довжині пластини.

Якщо на всій пластині режим течії ламінарний ( $Re < 5 \cdot 10^5$ )

$$Nu = 0,66 Re^{0,5} Pr^{0,33} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} , \quad (6.3)$$

для  $Re > 5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} . \quad (6.4)$$

Визначальна температура – середня температура теплоносія в граничному шарі:  $\bar{t} = (t_c + t_p) / 2$ , визначальний розмір – довжина пластини в напрямку її обтікання потоком. Формули (6.3) і (6.4) з певною точністю можна застосовувати для вертикальної пластини.

## 6.2 Тепловіддача для течії теплоносія в гладких трубах, каналах та зміювиках

Процес є більш складним порівняно з тепловіддачею при омиванні поверхні необмеженим потоком. На теплоносій, що тече в центрі потоку, не впливають фактори, які є біля стінки труби. Поперечний переріз труби має кінцеві розміри. В результаті на рух теплоносія, починаючи з якоїсь відстані від входу в трубу, починають впливати сили в'язкості (гальмувати), що суттєво впливає на тепловіддачу (рис. 6.1).

Течія може бути ламінарною чи турбулентною, про це судять за значенням критерію Рейнольдса  $Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$ .

Якщо  $Re < Re_{кр} \approx 2300$  – течія ламінарна. Значення  $Re_{кр} \approx 2000 \dots 2300$  є нижньою критичною межею. Для  $Re > 2300$  потік після одиничного збурення вже не повертається до ламінарного режиму течії. Розвинута турбулентна течія в технічних трубах встановлюється для  $Re > 10^4$ .

Відстань від входу в трубу до місця, де встановлюється постійний розподіл швидкостей, називають довжиною гідродинамічної початкової ділянки або **ділянкою гідродинамічної стабілізації**. Він спостерігається як для ламінарного, так і для турбулентного руху. Однак для  $Re > Re_{кр}$  в початковій ділянці труби може існувати ламінарна форма руху. Утворений ламінарний граничний шар при досягненні критичної товщини переходить в турбулентний. Той швидко зростає, поки не заповнює весь переріз труби.

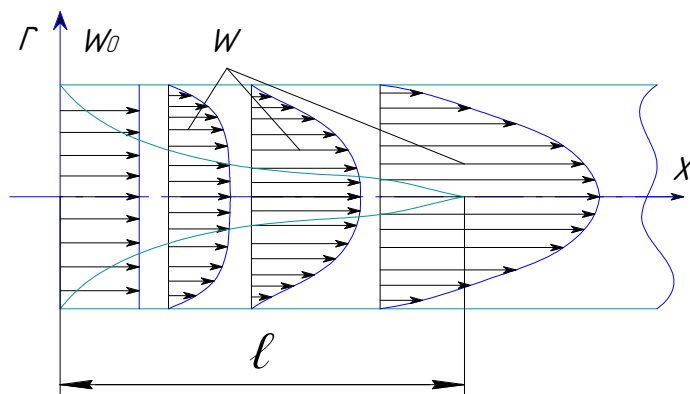


Рисунок 6.1 – Ділянка гідродинамічної стабілізації потоку в трубі

За турбулентного руху майже весь переріз труби заповнений турбулентним ядром. І лише біля самої стінки утворюється в'язкий підшар. Для слаботеплопровідних середовищ саме він є основним термічним опором. При стабілізованому турбулентному русі розподіл швидкостей має вигляд зрізаної параболи.

На рис. 6.2 подано залежності зміни коефіцієнта тепловіддачі для незмінної (тільки ламінарної або тільки турбулентної) і для змішаної течії.

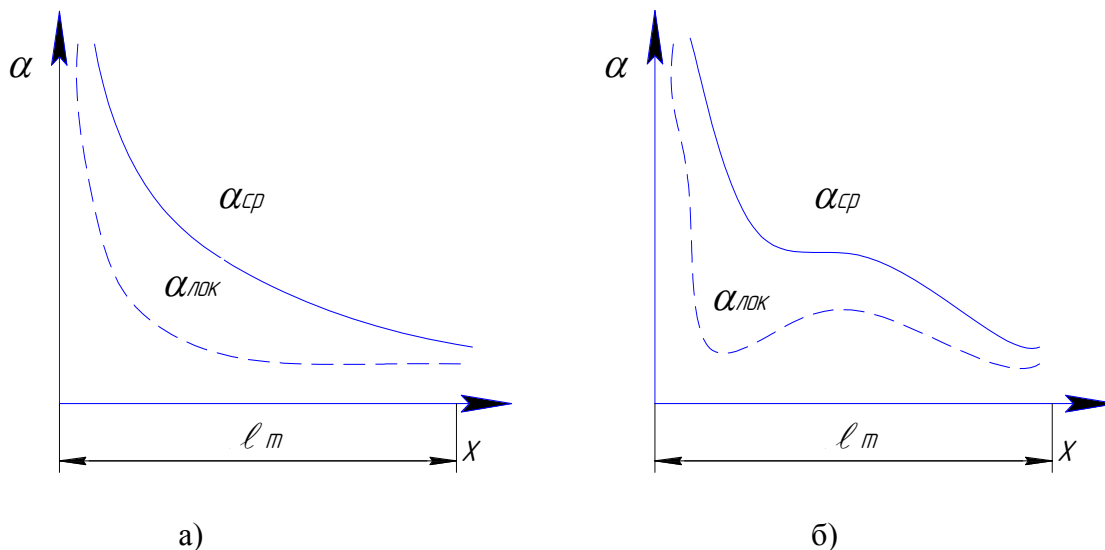


Рисунок 6.2 – Залежності зміни коефіцієнта тепловіддачі  
 а) тільки ламінарної або тільки турбулентної течії, б) для змішаної течії

Із рухом рідини вздовж труби спостерігається прогрівання чи охолодження пристінних шарів, якщо температура теплоносія відрізняється від температури труби. В центрі труби ядро теплоносія ще має температуру, що дорівнює температурі на вході, це ядро в теплообміні участі не бере, вся зміна температури проходить в пристінному шарі. Таким чином, в пристінному шарі біля входу в трубу утворюється тепловий граничний шар, товщина якого із віддаленням від входу в трубу збільшується, на якійсь відстані  $l_T$  тепловий граничний шар заповнює весь переріз труби, в подальшому вже вся рідина в перерізі труби бере участь в теплообміні, а інтенсивність теплообміну вже не залежить від розподілу швидкості і температури на вході. Ділянка труби довжиною  $l_T$  називається **ділянкою термічної стабілізації**.

Стабілізована течія ( $x > l_T$ ) не залежить від розподілу швидкостей на вході ( $x=0$ ), але розподіл швидкостей як для ( $x < l_T$ ), так і для ( $x \geq l_T$ ) може залежати від процесу теплообміну.

Через змінність фізичних параметрів за ламінарного руху ( $Re < 2000$ ) може бути два різних режими течії: **в'язкісний** і **в'язкісно-гравітаційний**. Закони тепловіддачі для цих двох режимів різні. Умовною межею цих двох режимів теплообміну прийнято вважати  $Ra = 8 \cdot 10^5$ .

В'язкісний режим відбувається якщо сили в'язкості значно більші від підймальних, тобто він відповідає режиму течії в'язких середовищ, якщо відсутня вільна конвекція. Він тим більше вірогідний, чим меншим буде діаметр труби, чим більша в'язкість середовища і чим менший температурний напір. Середнє значення коефіцієнта теплообміну за в'язкісного режиму

$$\text{Nu} = 1,55 \left( \text{Pe} \frac{d}{L} \right)^{0,33} \left( \frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0,14} \varepsilon_\ell, \quad (6.5)$$

де  $\varepsilon_\ell$  – поправка на довжину ділянки гідродинамічної стабілізації потоку

$$\varepsilon_\ell = 0,6 \left( \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{L}{d} \right)^{0,14} \cdot \left( 1 + 2,5 \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{L}{d} \right). \quad (6.6)$$

Якщо  $L/(\text{Re} \cdot d) > 0,1$ , то  $\varepsilon_\ell = 1$ . Потрібно відзначити, що такий режим теплообміну вивчений тільки для течії крапельних рідин в круглій трубі.

Для в'язкісно-гравітаційного режиму сили в'язкості і підймальні сили мають однаковий порядок. Для такого режиму теплообміну середній по довжині трубки коефіцієнт тепловіддачі визначається за рівнянням Міхеєва (для краплинних рідин)

$$\text{Nu} = 0,15 \text{Pe}^{0,33} \text{Ra}^{0,1} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \varepsilon_\ell. \quad (6.7)$$

Для усталеного турбулентного руху ( $\text{Re} > 10^4$ ) в прямих трубах

$$\bar{\text{Nu}} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell, \quad (6.8)$$

де  $\varepsilon_\ell$  – поправка, подана в таблиці 6.1.

Для значень  $\text{Pr} > 2$  стали в рівнянні (6.8) замінюють на 0,023.

Таблиця 6.1 – Поправка  $\varepsilon_\ell$  на довжину ділянки гідродинамічної стабілізації

Re	L/d						
	1	2	5	10	20	40	50
10 000	1,65	1,5	1,34	1,23	1,13	1,03	1
50 000	1,34	1,27	1,18	1,13	1,08	1,02	1
100 000	1,28	1,22	1,15	1,10	1,06	1,02	1
1 000 000	1,14	1,11	1,08	1,05	1,03	1,01	1

Визначальна температура – середня температура теплоносія на вході і виході з труби:  $\bar{t} = 0,5(t''_1 + t'_1)$ , визначальний розмір – еквівалентний діаметр

$$d_{\text{екв}} = \frac{4F}{\Pi}, \quad (6.9)$$

де  $F$  – переріз каналу;  $\Pi$  – «змочений» периметр (периметр теплообміну).

Для перехідної області, в якій  $2300 < Re < 10^4$

$$\bar{Nu} = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (6.10)$$

В техніці часто зустрічаються теплообмінні апарати, в яких один з теплоносіїв протікає в зігнутому каналі. Виникають відцентрові сили, які створюють в поперечному перерізі циркуляційні токи, так звану вторинну циркуляцію. Як результат – виникає складний рух по гвинтовій лінії. Зі збільшенням діаметра витка вплив відцентрового ефекту зменшується, для  $D \rightarrow \infty$  труба стає прямою.

Експериментально встановлено, що вторинна циркуляція виникає тільки для чисел  $Re > Re'_{кр} \approx 2000$ .

$$Re'_{кр} = \frac{16,4}{\sqrt{2d/D}}. \quad (6.11)$$

Формула коректна для  $2d/D \geq 8 \cdot 10^{-4}$ .

Для розрахунку за  $Re > Re'_{кр}$  вводять поправку до рівняння для прямих труб

$$\bar{\alpha}_{зм} = \bar{\alpha} \left[ 1 + 3,54 \frac{d_b}{D} \right], \quad (6.12)$$

де  $d_b$  – внутрішній діаметр труби;

$D$  – діаметр витка змійовика.

Для розрахунку ламінарного і перехідного характеру руху використовують рівняння для прямих труб, оскільки відцентровий ефект є малим і практично не впливає на тепловіддачу.

### 6.3 Поперечне обтікання одиначної гладкої труби

Умови обтікання різні з лобового і кормового боків. Це пояснюється гідродинамічною картиною руху рідини біля поверхні труби.

Безвідривний характер течії може відбуватись лише за умови  $Re < 5$ .

Критеріальне рівняння для цього випадку

$$\bar{Nu} = C Re^n Pr^m \varepsilon_t \varepsilon_\varphi, \quad (6.13)$$

де  $\varepsilon_t = (T/T_{ст})^{m/4}$  для газів;

$\varepsilon_t = (\mu / \mu_{ст})^k$  для краплинних рідин;

$k = 0,25$  для нагрівання;

$k = 0,2$  для охолодження рідини.

Коефіцієнт  $\varepsilon_\varphi$  враховує кут атаки  $\varphi$  між напрямком потоку і віссю труби

$$\varepsilon_\varphi = 0,145 \cdot \varphi^{0,45}. \quad (6.14)$$

Для  $\varphi = 90^\circ$  коефіцієнт тепловіддачі є найбільшим ( $\varepsilon_\varphi=1$ ).

Сталі  $C$ ,  $n$ ,  $m$  залежать від критерію Рейнольдса (табл. 6.2).

Таблиця 6.2 – Коефіцієнти рівняння 6.13

	Re			
	< 40	$40 \div 10^3$	$10^3 \div 2 \cdot 10^5$	$> 2 \cdot 10^5$
C	0,76	0,52	0,26	0,023
n	0,4	0,5	0,6	0,8
m	0,37	0,37	0,37	0,4

#### 6.4 Обтікання пучків труб

Характеристиками пучка є зовнішній діаметр труб  $d$  і відстань між осями труб в поперечному ( $S_1$ ) і поздовжньому ( $S_2$ ) напрямку або їх безрозмірні характеристики  $L_1 = S_1/d$  і  $L_2 = S_2/d$ , які називають поперечними і поздовжніми кроками.

Тепловіддача першого ряду визначається початковою турбулентністю потоку. Тепловіддача від другого і третього рядів зростає і стабілізується на третьому ряду. Якщо взяти тепловіддачу від третього ряду за 100%, то перший ряд матиме 60%, тепловіддача другого ряду в коридорних пучках збільшується на 90%, а шахових – на 70%.

Для шахових пучків

$$\bar{Nu} = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_n \cdot \varepsilon_s. \quad (6.15)$$

Для коридорних пучків

$$\bar{Nu} = 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,33} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_n \cdot \varepsilon_s. \quad (6.16)$$

Визначальна температура – середня температура теплоносія на вході і виході з пучка:  $\bar{t} = 0,5(t_1'' + t_1')$ ; визначальний розмір – зовнішній діаметр труб  $d_3$ .

Швидкість теплоносія  $\omega$  розраховується як відношення об'ємної витрати теплоносія до найвужчого перерізу в пучку з врахуванням наявності труб.

Поправки  $\epsilon_n$  і  $\epsilon_s$  визначаються з таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Поправки до формул 6.15, 6.16

Тип пучка	$\epsilon_n$	$\epsilon_s$
шаховий	1-0,7/n	$S_1/S_2 < 2 \rightarrow (S_1/S_2)^{1/6}$
		$S_1/S_2 < 2 \rightarrow 1,12$
коридорний	1-0,5/n	$(S_2/d)^{-0,15}$

### 6.5 Тепловіддача для течії в кільцевому каналі ТА типу «труба в трубі»

За  $Re > 10^4$

$$\bar{Nu} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left( \frac{D_B}{d_3} \right)^{0,45}, \quad (6.17)$$

де  $D_B$  – внутрішній діаметр більшої труби;  
 $d_3$  – зовнішній діаметр меншої труби.

Визначальна температура – середня температура теплоносія на вході і виході з каналу  $\bar{t} = 0,5(t_1'' + t_1')$ ; визначальний розмір –  $d_e = D_B - d_3$ .

### 6.6 Тепловіддача для течії теплоносія в міжтрубному просторі ТА

За поздовжнього обтікання пучка гладких труб ( $Re > 1000$ )

$$\bar{Nu} = C \cdot d_e \cdot Re^{0,6} Pr^{0,23}, \quad (6.18)$$

де  $C$  – дослідний розмірний коефіцієнт, 1/м (за наявності поперечних сегментних перегородок в міжтрубному просторі  $C = 1,72$ ; за відсутності  $C = 1,16$ ).

Визначальна температура – середня температура теплоносія на вході і виході з міжтрубного простору  $\bar{t} = 0,5(t_1'' + t_1')$ ; визначальний розмір – зовнішній діаметр трубок  $d_3$ .

Еквівалентний діаметр (м)



$$d_e = \frac{D_b^2 - n \cdot d_3^2}{D_b + n \cdot d_3}, \quad (6.19)$$

де  $D_b$  – внутрішній діаметр кожуха теплообмінника;  
 $n$  – кількість труб в пучку;  
 $d_3$  – зовнішній діаметр труб, м.

## 6.7 Приклади розв'язування задач

**6.7.1** По горизонтальній плиті з температурою  $20\text{ }^\circ\text{C}$  тече трансформаторне масло, що має температуру  $100\text{ }^\circ\text{C}$ . Швидкість масла  $0,3\text{ м/с}$ . Визначити локальний коефіцієнт тепловіддачі на відстані  $0,5\text{ м}$  від початку плити і середній коефіцієнт тепловіддачі на плиті.

### Розв'язання

Визначальна температура – температура набігаючого потоку  $t_b = 100\text{ }^\circ\text{C}$ .

Теплофізичні характеристики масла, з додатка Е

$$\lambda = 0,1038 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \quad \nu = 2,56 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); \quad \text{Pr} = 43,9; \quad \text{Pr}_c = 298.$$

Критерій Рейнольдса для локального коефіцієнта тепловіддачі

$$\text{Re}_x = \frac{\omega \cdot x}{\nu} = \frac{0,3 \cdot 0,5}{2,56 \cdot 10^{-6}} = 58593 < 10^5 \rightarrow \text{течія ламінарна.}$$

Локальний критерій Нуссельта для ламінарної течії при обтіканні плоскої пластини

$$\text{Nu}_x = 0,33 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,33} \text{X}^{-0,5} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = 0,33 \cdot 58593^{0,5} \cdot 43,9^{0,33} \cdot 0,5^{-0,5} \cdot \left( \frac{43,9}{298} \right)^{0,25} = 244.$$

Локальний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_x = \frac{\text{Nu}_x \cdot \lambda}{x} = \frac{244 \cdot 0,1038}{0,5} = 50,6 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі по пластині знайдемо температуру в граничному шарі, яка й буде визначальною

$$\bar{t} = \frac{t_c + t_p}{2} = \frac{20 + 100}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні характеристики масла, з додатка Е

$$\lambda = 0,107 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \quad \nu = 5,78 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); \quad \text{Pr} = 87,8; \quad \text{Pr}_c = 298.$$

Критерій Рейнольдса по пластині

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot \ell}{\nu} = \frac{0,3 \cdot 2}{5,78 \cdot 10^{-6}} = 103806 > 10^5 \rightarrow \text{течія турбулентна.}$$

Критерій Нуссельта, для турбулентної течії при обтіканні плоскої пластини

$$\text{Nu} = 0,037 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = 0,037 \cdot 103806^{0,8} \cdot 87,8^{0,43} \cdot \left( \frac{87,8}{298} \right)^{0,25} = 1923.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\ell} = \frac{1923 \cdot 0,107}{2} = 103 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

**6.7.2** Вода з початковою температурою 90 °С входить в горизонтальну трубу діаметром 20×1 мм і охолоджується. Стінка труби має температуру 15 °С, витрата води 273 кг/год. Знайти довжину труби, на виході якої вода буде мати температуру 30 °С. Як зміниться довжина труби, якщо воду замінити повітрям, а інші умови залишити без змін?

