

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**ПРОЦЕСИ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ТА
КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ**
Лабораторний практикум

**Навчальний посібник з дисципліни
«Теорія теплообміну»**

*Рекомендовано методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського як навчальний посібник для
здобувачів ступеня бакалавра за освітніми програмами
«Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем»
та «Атомні електричні станції» спеціальностей
142 «Енергетичне машинобудування», 143 «Атомна енергетика»*

Укладачі: М.В. Воробйов, О.О. Баскова
Електронне мережне навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2024

УДК 677:532:536

Укладачі: *Воробйов Микита Валерійович, к.т.н., доцент*
Баскова Олександра Олександрівна, к.т.н

Рецензенти: *Згурський В.О., к.т.н., старший дослідник, старший науковий співробітник Інституту газу НАН України*

Відповідальний редактор: *Баранюк В.О., к.т.н., доцент*

*Гриф надано Методичною радою КПІ імені Ігоря Сікорського
(протокол № 5 від 29.02.2024 р.) за поданням Вченої ради НН ІАТЕ
(протокол № 8 від 26.02. 2024 р.)*

«Процеси теплопровідності та конвективного теплообміну. Лабораторний практикум» [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освітніми програмами «Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем», спец. 142 Енергетичне машинобудування та «Атомні електричні станції», спец. 143 «Атомна енергетика», з дисципліни «Теорія теплообміну» / уклад.: М.В. Воробйов, О.О. Баскова. – Електронні текстові дані (1 файл: 0,65 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 48 с.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей 142 «Енергетичне машинобудування», 143 «Атомна енергетика». В навчальному посібнику викладено опис лабораторних робіт щодо дослідження нестационарного температурного поля при охолодженні циліндра, та дослідження процесів конвективного теплообміну вимушеного та вільного руху, визначення інтенсивності тепловіддачі.

УДК 677:532:536

Реєстр. № НП 23/24-351. Обсяг 2,1 авт. арк.
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056 <https://kpi.ua>
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024

Зміст

| | |
|--|----|
| Вступ..... | 5 |
| 1. Лабораторна робота № 1. Визначення нестационарного температурного поля циліндра | 7 |
| 1.1 Призначення роботи..... | 7 |
| 1.2. Завдання роботи..... | 7 |
| 1.3. Теоретичні основи..... | 7 |
| 1.4. Опис дослідної установки..... | 10 |
| 1.5. Проведення дослідів..... | 12 |
| 1.5.1. Завдання початкових умов..... | 12 |
| 1.5.2. Підготовка циліндра до вимірів..... | 12 |
| 1.5.3. Проведення вимірів..... | 13 |
| 1.6. Порівняння дослідних даних з розрахунковими значеннями | 13 |
| 1.7. Контрольні питання..... | 14 |
| 2. Лабораторна робота № 2. Дослідження тепловіддачі при природній конвекції біля вертикального циліндра в атмосфері різних газів методом імітаційного моделювання процесу теплообміну..... | 17 |
| 2.1 Призначення роботи..... | 17 |
| 2.2. Завдання роботи..... | 17 |
| 2.3. Теоретичні відомості..... | 17 |
| 2.4. Опис експериментальної установки..... | 24 |
| 2.5. Методика проведення дослідів..... | 26 |
| 2.6. Обробка результатів досліджень..... | 27 |
| 2.7. Оцінка похибки результатів дослідів | 29 |
| 2.8. Контрольні питання..... | 31 |
| 3. Лабораторна робота №3. Дослідження тепловіддачі при вимушеному русі повітря в трубі методом імітаційного моделювання процесу теплообміну..... | 32 |
| 3.1 Призначення роботи..... | 32 |
| 3.2. Теоретичні відомості..... | 32 |

| | |
|---|----|
| 3.3. Опис експериментальної установки..... | 35 |
| 3.4. Методика проведення дослідів..... | 37 |
| 3.5. Обробка результатів..... | 38 |
| 3.6. Оцінка похибки результатів дослідів..... | 42 |
| 3.6. Контрольні питання..... | 44 |
| Рекомендована література | 45 |
| Додатки..... | 46 |

Вступ

Навчальний посібник призначений для студентів Інституту атомної та теплової енергетики спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування», 143 «Атомна енергетика» для виконання лабораторних робіт з курсу «Теорія теплообміну», який є базовим для підготовки фахівців енергетичного профілю.

В методичних вказівках викладено мету, завдання лабораторних робіт, стисло наведенні теоретичні основи, необхідні для виконання лабораторних робіт, описи дослідних установок, хід проведення досліду та обробку даних. В кінці до кожної лабораторної роботи наведені контрольні питання для перевірки засвоєння знань студентами.

В методичних вказівках викладено три лабораторні роботи: «Визначення нестационарного температурного поля циліндра», «Дослідження тепловіддачі при природній конвекції біля вертикального циліндра в атмосфері різних газів методом імітаційного моделювання процесу теплообміну», «Дослідження тепловіддачі при вимушеному русі повітря в трубі методом імітаційного моделювання процесу теплообміну».

Перед виконанням лабораторної роботи студентам рекомендується ознайомитись з відповідними розділами дисципліни за джерелами, наведеними у переліку рекомендованої літератури [1 – 4], тому що методичні вказівки містять, головним чином, тільки відомості, необхідні для практичного застосування відповідних теоретичних методів.

Протоколи до лабораторних робіт виконуються на аркушах А4 в письмовому вигляді.

Студенти виконують лабораторні роботи по підгрупам. Перед початком лабораторної роботи студенти повинні отримати допуск у викладача, щодо теоретичної підготовки до лабораторної роботи та знання ходу проведення досліду. Лабораторна робота проводиться під наглядом викладача. По закінченню лабораторної роботи студент повинен завірити підписом викладача отримані дані у власному протоколі.

Після закінчення циклу лабораторних робіт студент захищає результати лабораторних робіт перед викладачем особисто. Кожна лабораторна робота оцінюється окремо. Знання теоретичного матеріалу, принцип роботи лабораторного стенду та вільний аналіз розрахунків лабораторної роботи оцінюється по кожній роботі окремо. Сумарний бал за лабораторні роботи перераховується згідно системи рейтингового оцінювання.

Протокол до кожної лабораторної роботи повинен містити в собі: назву та мету даної роботи, схему та короткий опис дослідної установки, проведення досліду та умови визначення кожного з показників, робочі записи і розрахунки за визначеними показниками.

В процесі виконання лабораторних робіт студенти повинні закріпити теоретичні знання отримані на лекційних заняттях.

1. Лабораторна робота №1. Визначення нестационарного температурного поля циліндра

1.1. Призначення роботи

Метою цієї роботи є поглиблення знань теорії теплопровідності в умовах нестационарного режиму. В результаті проведення роботи повинні бути засвоєні основні поняття процесів нестационарної теплопровідності та методика дослідження зміни температурного поля тіла в часі.

1.2. Завдання роботи

В ході проведення лабораторної роботи потрібно:

1. Задати початкову температурну умову суцільному циліндру.
2. Визначити зміну температури в часі на осі циліндра t_1 , та на його поверхні t_2 .
3. Побудувати графіки вимірених температур, як функцій часу $t_1=f_1(\tau)$; $t_2=f_2(\tau)$.
4. Визначити за допомогою номограм розрахункові значення температур t_1 і t_2 , як функції крайових умов, та порівняти з ними дослідні дані.

1.3. Теоретичні відомості

Нестационарне температурне поле суцільного нескінченного циліндра без внутрішніх джерел тепла описується диференціальним рівнянням Фур'є, вираженим в циліндричній системі координат:

$$\frac{\partial \vartheta(r, \tau)}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 \vartheta(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta(r, \tau)}{\partial r} \right) \quad (1.1)$$

де $\vartheta(r, \tau)$ – надлишкова температура точки поточного радіусу r в момент часу τ , відрахована від температури навколишнього середовища t_p :

$$\vartheta(r, t) = t(r, t) - t_p; \quad (1.2)$$

a – коефіцієнт теплопровідності матеріалу циліндра, $\text{м}^2/\text{с}$:

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}, \quad (1.3)$$

c – масова теплоємність матеріалу, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

ρ – густина матеріалу, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Одне з рішень рівняння (1.1) можна отримати при крайових умовах:

а) $\tau=0$ В початковий момент часу температура в будь-якій точці циліндра $t(r;0)$ – величина постійна

$$\vartheta(r, 0) = \vartheta_0 = t_0 - t_p \quad (1.4)$$

б) $\tau > 0$ Під час охолодження або нагрівання, при однакових граничних умовах тепловіддачі в усіх точках поверхні циліндра, на осі циліндра питомий тепловий потік дорівнює нулю. За законом Біо-Фур'є це відповідає умові:

$$q(0; \tau) = -\lambda \frac{\partial \vartheta(0, \tau)}{\partial r} = 0,$$

звідки випливає, що

$$\frac{\partial \vartheta(0, \tau)}{\partial r} = 0 \quad (1.5)$$

в) $\tau > 0$ Під час охолодження або нагрівання питомий тепловий потік q ,
 $r=R$ підведений до поверхні охолодження з боку тіла циліндра шляхом теплопровідності, повинен бути відведений в охолоджуючу рідину шляхом тепловіддачі. За законам Біо-Фур'є:

$$q(R, \tau) = -\lambda \frac{\partial \vartheta(R, \tau)}{\partial r},$$

а за законом Ньютона-Ріхмана:

$$q(R, \tau) = \alpha [t(R, \tau) - t_p] = \alpha \vartheta(R, \tau),$$

звідки випливає, що

$$\frac{\partial \vartheta(R, \tau)}{\partial r} = -\frac{\alpha}{\lambda} \vartheta(R, \tau) \quad (1.6)$$

Інтегруючи (1.1) в граничних умовах (1.4), (1.5) та (1.6), отримуємо рівняння нестационарного безрозмірного температурного поля для нескінченного циліндра:

$$\theta(r, \tau) = \frac{\delta(r, \tau)}{\vartheta_0} = \frac{t(r, \tau) - t_R}{t_0 - t_R} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2J_1(\mu_n)}{\mu_n [J_0^2(\mu_n) + J_1^2(\mu_n)]} J_0\left(\mu_n \cdot \frac{r}{R}\right) e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (1.7)$$

де $\theta(r, \tau)$ – безрозмірна температура:

$$\theta(r, \tau) = \frac{t(r, \tau) - t_p}{t_0 - t_p}; \quad (1.8)$$

$J_0(\mu_n)$ та $J_1(\mu_n)$ – функції Бесселя першого роду нульового та першого порядку від аргументу μ_n ;

μ_n – нескінченна множина коренів трансцендентного рівняння

$$\frac{J_0(\mu_n)}{J_1(\mu_n)} = \frac{\mu}{Bi}; \quad (1.9)$$

$Bi = \frac{\alpha R}{\lambda}$ – критерій Біо;

$Fo = \frac{a\tau}{R^2}$ – критерій Фур'є.

