



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ
ХІМІЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ-2. ТЕПЛОВІ
ПРОЦЕСИ:
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ,
НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»,
спеціалізацією «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування об-
ладнання хімічної інженерії»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2022

Процеси та обладнання хімічної технології-2. Теплові процеси: лабораторний практикум, навчальний посібник [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: А. М. Любека, М.П. Швед, Я.М. Корнієнко, Г.С. Подиман – Електронні текстові данні (1 файл: 1,5 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 65 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 3 від 01 грудня 2022р.)*

*за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету
(протокол № 9 від 26 вересня 2022р.)*

Електронне мережне навчальне видання

ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ-2. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ: ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ, НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Укладачі: ЛЮБЕКА Андрій, канд. техн. наук, ст. викладач
ШВЕД Микола, канд. техн. наук, доцент
КОРНІЄНКО Ярослав, докт. техн. наук, професор
ПОДИМАН Григорій, асистент

Відповідальний редактор: КОРНІЄНКО Ярослав, канд. техн. наук, ст. викладач

Рецензент: Щербина Валерій Юрійович., канд.тех. наук, доц.

У збірнику лабораторних робіт коротко викладено матеріали для проведення чотирьох лабораторних робіт: Дослідження стаціонарної теплопровідності через циліндричну стінку, Дослідження тепловіддачі за умов теплової конвекції, Дослідження тепловіддачі при кипінні та конденсації, Дослідження процесу теплопередачі в теплообміннику з u-подібними трубами. До кожної лабораторної роботи наведено теоретичні відомості, опис експериментальної установки, методику проведення експерименту, відомості про обробку результатів експериментів, контрольні запитання та перелік посилань.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Позначення	Одиниця виміру	Найменування величини
a	$\text{м}^2/\text{с}$	коефіцієнт температуропровідності
c, c_p	$\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	питома масова теплоємність за умов сталого тиску
d	м	діаметр
d_e	м	еквівалентний діаметр
F	м^2	площа поверхні
g	$\text{м}/\text{с}^2$	прискорення вільного падіння
$\text{grad } T, \nabla T$	$\text{К}/\text{м}$	градієнт температури
G	$\text{кг}/\text{с}$	масова витрата
H	м	висота
k	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	коефіцієнт теплопередачі
k_l	$\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	лінійний коефіцієнт теплопередачі
l	м	визначальний розмір
L	м	довжина
m	кг	маса
\mathbf{n}	–	напрямок нормалі
n	–	кількість
q	$\text{Вт}/\text{м}^2$	питомий тепловий потік (густина теплового потоку)
Q	Дж	кількість теплоти
Q	Вт	тепловий потік
r	м	радіус, поточний радіус
r	$\text{Дж}/\text{кг}$	питома теплота пароутворення (конденсації)

Продовження

Позначення	Одиниця виміру	Найменування величини
r, θ, z	–	циліндричні координати
R	$\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	термічний опір теплопередачі
S	м^2	площа поперечного перерізу
t	$^{\circ}\text{C}$	температура за шкалою Цельсія
T	К	абсолютна температура
\bar{T}	К	середня температура
V	м^3	об'єм
V_c	$\text{м}^3/\text{с}$	об'ємна витрата
w	$\text{м}/\text{с}$	швидкість частинки, потоку
\bar{w}	$\text{м}/\text{с}$	середня швидкість
W	Вт	потужність електронагрівника
x, y, z	–	прямокутні декартові координати
α	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	коефіцієнт тепловіддачі
α, γ, φ	рад	плоский кут
β	К^{-1}	термічний коефіцієнт об'ємного розширення
δ	м	товщина
Δ	–	змінення, перепад
ΔT	К	змінення температури середній температурний напір
Δt	$^{\circ}\text{C}$	змінення температури середній температурний напір
ε	–	ступінь чорноти сірого тіла
λ	$\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	коефіцієнт теплопровідності
λ/δ	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	теплова провідність
δ/λ	$(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$	термічний опір
μ	$\text{Па} \cdot \text{с}$	(динамічна) в'язкість
ν	$\text{м}^2/\text{с}$	коефіцієнт кінематичної в'язкості
π	–	число «пі»
ρ	$\text{кг}/\text{м}^3$	густина
τ	с	час, тривалість
τ	Па	дотичне напруження
$\nabla^2 t$	$\text{К}/\text{м}^2$	оператор Лапласа температури