### Розв'язання

З додатка А [1] визначаємо теплофізичні властивості води для визначальної температури

$$t_b = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60^\circ\text{C}.$$

$$\rho = 983,2 \left( \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right); \lambda = 0,659 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \nu = 0,478 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right);$$

$$\text{Pr} = 2,98; \text{Pr}_c = 8,25; C_p = 4,178 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right).$$

Тепловий потік від води до труби

$$Q = G \cdot C_p \cdot \Delta t = \frac{273}{3600} \cdot 4,178 \cdot (90 - 30) = 19 \text{ (кВт)}.$$

Швидкість води в трубі. Вважаємо, що прохідний діаметр 20 мм.

$$\omega = \frac{G}{f \cdot \rho} = \frac{4G}{\pi d^2 \rho} = \frac{4 \cdot 273}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 983,2} = 0,25 \left( \frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{0,25 \cdot 0,02}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 10460 > 10^4 \rightarrow \text{турбулентний рух}.$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left[ \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right]^{0,25} = 0,023 \cdot 10460^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \cdot \left[ \frac{2,98}{8,25} \right]^{0,25} = 47.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{47 \cdot 0,659}{0,02} = 1544 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Лінійний тепловий потік від води до труби

$$q_\ell = \frac{(t_b - t_c)\pi}{\alpha \cdot d} = \frac{(60 - 15) \cdot 3,14}{1544 \cdot 0,02} = 4363 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \right).$$

Довжина труби

$$\ell = \frac{Q}{q_\ell} = \frac{19000}{4363} = 4,35 \text{ (м)}.$$

Якщо воду замінити повітрям, зміняться теплофізичні властивості теплоносія (додаток В) [2]

$$\rho = 1,06 \left( \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right); \lambda = 0,029 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \nu = 18,97 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right);$$

$$\text{Pr} = 0,696; \text{Cp} = 1,005 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right).$$

Тепловий потік від повітря до труби

$$Q = G \cdot \text{Cp} \cdot \Delta t = \frac{273}{3600} \cdot 1,005 \cdot (90 - 30) = 4,6 \text{ (кВт)}.$$

Швидкість повітря в трубі

$$\omega = \frac{G}{f \cdot \rho} = \frac{4G}{\pi d^2 \rho} = \frac{4 \cdot 273}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 1,06} = 228 \left( \frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Швидкість повітря є високою, тому необхідно враховувати підвищення температури потоку внаслідок дисипації енергії руху.

Адіабатна температура потоку

$$t_a = t_p + r \frac{\omega^2}{2\text{Cp}},$$

де  $r$  – коефіцієнт відновлення температури, що характеризує відношення між інтенсивністю виділення теплоти внаслідок в'язкого тертя і інтенсивністю відведення цієї теплоти в ядро потоку. Для турбулентного граничного шару  $r = 0,89$  [2].

$$t_a = 60 + 0,89 \frac{228^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 82,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{228 \cdot 0,02}{18,97 \cdot 10^{-6}} = 240379 \rightarrow \text{турбулентний рух}.$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} = 0,021 \cdot 240379^{0,8} \cdot 0,696^{0,43} = 363.$$

Множником Міхеєва при цьому нехтуємо, оскільки робочим середовищем є повітря [2].

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{363 \cdot 0,029}{0,02} = 526 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Завищений коефіцієнт тепловіддачі враховує дисипацію енергії руху.

Лінійний тепловий потік від повітря до труби

$$q_\ell = \frac{(t_a - t_c)\pi}{\frac{1}{\alpha \cdot d}} = \frac{(82,9 - 15) \cdot 3,14}{\frac{1}{526 \cdot 0,02}} = 2243 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \right).$$

Довжина труби

$$\ell = \frac{Q}{q_\ell} = \frac{4600}{2243} = 2,05 \text{ (м)}.$$

**6.7.3** Коробом прямокутного перерізу з розмірами 400×600 мм зі швидкістю 2 м/с рухається повітря з середньою температурою 100°C. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі.

### Розв'язання

За визначальною температурою  $t_b = 100^\circ\text{C}$  з Додатка В визначасмо теплофізичні параметри повітря

$$\lambda = 3,21 \cdot 10^{-2} \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \nu = 23,13 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); Pr = 0,688.$$

Еквівалентний діаметр короба

$$d_e = \frac{4f}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,4 \cdot 0,6}{(0,4 + 0,6) \cdot 2} = 0,48 \text{ (м)}.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d_e}{\nu} = \frac{0,3 \cdot 0,48}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 6225 \rightarrow \text{перехідний режим руху.}$$

Критерій Нуссельта

$$\bar{Nu} = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,008 \cdot 6225^{0,9} \cdot 0,688^{0,43} \cdot 1 = 17,7.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{Nu} \cdot \lambda}{d_e} = \frac{17,7 \cdot 3,21 \cdot 10^{-2}}{0,48} = 1,18 \left( \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \right).$$

**6.7.4** Круглий електричний ТЕН діаметром 8 мм має на поверхні температуру 240 °С і обдувається поперечним потоком повітря з швидкістю 4 м/с. Визначити максимально можливий лінійний тепловий потік від нагрівника. Температура набігаючого повітря 20 °С.

### Розв'язання

Визначальна температура – температура набігаючого потоку,  $t_b = 20$  °С, визначальний розмір – діаметр ТЕНа.

Для визначальної температури з додатка В визначаємо теплофізичні характеристики повітря

$$\lambda = 2,51 \cdot 10^{-2} \left( \frac{Вт}{м \cdot К} \right); \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \left( \frac{м^2}{с} \right); Pr = 0,703.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot 0,008}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 2124.$$

Критеріальне рівняння

$$Nu = 0,26 Re^{0,6} \cdot Pr^{0,37} \varepsilon_t \cdot \varepsilon_\varphi,$$

де  $\varepsilon_\varphi = 1$  (потік повітря поперечний,  $\varphi = 90^\circ$ );

$$\varepsilon_t = \left( \frac{T}{T_{ст}} \right)^{0,37/4} = \left( \frac{20 + 273}{240 + 273} \right)^{0,37/4} = 0,95.$$

$$Nu = 0,26 \cdot 2124^{0,6} \cdot 0,703^{0,37} \cdot 0,95 \cdot 1 = 21,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{21,6 \cdot 2,51 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 67,8 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Лінійний тепловий потік

$$q_l = \frac{(t_{\text{ст}} - t) \pi}{\frac{1}{\alpha \cdot d}} = \frac{(240 - 20) \cdot 3,14}{\frac{1}{67,8 \cdot 0,008}} = 374,7 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \right).$$

**6.7.5** Пучок із восьми рядів труб з коридорним розташуванням поперечно обдувається повітрям, причому швидкість у вузькому перерізі пучка 15 м/с. Зовнішній діаметр труб 16 мм, середня температура повітря 160 °С. Відстань між трубами в ряду і між рядами відповідно  $s_1=38$  мм,  $s_2=21$  мм. Знайти середній коефіцієнт тепловіддачі.

### Розв'язання

Зведені розміри

$$\frac{S_1}{d_{\text{зн}}} = \frac{38}{16} = 2,37; \quad \frac{S_2}{d_{\text{зн}}} = \frac{21}{16} = 1,31.$$

Для  $t_n = 160$  °С, фізичні параметри:

$$\lambda = 3,64 \cdot 10^{-2} \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \quad \nu = 30,09 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); \quad Pr = 0,682.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{15 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{30,09 \cdot 10^{-6}} = 7976 > 10^3.$$

Вплив відносних кроків

$$\varepsilon_s = \left( \frac{S_2}{d_{\text{зн}}} \right)^{-0,15} = 1,31^{-0,5} = 0,96.$$

Поправка на кількість рядів в коридорному пучку

$$\varepsilon_n = 1 - 0,5 / n = 1 - 0,5 / 8 = 0,9375.$$

Критеріальне рівняння для коридорних труб

$$\begin{aligned} Nu &= 0,26 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_n \cdot \varepsilon_s = \\ &= 0,26 \cdot 7976^{0,65} \cdot 0,682^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,9375 \cdot 0,96 = 70,9. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі по пучку

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{70,9 \cdot 3,64 \cdot 10^{-2}}{0,016} = 161,2 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right).$$

## 6.8 Завдання для самостійної роботи

**6.8.1** Скласти критеріальне рівняння теплообміну, якщо дослідами встановлено, що при течії газу в трубі діаметром 30 мм коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1 = 329,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  за  $Re_1 = 2197$  і  $\alpha_2 = 109,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  за  $Re_2 = 729$ . Теплофізичні властивості газу:

$$Pr = 0,7; \rho = 1 \text{ кг}/\text{м}^3; C_p = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \nu = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

**6.8.2** На повітряній моделі котла вивчалась тепловіддача для вимушеної течії і при різних швидкостях повітря були одержані такі дані:

$w_M, \text{ м}/\text{с}$	2	3,14	4,65	8,8
$\alpha_M, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	50,5	68,6	90,7	141,2

В моделі середня температура повітря  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , труби мають діаметр 14 мм. Отримати рівняння подібності у вигляді  $Nu = CRe^n$ .

**6.8.3** Трубкою діаметром 16 мм і довжиною 2,1 м тече гаряча вода, що віддає теплоту через стінку трубки середовищу, яке омиває трубку зовні. Витрата води через трубку  $0,0091 \text{ кг}/\text{с}$ ; температура води на вході  $87,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ; температура води на виході  $29 \text{ }^\circ\text{C}$ ; середня температура стінки  $15,3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити значення критеріїв  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$ , взявши як визначальну температуру середньоарифметичну температуру рідини. Коефіцієнт тепловіддачі віднести до середньоарифметичної різниці температур між водою і стінкою.

**6.8.4** Азот за температури  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  і абсолютного тиску  $10^6 \text{ Па}$  рухається в трубі зі швидкістю  $10 \text{ м}/\text{с}$ . Для дослідження гідродинамічного процесу побудована зменшена в 4 рази модель, де рухається вода з температурою  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити швидкість води в моделі.

**6.8.5** Трансформаторне масло з температурою  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  охолоджується, протікаючи зі швидкістю  $0,4 \text{ м}/\text{с}$  вздовж металевої плити, температура якої підтримується  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Знайти коефіцієнт тепловіддачі, якщо довжина плити в напрямку потоку  $500 \text{ мм}$ .

**6.8.6** Вода з початковою температурою  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  входить в горизонтальну трубу діаметром  $20 \times 1 \text{ мм}$  і охолоджується. Стінка труби має температуру



15 °С, витрата води 273 кг/год. Знайти довжину труби, на виході з якої вода буде мати температуру 30 °С.

**6.8.7** Розв'язати задачу 6.8.6, якщо воду замінити повітрям, витрату зменшити в 10 разів, а інші умови залишити без змін.

**6.8.8** Горизонтальним трубопроводом діаметром 55×2,5 мм рухається повітря зі швидкістю 4,6 м/с і температурою 95 °С. Температура стінки труби 60 °С. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від повітря до труби. У скільки разів зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо повітря замінити водою, що тече зі швидкістю 1,2 м/с, а інші умови залишити незмінними?

**6.8.9** Визначити підігрів рідини в трубі діаметром 10 мм і довжиною 1 м, якщо початкова температура рідини 20 °С, температура стінки труби 160 °С, а витрата рідини  $10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с. Теплофізичні властивості рідини:  $\rho=1100$  кг/м<sup>3</sup>;  $\mu=10^{-3}$  Па·с;  $C_p=4$  кДж/(кг·К);  $Pr=7$ .

**6.8.10** Визначити температуру стінки труби діаметром 20 мм і довжиною 4 м, в якій підігрівається рідина. Підігрів рідини становить 40 °С за початкової температури 20 °С. Витрата рідини  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, а фізичні властивості рідини мають такі значення:  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $\nu = 1,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $C_p = 4,5$  кДж/(кг·К);  $a = 0,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p/Pr_c = 1$ .

**6.8.11** Визначити необхідну довжину кільцевого каналу для підігріву рідини на 30 °С за початкової температури рідини 10 °С. Рідина тече зі швидкістю 3 м/с і підігрівається з боку зовнішньої труби. Температура грійної стінки 100 °С. Діаметри каналу 60/50 мм, показник  $\epsilon_\ell = 1$ .

Теплофізичні властивості рідини мають такі значення:

$$\rho = 900 \text{ кг/м}^3; \nu = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; C_p = 3 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); a = 1,22 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}.$$

**6.8.12** Визначити температуру води на виході зі змійовика, якщо температура її на вході 15 °С, а температура стінки 75 °С. Змійовик виготовлений з трубки діаметром 10 мм, кількість витків змійовика 5, діаметр витків 300 мм.

**6.8.13** Знайти середній коефіцієнт тепловіддачі в охолоднику повітря за поперечного обтікання пучка із восьми рядів труб з шаховим розташуванням. Зовнішній діаметр труб 16 мм, швидкість у вузькому перерізі пучка 15 м/с, середня температура повітря 160 °С. Взяти  $s_1=38$  мм,  $s_2=21$  мм.

**6.8.14** Розв'язати задачу 6.8.13 для коридорного пучка.

**6.8.15** Повітря з витратою 5 кг/с за середньої температури 300 °С проходить каналом довжиною 10 м і перерізом 800×400 мм. Знайти середній коефіцієнт тепловіддачі і тепловий потік, якщо середня температура стінки каналу 150 °С.

**6.8.16** Мідна шина круглого перерізу діаметром 15 мм охолоджується поперечним потоком сухого повітря з температурою 20 °С і швидкістю 1 м/с. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від поверхні шини до повітря і допустиму силу струму в шині за умови, що температура її поверхні не має

перевищувати 80 °С. Питомий електроопір шини 0,0175 Ом·мм<sup>2</sup>/м. Як зміниться коефіцієнт тепловіддачі і сила струму, якщо діаметр шини зменшити в 2 рази?

**6.8.17** По трубці діаметром 65/60 мм тече повітря із середньою температурою 150 °С, швидкість повітря 15 м/с. Визначити необхідну товщину ізоляції ( $\lambda_{із} = 0,2$  Вт/(м·К)), щоб теплові втрати не перевищували 100 Вт/м за температури поверхні ізоляції 40 °С.

**6.8.18** Вода зі швидкістю 0,1 м/с тече трубкою діаметром 4 мм і довжиною 600 мм. Температура стінки трубки 60 °С. Визначити температуру води на виході з трубки, якщо на вході температура води 10 °С.

**6.8.19** Вода з температурою 80/60 °С тече в кільцевому каналі теплообмінника типу «труба в трубі» з витратою 5,38 кг/с. Визначити коефіцієнт тепловіддачі, якщо середня температура тоншої труби 30 °С, а діаметри трубок 70/60 мм і 30/34 мм, відповідно.

**6.7.20** Повітря з швидкістю 8 м/с і середньою температурою 100 °С тече в міжтрубному просторі кожухотрубного ТА. Визначити коефіцієнт тепловіддачі, якщо діаметр трубок 24 мм, діаметр кожуха 1200 мм, а кількість трубок в пучку 600 штук.

## 6.9 Запитання для самоперевірки

1. Для чого в критеріальні рівняння вводять симплекс  $\left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$  ?
2. Як впливає на тепловіддачу за вимушеного руху форма поверхні?
3. Поясніть, чи можуть одночасно реалізуватися в'язкісний і в'язкісно-гравітаційний режими.
4. Поясніть, чи може реалізуватися в'язкісно-гравітаційний режим за турбулентного характеру руху теплоносія.
5. Поясніть, чи може реалізуватися в'язкісно-гравітаційний режим за перехідного характеру руху теплоносія.
6. Як впливає діаметр труби на тепловіддачу при поперечному обтіканні труб?
7. Як впливає кут атаки на тепловіддачу при поперечному обтіканні труб?
8. Що таке вторинна циркуляція теплоносія?
9. Поясніть, як збільшується тепловіддача при збільшенні діаметра витків змійовика.
10. Від якого пучка тепловіддача більша, від шахового чи від коридорного?

## 7 НЕСТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

### 7.1 Тіла з одновимірним температурним полем

Нестационарні теплові процеси супроводжуються не тільки зміною температурного поля з часом, але майже завжди пов'язані зі зміною ентальпії тіла, тобто з його нагріванням чи охолодженням.

В більшості нестационарних теплових процесів можна виділити три етапи, котрі характеризуються різними режимами, з яких нестационарними будуть лише два перших. На першому етапі поле температур в тілі визначається не тільки зміною теплового впливу, наприклад зміною температури навколишнього середовища, але і початковим розподілом температур в тілі  $T_0(x, y, z)$  за  $\tau = 0$ .

Оскільки початкове температурне поле в загальному випадку може бути довільним, то і тепловий режим на цьому першому етапі носить характер неупорядкованого процесу.

На другому етапі вплив початкового стану все більше і більше слабшає і далі протікання процесу визначається лише умовами на границі тіла, тобто настає режим упорядкованого процесу, який називають регулярним режимом.

Для більшості процесів характерний ще й третій етап, в якому температура тіла у всіх точках однакова і дорівнює температурі навколишнього середовища. Цей етап називають станом теплової рівноваги.

Диференціальне рівняння теплопровідності Фур'є–Кірхгофа у випадку нерухомого середовища і відсутності внутрішніх джерел теплоти

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t, \quad (7.1)$$

де  $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ ;

$\nabla^2$  – оператор Лапласа.

Рівняння встановлює залежність між температурою, часом і координатами тіла в елементарному об'ємі, тобто пов'язує часові і просторові зміни температури тіла.

Якщо задані форма і розміри тіла, а також його фізичні властивості ( $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$ ...), тобто геометричні і фізичні умови однозначності, то для розв'язання рівняння (7.1) необхідно задати ще початкові та граничні умови.

Теорія подібності дозволяє визначити, від яких безрозмірних параметрів залежить розв'язок рівняння (7.1).

Припустимо, що температура середовища  $t_p$ , яке оточує тіло, – величина стала. Введемо нову змінну

$$\vartheta = t - t_p, \quad (7.2)$$

яку прийнято називати надлишковою температурою.

Тоді диференціальне рівняння теплопровідності запишеться у вигляді

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = a \nabla^2 \vartheta. \quad (7.3)$$

Початкові умови: при  $\tau = 0$   $\vartheta = \vartheta_0(x, y, z)$ .

Використовуємо граничні умови 3-го роду

$$\vartheta_w = -\frac{\lambda}{\alpha} \left( \frac{\partial \vartheta}{\partial n} \right)_w, \quad (7.4)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності тіла;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі.

Якщо вважати, що  $\vartheta_0 = \text{const}$ , то рівняння (7.3) можна звести до безрозмірного вигляду, використовуючи як масштаб температур  $\vartheta_0$ , а як масштаб довжини – характерний розмір тіла  $\ell$ . Тоді  $\Theta = \vartheta / \vartheta_0$  – безрозмірна надлишкова температура,  $\bar{x} = x / \ell$ ;  $\bar{y} = y / \ell$ ;  $\bar{z} = z / \ell$  – безрозмірні лінійні розміри.