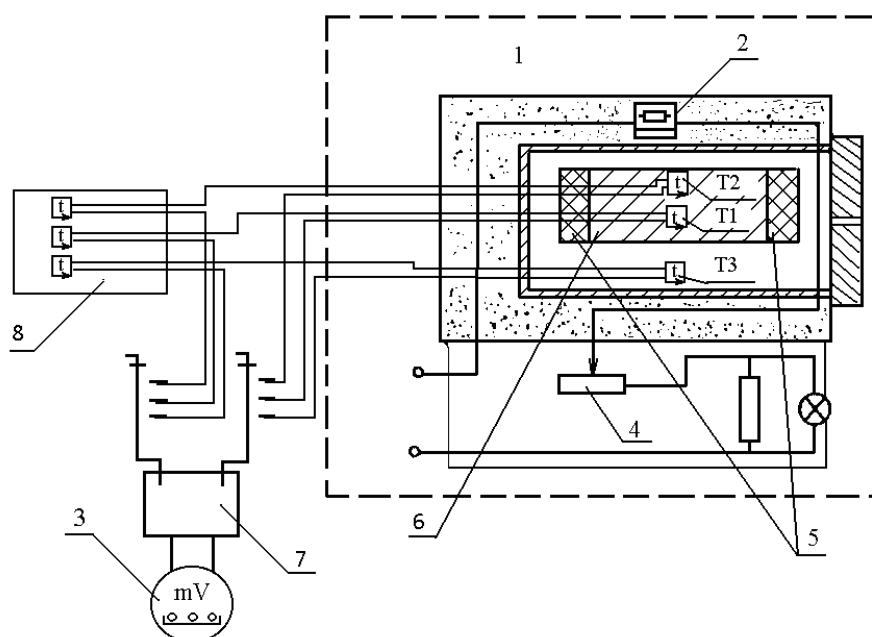
Оскільки рівняння (1.7) є функцією лише двох критеріїв Bi та Fo , то температуру на осі циліндра та його поверхні можна виразити через функції:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \frac{t(0, r) - t_p}{t_0 - t_p} = \frac{t_1 - t_p}{t_0 - t_p} = f_1(Bi, Fo), \\ \theta_2 &= \frac{t(R, \tau) - t_p}{t_0 - t_p} = \frac{t_2 - t_p}{t_0 - t_p} = f_2(Bi, Fo). \end{aligned} \quad (1.10)$$

1.4. Опис дослідної установки

Дослідна установка (рис. 1.1) складається з муфельної печі (1), що нагрівається електричним нагрівачем (2). Контроль температури в печі здійснюється термопарою T_3 . Регулювання нагріву печі здійснюється реостатом (4). Дослідний елемент (6) – суцільний циліндр із нержавіючої сталі, який має насвердлені отвори по осі та у безпосередній близькості від поверхні для введення хромель-алюмелевих термопар T_1 та T_2 , що вимірюють температуру циліндра в даних точках. Термопари перемикачем (7) з'єднуються з мілівольтметром (3). Холодні спаї термопар термостатовані в термостаті (8) при

температурі 20 °С. Сталевий циліндр, для виключення торцевих втрат, з торців ізольований азбоцементними прокладками-ізоляторами(5).



- 1 – муфельна піч; 2 – електричний нагрівач; 3 – мілівольтметр; 4 – реостат;
5 – прокладки-ізолятори; 6 – дослідний елемент;
7 – перемикач термопар; 8 – термостат.

Рисунок 1.1. Схема дослідної установки

Для забезпечення постійних умов охолодження дослідного елемента він розміщується у захищеному від зовнішніх впливів просторі.

Характеристика дослідного елемента:

- зовнішній діаметр $D = 49 \cdot 10^{-3}$ м.
- матеріал – нержавіюча сталь 1X18H9T.

Теплофізичні властивості сталі 1X18H9T: коефіцієнт теплопровідності та теплоємність в залежності від температури приведені на графіку рис. 1.2. Густина сталі в діапазоні 20...300 °С практично не залежить від температури і дорівнює 7340 кг/м³.

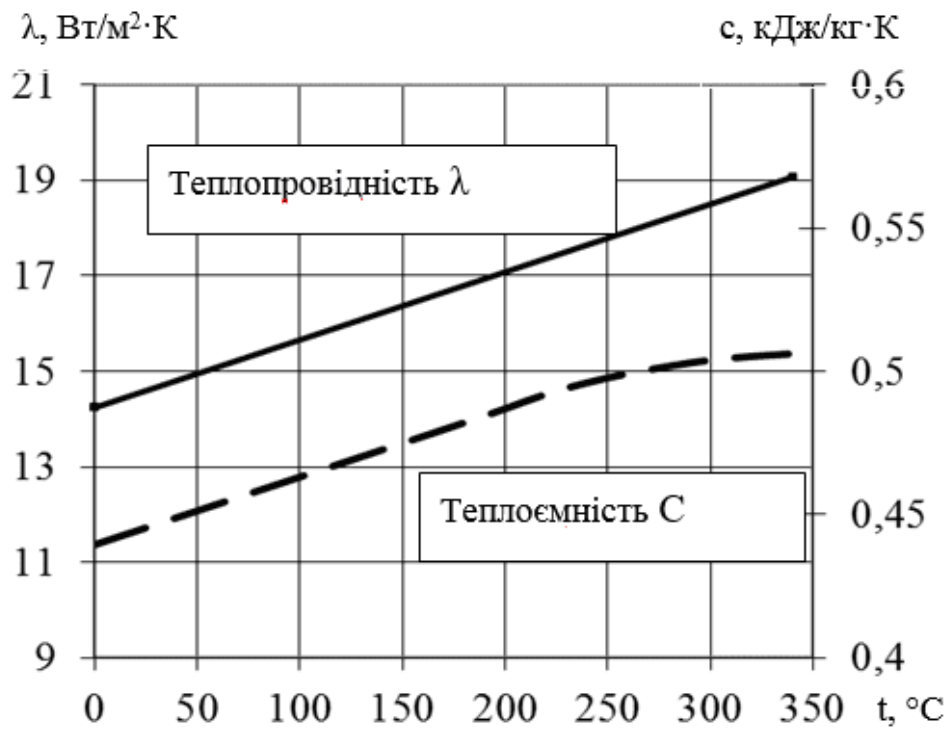


Рисунок 1.2. Теплофізичні властивості сталі 1X18H9T

1.5. Проведення дослідів

1.5.1. Задання початкових умов

Дослідний елемент, поміщений у муфельну піч при температурі $t_{\text{п}}=300^{\circ}\text{C}$, прогрівається до тих пір, поки різниця температур на осі та на поверхні циліндра $t_1(0) - t_2(R)$, що вимірюється термопарами T_1 та T_2 , не буде менше 3% від температури печі (при $t_{\text{п}}=300^{\circ}\text{C}$).

Інакше кажучи, повинна виконуватись нерівність $t_1(0) - t_2(R) < 10^{\circ}\text{C}$.

1.5.2. Підготовка циліндра до вимірів

Після прогріву циліндра в табл. 1.1 заносяться покази термопар T_1 та T_2 . Після цього за допомогою щипців циліндр виймається з печі. В момент часу, коли циліндр з печі потрапляє на повітря, вмикається секундомір. Циліндр встановлюється на підставку так, щоб термопара T_2 знаходилась у верхньому, або в заданому положенні. У отвори циліндра вставляються термопари T_1 та T_2 ,

після чого циліндр на підставці огорожується захисними стінками для стабілізації умов охолодження. Перемикач (8) ставиться у положення 1, що відповідає увімкненню на прилад (9) термопар T_1 , яка вимірює температуру на осі циліндра.

1.5.3. Проведення вимірів

У момент проходження стрілки секундоміра через поділку 60 секунд записати в табл. 1.1 час, що пройшов з моменту, коли циліндр був витягнутий з печі на повітря, та температуру термопар T_1 у даний момент часу.

Перевівши перемикач у положення «2», через 30 секунд зробити запис показань термопар T_2 , що вимірює температуру циліндра поблизу поверхні.

Далі перемикач переводиться в положення «1» і через 30 секунд цикл запису температури повторюється.

В роботі проводиться 30 вимірів на кожну термопару. Дослідні дані відкладаються на графік $t = f(\tau)$.