Продовження

Критерії подібності

$Ar = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho - \rho_0}{\rho}$	критерій Архімеда	$K = \frac{q}{r\rho_n d_0 u}$	критерій фазового переходу (під час кипіння)
$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda_\tau}$	критерій Біо	$K = \frac{r}{c\Delta T}$	критерій фазового переходу (під час конденсації)
$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$	критерій Ейлера	$Ne = \frac{Pl}{mw^2}$	критерій Ньютона
$Fo = \frac{a\tau}{l^2}$	критерій Фур'є	$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_p}$	критерій Нуссельта
$Fr = \frac{gl}{w^2}$	критерій Фруда	$Pe = \frac{wl}{a}$	критерій Пекле
$Ga = \frac{gl^3}{\nu^2}$	критерій Галілея	$Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$	критерій Прандтля
$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta T$	критерій Грасгофа	$Re = \frac{wl}{\nu}$	критерій Рейнольдса
$Ho = \frac{w\tau}{l}$	критерій гомохронності		

Індекси

Індекс	Тлумачення індексу	Індекс	Тлумачення індексу
<i>e</i>	еквівалентне значення	<i>л</i>	складова випромінювання
<i>max</i>	максимальне значення	<i>м</i>	менше значення
<i>min</i>	мінімальне значення	<i>п</i>	стосується пари
<i>r</i>	радіальна складова	<i>р</i>	стосується рідини
<i>s</i>	стосується стану насичення	'	початковий стан (стан на вході в апарат)
<i>x, y, z</i>	проекції на декартові осі координат	"	кінцевий стан (стан на виході з апарата)
<i>б</i>	більше значення	1	стосується гарячого теплоносія
<i>в</i>	значення на внутрішньому боці	2	стосується холодного теплоносія
<i>з</i>	значення на зовнішньому боці	[]	гранично допустиме значення
<i>к</i>	складова конвекції		

ВСТУП

Для створення єдиного уявлення про умови протікання процесів хімічної технології необхідне розуміння основних понять, гіпотез, аксіом, фундаментальних законів, а також деяких аспектів історичного розвитку цих процесів. Теплові процеси є базовою інженерною дисципліною, особливо для інженерів механіків, які навчаються спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізацією *«Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії»*. При вивченні дисципліни студенти оволодівають основними законами перенесення теплоти при вирішенні практичних завдань у багатьох галузях техніки: хімічному машинобудуванні; нафтопереробці, мембранній техніці, переробці полімерів, виробництві фармацевтичних препаратів та холодильній техніці, водопостачанні та постачанні повітрям, тощо.

Особлива увага приділяється засвоєнню теоретичних знань у практичному відпрацюванні лабораторних робіт.

Зміст

1. ДОСЛІДЖЕННЯ СТАЦІОНАРНОЇ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ЧЕРЕЗ ЦИЛІНДРИЧНУ СТІНКУ	9
1.1 Вступ	9
1.2 Теоретична частина	9
1.3 Опис експериментальної установки	14
1.4 Методика проведення експерименту	15
1.5 Обробка результатів експериментів	16
1.6 Контрольні запитання.....	16
1.7 Перелік посилань	16
2. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ЗА УМОВ ТЕПЛОВОЇ КОНВЕКЦІЇ.....	18
2.1 Вступ	18
2.2 Теоретичні відомості	18
2.3 Опис дослідної установки	22
2.4 Техніка безпеки	23
2.5 Методика проведення експерименту	24
2.6 Узагальнення результатів дослідів	26
2.7 Аналітичний метод визначення коефіцієнтів критеріального рівняння.....	28
2.8 Аналіз результатів.....	32
2.9 Контрольні запитання.....	32
2.10 Перелік посилань	33