Безрозмірна надлишкова температура для осі симетрії тіла

$$\Theta_z = \frac{t_z - t_p}{t_0 - t_p}. \quad (7.5)$$

На поверхні тіла

$$\Theta_w = \frac{t_w - t_p}{t_0 - t_p}. \quad (7.6)$$

При використанні нових змінних рівняння (7.3) матиме вигляд

$$\vartheta_0 \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = a \frac{\vartheta_0}{\ell^2} \bar{\nabla}^2 \Theta, \quad (7.7)$$

де  $\bar{\nabla}^2$  – оператор Лапласа, записаний в системі безрозмірних координат.

Перетворимо вираз

$$\frac{\partial \Theta}{\partial (a\tau / \ell^2)} = \bar{\nabla}^2 \Theta. \quad (7.8)$$

Умови однозначності рівняння (7.6) мають вигляд:

- за  $\tau = 0$ ,  $\Theta = 1$ ;
- на границі тіла

$$\left( \frac{\partial \Theta}{\partial n} \right)_w = -\frac{\alpha \ell}{\lambda} \Theta_w. \quad (7.9)$$

Як видно, в рівняння (7.8) і граничні умови (7.9) входять визначальні критерії подібності: критерій теплової гомохронності Фур'є  $Fo = \frac{\alpha \tau}{\ell^2}$ , який характеризує відношення між часом протікання процесу і часом поширення температурної хвилі, і критерій подібності граничних умов 3-го роду Біо  $Bi = \frac{\alpha \ell}{\lambda}$ , який за своєю фізичною суттю є відношенням термічного опору теплопровідності стінки до термічного опору тепловіддачі на границі між тілом і навколишнім середовищем.

Критерії  $Fo$  і  $Bi$  є визначальними критеріями, а функція  $\Theta$  – обумовленою.

В нових змінних рівняння Фур'є–Кірхгофа має вигляд

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Fo} = \bar{\nabla}^2 \Theta, \quad (7.10)$$

а граничні умови 3-го роду

$$\Theta_w = -\frac{1}{Bi} \left( \frac{\partial \Theta}{\partial n} \right)_w. \quad (7.11)$$

Отже,

$$\Theta = f(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}, Fo, Bi). \quad (7.12)$$

Формула (7.12) означає, що безрозмірні температури двох тіл однакової форми, рівномірно нагрітих в початковий момент часу  $\tau = 0$ , в схожих точках простору і часу будуть однакові, якщо однакові їх критерії Біо.

Залежність (7.12) можна отримати як аналітично, так і за допомогою числових методів, вони подаються в вигляді таблиць або номограм. В додатках И і К подано приклади номограм для розрахунків процесів нагрівання і охолодження найпростіших тіл в середовищі з постійної температурою.

Номограми дозволяють визначати температуру поверхні і осі симетрії плит, пластин і циліндричних тіл, користуючись формулами (7.5), (7.6).

На практиці часто не можна скористатися розв'язками для тіл нескінченної довжини (пластина, циліндр) в силу того, що поздовжній розмір реального об'єкта (наприклад довжина циліндра) одного порядку з поперечним (його діаметром). В цих випадках задача неодновимірна.

Можна показати, що для ряду найпростіших тіл кінцевих розмірів розв'язок може бути отриманий комбінацією наявних розв'язків для тіл нескінченної протяжності. Для циліндра радіусом  $R$  і довжиною  $2\delta$  розв'язок знаходиться за формулою  $\Theta = \Theta_{\text{пл}} \cdot \Theta_{\text{цил}}$ , де  $\Theta_{\text{пл}}$  і  $\Theta_{\text{цил}}$  – розв'язки для пластини і циліндра, відповідно (рис. 7.1). Для паралелепіпеда з ребрами  $2\delta_1$ ,  $2\delta_2$  і  $2\delta_3$  безрозмірний розв'язок буде дорівнювати  $\Theta = \Theta_1 \cdot \Theta_2 \cdot \Theta_3$ , де  $\Theta_i$  – безрозмірний розв'язок відповідної задачі про нескінченну пластину товщиною  $2\delta_i$ . Побудова комбінованих рішень для тіл кінцевої протяжності, продемонстрована на прикладі завдання з граничними умовами 3-го роду, можлива і в завданнях з граничними умовами іншого роду. Отже, номограми типу поданих в додатках И і К для визначення температур найпростіших тіл в нестационарних процесах можна застосовувати до досить широкого кола неодновимірних задач.

Потрібно враховувати, що отримані з допомогою номограм розв'язки носять наближений характер, оскільки вони отримані в припущенні сталості коефіцієнта тепловіддачі по поверхні, незмінності теплофізичних властивостей тіла за температурою тощо.

Кількість теплоти, яку віддасть пластина за час від  $\tau = 0$  до  $\tau = \infty$  має дорівнювати зміні внутрішньої енергії пластини за період її повного охолодження (нагрівання)

$$Q' = 2\delta f \rho c (t_0 - t_p), \quad (7.13)$$

де  $f$  – площа поверхні тіла;

$\rho$  – густина тіла;

$c$  – теплоємність тіла.

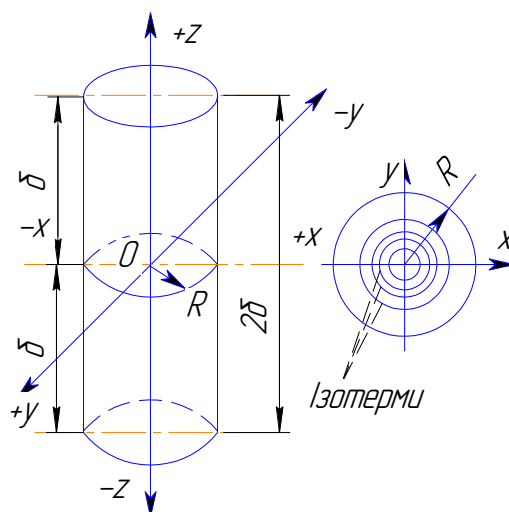


Рисунок 7.1 – До визначення температури тіл кінцевих розмірів

Номограми відношення  $Q_{\tau}/Q'$  для пластини і циліндра подані в додатках Л, М.

## 7.2 Регулярний тепловий режим

В регулярному тепловому режимі охолодження (нагрівання) у кожній точці тіла відносна швидкість зміни температури (темп охолодження) залишається постійною і не залежить від часу. Тут закон зміни температурного поля з часом набуває простого і універсального вигляду: логарифм надлишкової температури  $\vartheta = (t_c - t_p)$  тіла в будь-якій точці змінюється за лінійним законом

$$\ln \vartheta = -m\tau + C, \quad (7.14)$$

Температура змінюється з часом за експоненціальним законом

$$\vartheta = C \cdot e^{-m\tau}, \quad (7.15)$$

Величина  $m$ , [1/с] є додатним числом, що не залежить від координат і часу, характеризує інтенсивність охолодження (нагріву) та називається **темпом охолодження** (нагрівання)

$$m = \frac{\ln \vartheta' - \ln \vartheta''}{\tau'' - \tau'} = \frac{1}{\vartheta} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = \text{const}, \quad (7.16)$$

де  $\vartheta' = t_1 - t_p$  і  $\vartheta'' = t_2 - t_p$  – надлишкові температури в будь-якій точці тіла в моменти часу  $\tau_1$  і  $\tau_2$ .

Для регулярного теплового режиму характерні такі основні положення:

1. Основні співвідношення (7.14), що визначають настання регулярного режиму, виконуються не тільки для однорідних простих тіл, але також для будь-яких складних систем з різнорідних тіл, тобто явище регуляризації температурного поля носить загальний характер.

2. Темп охолодження  $m$  однорідного тіла для кінцевого значення коефіцієнта тепловіддачі пропорційний коефіцієнту тепловіддачі і площі охолодження та обернено пропорційний повній теплоємності  $C_v = c \cdot \rho \cdot V$  (перша теорема Кондратьєва)

$$m = \psi \frac{\alpha F}{\rho c V}, \quad (7.17)$$

де  $F$  і  $V$  – площа поверхні і об'єм тіла, відповідно;

$\psi$  – параметр нерівномірності розподілу температури в тілі.

$$\psi = (B^2 + 1,44B + 1)^{-0,5}, \quad (7.18)$$

де  $B = \frac{\alpha FK}{\lambda V}$  – модернізована форма числа Біо;

$K$  – коефіцієнт форми тіла,  $m^2$ .

Величина  $\psi$  є відношенням середньої по поверхні надлишкової температури  $\vartheta_F$  і середньої за об'ємом  $\vartheta_V$ , тобто  $\psi = \vartheta_F / \vartheta_V$ .

Це відношення протягом всього періоду регулярного режиму залишається сталим і залежить від умов процесу на поверхні тіла:

за  $Bi < 0,1$   $\psi = 1$  (середні температури по поверхні і в об'ємі тіла однакові);

за  $Bi > 100$   $\psi = 0$  (температура поверхні тіла рівна температурі навколишнього середовища).

3. За  $\alpha \rightarrow \infty$  (за високої інтенсивності тепловіддачі) значення  $m_\infty$  для однорідних тіл пропорційне коефіцієнту температуропровідності а матеріалу

$$m = \frac{a}{K}. \quad (7.19)$$

Коефіцієнт форми тіла для різних тіл:

– для нескінченної пластини  $K = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{2\delta}\right)^2}$ ;

– для кулі  $K = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{r_0}\right)^2}$ ;

– для циліндра кінцевої довжини  $K = \frac{1}{\left(\frac{2,405}{r_0}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2}$ ;

– для паралелепіпеда зі сторонами (a, b, c)  $K = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{c}\right)^2}$ .



### 7.3 Приклади розв'язання задач

**7.4.1** Сталева плита товщиною  $2\delta = 200$  мм з початковою температурою  $T_0 = 955$  К опущена в масляну ванну (температуру масла взято постійною і такою, що дорівнює  $T_c = 355$  К). Вважаючи коефіцієнт тепловіддачі постійним ( $\alpha = 40$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), визначити температуру в площі симетрії і на поверхні плити через 24 хвилини і через 1 годину. Залежністю теплофізичних властивостей сталі від температури знехтувати.

#### Розв'язання

Нехтуючи в першому наближенні залежністю теплофізичних властивостей сталі від температури, візьмемо в розглянутому інтервалі температур  $\lambda = 40$  Вт/(м·К) і  $a = 0,05$  м<sup>2</sup>/год. Тоді значення визначальних критеріїв  $Fo$  і  $Bi$  будуть

$$Fo_1 = \frac{a \cdot \tau_1}{\delta^2} = \frac{5 \cdot 10^{-2} \cdot 24}{0,1^2 \cdot 60} = 2,$$

$$Fo_2 = \frac{a \cdot \tau_2}{\delta^2} = \frac{5 \cdot 10^{-2} \cdot 60}{0,1^2 \cdot 60} = 5,$$

$$Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda} = \frac{40 \cdot 0,1}{40} = 0,1.$$

Користуючись номограмами з додатка И, а, б, знаходимо:

– через 24 хвилини

$$\vartheta_z = \frac{t_z - t_c}{t_0 - t_c} = 0,85; \quad \vartheta_w = \frac{t_w - t_c}{t_0 - t_c} = 0,81,$$

де  $\vartheta_z$  – безрозмірна температура в площині симетрії, а  $\vartheta_w$  – на поверхні пластини;

– через 1 годину  $\vartheta_z = \frac{t_z - t_c}{t_0 - t_c} = 0,66; \quad \vartheta_w = \frac{t_w - t_c}{t_0 - t_c} = 0,62, \quad .$

Отже, через 24 хвилини температура в площині симетрії плити буде

$$T_z = 0,85(T_0 - T_c) + T_c = 0,85 \cdot (955 - 355) + 355 = 865 \text{ К},$$

а на поверхні

$$T_w = 0,81 \cdot 600 + 355 = 841\text{K}.$$

Через 1 год відповідні температури будуть

$$T_z = 0,85(T_0 - T_c) + T_c = 0,66 \cdot (955 - 355) + 355 = 751\text{K},$$

а на поверхні

$$T_w = 0,62 \cdot 600 + 355 = 727\text{K}.$$

**7.4.2** В експериментальній установці для визначення коефіцієнта теплопровідності матеріалу методом регулярного теплового режиму матеріал знаходиться в циліндричному калориметрі діаметром 50 мм і висотою 70 мм. Різниця температур між матеріалом і охолоджувальною рідиною  $\vartheta = t_m - t_p$ . Охолодження в термостаті нагрітого калориметра з матеріалом дало такі результати ( $Bi > 100$ ).

Час, хв	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\vartheta = t_m - t_p$	242	235	198	151	112	83	61	45	33	25	19

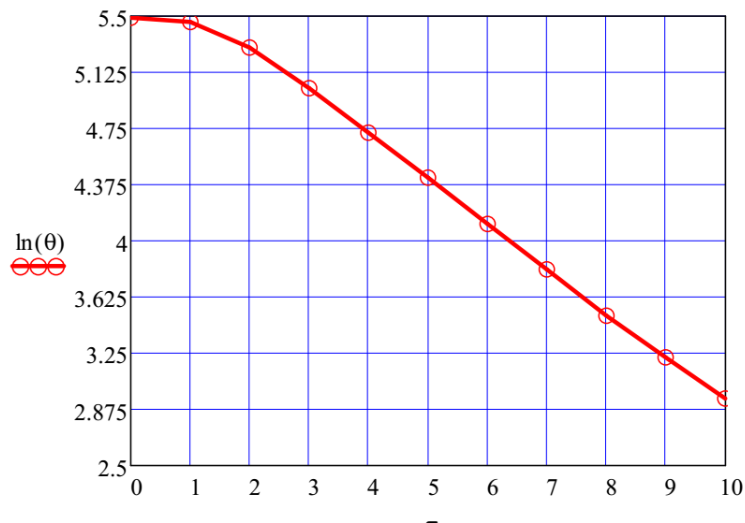
Визначити коефіцієнт теплопровідності матеріалу.

### Розв'язання

Коефіцієнт форми для циліндра кінцевої довжини

$$K = \frac{1}{\left(\frac{2,405}{r_0}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2} = \frac{1}{\left(\frac{2,405}{0,025}\right)^2 + \left(\frac{3,14}{0,07}\right)^2} = 8,88 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Для визначення початку регулярного теплового режиму будемо графік  $\ln \vartheta = f(\tau)$ .



З графіка видно, що регулярний тепловий режим стабілізується після 3 хвилин охолодження. Виберемо  $\tau'' = 10$  хв;  $\tau' = 5$  хв.

Темп охолодження

$$m = \frac{\ln \vartheta' - \ln \vartheta''}{\tau'' - \tau'} = \frac{4,419 - 2,944}{(10 - 5) \cdot 60} = 4,917 \cdot 10^{-3} \left( \frac{1}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт температуропровідності

$$a = m \cdot K = 4,917 \cdot 10^{-3} \cdot 8,88 \cdot 10^{-5} = 0,44 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right).$$

## 7.4 Завдання для самостійної роботи

**7.4.1** У великій ємності охолоджується вертикальна пластина шириною 3 м і висотою 2 м, її температура 90 °С. Середня температура води 40 °С. Знайти теплоту, яка передається воді. Променистий тепловий потік не враховувати.

**7.4.2** У великій ємності охолоджується вертикальний циліндр діаметром 800 мм і висотою 2 м, його температура 90 °С. Середня температура води 40 °С. Знайти теплоту, яка передається воді. Променистий тепловий потік не враховувати.

**7.4.3** Визначити температуру в площі симетрії і на поверхні мідної плити через 15 хвилин і через 1 годину, якщо плита товщиною  $2\delta = 400$  мм з початковою температурою  $T_0 = 1000$  К опущена у воду (температуру води взяти постійною і такою, що дорівнює  $T_c = 350$  К). Коефіцієнт тепловіддачі вважати постійним ( $\alpha = 200$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), Залежністю теплофізичних властивостей міді від температури знехтувати.

**7.4.4** Яку мінімальну товщину має мати стінка дозвукового сопла для того, щоб за 5 секунд роботи двигуна температура поверхні, що омивається продуктами згоряння,  $T_c = 2500$  К, не перевищила допустимої  $T_w = 1300$  К. (Стінку розглядати як плоску пластину, відведенням тепла із зовнішньої поверхні сопла знехтувати;  $\alpha = 1000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\lambda = 30$  Вт/(м·К),  $a = 0,05$  м<sup>2</sup>/с; початкова температура стінок  $T_0 = 300$  К).

**7.4.5** На повітрі охолоджується вертикальна пластина шириною 3 м і висотою 2 м, її температура 90 °С. Середня температура повітря 40 °С. Знайти теплоту, яка передається повітрю. Променистий тепловий потік не враховувати.

**7.4.6** На повітрі охолоджується вертикальний циліндр діаметром 800 мм і висотою 2 м, його температура 90 °С. Середня температура повітря 40 °С. Знайти теплоту, яка передається повітрю. Променистий тепловий потік не враховувати.

**7.4.7** Визначити температуру в центрі і на поверхні сталевого циліндра діаметром  $d = 300$  мм і довжиною  $\ell = 600$  мм через годину після внесення його в піч. Початкова температура циліндра  $t_c = 20$  °С, температура в печі  $t_p = 1920$  °С,  $\alpha = 232$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\lambda = 35$  Вт/(м·К),  $c = 680$  Дж/(кг·К),  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>.

**7.4.8** Внутрішня частина огорожі промислової печі виконана з вогнетривкого матеріалу (шамотної цегли), а зовнішня – з теплової ізоляції. Товщина шамотної цегли  $\delta = 250$  мм. Її фізичні властивості:  $\lambda = 1,6$  Вт/(м·К),  $a = 3,5 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с. Температура шамотної цегли і температура в печі  $t_0 = 20$  °С. Знайдіть температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь шамотної цегли через 10 год після того, як температура газів в печі стрибком зросте до 1000 °С. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки  $\alpha = 32$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Умовно вважайте, що через зовнішню поверхню шамотної цегли тепловий потік відсутній.

**7.4.9** В піч з температурою газів  $t_p = 800$  °С поміщений довгий сталевий вал діаметром 120 мм. Фізичні властивості сталі:  $\lambda = 42$  Вт/(м·К),  $a = 1,22 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с. Початкова температура вала  $t_0 = 30$  °С. В процесі нагрівання вала  $\alpha = 140$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Визначте час, протягом якого температура на осі вала стане 780 °С.

**7.4.10** Початкова температура листа сталі (його товщина 10 мм)  $t_0 = 100$  °С. Фізичні властивості сталі:  $\lambda = 45$  Вт/(м·К),  $c = 460$  Дж/(кг·К),  $\rho = 7900$  кг/м<sup>3</sup>. Знайдіть температуру листа через 1 хвилину після початку охолодження в повітрі. Для повітря  $\alpha = 8$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Температура навколишнього середовища  $t_p = 20$  °С.

**7.4.11** Розв'язати задачу 7.4.10 якщо лист охолоджується не в повітрі, а у воді. Для води  $\alpha = 500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**7.4.12** Сталева болванка циліндричної форми діаметром 80 мм і довжиною 160 мм в початковий момент часу була рівномірно нагріта до температури 800 °С. Болванка охолоджується на повітрі з температурою 30 °С. Визначити температуру в центрі болванки і на середині торцевої поверхні через 30 хвилин охолодження. Теплопровідність сталі  $\lambda = 23,3$  Вт/(м·К), коефіцієнт температуропровідності  $a = 6,11 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha = 118$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**7.4.13** За умовами задачі 7.4.12 визначити температуру в центрі болванки і на середині торцевої поверхні, якщо її розміри збільшити в два рази.