Температура визначається з урахуванням температури холодних спаїв:

$$t = t_{\text{пр}} + t_{\text{хс}}, \quad (1.11)$$

де $t_{\text{пр}}$ – температура, отримана в результаті переводу ЕРС термопар, що показує мілівольтметр (9), в градуси Цельсія за градувальними таблицями чи графіками;

$t_{\text{хс}}$ – температура холодних спаїв, що дорівнює температурі навколишнього середовища, °С.

1.6. Порівняння дослідних даних з розрахунковими значеннями

Для порівняння дослідних даних з теоретичними необхідно знайти критерії V_i та F_0 . Визначення критерію V_i :

$$Bi = \frac{\alpha R}{\lambda}, \quad (1.12)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні циліндра до охолоджуючого середовища, Вт/м²·К;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу циліндра відповідно до рис. 1.2, Вт/(м·К).

В умовах даного дослідження при вільному русі повітря, що омиває циліндр, коефіцієнт тепловіддачі можна визначити таким чином:

$$\alpha = A \sqrt[4]{9(R, \tau)} \quad (1.13)$$

Для циліндра $D=49 \cdot 10^{-3}$ м: $A = 9,95$ Вт/(м²·К^{1,25}).

Визначення критерію Fo :

$$Fo = \frac{a\tau}{R^2} = \frac{\lambda\tau}{c\rho R^2}, \quad (1.14)$$

де параметри λ , c , ρ наведені вище; τ – час процесу, с.

Розрахунок теоретичних значень температури проводиться по номограмам [1] за відомими значеннями Bi та Fo . Отримані значення температур наносяться на графік дослідних даних.

1.7. Контрольні питання

1. Фізичний зміст рівняння теплопровідності Фур'є та запис граничних умов.
2. Визначення коефіцієнтів λ , c , a , α та їхні розмірності.
3. Фізичний зміст величини μ і критеріїв Bi та Fo .

4. Що таке безрозмірна температура $\theta(R, \tau)$ та надлишкова температура $\vartheta(R, \tau)$?

5. Що таке регулярний режим та де знаходиться ділянка регулярного режиму на отриманому дослідницькому графіку?

2. Лабораторна робота №2. Дослідження тепловіддачі при природній конвекції біля вертикального циліндра в атмосфері різних газів методом імітаційного моделювання процесу теплообміну

2.1. Призначення роботи

Мета роботи - експериментально визначити локальний коефіцієнт тепловіддачі вздовж вертикальної поверхні, узагальнити результати у вигляді критеріальних залежностей з наступним порівнянням із розрахунковими формулами й оцінити вплив різних газових середовищ на характер течії в примежовому шарі.

2.2. Завдання роботи

Виконання лабораторної роботи передбачає:

1. Визначення показника ступеня n при добутку Gr Pr і константи C у критеріальній залежності $Nu = C(Gr \cdot Pr)^n$.

2. Побудову графіку залежності $Nu_x = f(Gr \ Pr)$ у логарифмічних координатах.

3. Побудову графіку залежності коефіцієнта тепловіддачі уздовж вертикальної стінки $\alpha_i = f(x_i)$

2.3. Теоретичні відомості

Конвективним теплообміном називається процес переносу теплоти при переміщенні макрочастинок рідини або газу в просторі з області із однією температурою в область з іншою температурою. Розрізняється конвективний теплообмін при змушеній і вільній конвекції. Змушена конвекція здійснюється при переміщенні об'ємів рідини або газу під дією зовнішніх поверхневих сил,

які прикладені на їх межах за рахунок попередньо наданої кінетичної енергії, наприклад за допомогою компресора або потоку, що набігає. Вільна конвекція здійснюється в полі зовнішніх масових сил різної природи: гравітаційних, електромагнітних, відцентрових і т.д. У випадку вільної конвекції в полі гравітаційних сил рух середовища відбувається за рахунок різниці густини різних частин середовища, яка обумовлена різницею температур.

Якщо в середовище газу або рідини ввести тіло з відмінною від середовища температурою, то відбувається порушення рівноважного стану середовища. Виникаюча температурна нерівномірність обумовлює неоднорідність густини середовища біля тіла, що приводить під дією гравітації до виникнення піднімальних сил і вільної конвекції середовища біля поверхні тіла.

Дія зовнішніх масових сил при вільній конвекції враховується виразом:

$$\rho_f = g\beta(T_f - T), \quad (2.1)$$

де ρ – густина середовища; g – прискорення вільного падіння; $(T_f - T)$ – різниця температур; $\beta = 1/\rho (\partial\rho/\partial T)$ – коефіцієнт об'ємного розширення.

При вільній конвекції поля швидкостей і температур істотно залежать одне від одного, тому при описі процесу теплообміну при вільній конвекції рівняння енергії та руху розглядаються спільно. Рух при вільній конвекції може бути як ламінарним, так і турбулентним.

Розрізняють вільну конвекцію в необмеженому просторі, коли об'єм газу або рідини настільки великий, що конвекція, що виникає біля інших тіл, розташованих у цьому об'ємі, не позначається на характері руху середовища, і конвекцію в обмеженому просторі, коли має місце взаємний вплив руху середовища в основному об'ємі і біля поверхонь. Розрізняють також вільну конвекцію у вертикальній й горизонтальній поверхні. При вільній конвекції в необмеженому об'ємі у вертикальній поверхні утвориться тонкий примежовий шар, у якому відбувається зміна швидкості руху середовища і його температур.

В іншій частині об'єму середовище залишається в стані спокою із заданою початковою температурою T_f .

Тепловий потік при конвективному теплообміні визначається законом Ньютона-Ріхмана:

$$Q = \alpha(T_w - T_f) F_1, \quad (2.2)$$

де Q – кількість теплоти, передана при конвективному теплообміні від твердої поверхні до газу, що рухається щодо цієї поверхні, Вт; α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² К); T_w і T_f – температури твердої стінки й газу, К; F – площа поверхні теплообміну, м².

Для стаціонарного випадку вільної конвекції у вертикальній поверхні, коли тепловіддача змінюється тільки по одній координаті (по висоті вертикальної поверхні X). З аналізу рівнянь примежового шару й граничних умов отримана наступна залежність для коефіцієнта тепловіддачі в безрозмірному виді:

$$Nu_x = \frac{\alpha X}{\lambda} = f\left(g\beta\Delta T \frac{X^3}{\nu^2}; \frac{C_p\mu}{\lambda}\right) = f(Gr; Pr) \quad (2.3)$$

де $Nu_x = \frac{\alpha X}{\lambda}$ – критерій Нуссельта; $Gr = g\beta\Delta T \frac{X^3}{\nu^2}$ – критерій Грасгофа; $Pr = C_p\mu/\lambda$ – критерій Прандтля; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/ (м² К); X – координата уздовж вертикальної поверхні, м; λ - теплопровідність середовища, Вт/ (м К); C_p – теплоємність середовища, Дж/(кг К); μ - динамічна в'язкість, Н с/м²; ν – кінематична в'язкість середовища, м²/с; ΔT – різниця температур стінки і середовища, К; $\beta = 1/T$ – коефіцієнт об'ємного розширення, К⁻¹; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі, критерій Нуссельта, є обумовленим критерієм, тому що в нього входить шукана величина α . Критерій Нуссельта

визначає відношення теплового потоку, переданого процесом тепловіддачі, до теплового потоку, переданого за рахунок процесу теплопровідності:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha}{\lambda/X} \frac{\Delta T}{\Delta T} \quad (2.4)$$

Визначальними критеріями при вільній конвекції є критерії Грасгофа й Прандтля. Критерій Грасгофа G_r є критерієм теплової подоби й характеризує відношення підймальних сил при вільній конвекції до сил в'язкості. Критерій Прандтля $Pr = \nu/\alpha$ складений з величин, що характеризують фізичні властивості середовища, і є мірою подоби полів температур і швидкостей у примежовому шарі.

Для розрахунку місцевих коефіцієнтів тепловіддачі при вільній ламінарній конвекції уздовж вертикальної поверхні в необмеженому просторі використовують залежність:

$$\text{Nu}_{fx} = 0,56(Gr_{fx} Pr_f)^{0,25} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (2.5)$$

У даному рівнянні визначальною є температура середовища T_f за межами примежового шару, число Прандтля Pr_w визначається по місцевій температурі стінки T_w . Визначальний розмір X відлічується від місця початку теплообміну уздовж вертикальної поверхні (рис.2.1).

Для газових середовищ поправку Pr_f/Pr_w можна прийняти рівною одиниці. При турбулентному режимі течії в примежовому шарі вздовж вертикальної поверхні при вільній конвекції використовують залежність

$$\text{Nu}_{fx} = 0,13(Gr_{fx} \cdot Pr_f)^{1/3} \quad (2.6)$$

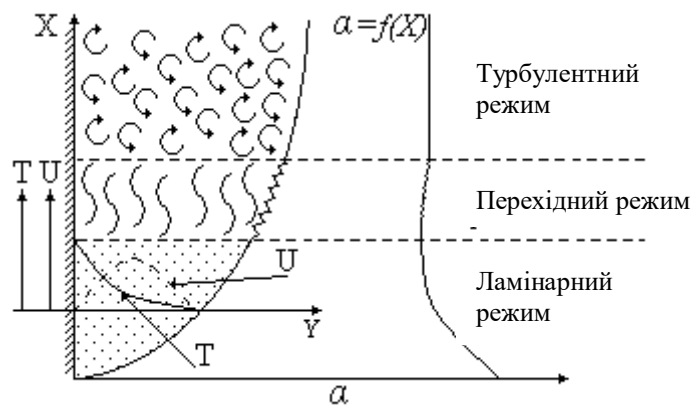


Рисунок 2.1. Залежність коефіцієнта тепловіддачі уздовж вертикальної стінки й картина течії в примежовому шарі при вільній конвекції в необмеженому просторі

Для газових середовищ поправку Pr_f/Pr_w можна прийняти рівною одиниці. При турбулентному режимі течії в примежовому шарі вздовж вертикальної поверхні при вільній конвекції використовують залежність

$$Nu_{fx} = 0,13(Gr_{fx} \cdot Pr_f)^{1/3} \quad (2.6)$$

де за визначальну температуру і координату обрана температура середовища за межами примежового шару та координата уздовж вертикальної поверхні. Розвинена турбулентна течія настає при числах $Gr_{fx}Pr_f > 6 \cdot 10^{10}$. Ламінарна течія може зберігатися до $Gr_{fx}Pr_f \approx 10^9$.