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ КИПІННІ ТА КОНДЕНСАЦІЇ	34
3.1 Вступ	34
3.2 Теоретичні відомості	35
3.3 Опис дослідної установки	38
3.4 Техніка безпеки	39
3.5 Методика проведення експерименту	40
3.6 Обробка результатів дослідів	43
3.7 Аналіз одержаних результатів і основні висновки	46
3.8 Контрольні запитання до роботи	46
3.9 Перелік посилань	46
4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В ТЕПЛООБМІННИКУ З U-ПОДІБНИМИ ТРУБАМИ	48
4.1 Вступ	48
4.2 Теоретичні відомості	48
4.3 Опис дослідної установки	50
4.4 Техніка безпеки	53
4.5 Методика проведення експерименту	53
4.6 Обробка результатів дослідів	55
4.6.1 Визначення дійсного коефіцієнта теплопередачі	55
4.6.2. Визначення розрахункового коефіцієнта теплопередачі	56
4.6.3. Визначення розрахункового коефіцієнта теплопередачі.	59
Додаток А	64

1. ДОСЛІДЖЕННЯ СТАЦІОНАРНОЇ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ЧЕРЕЗ ЦИЛІНДРИЧНУ СТІНКУ

1.1 Вступ

Передача тепла через циліндричну стінку при граничних умовах другого й третього роду відбувається в апаратах, які мають електронагрівники опору (підігрівники повітря, сушарки, циліндри черв'ячних екструдерів, пускові електронагрівники колон синтезу аміаку та ін.) В установках безперервної дії найбільший інтерес представляє стаціонарний режим теплообміну, тобто режим характерний тим, що температурне поле не залежить від часу. Він встановлюється через деякий час після пуску установки й підтримується протягом усього часу роботи аж до початку зупинки апарата. Тому вивчення характеру розподілу температур при стаціонарному режимі має важливе практичне значення.

метою даної роботи є експериментальне дослідження стаціонарного одномірного температурного поля циліндричної стінки й порівняння отриманих даних з результатами теоретичних розрахунків.

1.2 Теоретична частина

Розглянемо процес нагріву довгої циліндричної труби, що у початковий момент часу має постійну по перетину й довжині температуру, що дорівнює температурі навколишнього середовища (рис. 1). Нехай у певний момент часу до внутрішньої поверхні труби підводиться тепловий потік q_L починається розігрів труби (гранична умова другого роду на внутрішній стінці). При цьому спочатку прогріваються внутрішні шари (криві 1-3), а температура зовнішньої поверхні залишається незмінною. Тепло в цьому випадку йде тільки на нагрівання стінки. Надалі температура зовнішньої поверхні труби почне підвищуватися (криві 4,5), що, у свою чергу, викли-

кає перенос тепла в навколишнє середовище. При цьому частина тепла витрачається на нагрівання труби, а інша частина приділяється навколишньому повітрю. Частка останньої збільшується з ростом температури зовнішньої поверхні стінки.

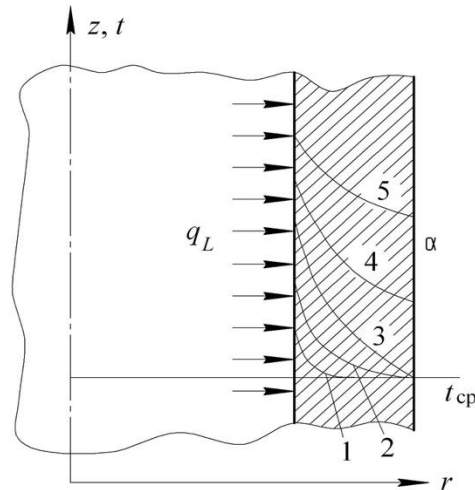


Рисунок 1.1 Зміна температури стінки при розігріві.

Нарешті, настає момент, коли весь тепловий потік передається в навколишнє середовище - встановлюється рівноважний стан, при якому температури перестають змінюватися в часі (крива 5).

Ціль роботи - дослідити описаний режим. Для цього досить визначити температуру в n точках по перетину труби й зрівняти їх з результатами теоретичного розв'язання.

Нехай задані наступні величини: питомий тепловий потік q , температура середовища t_{cp} геометричні розміри труби, фізичні властивості матеріалу труби й навколишнього середовища (повітря).

Для теоретичного розв'язання скористуємося диференціальним рівнянням теплопровідності, що для циліндричної системи в координатах r, z, φ записується так:

$$\frac{dt}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} + \frac{1}{r^2} \frac{d^2}{d\varphi^2} + \frac{d^2}{dz^2} \right) \quad (1.1)$$

де t - поточна температура; α - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки.