**7.4.14** Цегляна стіна товщиною  $2\delta = 500$  мм обома поверхнями стикається зі середовищем, що має постійну температуру 18 °С. Коефіцієнти теплопровідності, температуропровідності і густина матеріалу відповідно дорівнюють  $\lambda = 0,7$  Вт/(м·К),  $a = 0,647 \cdot 10^{-6}$ ,  $\rho = 1700$  кг/м<sup>3</sup>. Як зміниться температура на поверхні і всередині стіни протягом 1 години, якщо температура середовища раптово знизиться до 8 °С? Коефіцієнт тепловіддачі з поверхні стіни залишається величиною постійною і дорівнює  $\alpha = 7$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**Зауваження.** В завданні число  $Fo < 0,3$ , тому для знаходження температури не можна обмежитися тільки першим членом ряду.

**7.4.15** Визначити проміжок часу, після якого лист сталі, прогрітий до температури  $t_0 = 500\text{ }^\circ\text{C}$ , поміщений в повітря, температура якого  $t_p = 20\text{ }^\circ\text{C}$ , набуде температури, яка відрізняється від температури навколишнього середовища не більше ніж на 1%. Товщина листа  $2\delta = 20\text{ мм}$ , коефіцієнт теплопровідності сталі  $\lambda = 45\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ , теплоємність  $c = 460\text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ , густина сталі  $\rho = 7900\text{ кг/м}^3$ . Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні листа до навколишнього повітря  $\alpha = 35\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ .

**Зауваження.** Оскільки в задачі  $Bi \ll 0,1$  то температуру по перерізу пластини можна вважати однаковою і скористатися формулою  $\vartheta = \exp(-Bi \cdot Fo)$ .

**7.4.16** Визначити темп охолодження тіла, яке має на початку процесу ( $\tau = 0$ ) температуру  $t_0 = 210\text{ }^\circ\text{C}$ . Тіло поміщене в середовище з постійною температурою  $t_p = 195\text{ }^\circ\text{C}$ . Результати вимірювання надлишкової температури з часом в поділках шкали гальванометра подано нижче.

$\tau$ , хв	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
Кількість поділок	330	300	281	262	245	230	214	200	187	175	165	155	145	131,5	129

**7.4.17** Визначити коефіцієнт тепловіддачі за вільної конвекції від поверхні кулі до повітря. Куля діаметром 60 мм виготовлена із сталі і в період регулярного теплового режиму мала темп охолодження  $m = 16,7 \cdot 10^{-5}\text{ (1/с)}$ . Параметр нерівномірності розподілу температури в тілі взяти таким, що дорівнює одиниці. Теплоємність сталі  $c = 460\text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ , густина сталі  $\rho = 7900\text{ кг/м}^3$ .

**7.4.18** З матеріалу виготовили калориметр в вигляді кулі діаметром 120 мм з повною теплоємністю 28,5 Дж/К, охолодження якого в термостаті з високим коефіцієнтом тепловіддачі ( $Bi > 100$ ) показало такі результати:

Час, с	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18
$\vartheta = t - t_p$ , $^\circ\text{C}$	61,5	59,7	54,6	47,9	42,1	36,6	32,1	27,9	24,5	21,5

Знайти коефіцієнт теплопровідності матеріалу.

## 7.5 Запитання для самоперевірки

1. Які розмірності коефіцієнтів температуропровідності і теплопровідності?
2. Поясніть, чи достатньо знати умови однозначності, щоб описати процес зміни температурного поля в твердому тілі?
3. Поясніть, чи достатньо знати диференціальне рівняння теплопровідності, щоб визначити температурне поле в твердому тілі (в будь-який точці і в будь-який момент часу)?

4. Як часто початкові умови виражаються в вигляді  $\tau_0 = \text{const}$ ?
5. Запишіть граничні умови I роду на поверхні кулі?
6. Поясніть, як залежить від характеру граничних умов вид формули, отриманої після розв'язання диференціального рівняння теплопровідності, яка описує температурне поле?
7. Поясніть, чи правильно, що безрозмірна координата  $X$  стає «нульовою» в центрі пластини товщиною  $2\delta$ ?
8. Запишіть лінійні розміри, що входять до складу числа Фур'є для пластини і для циліндра.
9. Як змінюється безрозмірна температура в режимі нагрівання і в режимі охолодження?
10. Як за діаграмами виду  $\vartheta = \Phi(Bi, Fo)$  для циліндра визначити безрозмірну температуру в будь-якій точці необмеженого циліндра?

## 8 ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

### 8.1 Види теплообмінних апаратів

Теплообмінними апаратами (надалі ТА) називаються апарати для передачі теплоти від більш нагрітого теплоносія до іншого менш нагрітого.

Теплообмінники як самостійні агрегати або частини інших апаратів і пристроїв широко застосовуються в промисловості, тому що проведення технологічних процесів в більшості випадків супроводжується виділенням або поглинанням теплоти.

За принципом роботи ТА можна розділити на такі групи:

- регенеративні, в яких одна і та сама поверхня нагріву омивається то гарячим, то холодним теплоносієм. При протіканні гарячої рідини теплота сприймається стінками апарата і в них акумулюється, при протіканні холодної рідини ця акумульована теплота нею сприймається. Прикладом таких апаратів є регенератори мартенівських і склоплавильних печей тощо;
- змішувальні, в яких процес теплопередачі відбувається шляхом безпосереднього дотику і змішування гарячого і холодного теплоносіїв. В цьому випадку теплопередача протікає одночасно з масообміном. Прикладом таких теплообмінників є баштові охолоджувачі (градирні), скрубери, парові бойлери;
- рекуперативні (рис. 8.1), в яких теплота від гарячого теплоносія до холодного передається через стінку, що їх розділяє. Прикладом таких апаратів є парогенератори, підігрівники, конденсатори, радіатори.

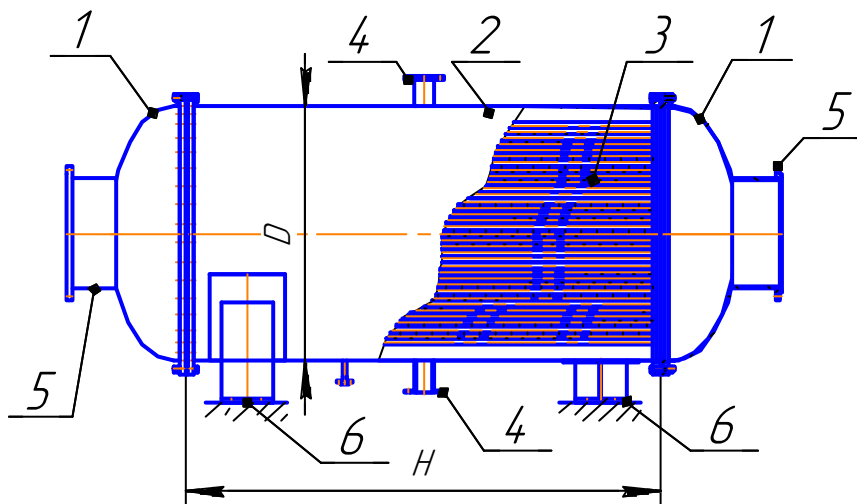


Рисунок 8.1 – Кожухотрубний теплообмінний апарат  
1 – кришки, 2 – кожух, 3 – труби,  
4 – штуцери входу/виходу одного з теплоносіїв,  
5 – штуцери входу/виходу іншого теплоносія, 6 – опори

Однак, незалежно від групи, до якої ТА відносяться, призначення в них одне – передача теплоти від гарячого середовища до холодного. Тому основні положення теплового розрахунку для всіх видів ТА є однаковими.

Тепловий розрахунок ТА буває двох видів – **конструктивний і перевірний**. В конструктивному розрахунку визначається необхідна потужність (**Q**) ТА і площа поверхні (**F**), необхідна для передачі визначеної теплової потужності. Метою перевірного розрахунку є встановлення режиму роботи ТА і визначення кінцевих температур теплоносіїв ( $t_1''$ ,  $t_2''$ ).

Теплоносій, який віддає теплоту, як правило, позначають цифрою «1» і називають грійним або «гарячим». Теплоносій, який приймає теплоту температури, позначають цифрою «2» і називають нагріваним або «холодним».

Основою обох видів розрахунків є рівняння теплопередачі і рівняння теплового балансу ТА.

### 8.2 Рівняння теплопередачі

$$Q = kF\Delta t, \quad (8.1)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

$F$  – площа теплообміну,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta t$  – температурний напір,  $^{\circ}\text{C}$ .

### 8.3 Рівняння теплового балансу

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'), \quad (8.2)$$

де  $G_1$ ,  $G_2$  – масові витрати відповідно гарячого і холодного теплоносіїв,  $\text{кг/с}$ ;

$c_{p1}$ ,  $c_{p2}$  – масові ізобарні теплоємності теплоносіїв,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$t_1'$ ,  $t_1''$  – температури грійного теплоносія на вході і виході з ТА,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_2'$ ,  $t_2''$  – температури нагріваного теплоносія на вході і виході з ТА,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії ТА.

Рівняння теплового балансу можна записати через об'ємні витрати теплоносіїв

$$Q = V_1 C' p_1 (t_1' - t_1'') \eta = V_2 C' p_2 (t_2'' - t_2'), \quad (8.3)$$

де  $V_1$ ,  $V_2$  – об'ємні витрати відповідно гарячого і холодного теплоносіїв,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;



$C'_{p1}, C'_{p2}$  – об'ємні ізобарні теплоємності теплоносіїв,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$ ,

або через їх водяні еквіваленти

$$Q = W_1(t'_1 - t''_1)\eta = W_2(t''_2 - t'_2) = W_1\delta t_1 = W_2\delta t_2, \quad (8.4)$$

де  $W = G \cdot c_p = V \cdot C'_p$  – водяний еквівалент,  $\frac{\text{Вт}}{\text{К}}$ .

З рівняння (8.4) можна зробити висновок, що відношення водяних еквівалентів обернено пропорційне відношенню різниць температур теплоносіїв на вході і виході з ТА

$$\frac{W_1}{W_2} = \eta \frac{\delta t_2}{\delta t_1}. \quad (8.5)$$

### 8.4 Температурний напір

Температури теплоносіїв із протіканням вздовж поверхонь нагріву в ТА змінюються, причому характер їх зміни залежить від схеми їхнього руху і від відношення водяних еквівалентів. Якщо в ТА «гарячий» і «холодний» теплоносії течуть паралельно в одному напрямку, така схема руху називається прямотечією (рис. 8.2, а). Якщо паралельно в протилежних напрямках – протитечією (рис. 8.2, б). Якщо середовища протікають в перекресних напрямках – перехресною течією (рис. 8.2, в). Існує досить багато різних схем взаємного руху теплоносіїв (рис. 8.2, г–е), їх називають змішаними. Найвигіднішою є схема з протитечією, а найменш вигідною – схема з прямотечією. Всі змішані схеми за тепловою ефективністю знаходяться між ними.

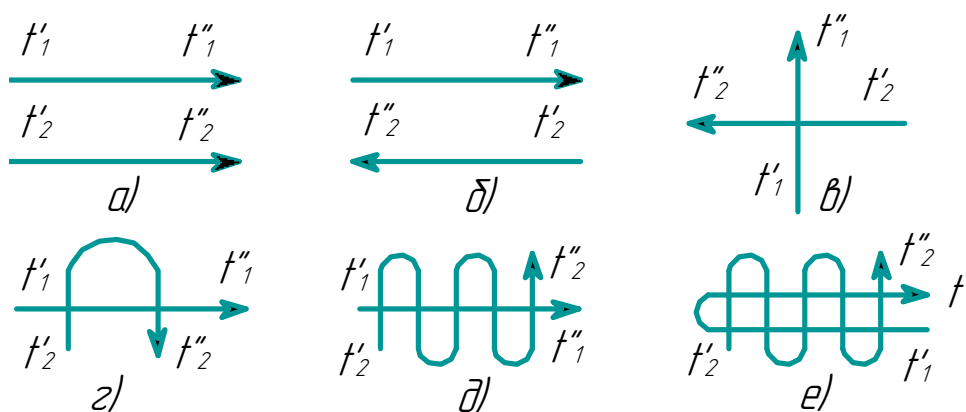


Рисунок 8.2 – Деякі варіанти схем руху теплоносіїв в ТА

Схема руху теплоносіїв в ТА вибирається, як правило, виходячи з технологічних потреб обладнання.

Різниця температур між теплоносіями в ТА, яка враховує схему їх взаємного руху, називається температурним напором. Враховуючи схему руху в ТА розраховують більший і менший температурні напори між теплоносіями і визначають середньологарифмічний температурний напір

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)}, \quad (8.6)$$

де  $\Delta t_{\text{б}}$  і  $\Delta t_{\text{м}}$  – відповідно більший і менший температурний напір між теплоносіями, °С.

Для прямиотечії і протитечії формули для розрахунку температурних навантажень дещо відрізняються.

#### 8.4.1 Прямотечія

Схему взаємного руху теплоносіїв за прямиотечії показано на рис. 8.3. Як видно з рисунка, теплоносії входять в ТА з одного боку і рухаються в однакову сторону.

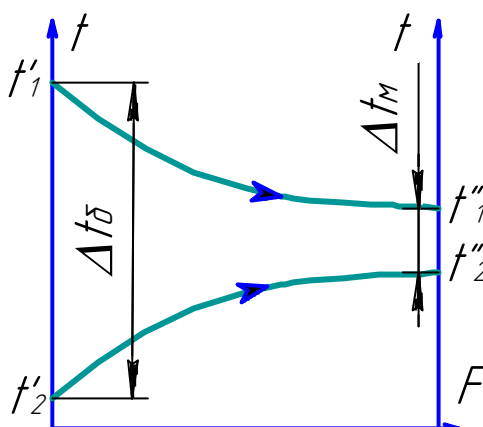


Рисунок 8.3 – Схема руху теплоносіїв за прямиотечії

Температурні навантаження за прямиотечії

$$\begin{cases} \Delta t_{\text{б}} = t'_1 - t'_2 \\ \Delta t_{\text{м}} = t''_1 - t''_2 \end{cases} \quad (8.7)$$

#### 8.4.2 Протитечія

Схеми взаємного руху теплоносіїв за протитечії показано на рис. 8.4. Як видно з рисунка, теплоносії входять в ТА з різних боків і рухаються в протилежні сторони.

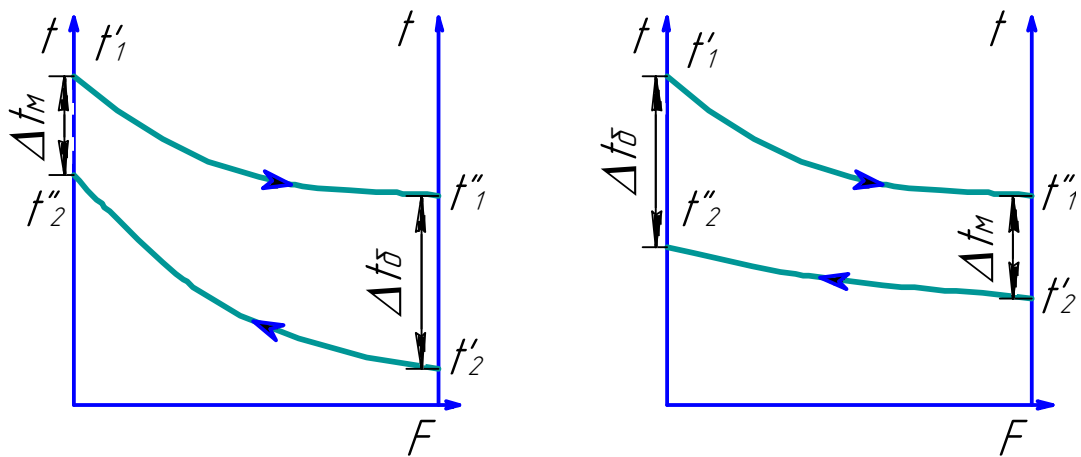


Рисунок 8.4 – Схеми руху теплоносіїв за протитечії

### Температурні навантаження за протитечії

$$\begin{cases} \Delta t_{\square} = t'_1 - t''_2 \\ \Delta t_{\square} = t''_1 - t'_2 \end{cases} \quad (8.8)$$

Як видно з рис. 8.4, варіантів визначення температурних напорів може бути два і вони залежать від витрат і теплоємностей теплоносіїв. Тому за протитечії спочатку визначають температурні напори, а потім призначають їм індекси «б» – більший температурний напір між теплоносіями чи «м» – менший температурний напір між теплоносіями.

За протитечії може бути випадок (як правило, коли витрати теплоносіїв і їх теплоємності близькі між собою), коли температурні напори між теплоносіями відрізняються не значно, або навіть однакові (рис. 8.5). Тоді користуються формулою для середньоарифметичного температурного напору

$$\Delta t_{\text{ар}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (8.9)$$

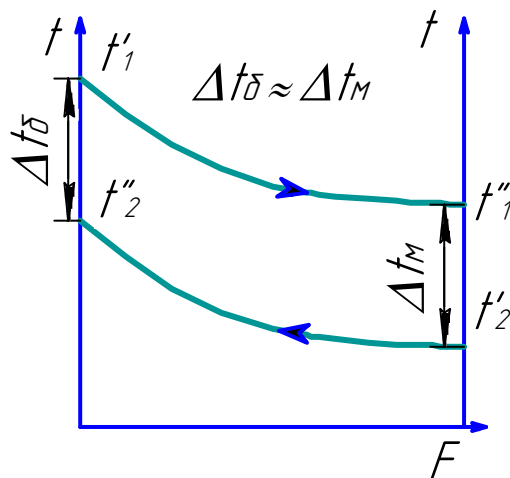


Рисунок 8.5 – До формули середньоарифметичного температурного напору

Середньоарифметичний температурний напір завжди більший від середньологарифмічного, але за відношення  $\frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 1,7$  вони відрізняються менше ніж на 3%, що повністю задовольняє точність технічних розрахунків.

### 8.4.3 Змішані схеми руху теплоносіїв

Для змішаних схем руху теплоносіїв температурний напір визначають за формулою для протитоку, але вводять поправку  $\varepsilon_{\Delta t}$

$$\bar{\Delta t}_{\text{пер}} = \varepsilon_{\Delta t, \text{пер}} \cdot \bar{\Delta t}_{\text{прот}}, \quad (8.10)$$

яку визначають за відповідними графіками (додаток Н), за допомогою допоміжних величин Р і R

$$\begin{aligned} P &= \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t'}, \\ R &= \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}. \end{aligned} \quad (8.11)$$

Після визначення поправки і температурного напору для заданої схеми руху теплоносіїв подальші розрахунки такі самі, як і для протитечії.