На рис. 2.1 показана залежність зміни коефіцієнта тепловіддачі α при вільному русі вздовж вертикальної стінки й характер зміни течії уздовж стінки. Спочатку має місце ламінарний режим течії в примежовому шарі. Товщина примежового шару росте, а коефіцієнт тепловіддачі зменшується пропорційно $X^{-0,25}$. Потім настає перехідний режим течії, де коефіцієнт тепловіддачі нестабільний за часом і, в середньому, збільшується до значення, характерного

для турбулентної течії. При турбулентному режимі течії коефіцієнт тепловіддачі не залежить від координати X і залишається постійним.

Положення місця переходу від ламінарного режиму течії в примежовому шарі до турбулентного залежить від фізичних характеристик газового середовища, що омиває вертикальну поверхню, і параметрів, що визначають нагрівання поверхні.

Вплив газового середовища при природній конвекції обумовлений фізичними параметрами газів (див. додаток), значення яких сильно впливають на величину критерію Gr . Отже при зміні газового середовища сильно змінюється добуток $Gr \cdot Pr$, від величини якого залежить режим течії в примежовому шарі та місце переходу від ламінарного режиму до турбулентного вздовж вертикальної поверхні.

Так, для водню ламінарний режим течії в примежовому шарі зберігається на більшій відстані вздовж вертикальної поверхні, ніж для повітря, і тим більше для азоту й двоокису вуглецю при тих же режимах нагрівання. Це пояснюється більш високими значеннями коефіцієнта кінематичної в'язкості водню, які в декілька разів вище, чим у зазначених газів, що приводить до зменшення добутку $Gr \cdot Pr$.

Зростання товщини ламінарного примежового шару уздовж вертикальної стінки у випадку вільної конвекції можна визначити за рівнянням:

$$\delta = 4,234 \sqrt{\frac{\mu \lambda X}{C_p \beta \rho_f^2 g \Delta T}}, \quad (2.7)$$

де δ - товщина примежового шару; ρ_f – густина середовища.

На рис. 2.1 також представлені профілі швидкості й температури в ламінарному примежовому шарі при вільній конвекції у великому об'ємі. Видно, що температура середовища плавно змінюється від значення $T = T_w$ (температура нагрітої поверхні) при $y = 0$, до температури $T = T_f$ (температура

середовища в необмеженому об'ємі) при $y = \delta$, тобто на границі примежового шару.

Профіль температури в примежовому шарі описується виразом:

$$\frac{T_w - T_i}{T_w - T_f} = \left(1 - \frac{y}{\delta_T}\right)^2, \text{ де } T_w, T_f - \text{температура стінки й середовища; } T_i - \text{поточна}$$

температура середовища; y – координата по товщині примежового шару; δ_T – товщина теплового примежового шару (визначається як відстань від стінки, на якій температура середовища відрізняється від температури в основному об'ємі на 1%).

Швидкість руху середовища в примежовому шарі змінюється від $U_w = 0$ на стінці при $y = 0$, досягає максимуму всередині примежового шару, і прагне до $U_\delta = 0$ на межі примежового шару при $y = \delta$.

Профіль швидкості в примежовому шарі можна описати наступним виразом:

$$U_x = A \left(\frac{y}{4} y - \frac{y}{2} y^2 + \frac{y}{3\delta} y^3 - \frac{y}{12\delta^2} y^4 \right), \quad (2.8)$$

де $A = \frac{\rho_f g \beta (T_w - T_f)}{\mu}$; δ - товщина примежового шару, описана формулою (2.7),

а y – координата по товщині примежового шару. Максимум швидкості досягається при $y = 0,38 \delta$.

Експерименти проводяться в широкому діапазоні зміни визначальних критеріїв Gr і Pr , і будується графік залежності $Nu_x = f(Gr, Pr)$ у логарифмічних координатах (рис. 2.2). Результати узагальнюються виразом:

$$\lg Nu_x = \lg C + n \cdot \lg(Gr, Pr), \quad (2.9)$$

де показник ступеня n визначається як тангенс кута нахилу проведеної лінійної залежності:

$$n = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\lg \operatorname{Nu}_2 - \lg \operatorname{Nu}_1}{\lg (\operatorname{Gr} \operatorname{Pr})_2 - \lg (\operatorname{Gr} \operatorname{Pr})_1} \quad (2.10)$$

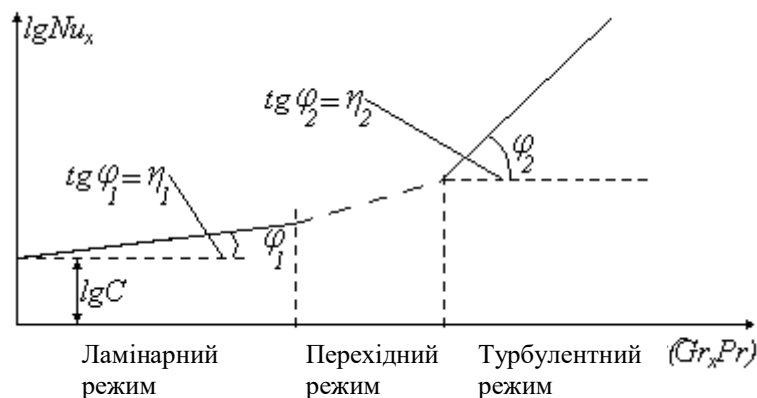


Рисунок 2.2. Залежність критерію Nu_x від $(\operatorname{Gr}_x, \operatorname{Pr})$

При обробці й узагальненні експериментальних даних велике значення має визначальна температура, за якою знаходять фізичні величини, що входять у критерії подоби. У загальному випадку за визначальну температуру можна прийняти температуру стінки T_w , температуру середовища T_f і середньоарифметичну температуру T_m : $T_m = \frac{T_w + T_f}{2}$.

2.4. Опис експериментальної установки

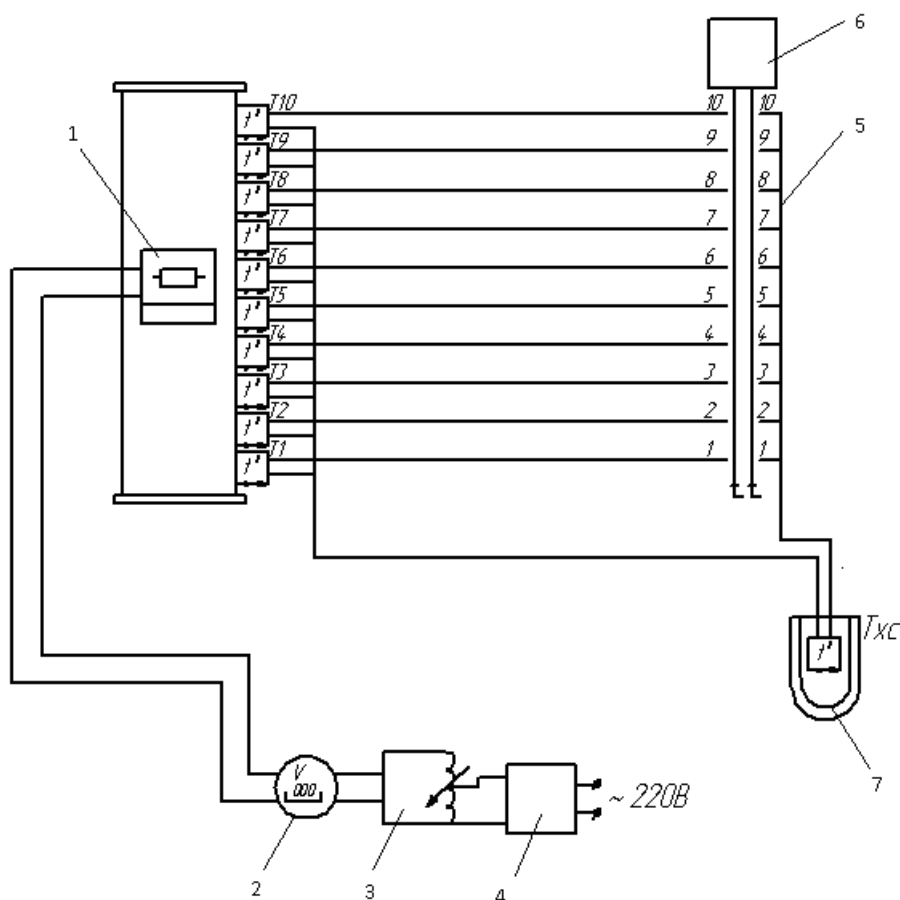
Зовнішній вигляд експериментальної установки для визначення локального коефіцієнта тепловіддачі уздовж вертикальної поверхні показаний на рис. 2.3. Схема експериментальної установки зображена на рис. 2.4.