Оскільки процес стаціонарний, то, $\frac{dt}{d\tau} = 0$ Тепловий потік q_L , на внутрішній поверхні труби вважаємо розподіленим рівномірно. У цьому випадку ізотермічні поверхні являють собою концентричні циліндри й температура в напрямку кута φ не міняється, тобто $\frac{d^2t}{d\varphi^2} = 0$.

Для досить довгої труби уздовж координати z , градієнтом температур можна зневажити, тобто $\frac{d^2t}{dz^2} = 0$

З урахуванням цих допущень рівняння (1.1) приймає вид:

$$\frac{d^2t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} = 0 \quad (1.2)$$

Інтегруючи рівняння (1.2), одержуємо

$$\frac{dt}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad (1.3)$$

Повторне інтегрування дає функцію

$$t = C_1 \cdot \ln r + C_2 \quad (1.4)$$

Для визначення постійних інтегрування C_1 і C_2 необхідно задати дві граничних умови - на внутрішній ($r = R_1$) і зовнішній ($r = R_n$) поверхнях труби. Густина теплового потоку на внутрішній поверхні труби, коли $r=R_1$

$$q_L = -2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \lambda \cdot \frac{dt}{dr} \quad (1.5)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби.

Вважаємо, що значення λ не залежить від часу, температури й координат, тобто

$$\lambda = \text{const} \quad (1.6)$$

Рівняння (1.5) - умова на внутрішній поверхні, називається граничною умовою другого роду.

З урахуванням (1.5) і (1.6) рівняння (1.3) набуває вигляду:

$$\frac{dt}{dr} = \frac{C_1}{R_1} = -\frac{q_L}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \lambda} \quad (1.7)$$

Звідки

$$C_1 = -\frac{q_L}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln r + C_2 \quad (1.8)$$

Підставляючи (1.8) в (1.4), одержуємо:

$$t = -\frac{q_L}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \lambda r + C_2 \quad (1.9)$$

Із зовнішньої поверхні тепло виділяється в навколишнє середовище шляхом тепловіддачі з інтенсивністю α (Вт/м² К). Тоді, густина теплового потоку на зовнішній поверхні труби при $r = R_n$, $t = t_n$

$$q_L = 2 \cdot \pi \cdot R_n \cdot \alpha \cdot (t_n - t_{cp}) \quad (1.10)$$

Два останніх рівняння дозволяють визначити постійну інтегрування

$$C_2 = t_{cp} + \frac{q_L}{2 \cdot \pi \cdot R_n \cdot \alpha} \quad (1.11)$$

Після підстановки (1.8) і (1.11) в (1.4) остаточно одержимо:

$$t = t_{cp} + \frac{q_L}{2 \cdot \pi \cdot R_n \cdot \alpha} + \frac{q_L}{2\pi\lambda} \ln \frac{R_n}{r} \quad (1.12)$$

Із рівняння (1.12) видно, що поточний радіус r знаходиться під знаком логарифма, що свідчить про те, що температурне поле по товщині циліндричної труби змінюється по логарифмічному закону.

Рівняння (1.2) разом із граничними умовами й даними (1.6) про фізичні властивості матеріалу становлять повне математичне описання (математичну модель) процесу стаціонарної теплопровідності циліндричної стінки.

Коефіцієнт тепловіддачі α , який при розв'язанні рівняння теплопровідності вважався відомим, визначається як сума коефіцієнтів тепловіддачі за рахунок конвекції α_k і випромінювання α_ℓ :

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_\ell \quad (1.13)$$

При природній конвекції коефіцієнт тепловіддачі α_k може бути знайдений із критеріального рівняння []:

$$Nu = 0.5 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25} \quad (1.14)$$

де, $Nu = \frac{\alpha_k \cdot 2 \cdot R_n}{\lambda_{CP}}$ - критерій Нуссельта,

$G_r = \frac{g \cdot (2 \cdot R_n)^3}{\nu_{CP}^2} \cdot \beta \cdot (t_n - t_{CP})$ - критерій Грасгофа

$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}$ критерій Прандтля

Теплофізичні характеристики, що входять в вище приведені критерії, взяті при визначальній температурі – середній температурі повітря t_{CP} , а ті, що входять в критерій Pr_{CT} взяті при температурі поверхні стінки t_n .