## 8.5 Приклади розв'язання задач

**8.5.1** В теплообміннику з шаховим розташуванням сталевих труб в пучку по трубах діаметром 28/24 мм тече грійна вода з швидкістю 1,4 м/с. Температура води на вході 90 °С, а на виході 25 °С. Повітря з швидкістю 14 м/с рухається в міжтрубному просторі і підігрівається на 30 °С. Кількість труб – 100, кількість рядів труб – 10. Визначити площу теплообміну, якщо температура вхідного повітря 10 °С, відстань між трубами в ряду 20 мм, а між рядами труб – 24 мм. Рух теплоносіїв протитечійний.

### Розв'язання

Визначальна температура для води

$$\bar{t}_B = \frac{t_B' + t_B''}{2} = \frac{90 + 25}{2} = 57,5 \text{ °С.}$$

Для цієї температури з додатка А знаходимо теплофізичні властивості води

$$\nu = 0,478 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right);$$

$$\lambda = 0,659 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right);$$

$$\text{Pr} = 2,98; \text{Pr}_c = 7,02;$$

$$\rho = 988 \left( \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right);$$

$$\lambda_{\text{ст}} = 50 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right);$$

$$C_p = 4,176 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right).$$

Критерій Рейнольдса для води

$$\text{Re}_b = \frac{\omega \cdot \ell^*}{\nu} = \frac{1,4 \cdot 24 \cdot 10^{-3}}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 70292 \text{ – турбулентний режим руху.}$$

Критеріальне рівняння

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}_b^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = 0,023 \cdot 70292^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \left( \frac{2,98}{7,02} \right)^{0,25} = 224.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води

$$\alpha_b = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\ell^*} = \frac{224 \cdot 0,659}{0,024} = 6150 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Визначальна температура для повітря

$$\bar{t}_n = \frac{t'_n + t''_n}{2} = \frac{10 + 40}{2} = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для цієї температури з додатка В знаходимо теплофізичні характеристики повітря

$$\nu = 15,5 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right);$$

$$\lambda = 2,63 \cdot 10^{-3} \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right);$$

$$\text{Pr} = 0,702.$$

Критерій Рейнольдса для повітря

$$Re_n = \frac{\omega \cdot \ell^*}{\nu} = \frac{14 \cdot 28 \cdot 10^{-3}}{15,5 \cdot 10^{-6}} = 25290$$

Критеріальне рівняння

$$Nu = C Re^n Pr^{0,33} \varepsilon_c \varepsilon_z.$$

$$C = 0,035 \cdot (S_1/S_2)^{0,2} = 0,035 \cdot (20/24)^{0,2} = 0,034; n = 0,6.$$

поправки:

$$\varepsilon_c = (S_1/S_2)^{1/6} = (20/24)^{1/6} = 0,97;$$

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon_{z1} + \varepsilon_{z2} + (z-2)}{z} = \frac{0,6 + 0,7 + (10-2)}{10} = 0,93.$$

Критерій Нуссельта

$$Nu = 0,4 \cdot 25290^{0,6} \cdot 0,702^{0,33} \cdot 0,97 \cdot 0,93 = 140.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до повітря

$$\alpha_n = \frac{Nu \cdot \lambda}{\ell^*} = \frac{140 \cdot 2,63 \cdot 10^{-3}}{0,028} = 13,2 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n}} = \frac{1}{\frac{1}{6150} + \frac{0,002}{50} + \frac{1}{13,2}} = 13,16 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Масова витрата води

$$G = \omega \cdot f_{\text{ж}} \cdot \rho = \omega \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n \cdot \rho = 1,4 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,024^2}{4} \cdot 100 \cdot 988 = 250 \left( \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Теплова потужність

$$Q = G \cdot C_p \cdot (t'_B - t''_B) = 250 \cdot 4,176 \cdot (90 - 25) = 67860 \text{ кВт}.$$

Температурний напір

$$\begin{aligned}t'_B &\rightarrow t''_B & \Delta t_{\bar{6}} &= t'_B - t''_B = 90 - 40 = 50; \\t''_B &\leftarrow t'_B & \Delta t_M &= t''_B - t'_B = 25 - 10 = 15;\end{aligned}$$

$$\Delta t_{\text{лог}}^{\Leftrightarrow} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_M}\right)} = \frac{50 - 15}{\ln\left(\frac{50}{15}\right)} = 29,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Площа поверхні теплообміну

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{67860}{13,16 \cdot 29,2} = 176,6 \text{ (м}^2\text{)}.$$

**8.5.2** Трубчастий економайзер має 600 сталевих трубок діаметром 36/30 мм, по яких рухається вода з витратою 2880 т/год, яка підігрівається відхідними газами, що рухаються протитечією в міжтрубному просторі зі швидкістю 10 м/с і охолоджуються від 280 до 140 °С. Фізичні характеристики відхідних газів:  $\nu = 32,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda = 4,01 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ,  $Pr = 0,67$ . Температура води на вході в економайзер 15 °С, а її підігрів становить 50 °С. Визначити площу поверхні теплообміну.

### Розв'язання

**Дано:**  $n=600$ ;  $d_2/d_1=36/30 \text{ мм}$ ;  $G_2 = 2880 \text{ т/ГОД}$ ;  $\omega_1 = 10 \text{ м/с}$ ;

$$t'_1 = 280 \text{ } ^\circ\text{C}; t''_1 = 140 \text{ } ^\circ\text{C}; t'_2 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}; \Delta t_2 = 50 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\nu_1 = 32,8 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); \lambda_1 = 4,01 \cdot 10^{-2} \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); Pr_1 = 0,67.$$

**Знайти**  $F$  – ?

Температура води на виході з ТА

$$t''_2 = t'_2 + \Delta t_2 = 15 + 50 = 65 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

З довідкового матеріалу визначимо теплофізичні характеристики води для визначальної температури

$$\bar{t}_B = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{15 + 65}{2} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\nu_2 = 0,478 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); \lambda_2 = 0,659 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \text{Pr} = 2,98;$$

$$\rho_2 = 992,2 \left( \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right); C_{p2} = 4,174 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right);$$

$$\text{теплопровідність сталі } \lambda = 50 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right)$$

Критерій Рейнольдса для відхідних газів

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_2}{\nu_2} = \frac{10 \cdot 0,036}{32,8 \cdot 10^{-6}} = 10975 \rightarrow \text{турбулентний рух.}$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,43} = 0,021 \cdot 10975^{0,8} \cdot 0,67^{0,43} = 30.$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони відхідних газів

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_2} = \frac{30 \cdot 4,01 \cdot 10^{-2}}{0,038} = 31,6 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Площа живого перерізу для води

$$f_2 = \frac{n \cdot \pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{600 \cdot 4,14 \cdot 0,03^2}{4} = 0,559 \left( \text{м}^2 \right).$$

Швидкість води

$$\omega_2 = \frac{G_2}{f_2 \cdot \rho_2} = \frac{2880 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,559 \cdot 992,2} = 1,44 \left( \frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Критерій Рейнольдса для води

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_1}{\nu_2} = \frac{1,44 \cdot 0,03}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 90376 \rightarrow \text{турбулентний рух.}$$



Критерій Нуссельта

$$\text{Nu}_2 = 0,023 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c}\right)^{0,33} = 0,023 \cdot 90376^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \cdot \left(\frac{2,98}{0,67}\right)^{0,33} = 555.$$

Коефіцієнт тепловіддачі для води

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_1} = \frac{555 \cdot 0,659}{0,03} = 12191 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right).$$

Виконуємо перевірку

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{36}{30} = 1,2 \leq 1,4 \text{ – можна застосовувати формулу для плоских стінок.}$$

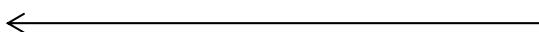
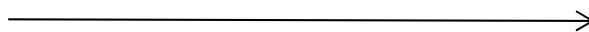
Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{31,6} + \frac{0,003}{50} + \frac{1}{12191}} = 31,45 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right).$$

Потужність ТА

$$Q = G_2 C_{p2} \Delta t_2 = \frac{2880 \cdot 10^3}{3600} \cdot 4,174 \cdot 50 = 166960 \text{ кВт.}$$

Температурний напір для протитечії



Більший і менший температурний напір

$$\Delta t_6 = t_1' - t_2'' = 280 - 65 = 215^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2' = 140 - 15 = 125^\circ\text{C};$$

Перевірка на придатність формули

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \frac{215}{125} = 1,72.$$

Середньологарифмічний температурний напір

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}\right)} = \frac{215 - 125}{\ln\left(\frac{215}{125}\right)} = 166,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Площа поверхні теплообміну

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{166960}{31,45 \cdot 166,7} = 31,8 \text{ (м}^2\text{)}.$$

**8.5.3** Визначити поверхню нагріву водо-водяного підігрівника типу труба в трубі. Грійна вода з витратою 2160 кг/год і початковою температурою 145 °С тече в кільцевому каналі, який утворений трубами з діаметрами 52/48 і 33/30 мм. Нагрівана вода з витратою 3240 кг/год підігрівається у внутрішній трубі від 18 °С до 69 °С. Втрати теплоти у зовнішнє середовище становлять 5%, теплопровідність матеріалу труб  $\lambda=50$  Вт/(м·К), рух води протитечійний (рис. 8.6).

**Дано:**  $G_1 = 2160 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ ,  $t'_1 = 145 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\frac{d_2}{d_1} = \frac{52}{48}$ ;  $\frac{d_3}{d_4} = \frac{33}{30} \text{ мм}$ ,  $G_2 = 3240 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ ,  
 $t'_2 = 69 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\Delta Q = 5\%$ ,  $\lambda = 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ .

**Визначити:** F

**Розв'язання**

Визначальна температура для нагріваного теплоносія

$$\bar{t}_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{69 + 18}{2} = 43,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

Характеристики нагріваного теплоносія (додаток А) за визначальної температури  $\bar{t}_2$

$$\lambda_2 = 0,633 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right), \rho_2 = 992 \left( \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right), \nu_2 = 0,659 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right), \text{Pr}_2 = 4,4,$$

$$\text{Pr}_{c2} = 1,75. \text{Cp}_2 = 4,175 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$$

З рівняння теплового балансу визначимо температуру охолодження грійної води і потужність ТА

$$Q = G_1 \cdot \text{Cp}_1 \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot \eta = G_2 \cdot \text{Cp}_2 \cdot (t''_2 - t'_2),$$

$$Q = \frac{3240}{3600} \cdot 4,175 \cdot (69 - 18) = 192 \text{ (кВт)},,$$

$$t''_1 = \frac{t'_1 - Q}{\eta \cdot G_1 \cdot \text{Cp}_1} = 145 - \frac{192000 \cdot 3600}{(1 - 0,05) \cdot 2160 \cdot 4190} = 64,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Характеристики грійного теплоносія (додаток А) за визначальної температури  $t$

$$t_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{145 + 64,6}{2} = 104,8 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\lambda_1 = 0,683 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right), \rho_1 = 956 \left( \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right), \nu_1 = 0,295 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right), \text{Pr}_1 = 1,75,$$

$$\text{Pr}_{c1} = 4,4,$$

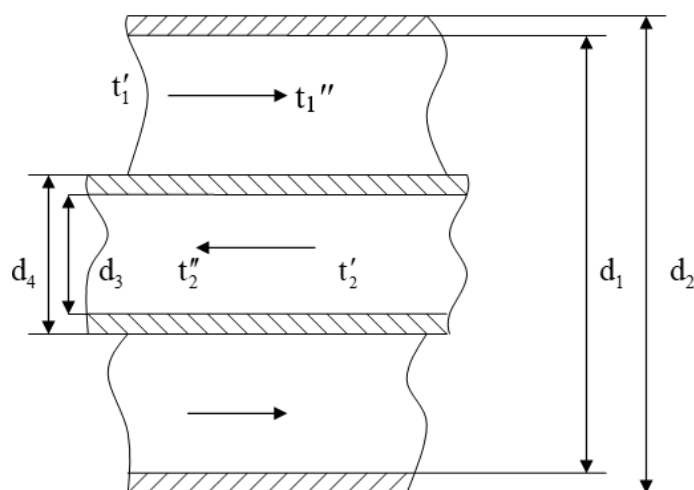


Рисунок 8.6 – До задачі 8.4.3

Площі для проходження теплоносіїв

$$f_1 = \frac{\pi(d_1^2 - d_3^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot \left[ (48 \cdot 10^{-3})^2 - (33 \cdot 10^{-3})^2 \right]}{4} = 9,5 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)},$$
$$f_2 = \frac{\pi d_4^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 7 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Швидкості теплоносіїв

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho_1 + f_1} = \frac{2160}{3600 \cdot 956 \cdot 9,5 \cdot 10^{-4}} = 0,66 \left( \frac{\text{м}}{\text{с}} \right),$$
$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2} = \frac{3240}{3600 \cdot 992 \cdot 7 \cdot 10^{-4}} = 1,3 \left( \frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_e}{\nu_1} = \frac{\omega_1 \cdot (d_1 - d_3)}{\nu_1} = \frac{0,66 \cdot (48 - 33) \cdot 10^{-3}}{0,295 \cdot 10^{-6}} = 33559 \rightarrow$$

турбулентний рух.

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_4}{\nu_2} = \frac{1,3 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 59180 \rightarrow \text{турбулентний рух.}$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu}_1 = 0,023 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,4} \cdot \left( \frac{d_1}{d_3} \right)^{0,45} = 0,023 \cdot 33559^{0,8} \cdot 1,75^{0,4} \cdot \left( \frac{48}{33} \right)^{0,45} = 142,$$

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 59180^{0,8} \cdot 4,4^{0,43} \cdot \left( \frac{4,4}{1,75} \right)^{0,25} = 329.$$

Коефіцієнти тепловіддачі

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_e} = \frac{142 \cdot 0,683}{(48 - 33) \cdot 10^{-3}} = 6465 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right),$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_4} = \frac{329 \cdot 0,633}{30 \cdot 10^{-3}} = 6942 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6465} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{6942}} = 3042 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Температурний напір

$$t'_1 \rightarrow t''_1 \quad \Delta t_B = t'_1 - t''_2 = 145 - 69 = 76 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t''_2 \leftarrow t'_2 \quad \Delta t_M = t''_1 - t'_2 = 64,6 - 18 = 46,6 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{ЛОГ}} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \left( \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M} \right)} = \frac{76 - 46,6}{\ln \left( \frac{76}{46,6} \right)} = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

З рівняння теплопередачі визначимо площу теплообміну

$$Q = kF\Delta t \Rightarrow F = \frac{Q}{n \cdot \Delta t} = \frac{192 \cdot 10^3}{3042 \cdot 60} = 1,05 \text{ (м}^2\text{)}.$$

## 8.6 Завдання для самостійної роботи

**8.6.1** В кожухотрубному теплообміннику діаметр латунних трубок, кількість яких 10 штук, становить 20/16 мм, а внутрішній діаметр кожуха 600 мм. По трубках тече грійна вода з вхідною температурою 95 °С, яка охолоджується на 60 °С. Нагрівана вода тече в міжтрубному просторі з витратою 4 т/год і підігрівається від 5 до 40 °С. Визначити площу теплообміну. Рух теплоносіїв прототечійний.

**8.6.2** В теплообміннику-пастеризаторі з нержавіючої сталі 100 труб діаметром 22/20 мм. По трубах рухається вода з витратою 500 кг/год. Температура води 100 °С на вході і 60 °С на виході з ТА. В міжтрубному просторі рухається молоко з вхідною температурою 15 °С і вихідною 85 °С. Діаметр кожуха 1,2 м. Визначити довжину труб, необхідну для пастеризації молока, якщо рух протитечійний, а швидкість молока 0,9 м/с.

**8.6.3** До якої температури можна підігріти повітря відхідними газами, якщо їх витрата в протитечійному теплообміннику типу «труба в трубі» становить 3 м<sup>3</sup>/хв, а температура 300 °С на вході і 150 °С на виході? Діаметри трубок 30/28 і 60/54 мм, відповідно, довжина 5 метрів. Температура

повітря на вході 10 °С, його швидкість 5 м/с. Температурний напір взяти як середньоарифметичний.

**8.6.4** Кожухотрубний теплообмінник має 30 сталевих труб діаметром 30/26 мм, по яких тече вода з витратою 36 кг/год. Температура води на вході 10 °С, на виході – 70 °С. В міжтрубному просторі протитечією рухається повітря з швидкістю 7 м/с, температурою на вході 230 °С і на виході 170 °С. Визначити потужність ТА і площу теплообміну, якщо діаметр кожуха 500 мм.

**8.6.5** Плоский теплообмінник виготовлений з алюмінію. Розміри пластин 600×1000×2 мм. По одному ходу ТА рухається охолодна вода зі швидкістю 2 м/с і початковою температурою 15 °С, а по другому – відхідні гази з витратою 5 кг/с і швидкістю 15 м/с. Температура газів на вході 300 °С і на виході 180 °С, відповідно. Визначити можливу потужність ТА і необхідну площу теплообміну для протитечійного руху теплоносіїв. Витрата води 3 кг/с.

**8.6.6** Грійна вода з витратою 800 кг/год тече у кільцевому каналі протитечійного мідного водо-водяного підігрівника типу труба в трубі, що утворений трубами з діаметром 86/80 і 58/52 мм. Нагрівана вода з такою самою витратою підігрівається у внутрішній трубі від 35 до 75 °С. Температура грійної води на вході 140 °С. Визначити довжину труб.

**8.6.7** Визначити потужність і необхідну поверхню ТА, якщо в трубах повітропідігрівника системи повітряного опалення з діаметром 42/38 мм тече грійна вода з витратою 27 т/год, температура якої змінюється від 150 до 85 °С. Кількість труб – 600. В міжтрубному просторі з витратою 24000 м<sup>3</sup>/год рухається повітря, яке підігрівається від 10 °С. Теплопровідність матеріалу труб  $\lambda=55$  Вт/(м·К), рух теплоносіїв протитечійний. Діаметр кожуха 1,5 м.

**8.6.8** Визначити загальну довжину труб, якщо температура вхідного повітря в теплообміннику з коридорним розташуванням сталевих труб 10 °С, відстань між трубами в ряду 20 мм, а між рядами труб – 24 мм. В пучку по трубах діаметром 28/24 мм тече грійна вода з швидкістю 1,4 м/с. Температура води на вході 90 °С, а на виході – 25 °С. Повітря зі швидкістю 14 м/с рухається в міжтрубному просторі і підігрівається на 30 °С. Кількість труб – 500, число рядів труб – 5. Рух теплоносіїв протитечійний.

**8.6.9** Повітря з початковою температурою 70 °С охолоджується в трубах кондиціонера. Діаметр труб 33/30 мм. Потужність кондиціонера 200 кВт. Охолодна вода тече в міжтрубному просторі зі швидкістю 0,9 м/с і підігрівається від 5 до 10 °С. Рух теплоносіїв протитечійний, теплопровідність труб  $\lambda=50$  Вт/(м·К), швидкість повітря 14 м/с. Визначити довжину труб, якщо їх 100 штук.