Установка складається з електронагрівника (ЕН), розташованого всередині циліндра, вольтметра (В), лабораторного автотрансформатора (ЛАТР), стабілізатора напруги (СН), десяти термопар (Т1-Т10), розташованих у місцях

показаних на рис. 2.4, багатопозиційного перемикача термопар (ПБТ), перетворювача постійного струму (ППС) і посудини Дьюара (ПД) для занурення в неї холодних спаїв термопар (T_{xc}).



Рисунок 2.3. Зовнішній вигляд експериментальної установки



- 1 – електронагрівач; 2 – вольтметр; 3 – лабораторний автотрансформатор;
 4 – стабілізатор напруги; 5 – багатопозиційний перемикач термопар;
 6 – перетворювач постійного струму; 7 – посудина Дьюара.

Рисунок 2.4. Схема експериментальної установки для дослідження теплопередачі при природній конвекції біля вертикального циліндра в атмосфері різних газів методом імітаційного моделювання процесу теплообміну

2.5. Методика проведення досліду

Після ознайомлення зі змістом роботи й установкою викладач задає геометричні параметри робочої ділянки, які вносяться до таблиці даних. Вимірюється температура навколишнього середовища і також заноситься в таблицю.

Установка вмикається тумблером живлення. Потім за допомогою тумблера включення нагрівання подається струм на нагрівач. За допомогою регулювальної ручки реостата встановлюється задане навантаження на нагрівачі (ЕН). Починається нагрів зразка.

Після настання стаціонарного теплового режиму, знімаються дані показань термопар Т1-Т10 і Тхс. Температура газового середовища приймається в дослідах $t_f = 20$ °С. Отримані дані заносяться в таблиці 2.1 та табл. 2.2. Необхідно провести не менше п'яти дослідів із різними величинами напруги на нагрівачі. Після закінчення проведення дослідів всі тумблери повертаємо у вихідне положення, установка вимикається з мережі.

Таблиця 2.1 – Результати експерименту та обробки даних

| Номер режиму | U, В | Виміру $t, ^\circ\text{C}$ | | | | | | | | | | |
|--------------|------|----------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-------|
| | | t_{w1} | t_{w2} | t_{w3} | t_{w4} | t_{w5} | t_{w6} | t_{w7} | t_{w8} | t_{w9} | t_{w10} | t_f |
| | | | | | | | | | | | | |

Таблиця 2.2 – Результати обробки даних

| Розрахунок | | | | | | | | | | |
|--------------|-------|-------|-------|---------------------|--------|--------|------------------|-------|--------------------|-------|
| Номер режиму | Q_e | Q_p | Q_k | α_i | Nu_i | Gr_i | Ламінарний режим | | Турбулентний режим | |
| | Вт | Вт | Вт | Вт/м ² К | - | - | Π_1 | C_1 | Π_2 | C_2 |
| | | | | | | | | | | |

2.6. Обробка результатів досліджень

1. Для визначення локального коефіцієнта тепловіддачі α згідно закону Ньютона-Ріхмана (2.2) необхідно розрахувати конвективний тепловий потік Q_k , оскільки всі інші величини T_{wi} , T_f , F обмірювані. Q_k визначається з балансу енергії: $Q_k = Q_e - Q_u$, тому що електрична потужність Q_e , витрачена на нагрівання досліджуваного циліндра, віддається в навколишнє середовище як вільною конвекцією Q_k , так і випромінюванням Q_u .

Електрична потужність, що підводиться до циліндра, розраховується по формулі:

$$Q_e = \frac{U^2}{R}, \quad (2.11)$$

де R - омичний опір циліндра, Ом, приймається рівним 0,0195 Ом.

Променистий тепловий потік розраховується по формулі:

$$Q_u = C_0 \cdot \varepsilon \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T_{wi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_f}{100} \right)^4 \right], \quad (2.12)$$

де T_{wi} й T_f – температура стінки в i -й точці поверхні зразка й навколишнього повітря, К; $C_0 = 5,7$ Вт/(м² К⁴) – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; $\varepsilon = 0,2$ – ступінь чорності поверхні сталевого циліндра; $F = \pi D_{нар} h$ – площа бічної поверхні вертикального циліндра, м²; $D_{нар} = 30$ мм, $h = 1,5$ м

Місцевий коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_i = \frac{Q_k}{\pi D_{нар} h \Delta T_i}, \quad (2.13)$$

де $\Delta T_i = T_{wi} - T_f$ – температурний напір у місцях закладення термопар, К.

2. Значення визначальної температури знаходимо по формулі:

$$T_m = \frac{T_{wcp} + T_f}{2}, \quad (2.14)$$

де T_{wcp} – середнє значення температури стінки, К.

За знайденим значенням визначальної температури виписуються з додатка теплофізичні параметри (λ , ν , Pr) і підраховується об'ємний коефіцієнт розширення $\beta = 1/T_m$.

3. Обчислюються критерії подоби:

$$Nu_{mi} = \frac{\alpha_{mi} X_i}{\lambda_m}, \quad (2.15)$$

$$Gr_{mi} = \frac{g \beta \Delta t_i X}{\nu_m^2}, \quad (2.16)$$

$$Pr_m = \frac{\nu_m}{a} = \frac{C_p \mu_m}{\lambda_m}. \quad (2.17)$$

4. Результати обробки дослідних даних зводяться в таблицю.

5. Отримані значення критеріїв подоби наносяться на графік, побудований у логарифмічних координатах $\lg Nu_m$, $\lg(Gr_m Pr_m)$ (див. рис. 2.2) і апроксимуються прямою лінією, тангенс кута нахилу якої визначається значення показника n у критеріальній залежності: $Nu_{mx} = C (Gr_{mx} Pr_m)^n$.

Значення постійної C визначається з виразу по будь-якій точці апроксимуючої прямої.

7. Аналогічні дії до пп. 4 і 6 виконуються для визначальної температури T_f .

8. Зіставляються експериментально отримані залежності $Nu_x = C(Gr_x Pr)^n$ з теоретичними для ламінарного й турбулентного режимів течії.

Ламінарний режим течії реалізується при $Gr_{fx} Pr_f < 10^9$. Число Нуссельта обраховується за теоретичною залежністю, що має вид:

$$Nu_{fx} = 0,56 (Gr_{fx} Pr_f)^{0,25} \quad (2.18)$$

Турбулентний режим течії в примежовому шарі реалізується при $Gr_{fx} Pr_f \geq 6 \cdot 10^{10}$. У цьому випадку теоретична залежність має вигляд:

$$Nu_{fx} = 0,13 (Gr_{fx} Pr_f)^{1/3} \quad (2.19)$$

9. Будується графік залежності коефіцієнта тепловіддачі уздовж вертикальної стінки $\alpha_i = f(x_i)$ (див. рис.2.1).

2.7. Оцінка похибки результатів дослідів

При обробці результатів експериментів на даній установці для кожного режиму нагріву й теплообміну необхідно враховувати клас застосованого вимірювального приладу і його припустимі похибки вимірів відповідно до метрологічних вимог ДЕРЖСТАНДАРТ 8.009-84 і ДЕРЖСТАНДАРТ 8.508-86.

Оскільки при виконанні роботи на кожному заданому стаціонарному режимі проводиться однократний вимір електричних і температурних параметрів, рекомендується наступний порядок розрахунку при оцінці похибок:

1. Визначається клас точності вимірювальних приладів і оцінюється похибка виміру величини в обраному діапазоні вимірів. Межа припустимої основної похибки засобів вимірів оцінюється по формулі:

$$\Delta X = \gamma \frac{X_H}{100}, \quad (2.20)$$

де X_n – нормоване значення вимірюваної або обумовленої припустимої величини; γ - межа припустимої похибки приладу (клас точності приладу).

2. З урахуванням, що конвективний тепловий потік визначається з рівняння балансу:

$$Q_k = Q_c - Q_p = \frac{U^2}{R} - C_0 \varepsilon \pi D_{\text{нар}} \cdot 4 \left[\left(\frac{T_{wi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_f}{100} \right)^4 \right], \quad (2.21)$$

середньоквадратична відносна похибка обчислень конвективного теплового потоку Q_k розраховується по формулі:

$$\frac{\Delta Q_k}{Q_k} \cdot 100\% = 100 \left[\left(2 \frac{\Delta \vartheta}{\vartheta} \right)^2 + \left(\frac{\Delta D_{\text{нар}}}{D_{\text{нар}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta L}{L} \right)^2 + \left(4 \frac{\Delta T_w}{T_w} \right)^2 + \left(4 \frac{\Delta T_f}{T_f} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (2.22)$$

3. Оскільки коефіцієнт тепловіддачі α_i визначається за законом Ньютона-Ріхмана:

$$\alpha_i = \frac{Q_k}{\pi D_{\text{нар}} \cdot 4 (T_{wi} - T_c)}, \quad (2.23)$$

середньоквадратична відносна похибка у визначенні місцевого коефіцієнта тепловіддачі розраховується по формулі:

$$\frac{\Delta \alpha_k}{\alpha_k} = \left[\left(\frac{\Delta Q_k}{Q_k} \right)^2 + \left(\frac{\Delta D_{\text{нар}}}{D_{\text{нар}}} \right)^2 + \left(4 \frac{\Delta T_w}{T_w} \right)^2 + \left(4 \frac{\Delta T_f}{T_f} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.24)$$

У наведених формулах символом « Δ » позначені абсолютні похибки виміру величин напруги U , температур T_{wi} й T_f , діаметра $D_{нар}$ і довжини циліндра L . Абсолютні похибки зазначених величин приймаються рівними 0,5 %.