З огляду на те, що для повітря теплофізичні характеристики приблизно постійні у великому діапазоні зміни температур, то значення критерію Прандтля дорівнює 0,7, а поправка Міхеєва - одиниці.. Тоді, рівняння (1.14) можна спростити:

$$Nu = 0,457 \cdot Gr^{0,25} \quad (1.15)$$

У критерії Нуссельта й Грасгофа входять теплофізичні властивості повітря: коефіцієнт теплопровідності λ_{CP} , коефіцієнт кінематичної в'язкості ν_{CP} і коефіцієнт об'ємного розширення β . Ці властивості вибираються при температурі навколишнього повітря t_{CP} по таблицях з урахуванням інтер чи екстраполяції, або по наступних рівняннях, що апроксимують табличні дані:

$$\lambda_{CP} = 0,02419 + 9,0108 \cdot 10^{-5} \cdot t_{CP} - 1,6072 \cdot 10^{-7} \cdot t_{CP}^2, \quad (1.16)$$

$$\nu_{CP} = (13,282 + 0,086323 \cdot t + 1,4283 \cdot 10^{-4} \cdot t^2) \cdot 10^{-6} \quad (1.17)$$

$$\beta = \frac{1}{t_{CP} + 273}$$

(1.18)

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням розраховується по залежності:

$$\alpha_L = \varepsilon \cdot C_o \cdot \frac{\left(\frac{t_n + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{CP} + 273}{100}\right)^4}{t_n - t_{CP}} \quad (1.19)$$

де $\varepsilon = 0,96$ - ступінь чорноти зовнішньої поверхні труби ;

$C_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}^4)$ - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

1.3 Опис експериментальної установки

Елементом дослідження (рисунок 1.2 є горизонтальна циліндрична труба 1 довжиною $L=0,3 \text{ м}$, усередині якої міститься трубчастий електронагрівник 2. Його потужність Q регулюється автотрансформатором і заміряється ватметром. Електронагрівач забезпечує постійний по довжині тепловий потік $q=Q/L$ на внутрішній поверхні циліндра (гранична умова другого роду). По товщині стінки труби закладені п'ять термопар 3, спаї яких знаходяться на різних радіусах $R_1 \div R_5$. Термопара t_1 показує температуру внутрішньої, а t_5 зовнішньої поверхні труби. Розташування спаїв термопар на різних радіусах дозволяє експериментально одержувати криву розподілу температури по товщині стінки.

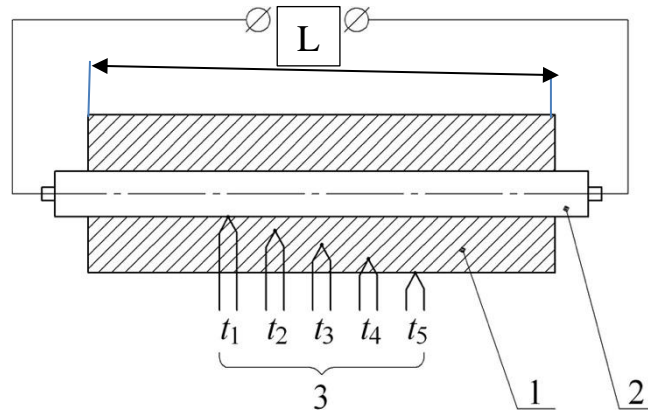


Рисунок 1.2 Схема дослідного елемента.

ТермоЕДС термопар вимірюється за допомогою цифрового приладу, до якого вони підключаються по черзі за допомогою перемикача термопар.

1.4 Методика проведення експерименту

Для проведення досліджень варто перевірити справність установки, включити її в електромережу й за допомогою автотрансформатора встановити задану потужність електронагрівника. Підключивши до приладу одну з термопар, виждати, поки встановиться стаціонарний режим (температура перестане змінюватися в часі).

Після виходу на стаціонарний режим вимірюються наступні параметри: температури п'яти термопар t_i , потужність електронагрівника Q ; температура навколишнього повітря за показаннями встановленого в лабораторії термометра t_{cp} , а потім записуються в таблицю 1.