**8.6.10** В змійовиковому теплообміннику діаметр мідної трубки 36/32 мм, діаметр витка 500 мм, а кількість витків 20. В трубці тече вода, яка охолоджується від 80 °С до 20 °С з витратою 80 кг/хв. Охолодна вода

тече між витками з швидкістю 1,3 м/с, її температура на вході 5 °С. Визначити можливу кінцеву температуру підігріву охолодної води. Рух теплоносіїв протитечійний. Температурний напір взяти як середньоарифметичний, за визначальну температуру охолодної води взяти її температуру на вході в теплообмінник.

**8.6.11** В теплообміннику типу «труба в трубі» діаметри сталевих трубок відповідно 100/92 і 36/34 мм. У внутрішній трубі тече грійна вода під тиском, що виключає кипіння з витратою 0,4 кг/с, яка охолоджується від 160 до 70 °С. В кільцевому каналі рухається повітря з витратою 3 м<sup>3</sup>/с, яке підігрівається від 10 °С. Визначити можливу кінцеву температуру підігріву повітря і необхідну для цього довжину труб. Рух протитечійний, об'ємна теплоємність повітря 1,36 кДж/(м<sup>3</sup>·К).

### 8.7 Запитання для самоперевірки

1. Який температурний напір більший – для протитечії чи для перехресної течії?
2. Чи може коефіцієнт теплопередачі бути більшим від меншого з коефіцієнтів тепловіддачі?
3. Для чого застосовують рекуперативні ТА?
4. Поясніть, чи можна електричний бойлер назвати теплообмінником?
5. Що таке більший і менший температурний напір між теплоносіями?
6. Поясніть, чи можуть більший і менший температурний напір бути однаковими?
7. В якому випадку температура нагріваного теплоносія на виході з ТА бути більшою, ніж температура грійного на виході?
8. Поясніть, чи може температура нагріваного теплоносія на виході з ТА бути більшою, ніж температура грійного на вході?
9. Через яку поверхню відбувається теплопередача в теплообмінному апараті типу «труба в трубі»?
10. Через яку поверхню відбувається теплопередача в кожухотрубному теплообмінному апараті?

## ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Исаченко В. П. Теплопередача / Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел С. А. – М. : Высшая школа, 1969. – 440 с.
2. Чепурний М. М. Тепломасообмін в прикладах і задачах : навчальний посібник / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 128 с.
3. Співак О. Ю. Тепломасообмін. Лабораторний практикум. : навчальний посібник / О. Ю. Співак, М. М. Чепурний. – Вінниця : ВНТУ, 2009. – 105 с.
4. Лабай В. Й. Тепломасообмін / Лабай В. Й. – Львів : Тріада Плюс, 2004. – 258 с.
5. Беляев И. М. Основы теплопередачи / Беляев И. М. – К. : Высшая школа, 1989. – 370 с.
6. Чепурний М. М. Застосування теорії подібності для розв'язання задач тепломасообміну : навч. посібник / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Бужинський В. В. – Вінниця, ВДТУ, 2001. – 111 с.
7. Краснощеков Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М. : Энергия, 1980. – 286 с.
8. Алабовский А. Н. Техническая термодинамика и теплопередача / А. Н. Алабовский, И. А. Недужий. – К. : Выща школа, 1990. – 255 с.
9. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с.
10. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / Кутателадзе С. С. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.
11. Галин Н. М. Тепломассообмен (в ядерной энергетике) / Н. М. Галин, Н. М. Кирилов. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 376 с.
12. Авчухов В. В. Задачник по процессам тепломассообмена / В. В. Авчухов, Б. Я. Паюсте. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.
13. Погорелов А. І. Тепломасообмін / Погорелов А. І. – Львів : Новий Світ, 2006. – 144 с.
14. Данилова Г. Н. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности / Г. Н. Данилова, М. Г. Филаткин. – М. : Агропромиздат, 1986. – 288 с.



## **ДОДАТКИ**

**Додаток А**  
**Теплофізичні властивості води на лінії насичення**

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$ Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	h, кДж/ кг	$C_p$ , кДж/ (кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/ (м·К)	$a \cdot 10^8$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	$\sigma \cdot 10^4$ , Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,000	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,7	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	875,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	15,8	288,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,9	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,6	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,1	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,4	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,7	528,0	1761,5	13,98	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,5	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

**Додаток Б**  
**Теплофізичні властивості водяної пари на лінії насичення**

$t, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^5, \text{ бар}$	$\rho'', \text{ кг/м}^3$	$h'', \text{ кДж/кг}$	$g, \text{ кДж/кг}$	$C_p, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$a \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$Pr$
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	11,46	1,09
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,0580	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	10,79	0,0386	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	0,166	11,1

**Додаток В**  
**Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального**  
**атмосферного тиску**

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/кг·К	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/м·К	$a \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Н·с/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
-50	1,548	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	44,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

## Додаток Г

### Термодинамічні властивості вологого повітря

Таблиця Г.1

$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{п}}, \text{Па}$	$d'' , \text{г/кг}$	$c_p, \text{кДж/} /(\text{кг}\cdot\text{K})$	$c_p, \text{кДж/} /(\text{кг}\cdot\text{K})$	$i_c, \text{кДж/кг}$	$i''_{\text{п}}, \text{кДж/кг}$	$i' , \text{кДж/кг}$	$\rho_{\text{с}}, \text{кг/м}^3$
-25	62,795	0,3908	1,006	1,0067	-25,15	0,9591	-24,19	1,405
-24	69,461	0,4324	1,006	1,0068	-24,14	1,062	-23,08	1,399
-23	76,794	0,4780	1,006	1,0069	-23,14	1,175	-21,96	1,394
-22	84,793	0,5279	1,006	1,0069	-22,13	1,298	-20,83	1,388
-21	93,459	0,5818	1,006	1,0071	-21,13	1,432	-19,69	1,383
-20	102,925	0,6408	1,006	1,0072	-20,12	1,579	-18,54	1,377
-19	113,324	0,7057	1,006	1,0073	-19,11	1,740	-17,37	1,372
-18	124,656	0,7763	1,006	1,0075	-18,11	1,915	-16,19	1,366
-17	136,922	0,8528	1,006	1,0076	-17,10	2,106	-15,00	1,361
-16	150,387	0,9368	1,006	1,0078	-16,10	2,315	-13,78	1,356
-15	165,053	1,028	1,006	1,0079	-15,09	2,542	-12,55	1,351
-14	180,918	1,127	1,006	1,0081	-14,08	2,789	-11,30	1,345
-13	198,117	1,235	1,006	1,0083	-13,08	3,059	-10,02	1,340
-12	216,915	1,352	1,006	1,0085	-12,07	3,351	-8,72	1,335
-11	237,313	1,480	1,006	1,0088	-11,07	3,671	-7,40	1,330
-10	259,445	1,618	1,006	1,0090	-10,06	4,016	-6,04	1,325
-9	283,309	1,767	1,006	1,0093	-9,05	4,390	-4,66	1,320
-8	309,440	1,931	1,006	1,0096	-8,05	4,800	-3,25	1,315
-7	337,571	2,107	1,006	1,0099	-7,04	5,242	-1,80	1,310
-6	368,102	2,298	1,006	1,0103	-6,04	5,722	-0,31	1,305
-5	401,033	2,504	1,006	1,0107	-5,03	6,239	1,21	1,300
-4	436,763	2,729	1,006	1,0111	-4,02	6,805	2,78	1,295
-3	475,426	2,971	1,006	1,0116	-3,02	7,414	4,40	1,290
-2	517,156	3,233	1,006	1,0120	-2,01	8,074	6,06	1,286
-1	562,086	3,516	1,006	1,0126	-1,01	8,787	7,78	1,281
0	610,8	3,823	1,006	1,0131	0	9,561	9,56	1,276
1	656,6	4,111	1,006	1,0127	1,01	10,289	11,30	1,272
2	705,4	4,419	1,006	1,0143	2,01	11,068	13,08	1,267
3	757,5	4,748	1,006	1,0149	3,02	11,901	14,92	1,262
4	812,9	5,098	1,006	1,0155	4,02	12,788	16,81	1,258
5	871,8	5,470	1,006	1,0162	5,03	13,732	18,76	1,253
6	934,6	5,868	1,006	1,0170	6,04	14,742	20,78	1,249
7	1001,2	6,290	1,006	1,0178	7,04	15,814	22,86	1,244
8	1072,1	6,741	1,006	1,0186	8,05	16,960	25,01	1,240
9	1147,3	7,219	1,006	1,0195	9,05	18,176	27,23	1,236
10	1227,1	7,727	1,006	1,0205	10,06	19,470	29,53	1,231

Продовження таблиці Г.1

$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{п}}, \text{Па}$	$d'', \text{г/кг}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$i_c, \text{кДж/кг}$	$i''_{\text{п}}, \text{кДж/кг}$	$i', \text{кДж/кг}$	$\rho_c, \text{кг/м}^3$
11	1311,8	8,268	1,006	1,0215	11,07	20,848	31,93	1,227
12	1401,5	8,841	1,006	1,0225	12,07	22,310	34,38	1,223
13	1496,7	9,451	1,006	1,0237	13,08	23,867	36,95	1,218
14	1597,4	10,097	1,006	1,0249	14,08	25,517	39,60	1,214
15	1704,1	10,783	1,006	1,0268	15,09	27,271	42,36	1,210
16	1817,0	11,511	1,006	1,0275	16,10	29,133	45,23	1,206
17	1936,4	12,282	1,006	1,0290	17,10	31,108	48,21	1,201
18	2062,6	13,100	1,006	1,0305	18,11	33,204	51,31	1,197
19	2196,0	13,966	1,006	1,0322	19,11	35,425	54,54	1,193
20	2336,8	14,883	1,006	1,0339	20,12	37,779	57,90	1,189
21	2485,5	15,854	1,006	1,0357	21,13	40,273	61,40	1,185
22	2642,4	16,882	1,0061	1,0379	22,13	42,916	65,05	1,181
23	2807,9	17,970	1,0061	1,0398	23,14	45,716	68,86	1,177
24	2982,4	19,121	1,0061	1,0416	24,15	48,680	72,83	1,173
25	3166,3	20,338	1,0061	1,0435	25,15	51,816	76,97	1,169
26	3360,0	21,626	1,0061	1,0472	26,16	55,138	81,30	1,165
27	3563,9	22,987	1,0061	1,0491	27,16	58,651	85,82	1,161
28	3778,5	24,425	1,0061	1,0510	28,17	62,366	90,54	1,158
29	4004,3	25,946	1,0062	1,0548	29,18	66,298	95,48	1,154
30	4241,7	27,552	1,0062	1,0586	30,19	70,453	100,64	1,150
31	4491,3	29,250	1,0062	1,0604	31,19	74,850	106,04	1,146
32	4753,6	31,043	1,0062	1,0642	32,20	79,496	111,69	1,142
33	5029,0	32,937	1,0063	1,0680	33,21	84,408	117,61	1,139
34	5318,2	34,927	1,0063	1,0718	34,21	89,599	123,81	1,135
35	5621,7	37,050	1,0063	1,0755	35,22	95,087	130,31	1,131
36	5940,1	39,281	1,0063	1,0792	36,23	100,886	137,11	1,128
37	6274,0	41,637	1,0064	1,0849	37,24	107,015	144,25	1,124
38	6624,0	44,124	1,0064	1,0883	38,24	113,49	151,73	1,120
39	6990,7	46,750	1,0064	1,093	39,25	120,33	159,58	1,117

**Додаток Д**  
**Теплофізичні властивості димових газів**

(B=760 мм рт.ст.  $\approx 0,01 \cdot 10^5$  Па;  $\bar{p}(\text{CO}_2) = 0,13$ ;  $\bar{p}(\text{H}_2\text{O}) = 0,11$ ;  $\bar{p}(\text{N}_2) = 0,76$ )

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,310	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

**Додаток Е**  
**Теплофізичні властивості мастильних матеріалів**

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$a \cdot 10^8$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , 1/К	Pr
10	886,4	1,620	0,111	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,110	22,5	7,55	6,9	298
30	874,2	1,729	0,1092	14,7	7,27	6,95	202
40	868,2	1,787	0,1089	10,3	7,03	7,0	146
50	862,1	1,846	0,108	7,58	6,80	7,05	111
60	856,0	1,905	0,107	5,78	6,58	7,1	87,8
70	850,0	1,963	0,106	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	6,16	7,2	59,3
90	837,8	2,095	0,1046	3,03	6,00	7,25	50,5
100	831,8	2,140	0,1038	2,56	5,83	7,3	43,9
110	825,7	2,200	0,103	2,2	5,66	7,35	38,8
120	819,0	2,250	0,1022	1,92	5,33	7,4	34,9

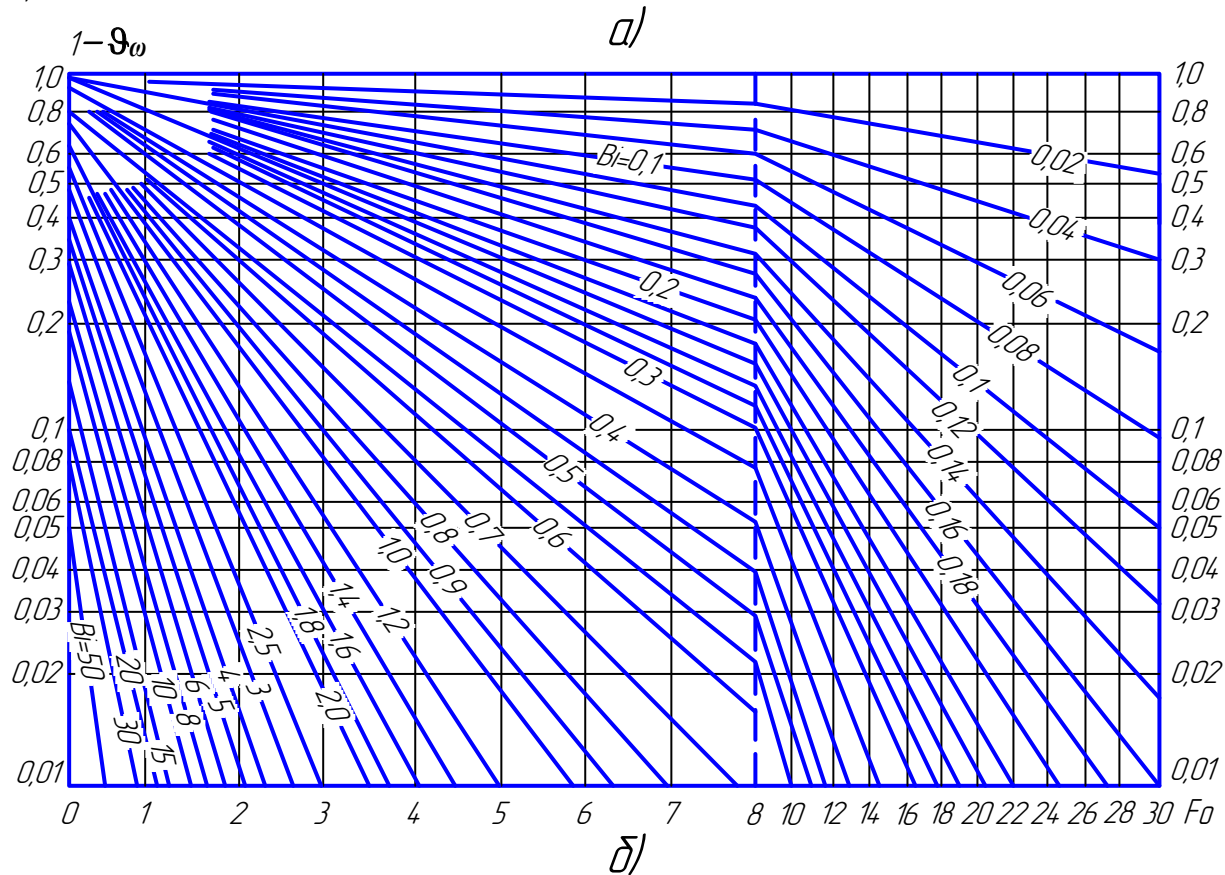
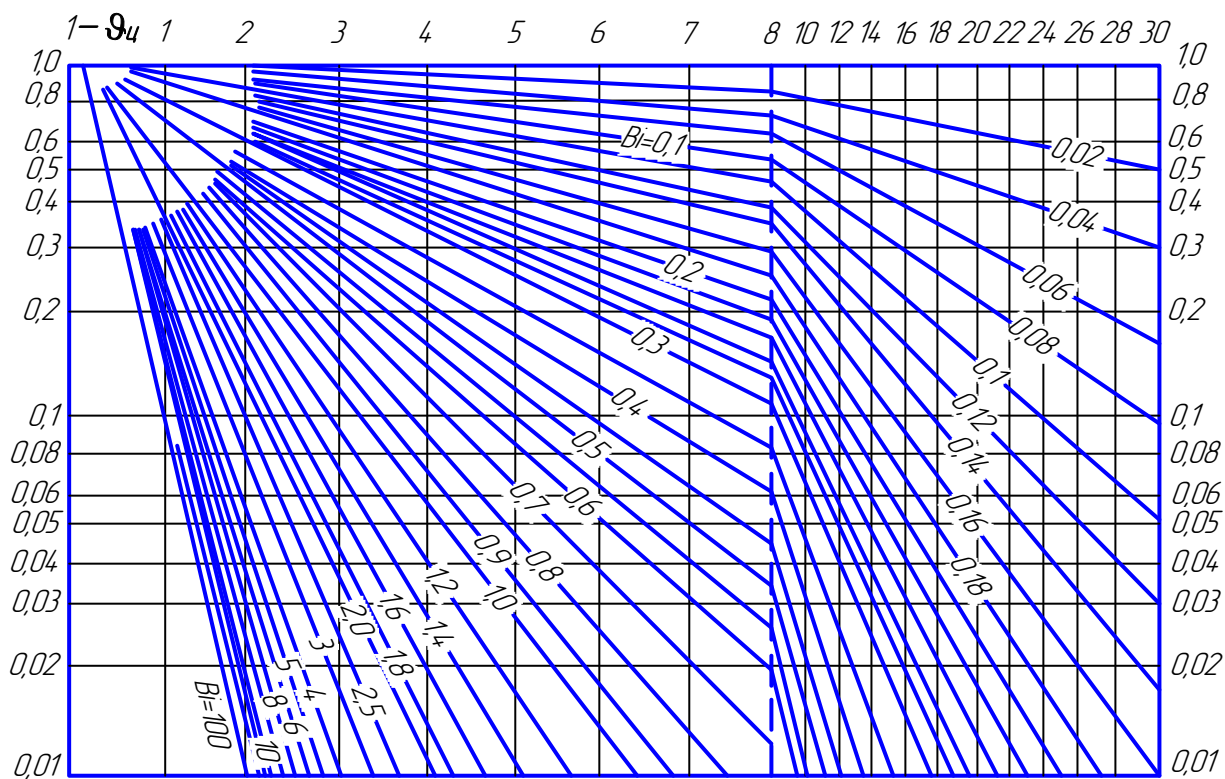
**Додаток Ж**  
**Коефіцієнт теплопровідності твердих матеріалів**