2.8. Контрольні питання

1. Якими бувають режими течії в примежовому шарі при вільній конвекції у великому об'ємі?
2. Як змінюються профілі швидкості й температури в примежовому шарі?
3. Яку температуру приймаємо за визначальну при узагальненні експериментальних даних?
4. З чого складається схема робочої ділянки експериментальної установки?
5. Як знаходиться відносна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі?

3. Лабораторна робота №3. Дослідження тепловіддачі при вимушеному русі повітря в трубі методом імітаційного моделювання процесу теплообміну

3.1. Призначення роботи

Мета роботи - експериментально визначити локальний і середній по довжині труби значення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеному русі повітря в трубі при рівних швидкостях та порівняти результати дослідів з відомими критеріальними залежностями.

3.2. Теоретичні відомості

Для розрахунку теплового потоку зазвичай використовують формулу Ньютона-Ріхмана (3.1), відповідно до якої густина теплового потоку q пропорційна температурному напорові:

$$q = \alpha(T_f - T_w), \quad (3.1)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² К); T_f – температура рідини вдалині від стінки, К; T_w – температура поверхні теплообміну (стінки), К.

Сучасні методи розрахунку конвективного теплообміну при вимушеному потоці ґрунтуються на теорії примежового шару. У безпосередній близькості до стінки теплота передається тільки теплопровідністю. Тоді відповідно до гіпотези Фур'є густина теплового потоку становить:

$$q = -\lambda_f \frac{\partial T}{\partial n}, \quad (3.2)$$

де λ_f теплопровідність рідини, Вт/(м·К); n – координата, відлічувана від нормалі до ізотермічної поверхні.

Якщо прийняти в першому наближенні:

$$\frac{\partial T}{\partial n} \approx -\frac{T_f - T_w}{\delta_T}, \quad (3.3)$$

де δ_T – товщина теплового примежового шару, то з наведених вище рівнянь випливає:

$$\alpha = \lambda_f / \delta_T. \quad (3.4)$$

Таким чином, для інтенсифікації тепловіддачі потрібно використовувати рідини з високою теплопровідністю і вживати заходів до зменшення товщини примежового шару.

Інтенсивність тепловіддачі конвекцією залежить від характеру течії рідини в примежовому шарі.

При ламінарному режимі течії, коли лінії току не перетинаються, інтенсивність тепловіддачі невелика, слабо залежить від швидкості течії, але сильно змінюється із зміною теплофізичних властивостей середовища.

При турбулентному режимі течії швидкість у кожній точці потоку пульсує біля деякого середнього за часом значення. Внаслідок цього виникає інтенсивне поперечне перемішування рідини, що і викликає інтенсивний обмін кількістю руху і теплотою між шарами з різною швидкістю.

При вимушеній течії рідини в трубах тільки на достатньому віддаленні від входу, коли товщина примежового шару стає рівною радіусові труби, встановлюється стійкий розподіл швидкості і температури по перерізу (стабілізована течія), який не залежить від початкових умов.

На початковій ділянці, де має місце нестабілізований плин, процес тепловіддачі відрізняється великою складністю, і коефіцієнт тепловіддачі різко змінюється по величині.

Розподіл температури і швидкості для нестисливої рідини з постійними фізичними властивостями описується системою диференціальних рівнянь, що у наближенні стаціонарного двомірного примежового шару мають вигляд (3.5 – 3.7):

- рівняння енергії:

$$\rho W_x C_p \frac{\partial T}{\partial x} + \rho W_y C_p \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad (3.5)$$

- рівняння руху:

$$\rho W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} + \rho W_y \frac{\partial W_x}{\partial y} = g \beta \rho_f (T_f - T) - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial W_x}{\partial y} \right), \quad (3.6)$$

- рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial(\rho W_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho W_y)}{\partial y} = 0, \quad (3.7)$$

де ρ – густина рідини, кг/м^3 ; C_p – теплоємність при постійному тиску, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; λ – теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$; μ – динамічна в'язкість, $\text{Па}\cdot\text{с}$; x, y – ортогональна поздовжна і поперечна координати відповідно, м ; W_x, W_y – поздовжна і поперечна складові швидкості відповідно, $\text{м}/\text{с}$; T – термодинамічна температура, К ; $\Delta T = T_w - T_f$ – температурний напір, К .

Система рівнянь описує незліченну кількість процесів конвективного теплообміну. Деякі особливості процесів теплообміну характеризуються умовами однозначності, що містять геометричні, фізичні, тимчасові і граничні умови. Коефіцієнт тепловіддачі α , як впливає з аналізу системи

диференціальних рівнянь і умов однозначності, є складною функцією, що залежить від великого числа факторів. Так, наприклад, у випадку внутрішньої задачі (течія рідини в трубі) коефіцієнт $\alpha = f(\rho, \mu, C_p, \lambda, W_{cp}, T_f, T_w, d, l, x)$, де x – відстань від входу в трубу; W_{cp} – середньомасова швидкість течії рідини; d – діаметр труби; l – довжина труби.

Однак у багатьох випадках математичний опис процесів теплообміну виявляється настільки складним, що вирішити задачу аналітично не представляється можливим. У цих випадках задача може бути вирішена або чисельним методом, або експериментально. Обидва методи дозволяють знайти рішення лише для одного конкретного випадку. При зміні хоча б одного параметра задачу необхідно вирішувати заново.

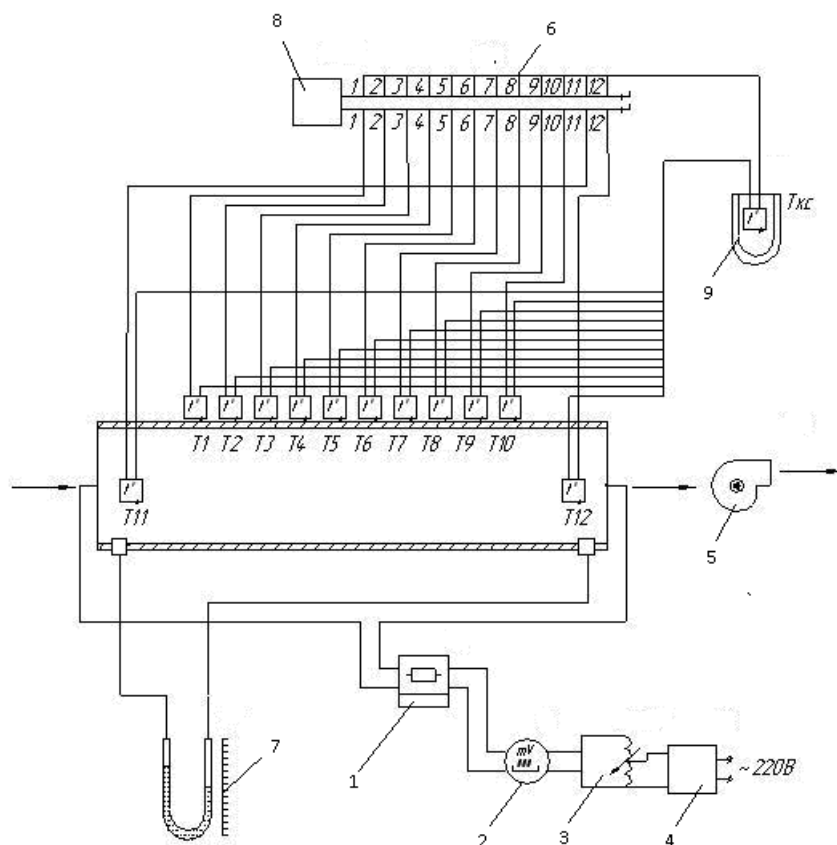
3.3. Опис експериментальної установки

Зовнішній вигляд експериментальної установки для визначення локальних і середніх по довжині труби значень коефіцієнта тепловіддачі при вимушеному русі повітря в трубі показаний на рис. 3.1.



Рисунок 3.1. Зовнішній вигляд експериментальної установки для визначення локальних і середніх по довжині труби значень коефіцієнта тепловіддачі при вимушеному русі повітря в трубі

Схема експериментальної установки зображена на рис. 3.2.



1 – електронагрівач; 2 – мілівольтметр; 3 – лабораторний автотрансформатор; 4 – стабілізатора напруги; 5 – вентилятор; 6 – багатопозиційний перемикач термопар; 7 – трубка Піто; 8 – перетворювач постійного струму; 9 – посудина Дьюара.

Рисунок 3.2. Схема експериментальної установки для визначення локальних і середніх по довжині труби значень коефіцієнта тепловіддачі при змушеному русі повітря в трубі

Установка складається з електронагрівача (1), підключеного до торців циліндра, мілівольтметра (2), лабораторного автотрансформатора (3), стабілізатора напруги (4), вентилятора (5), 12-ти термопар, з яких термопари T1-T10 розташовані на поверхні циліндра, а T11-T12 – по осі циліндра на вході і виході з робочої ділянки, багатопозиційного перемикача термопар (6), трубки Піто (7), перетворювача постійного струму (8) і посудини Дьюара (9), з опущеними у неї холодними спаями термопар (T_{xc}).

3.4. Методика проведення дослідів

Після ознайомлення зі змістом роботи й установкою, викладач задає геометричні параметри робочої ділянки та матеріалу, які вносяться до таблиці даних. Вимірюють барометричний тиск та температуру навколишнього середовища і також вносять в таблицю.

Установка вмикається тумблером живлення мережі. Потім вмикається вентилятор, що забезпечує вимушену конвекцію повітря. За допомогою вентилятора (ВН) задається необхідна витрата повітря ΔP_1 , контрольована за показниками трубки Піто (ТП). За допомогою тумблера вмикання нагріву подається живлення на нагрівач. За допомогою регулювальної ручки реостата встановлюється навантаження на нагрівачі (ЕН). Починається нагрівання робочої ділянки.