Крім того, у цю таблицю заносяться радіуси закладення термопар R_i , теплопровідність стінки циліндра λ довжина труби L .

Параметри експериментів

Таблиця 1.

λ Вт/(мК)	L м		Q Вт	$R_{1=}$	$R_{2=}$	$R_{3=}$	$R_{4=}$	$R_{5=}$	t_{cp}
				t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	
		1							
		2							
		3							

Виконавши вимірювання, змінюємо потужність нагрівача й приступаємо до виконання наступного дослідження.

1.5 Обробка результатів експериментів

Для обробки результатів необхідно:

- 1) за рівняннями (16) – (18) або по таблицях знайти теплофізичні властивості повітря при температурі $t_{\text{ср}}$;
- 2) обчислити за рівнянням (15) критерій Nu і потім коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α_k ;
- 3) за рівнянням (19) знайти коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням α_L , і сумарний коефіцієнт тепловіддачі α , (рівняння(13));
- 4) знайти значення q_L і за рівнянням (12) визначити температуру-при різних значеннях радіусів ($R_1...R_5$)
- 5) побудувати теоретичну та експериментальну залежності температури від радіуса труби, пояснити отримані результати.

Всі обчислення виконуються в системі СІ.

1.6 Контрольні запитання

1. Поясніть механізм перенесення теплоти теплопровідністю.
2. Що таке стаціонарне і нестаціонарне температурне поле? Запишіть математичний вираз для температурного поля в загальному вигляді.
3. Що таке ізотермічні поверхні і температурний градієнт?
4. Як визначити тепловий потік через плоску та циліндричну стінки в процесі теплопровідності?
5. Дайте означення коефіцієнта теплопровідності. Поясніть його фізичний зміст та запишіть розмірність.

1.7 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.

2. Дытнерский Ю. И. Процеси і апарати хімічної технології: Учебник для вузов. Изд.2-е. В 2-х кн. Часть 1. М.: Химия, 1995.-400 с.: ил.

3. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., 1973, 750 с

4. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії тепломасообміну: навчальний посібник [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко – Електронні текстові данні (1 файл: 3,57 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 160 с. –Назва з екрана. – Доступ: <http://el.kpi.ua/handle/123456789/18728>

2. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДАЧІ ЗА УМОВ ТЕПЛОВОЇ КОНВЕКЦІЇ

2.1 Вступ

Теплова, або вільна конвекція виникає в рідинах і газах внаслідок існування різниці температур. При цьому виникають області з різною густиною газу або рідини, що є причиною переміщення об'ємів з різною температурою. Одночасно відбувається також і переміщення теплової енергії. Розрізняють вільну конвекцію в обмеженому і необмеженому просторі. В першому випадку ширина об'єму рідини порівняно невелика і конвективні потоки, які виникають біля поверхонь тіл, взаємодіють між собою. Якщо ж ширина об'єму рідини досить велика і ці потоки між собою не взаємодіють, то маємо вільну конвекцію в необмеженому просторі.

Мета роботи полягає в експериментальному дослідженні тепловіддачі при вільній конвекції в необмеженому просторі і одержанні критеріального рівняння, яке б описувало інтенсивність теплообміну на границі двох середовищ і яке слугує для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі.

2.2 Теоретичні відомості

Розглянемо вертикальну поверхню, температура якої t_n вища, ніж температура оточуючого середовища t_p (рисунок 2.1, *а*). В цьому випадку теплота передається від поверхні оточуючій рідині. Характер зміни температури в напрямку x , перпендикулярному поверхні наведеній на рисунок 2.1, *б*. Завдяки різниці температур густина рідини біля поверхні менша, тому рідина починає рухатись вздовж поверхні. При цьому шар «налипання» біля поверхні має температуру t_n і швидкість його руху дорівнює нулю. На деякій відстані від поверхні температура стає рівною t_p і швидкість знову набуває нульового значення. Таким чином, швидкість змінюється від нуля, як це показано на поверхні до максимуму і знову падає до нуля, як це показано на рисунку 2.1, *б*. Рухомий шар рідини називається

пограничним шаром. На деякій відстані H_1 товщина цього шару невелика і течія носить ламінарний характер.