Матеріал	$\lambda$ , Вт/(м·К)
Алюміній	204
Альфоль	0,135
Азбест	0,116
Азбозурит	0,19
Базальт	3,5
Бакеліт	0,23
Бетон	1,28
Бронза	64
Блок газобетонний	0,15
Блок керамічний поризований	0,2
Вата мінеральна	0,052
Вермикуліт	0,064
Гіпсокартон	0,15
Гума	0,16
Діатоміт молотий	0,2
Цегла діатомітова	0,8
Цегла динасова	0,35
Цегла червона	0,76
Цегла силікатна	0,82
Цегла шамотна	1,14
Латунь	93
Лід	2,23
Масляний шар забруднень	0,15
Мідь	384
Накип	1,75
Новоазбозурит	0,175
Пінобетон	0,24
Пінопласт	0,042
Пінополістирол	0,038
Піношамот	0,29
Пінополіуритан	0,029
Поліетилен	0,29
Пористі відкладення, просякнуті нафтопродуктами	0,1
Пробкові плити	0,047
Іржа	1,15
Сажа	0,09
Сніг ущільнений	0,46
Совеліт	0,09
Сосна впоперек волокон	0,151
Сталь вуглецева	45
Сталь нержавіюча	18
Скловата	0,047
Скло звичайне	0,745
Чавун	90
Шлаковата	0,16
Фарфор	1,04

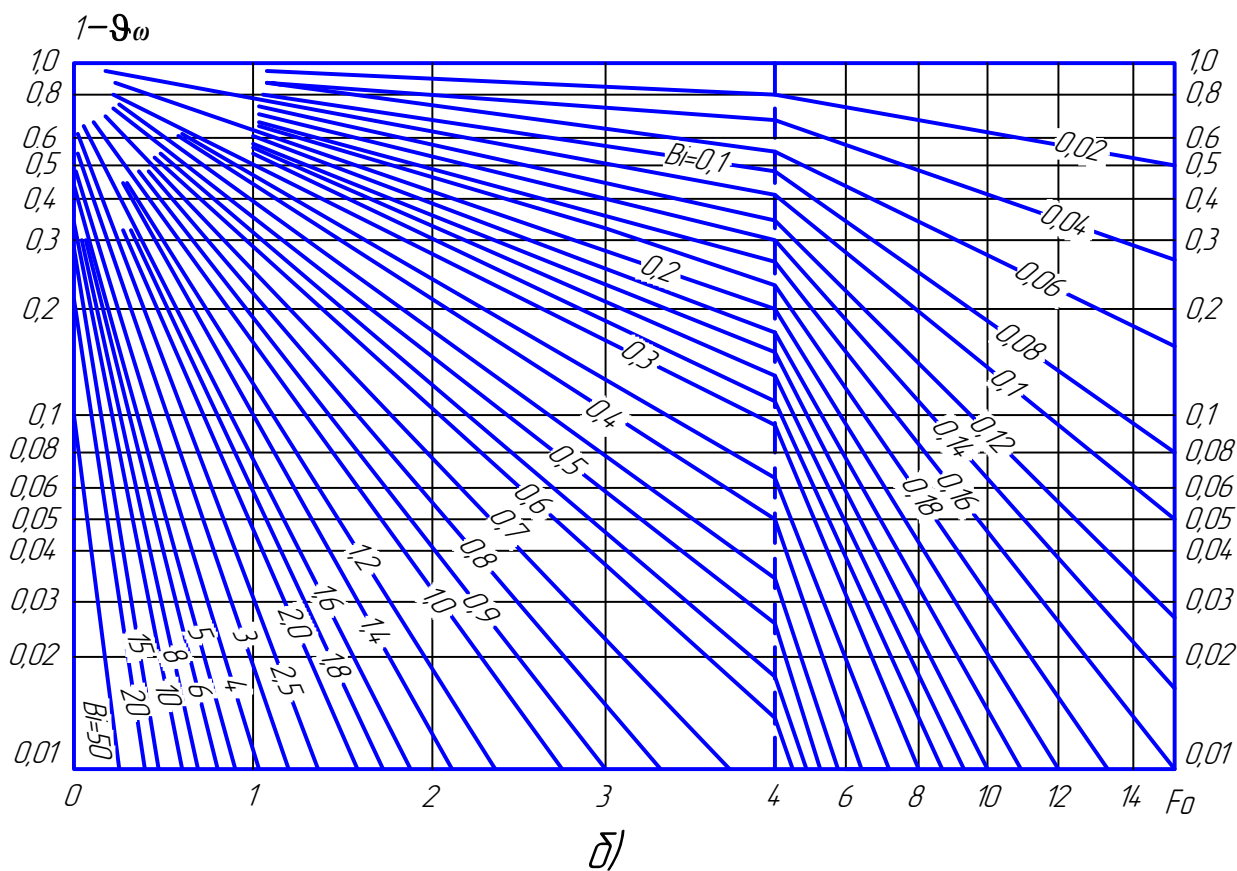
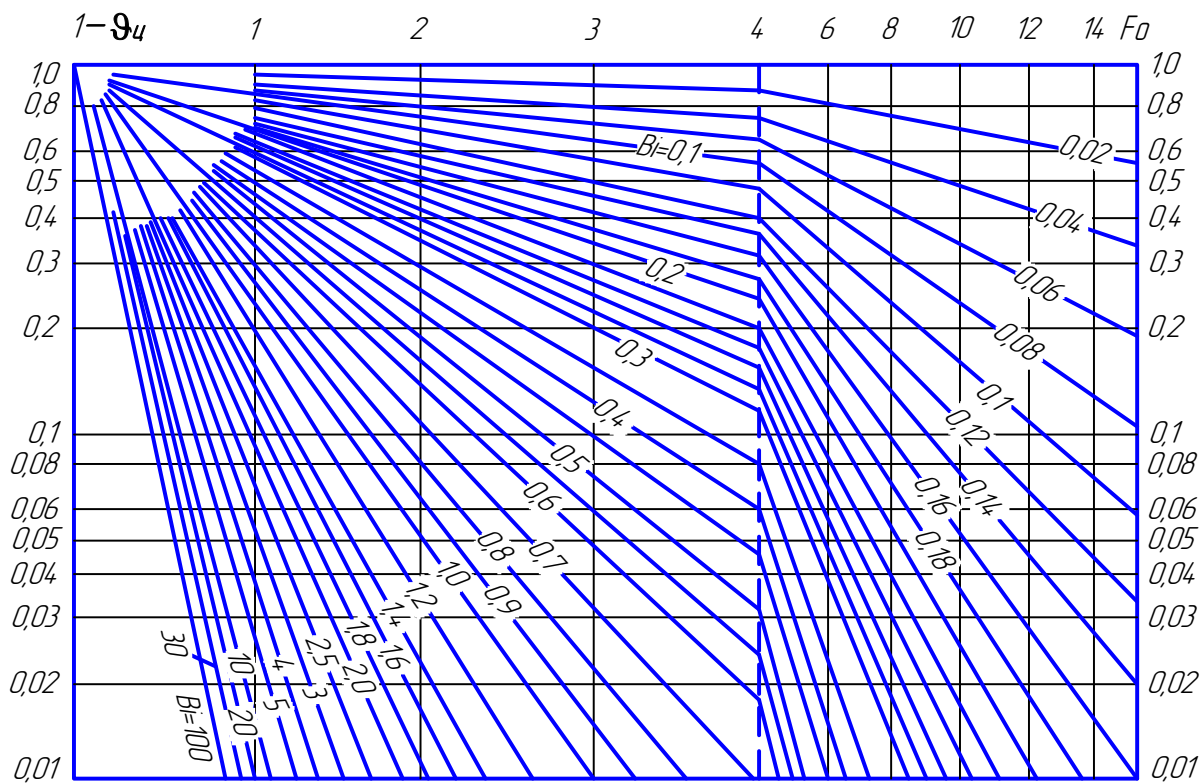


**Додаток И**  
**Номограми для визначення безрозмірної надлишкової**  
**температури  $\left[ \vartheta = (T - T_f) / (T_0 - T_f) \right]$  плоскої нескінченної пластини**

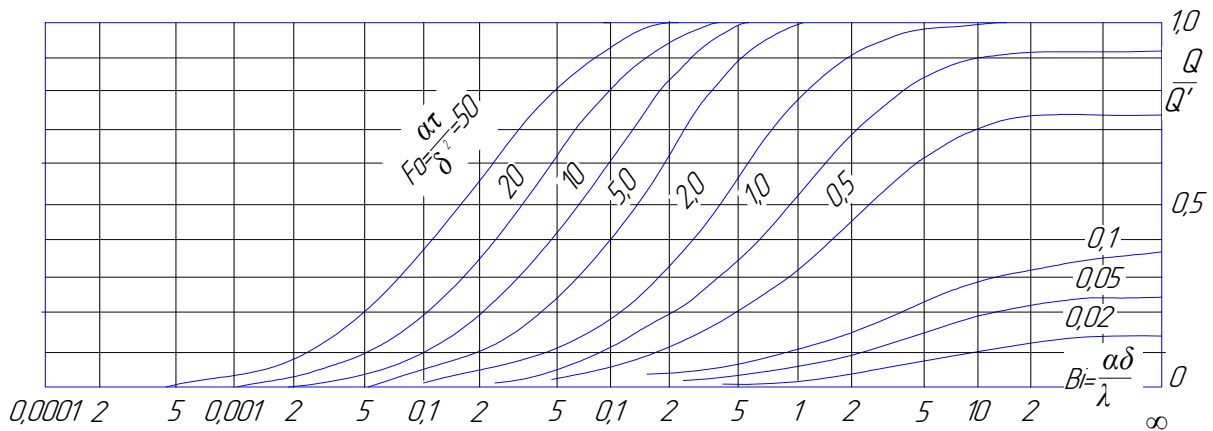
а) в площині симетрії; б) на поверхні



**Додаток К**  
**Номограми для визначення безрозмірної надлишкової температури**  
**нескінченного циліндра а) в площині симетрії; б) на поверхні**

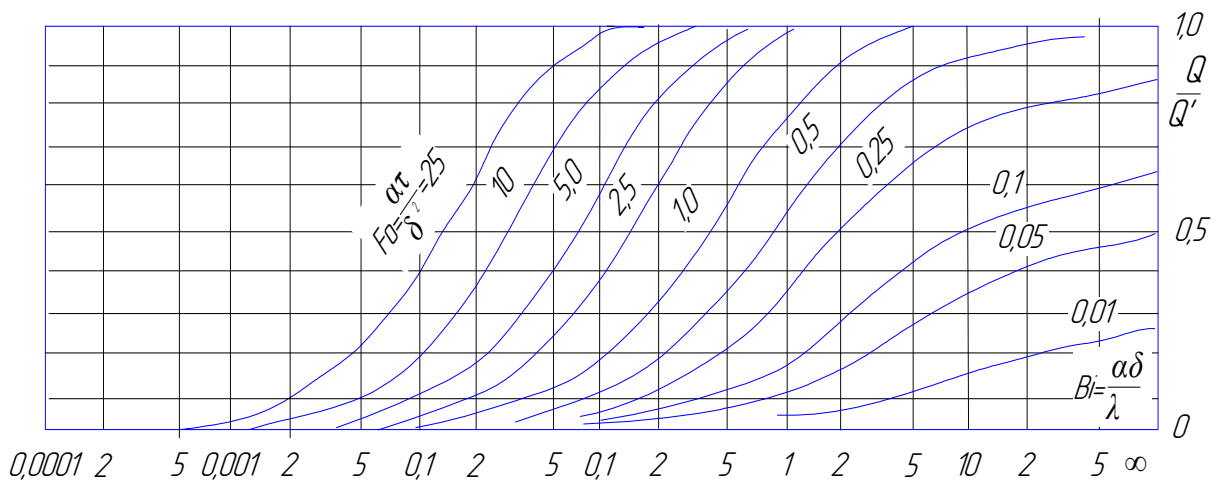


**Додаток Л**  
**Номограма для визначення кількості теплоти, переданої за певний час для нескінченної пластини**



Залежність  $Q/Q' = \Phi_Q(Bi, Fo)$  для нескінченної пластини

**Додаток М**  
**Номограма для визначення кількості теплоти, переданої за певний час для нескінченно довгого циліндра**



Залежність  $Q/Q' = \Phi_Q(Bi, Fo)$  для нескінченно довгого циліндра

## Додаток Н

### Поправкові коефіцієнти для розрахунків температурного напору

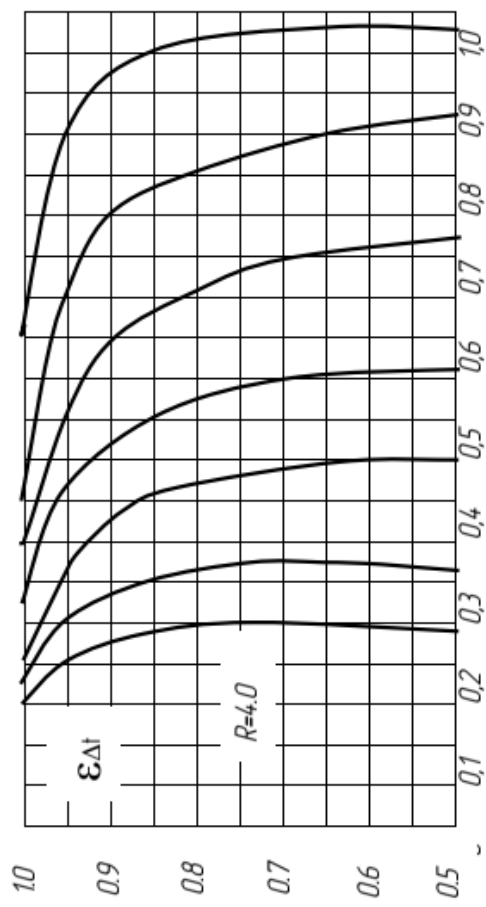


Рисунок Н.1

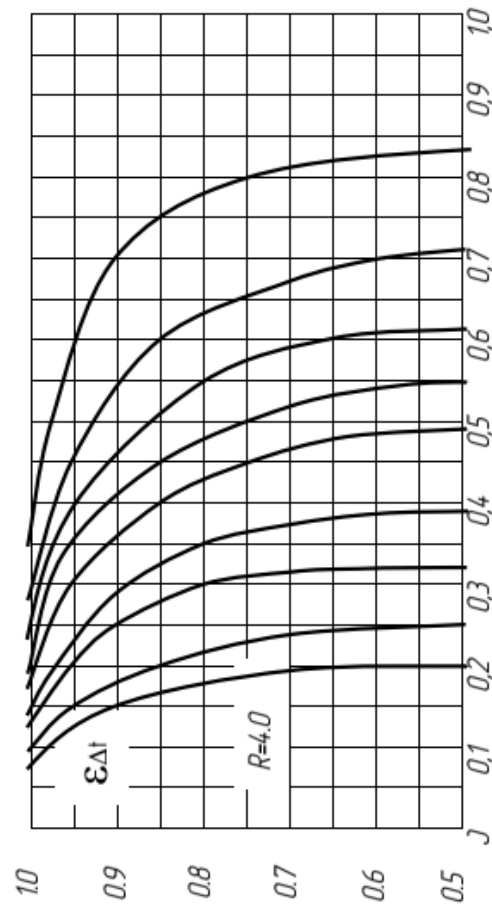
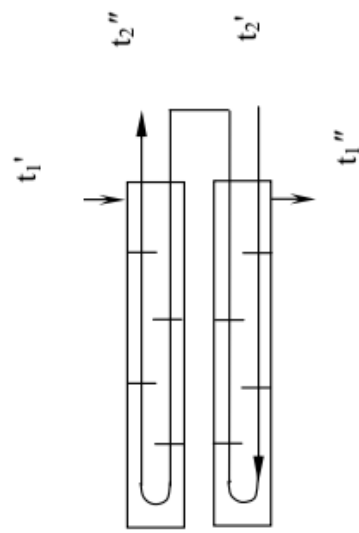
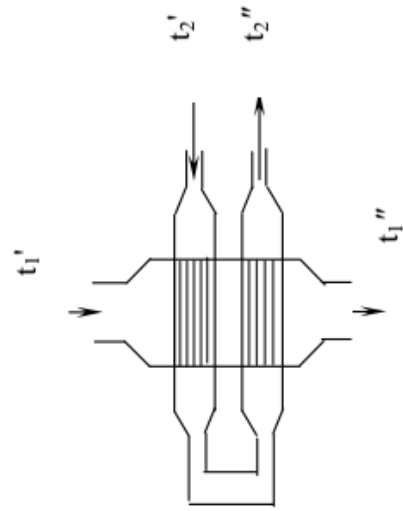