Проведення дослідів можливо в двох режимах:

- при постійній витраті повітря ($\Delta P = \text{const}$);
- при постійній напрузі на нагрівачі ($\Delta U = \text{const}$).

Режим проведення дослідів задається викладачем.

Після настання стаціонарного теплового режиму дані показань термопар T_1 - T_{12} і T_{xc} заносяться до таблиці 3.1. В залежності від режиму, до таблиці 3.1 заносяться також показання трубки Піто (ТП), або вольтметра (В). Далі за допомогою ручки реостата виставляється нове значення напруги U_2 (або за допомогою навантаження на вентиляторі виставляється ΔP_2) і дослід повторюється. Необхідно провести досліди для значень $U = 1,1\text{В}; 1,3\text{В}; 1,5\text{В}; 1,7\text{В}$ або $\Delta P = 200\text{Па}; 400\text{Па}; 600\text{Па}; 800\text{Па}$ відповідно. Після закінчення проведення дослідів усі тумблери повертаються у вихідне положення, установка вимикається з мережі.

Таблиця 3.1 – Результати експерименту

| № режиму | U, В | ΔН, Па | ΔР, Па | t'_f | t_{w1} | t_{w2} | t_{w3} | t_{w4} | t_{w5} | t_{w6} | t_{w7} | t_{w8} | t_{w9} | t_{w10} | t''_f |
|----------|---------|-----------|-----------|--------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|---------|
| | | | | °С | | | | | | | | | | | |
| 1. | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2. | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3. | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4. | | | | | | | | | | | | | | | |

Барометричний тиск В = ... Температура в приміщенні $t_{п}$ = ...

3.5. Обробка результатів

1. Визначається тепловий потік Q по формулі:

$$Q = \frac{U^2}{R_e} \quad (3.8)$$

де електричний опір робочої ділянки $R_e = 0,0344$ Ом;

U – виміряна напруга.

2. Розраховується масова витрата повітря G, 1 кг/с:

$$G = \mu \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2\rho_f'' \Delta H} \quad (3.9)$$

де ΔН – динамічний напір, вимірюваний трубкою Піто, Па.

$$\rho_f'' = \frac{B - \Delta P}{R(t_f'' + 273)} \text{ – густина повітря на виході;}$$

B – барометричний тиск, у паскалях (1 мм рт. ст. = 133 Па);

ΔP – виміряне падіння тиску на робочій ділянці в паскалях;

R = 287 Дж/(кг К) – газова постійна повітря;

$\mu = 0,63$ – коефіцієнт, отриманий таруванням;

$d = 8,5 \cdot 10^{-3}$ м - внутрішній діаметр трубки.

3. Визначається середня температура повітря:

$$t_f = \frac{1}{2}(t_f'' + t_f') \quad (3.10)$$

4. Розраховується середня густина повітря:

$$\rho_f = \frac{B}{R(t_f + 273)} \quad (3.11)$$

5. Визначається число Рейнольдса і середня швидкість W на ділянці нагріву:

$$Re_f = \frac{Wd}{\nu_f} = \frac{4G}{\pi d \rho_f \nu_f} \quad (3.12)$$

$$W = \frac{Re_f \nu_f}{d} \quad (3.13)$$

де ν_f - кінематична в'язкість при температурі t_f .

6. Обчислюються значення температурного напору Δt_i в перерізах трубки з координатами X_i :

$$\Delta t_i = (t_{wi} - t_f') - \frac{t_f'' - t_f'}{720} X_i \quad (3.14)$$

7. Визначаються значення локального коефіцієнта тепловіддачі α_i , $[\alpha] = 1$ Вт/(м²К):

$$\alpha_i = \frac{Q - Q_{\pi}}{\Delta t_i \pi d l} \quad (3.15)$$

де Q_{π} – втрати тепла з зовнішньої поверхні трубки:

$$Q_{\pi} = K(\bar{t}_w - t'_f) \quad (3.15)$$

$K = 0,18$ – коефіцієнт, визначений дослідним шляхом,

$\bar{t}_w = 0,1 \sum_{i=1}^{10} t_{wi}$ – середня температура стінки,

$l = 0,72$ м – довжина ділянки труби, що обігривається.

За отриманим значенням α_i будується графік $\alpha=f(X)$ і визначається коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{ocі}$ на основній ділянці.

8. Визначаються середнє значення $\bar{\alpha}$ і критерій Нусельта по дослідним даним Nu_f :

$$\bar{\alpha} = \sum_{i=2}^{i=9} \alpha_i L_i / \sum_{i=2}^{i=9} L_i \quad (3.16)$$

$$Nu_f = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda_f} \quad (3.17)$$

Теплопровідність повітря λ_f приведена в додатку. Крайні значення α_1 і α_{10} виключаються через вплив витоків тепла з торців робочої ділянки.

9. Визначаються розрахункові значення Nu_f за критеріальними залежностями $Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43}$ або $Nu_f = f(Re_f) Pr^{0,48}$.

Таблиця 3.2 – Значення функції $f(Re_f)$ – , що залежить від Re_f :

| Re_f | 2300 | 2500 | 3000 | 3500 | 4000 | 5000 | 6000 | 7000 | 8000 | 9000 | 10^4 |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------------|
| $f(Re_f)$ | 3,6 | 4,9 | 7,5 | 10 | 12,2 | 16,5 | 20 | 24 | 27 | 30 | $0,021Re_f^{0,8}$ |

10. За даними досліду розраховується коефіцієнт гідравлічного опору

$$\xi = \frac{\Delta P_{\text{тр}}}{W^2} \frac{2}{\rho_f} \frac{d}{l}, \quad (3.18)$$

де $\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P - \Delta P_y = \Delta P - W^2 \rho_f \frac{t_f'' - t_f'}{t_f + 273}$ - втрата тиску за рахунок тертя.

11. Отримане значення коефіцієнта гідравлічного опору порівнюються з розрахунковим значенням по формулі Блазиуса:

$$\xi_{\text{розн}} = \frac{0,316}{Re_f^{0,25}} \quad (3.19)$$

12. Розраховується критерій Нусельта по формулі, що отримана на основі гідродинамічної теорії теплообміну:

$$Nu'_{f_{\text{розн}}} = \frac{\xi}{8} Re_f Pr_f^{0,43} \quad (3.20)$$

Розраховані величини $Nu_{f_{\text{розн}}}$ і Nu'_f порівнюються з отриманими в експерименті Nu_f .

Результати розрахунків записуються до таблиці 3.3.

3.6. Оцінка похибки результатів дослідів

На даній лабораторній імітаційній установці процес тепловіддачі моделюється на жорстко фіксованих режимах по заздалегідь заданій програмі. Перехід з одного режиму на іншій здійснюється ступінчасто. Значення спадання напруги на робочій ділянці U і перепаду тисків на мірній шайбі ΔH чітко фіксовані, а вся інша вимірювальна інформація знімається за допомогою встановлених на пульті керування вимірювальних приладів.

При обробці результатів експерименту необхідно для кожного режиму враховувати клас використаного на звичайних лабораторних установках вимірювального приладу і його припустимі метрологічні похибки відповідно до ДСТУ 8.009-84 і ДСТУ 8.508-86.

Таблиця 3.3 – Результати обробки дослідних даних

| № реж. | $Q, \text{ УТ}$ | $\rho_f, \text{ кг/м}^3$ | $G, \text{ кг/з}$ | $t_f, \text{ }^\circ\text{C}$ | $\rho_f, \text{ кг/м}^3$ | Δt_1 | Δt_2 | Δt_3 | Δt_4 | Δt_5 | Δt_6 | Δt_7 | Δt_8 | Δt_9 | Δt_{10} |
|--------|-----------------|--------------------------|-------------------|-------------------------------|--------------------------|---|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-----------------|
| | | | | | | α_1 | α_2 | α_3 | α_4 | α_5 | α_6 | α_7 | α_8 | α_9 | α_{10} |
| | | | | | | $ \text{K} $ (Вт/(м ² К)) | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |

| $\bar{t}_w,$ $^\circ\text{C}$ | $\bar{\alpha},$ Вт/(м ² К) | $Nu_f,$ - | $Nu_{f\text{розр}}$ - | ξ - | $\xi_{\text{розр}}$ - | Nu'_f розр |
|----------------------------------|--|--------------|--------------------------|------------|--------------------------|-----------------|
| | | | | | | |

Практично на кожному заданому стаціонарному режимі проводяться одноразові виміри температур і перепадів тиску. При розрахунку необхідно

також враховувати похибки визначення величин, заданих як постійні для даної установки (електричний опір трубки R_e , її діаметр d і довжина l).

Порядок розрахунку при оцінці похибок рекомендується наступний:

1. Визначається клас точності вимірювального приладу й оцінюється похибка на обраному діапазоні вимірів.

Межа припустимої основної похибки виміру

$$\Delta X = \gamma \frac{X_n}{100} \quad (3.21)$$

де X_n – нормоване значення вимірюваної або обчисленої величини;

γ – межа припустимої похибки приладу (клас точності приладу).

2. Розраховується межа припустимої похибки спадання напруги U на ділянці нагріву:

$$\frac{\Delta U}{U} = \pm \frac{1}{100} \left[1,0 + \left(\frac{U_k}{U_x} - 1 \right) \right], \quad (3.22)$$

де U_k – межа виміру напруги; U_x – показання приладу, В.

3. Визначається межа припустимої похибки виміру електричного опору трубки R_3 зразковим мостом МО-62 (класу 0,1):

$$\frac{\Delta R_3}{R_3} = \pm \frac{1}{100} \left[0,05 + 0,02 \frac{N}{R_3} \right], \quad (3.23)$$

де $R_3=0,0344$ Ом; $N = 3$ – число декад магазину опорів.