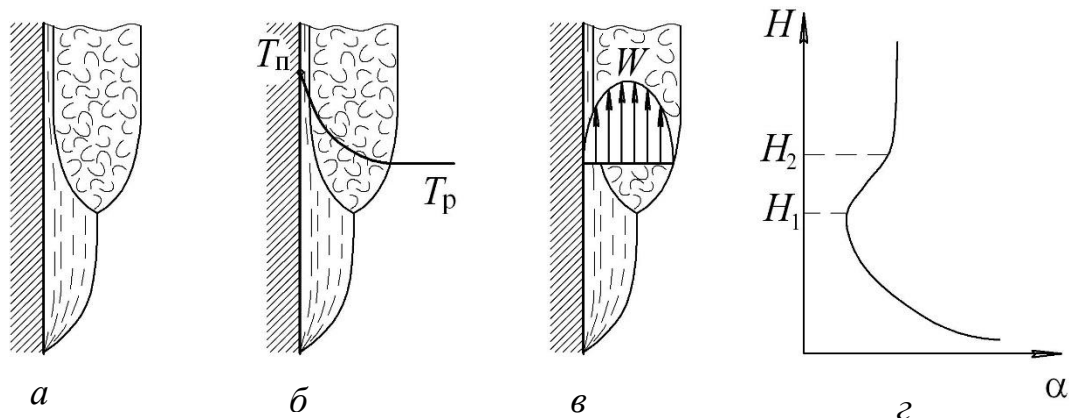


Рисунок 2.1 Конвекція поблизу нагрітої вертикальної поверхні

У міру збільшення товщини пограничного шару починається поступова турбулізація потоку. Характер течії залежить також від різниці температур $(t_n - t_p) = \Delta t$. Так при малих значеннях Δt можна одержати ламінарну течію по всій висоті поверхні.

У відповідності зі зміною характеру течії змінюється по висоті H також і значення коефіцієнта тепловіддачі (рисунок 2.1, z). З формулювання граничних умов третього роду можна одержати таку залежність для коефіцієнта тепловіддачі:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x \rightarrow 0}, \quad (2.1)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності рідини. При малих значеннях H температура змінюється в тонкому шарі біля поверхні від t_n до t_p , тому градієнт температур $(dT/dx)_{x \rightarrow 0}$ значний по величині, в той час як значення Δt змінюється мало. Тому α також має велике значення. Із зростанням H товщина пограничного шару збільшується, градієнт температур швидко зменшується, тому і коефіцієнт тепловіддачі також падає. При подальшому збільшенні H починається поступова турбулізація потоку і на відстані $(H_2 - H_1)$ коефіцієнт тепловіддачі збільшується а потім стабілізується по висоті. Ха-

рактир зміни швидкості і коефіцієнта тепловіддачі для вертикальних труб зберігається таким, як і для вертикальних поверхонь. Винятком є тепловіддача від тонких дротинок ($d=0,2\dots2$ мм). В цьому випадку поверхня теплообміну мала і кількість теплоти, що передається рідиною, незначна. Навколо такої дротинки утворюється малорухома плівка прогрітої рідини, через яку теплота передається в основному теплопровідністю. Режим теплообміну при цьому називається плівковим.

Для горизонтальних труб характер обтікання залежить від діаметра труби (рисунок 2.2). Якщо діаметр порівняно невеликий (рисунок 2.2, а) то ламінарний потік зберігається навколо труби і навіть на деякій відстані над її поверхнею. При більшому діаметрі (рисунок 2.2, б) ламінарний потік переходить в турбулентний безпосередньо на поверхні труби.