Рисунок Н.2



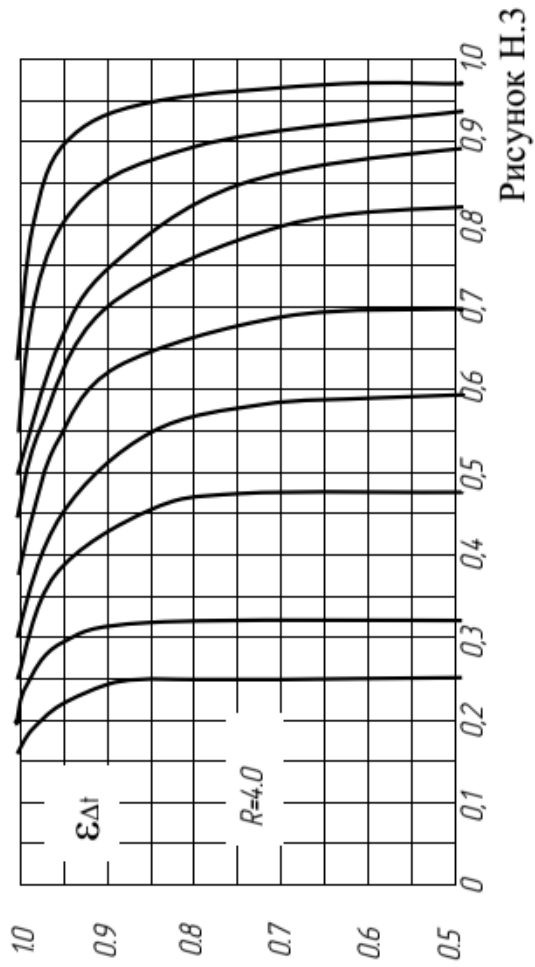


Рисунок Н.3

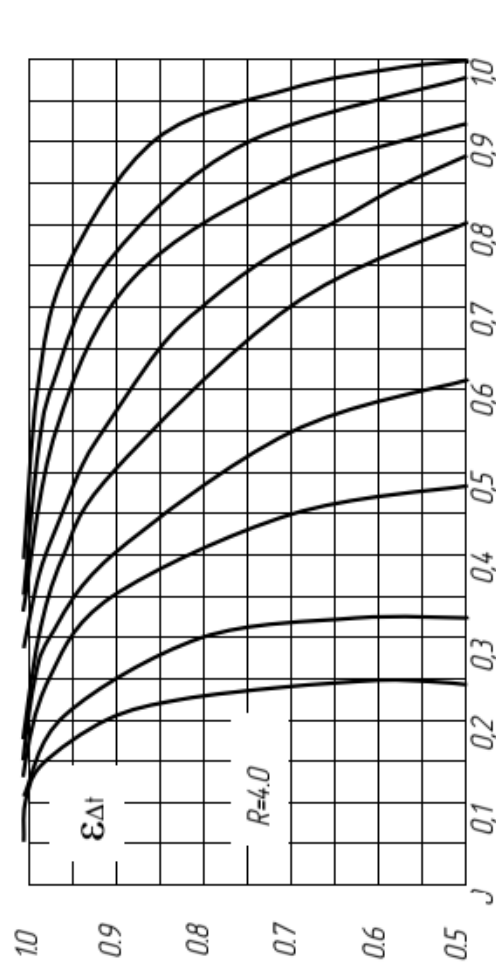
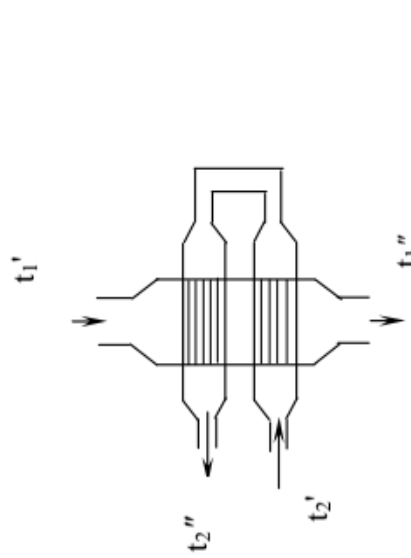
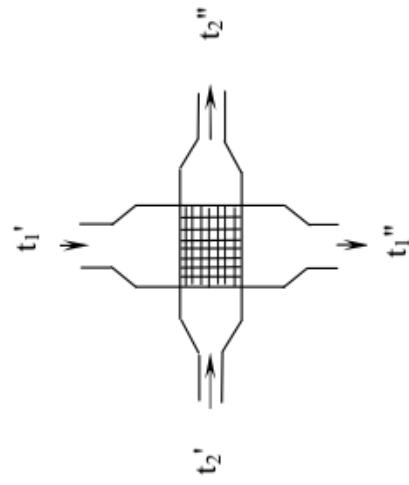


Рисунок Н.4



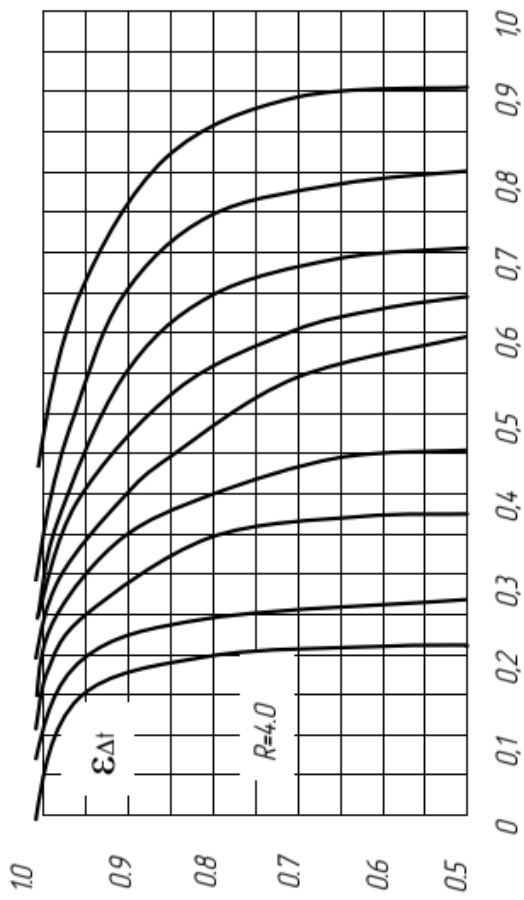


Рисунок Н.5

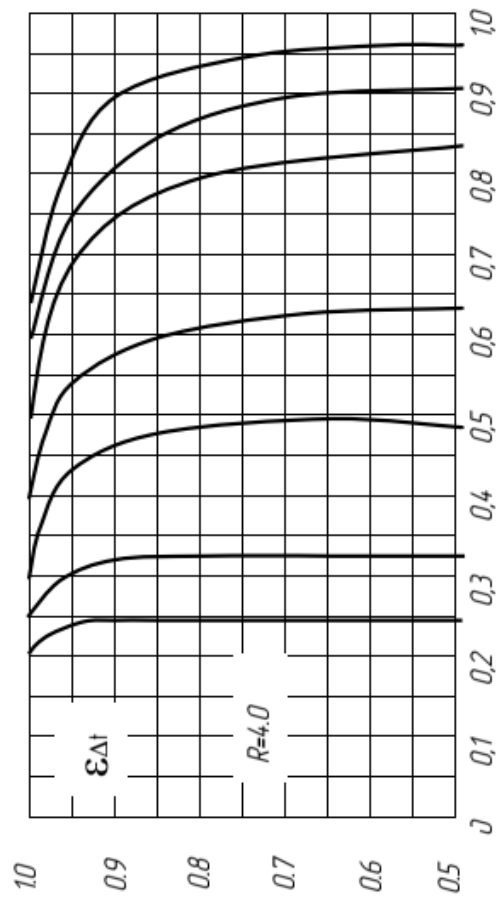
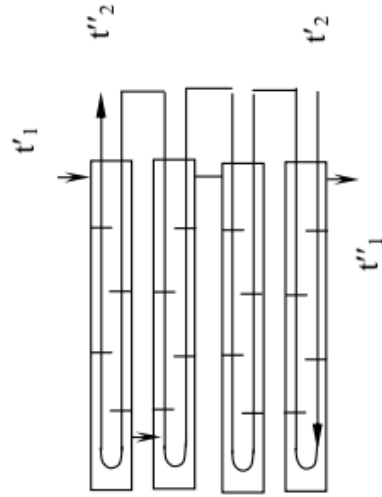
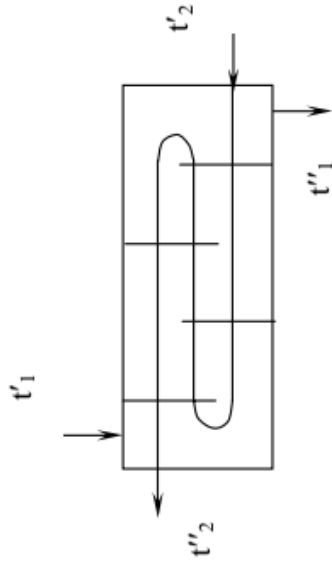


Рисунок Н.6



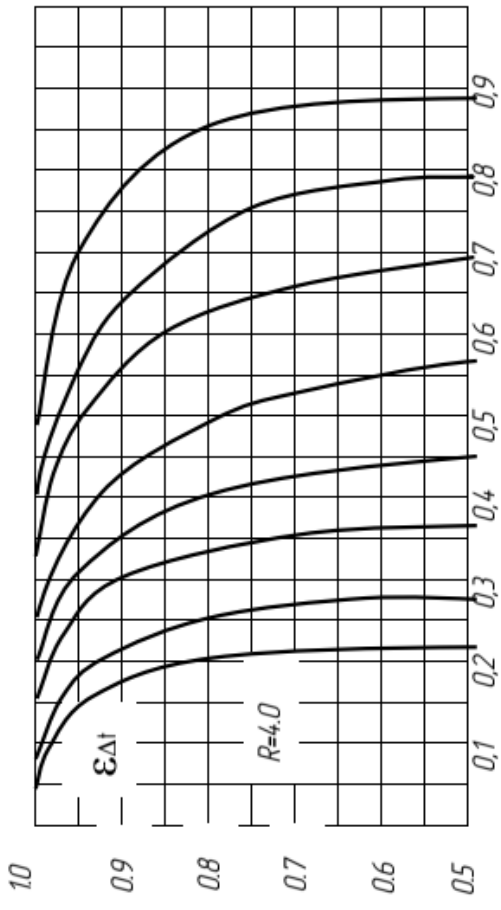


Рисунок Н.7

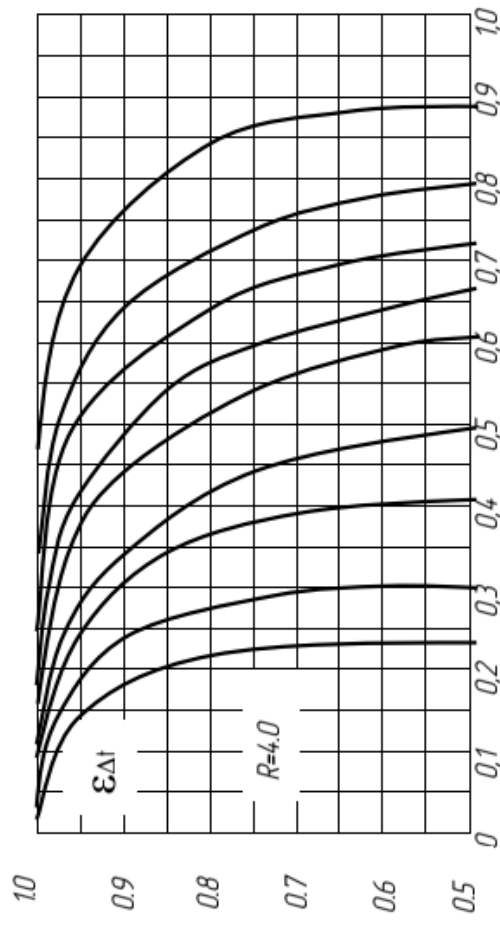
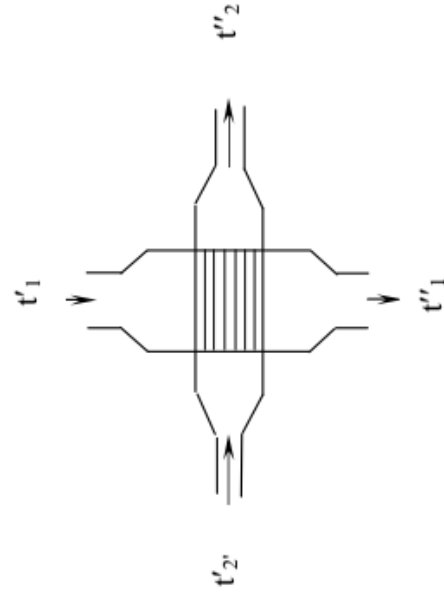
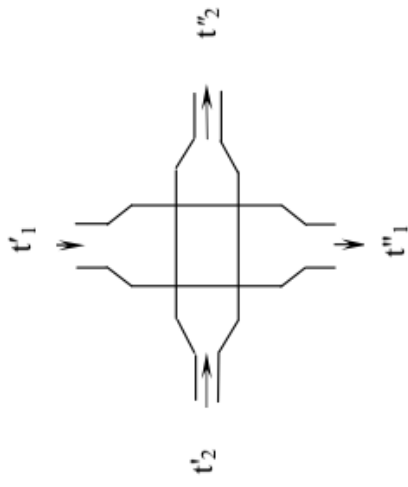


Рисунок Н.8



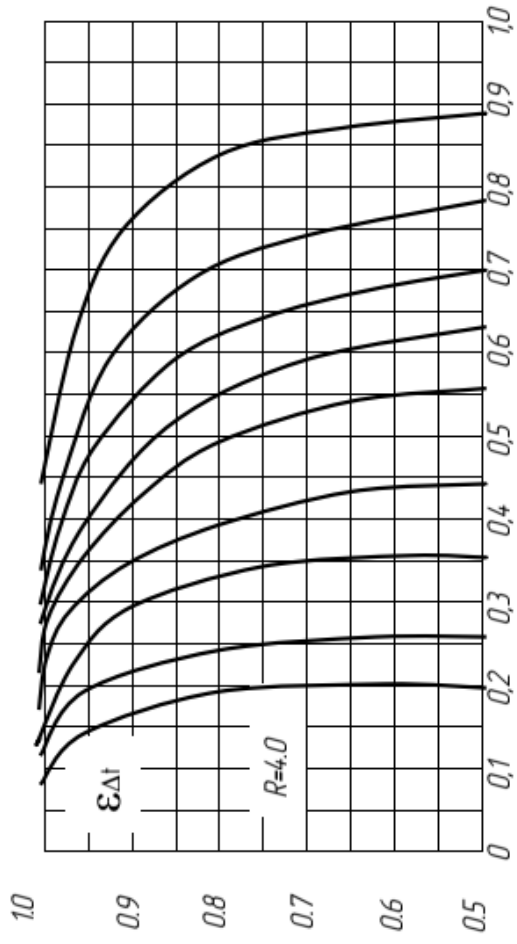


Рисунок Н.9

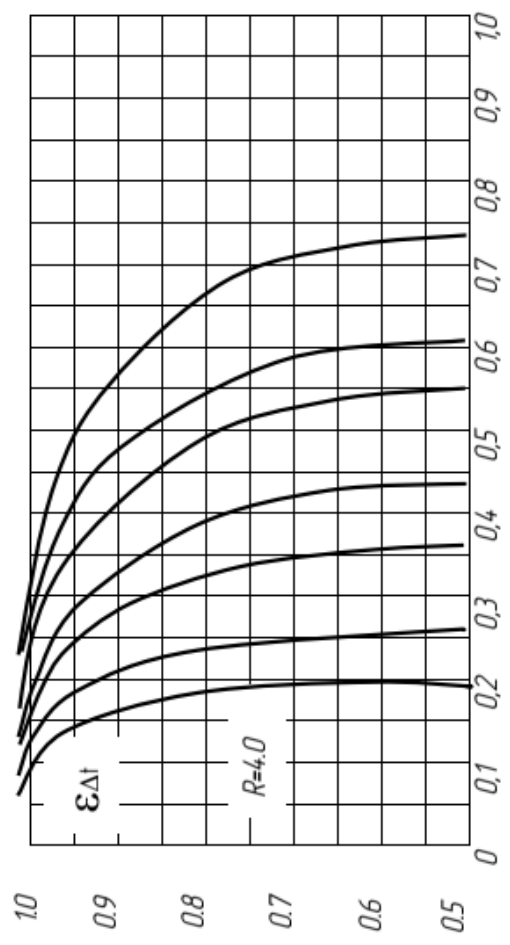
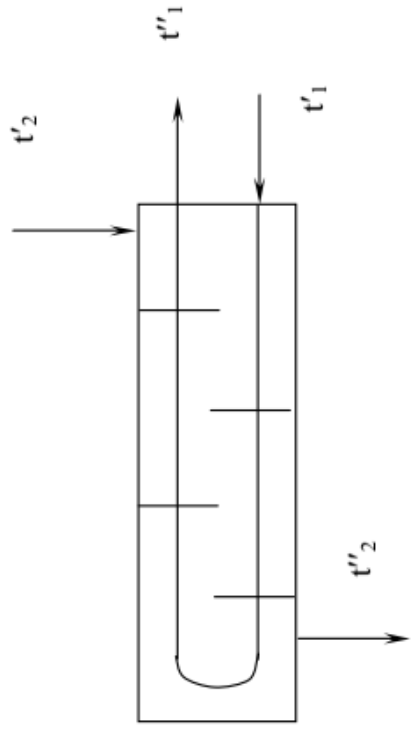
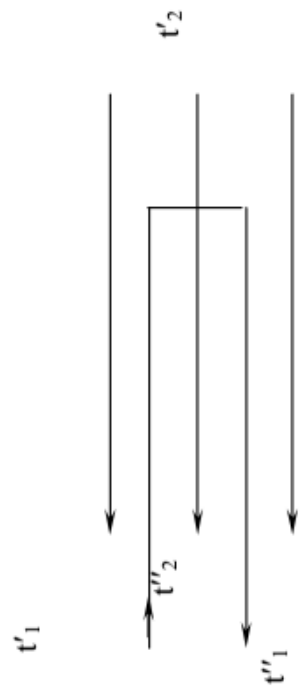


Рисунок Н.10





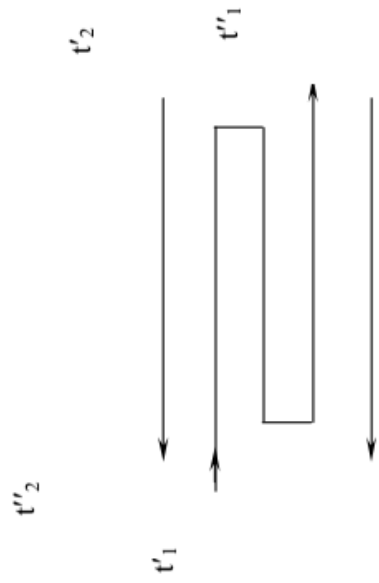
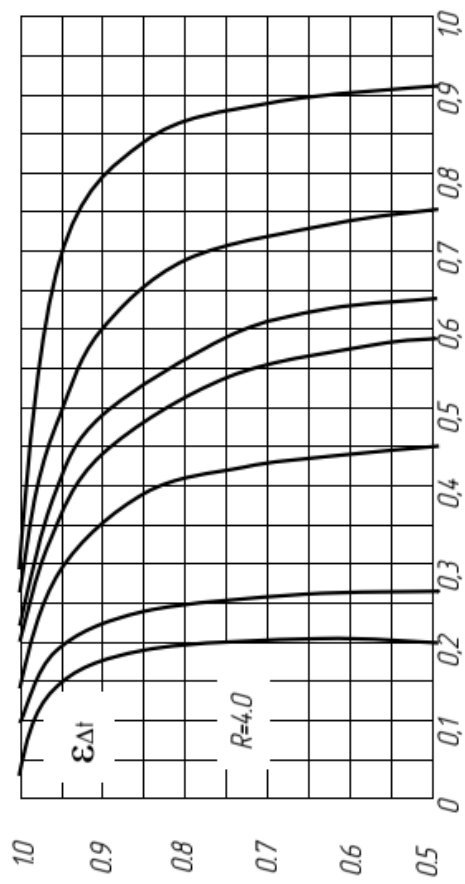


Рисунок Н.11

*Навчальне видання*

**Співак Олександр Юрійович  
Резидент Наталія Володимирівна**

# **ТЕПЛОМАСООБМІН ЧАСТИНА I**

Навчальний посібник

Рукопис оформлено *Н. Резидент*

Редактор *Т. Старічек*

Підписано до друку 16.04.2021 р.  
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman.  
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 6,58.  
Наклад 50 (1-й запуск 1–21) пр. Зам. № 2021-039.

Видавець та виготовлювач  
Вінницький національний технічний університет,  
інформаційний редакційно-видавничий центр.

ВНТУ, ГНК, к. 114.

Хмельницьке шосе, 95,

м. Вінниця, 21021.

Тел. (0432) 65-18-06.

**press.vntu.edu.ua;**

*Email: irvc.vntu@gmail.com.*

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.