Похибка виміру температур t_f і t_w температурним датчиком складає $\pm 2\%$.

Граничні відхилення діаметра трубки d і її довжини l визначаються допусками на виготовлення: $d = 8,5 \pm 0,05$ мм; $l = 720 \pm 1$ мм.

4. Відносна середньоквадратична похибка непрямого виміру коефіцієнта тепловіддачі α визначається за формулою:

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} = \left[\left(\frac{2\Delta U}{U} \right)^2 + \left(\frac{\Delta R_3}{R_3} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_w}{t_w - t_f} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_f}{t_w - t_f} \right)^2 + \left(\frac{\Delta d}{d} \right)^2 + \left(\frac{\Delta l}{d} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.24)$$

3.7. Контрольні питання

1. Описати визначальні і визначаємі критерії подоби для процесу, що досліджується в даній лабораторній роботі.

2. Які критерії подоби для конвективного теплообміну в канала?.

3. З чого складається схема експериментальної установки?

4. Як в даній лабораторній роботі визначити значення локального коефіцієнта тепловіддачі?

5. Для чого і як визначається коефіцієнт гідравлічного опору в даній лабораторній роботі?

Рекомендована література

1. Константинов С.М. Теплообмін: Підручник. К.: ВПІ ВПК «Політехніка»: Інрес, 2005. 304 с.
2. Кулінченко В.Р., Шевченко О.Ю. Теплопередача з елементами масообміну (теорія і практика процесу): Підручник. К.: Фенікс, 2014. 920 с.
3. Співак О.Ю., Резидент Н.В. Теорія теплообміну. Частина I: Навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2021. 113 с
4. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Теорія теплообміну: Навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. 100 с.

Додаток А
Теплофізичні властивості речовин

Таблиця 1 – Фізичні параметри двоокису вуглецю

$P = 10,13 \cdot 10^4$ Па (760 мм рт ст)

| T, К | ρ , кг/м ³ | C_p , Кдж/(кг·К) | $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м К) | $\mu \cdot 10^6$, Н с/м ² | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | $a \cdot 10^6$, м ² /с | Pr - |
|---------|-------------------------------|-----------------------|------------------------------------|--|---|---------------------------------------|---------|
| 300 | 1,773 | 0,851 | 1,66 | 14,92 | 8,42 | 11,0 | 0,77 |
| 350 | 1,517 | 0,900 | 2,04 | 17,21 | 11,34 | 14,9 | 0,76 |
| 400 | 1,326 | 0,942 | 2,43 | 19,39 | 14,62 | 19,5 | 0,75 |
| 450 | 1,176 | 0,981 | 2,83 | 21,49 | 18,24 | 24,5 | 0,74 |
| 500 | 1,059 | 1,02 | 3,25 | 23,31 | 22,01 | 30,1 | 0,73 |
| 550 | 0,962 | 1,05 | 3,66 | 25,39 | 26,39 | 36,2 | 0,73 |
| 600 | 0,883 | 1,08 | 4,07 | 27,22 | 30,83 | 42,7 | 0,72 |
| 650 | 0,814 | 1,10 | 4,45 | 28,98 | 35,6 | 49,7 | 0,72 |
| 700 | 0,756 | 1,13 | 4,81 | 30,63 | 40,52 | 56,3 | 0,72 |

Таблиця 2 – Фізичні параметри азоту N₂

$P = 10,13 \cdot 10^4$ Па (760 мм рт. ст.)

| T, К | ρ , кг/м | C_p , Кдж/(кг·К) | $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м К) | $\mu \cdot 10^6$, Н с/м ² | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | $a \cdot 10^6$, м ² /с | Pr - |
|---------|------------------|-----------------------|------------------------------------|--|---|---------------------------------------|---------|
| 300 | 1,123 | 1,041 | 2,59 | 17,82 | 15,87 | 22,15 | 0,716 |
| 350 | 0,962 | 1,042 | 2,93 | 20,0 | 20,79 | 29,23 | 0,711 |
| 400 | 0,842 | 1,045 | 3,27 | 22,04 | 26,18 | 37,16 | 0,705 |
| 450 | 0,749 | 1,05 | 3,58 | 23,96 | 31,99 | 45,52 | 0,703 |
| 500 | 0,674 | 1,056 | 3,89 | 25,57 | 37,94 | 54,65 | 0,694 |
| 550 | 0,612 | 1,065 | 4,17 | 27,47 | 44,89 | 63,98 | 0,702 |
| 600 | 0,561 | 1,075 | 4,46 | 29,08 | 51,84 | 73,95 | 0,701 |
| 650 | 0,518 | 1,086 | 4,72 | 30,62 | 59,11 | 83,9 | 0,705 |
| 700 | 0,481 | 1,098 | 4,99 | 32,1 | 66,74 | 94,48 | 0,706 |

Таблиця 3 – Фізичні параметри водню Н₂В = 10,13 · 10⁴ Па (760 мм рт. ст.)

| T, К | ρ, кг/м ³ | C _p , Кдж/(кг·К) | λ 10 ² , Вт/(м К) | μ 10 ⁶ , Н с/м ² | ν 10 ⁶ , м ² /с | α 10 ⁶ , м ² /с | Pr - |
|---------|-------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---|--|--|---------|
| 300 | 0,0807 | 14,31 | 18,3 | 8,9 | 110,29 | 158,5 | 0,696 |
| 350 | 0,0692 | 14,43 | 20,4 | 9,86 | 142,49 | 204,3 | 0,697 |
| 400 | 0,0605 | 14,48 | 22,6 | 10,82 | 178,84 | 258,0 | 0,693 |
| 450 | 0,0538 | 14,5 | 24,7 | 11,71 | 221,78 | 322,6 | 0,687 |
| 500 | 0,0484 | 14,52 | 26,6 | 12,59 | 260,12 | 378,5 | 0,687 |
| 550 | 0,0441 | 14,53 | 28,5 | 13,42 | 304,31 | 444,8 | 0,684 |
| 600 | 0,0403 | 14,55 | 30,5 | 14,25 | 353,6 | 520,2 | 0,680 |
| 650 | 0,0372 | 14,58 | 32,3 | 15,02 | 403,76 | 595,5 | 0,678 |
| 700 | 0,0346 | 14,61 | 34,2 | 15,78 | 456,07 | 676,5 | 0,674 |

Таблиця 4 – Фізичні параметри сухого повітря

В = 10,13 · 10⁴ Па (760 мм рт. ст.)

| t, °С | ρ, кг/м ³ | C _p , Кдж/(кг·К) | λ 10 ² , Вт/(м К) | μ 10 ⁶ , Н с/м ² | ν 10 ⁶ , м ² /с | α 10 ⁶ , м ² /с | Pr - |
|----------|-------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---|--|--|---------|
| 80 | 1,00 | 1,009 | 3,05 | 21,1 | 21,09 | 30,2 | 0,692 |
| 100 | 0,946 | 1,009 | 3,21 | 21,9 | 23,13 | 33,6 | 0,688 |
| 120 | 0,898 | 1,009 | 3,34 | 22,8 | 25,45 | 36,8 | 0,686 |
| 140 | 0,854 | 1,013 | 3,49 | 23,7 | 27,8 | 40,3 | 0,684 |
| 160 | 0,815 | 1,017 | 3,64 | 24,5 | 30,09 | 43,9 | 0,682 |
| 180 | 0,779 | 1,022 | 3,78 | 25,8 | 32,49 | 47,5 | 0,681 |
| 200 | 0,746 | 1,016 | 3,93 | 26,0 | 34,85 | 51,4 | 0,680 |
| 250 | 0,674 | 1,058 | 4,27 | 28,4 | 40,61 | 61,0 | 0,677 |
| 300 | 0,615 | 1,047 | 4,60 | 29,7 | 48,33 | 71,6 | 0,674 |
| 350 | 0,566 | 1,059 | 4,91 | 31,4 | 55,46 | 81,9 | 0,676 |
| 400 | 0,524 | 1,068 | 5,21 | 33,0 | 63,09 | 93,1 | 0,678 |
| 500 | 0,456 | 1,093 | 5,74 | 36,2 | 79,38 | 115,3 | 0,687 |
| 600 | 0,404 | 1,114 | 6,22 | 39,1 | 96,39 | 138,3 | 0,699 |

Таблиця 5 – Фізичні параметри сухого повітря при нормальному атмосферному тиску

| t_1 , °C | C_p , Кдж/(кг·К) | ρ , кг/м ³ | $\lambda \cdot 10^2$, В/м К | $\mu \cdot 10^6$, Па з | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | Pr |
|---------------|-----------------------|-------------------------------|---------------------------------|----------------------------|---|-------|
| 10 | 1,005 | 1,247 | 2,51 | 20,06 | 14,16 | 0,705 |
| 20 | 1,005 | 1,205 | 2,59 | 21,42 | 15,06 | 0,703 |
| 30 | 1,005 | 1,165 | 2,67 | 22,54 | 16,00 | 0,701 |
| 40 | 1,005 | 1,128 | 2,75 | 24,26 | 16,96 | 0,699 |
| 50 | 1,005 | 1,098 | 2,82 | 25,72 | 17,95 | 0,698 |
| 60 | 1,005 | 1,060 | 2,89 | 27,26 | 18,97 | 0,696 |
| 70 | 1,009 | 1,029 | 2,96 | 28,85 | 20,02 | 0,694 |
| 80 | 1,009 | 1,000 | 3,04 | 30,48 | 21,09 | 0,692 |
| 90 | 1,009 | 0,972 | 3,12 | 32,03 | 22,10 | 0,690 |