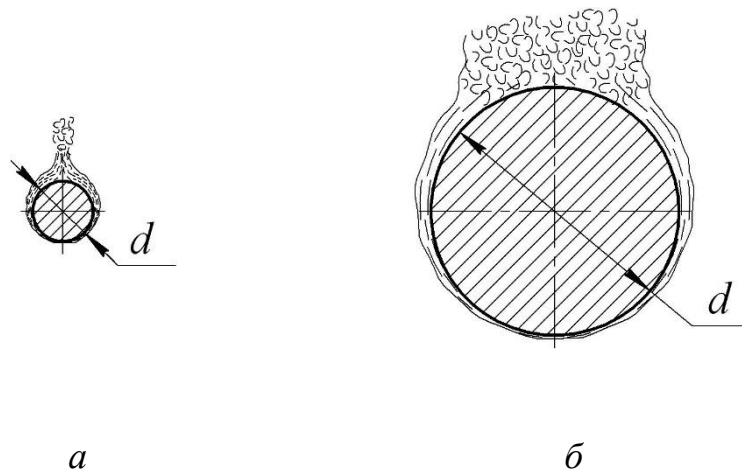


Рисунок 2.2 Конвекція навколо горизонтальних труб

Процес тепловіддачі при вільній конвекції описується таким критеріальним рівнянням:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n (Pr/Pr_{\Pi})^{0,25}, \quad (2.2)$$

де $Nu = \alpha l / \lambda$ – критерій Нуссельта; $Gr = g l^3 / \nu^2 \cdot \beta(T_{\Pi} - T_p)$ – критерій Грасгофа; Pr та Pr_{Π} – критерії Прандтля, взяті при температурах t_p і t_{Π} відповідно; C і n – експериментальні коефіцієнти; l – визначальний розмір, м; λ – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(мК); ν – кінематична

в'язкість рідини, $\text{м}^2/\text{с}$; β – коефіцієнт об'ємного розширення рідини, К^{-1} ; $g=9,81 \text{ м}/\text{с}^2$.

Теплофізичні властивості рідини вибираються по визначальній температурі, рівній t_p . Визначальний розмір l для вертикальних поверхонь і труб – їх висота H , для горизонтальних труб – діаметр d . Значення коефіцієнтів C і n залежить від режиму течії рідини і наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Значення коефіцієнтів C і n в рівнянні (2.2)

Розміщення	$\text{Gr} \cdot \text{Pr}$	C	n
Вертикальні поверхні, труби	$10^3 < \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 10^9$	0,76	1/4
	$\text{Gr} \cdot \text{Pr} > 10^9$	0,15	1/3
Горизонтальна труба	$10^3 < \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 10^8$	0,5	1/4

Теплофізичні властивості сухого повітря при атмосферному тиску приведені в таблиця 2.2 Як видно з таблиці, значення критерію Прандтля для повітря змінюється мало, тому відношення $(\text{Pr}/\text{Pr}_\Pi)^{0,25}$ можна брати рівним одиниці. Тоді рівняння (2.2) набуває вигляду

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n. \quad (2.3)$$

З таблиці 1 і рівняння (3) видно, що в області турбулентної течії визначальний розмір l в лівій і правій частинах рівняння скорочується. Це означає, що в цій області тепловіддача не залежить від визначального розміру (див. рис. 1, з). Такий процес називається автотельним відносно H .

При вільній конвекції в газах необхідно також враховувати теплообмін випромінюванням, оскільки коефіцієнти тепловіддачі конвекцією α та випромінюванням α_v величини одного порядку.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі в цьому випадку дорівнює

$$\alpha_c = \alpha + \alpha_v. \quad (2.4)$$

Значення α_B можна обчислити за рівнянням:

$$\alpha_B = \varepsilon \cdot C_0 \frac{\left(\frac{t_n + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_p + 273}{100}\right)^4}{t_n - t_p}, \quad (2.5)$$

де ε – степінь чорноти поверхні тіла, C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$.

Таблиця 2.2 Теплофізичні властивості сухого повітря

t , °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/кг·К	$\lambda \cdot 10^{-2}$, Вт/м·К	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	$\beta \cdot 10^{-2}$, К ⁻¹	Pr
0	1,293	1,005	2,44	17,17	13,28	0,366	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,66	14,16	0,353	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,15	15,06	0,341	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,64	16,00	0,330	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,13	16,96	0,319	0,699

2.3 Опис дослідної установки

Схема дослідної установки наведена на рисунку 2.3. Основним її елементом є електронагрівач 1 робочою довжиною H і діаметром d , встановлений горизонтально або вертикально. Потужність, яка подається на нагрівач, регулюється автотрансформатором 2 і вимірюється ватметром 3. Електронагрівач забезпечує постійну щільність теплового потоку q , який при стаціонарному режимі повністю віддається оточуючому повітрю.

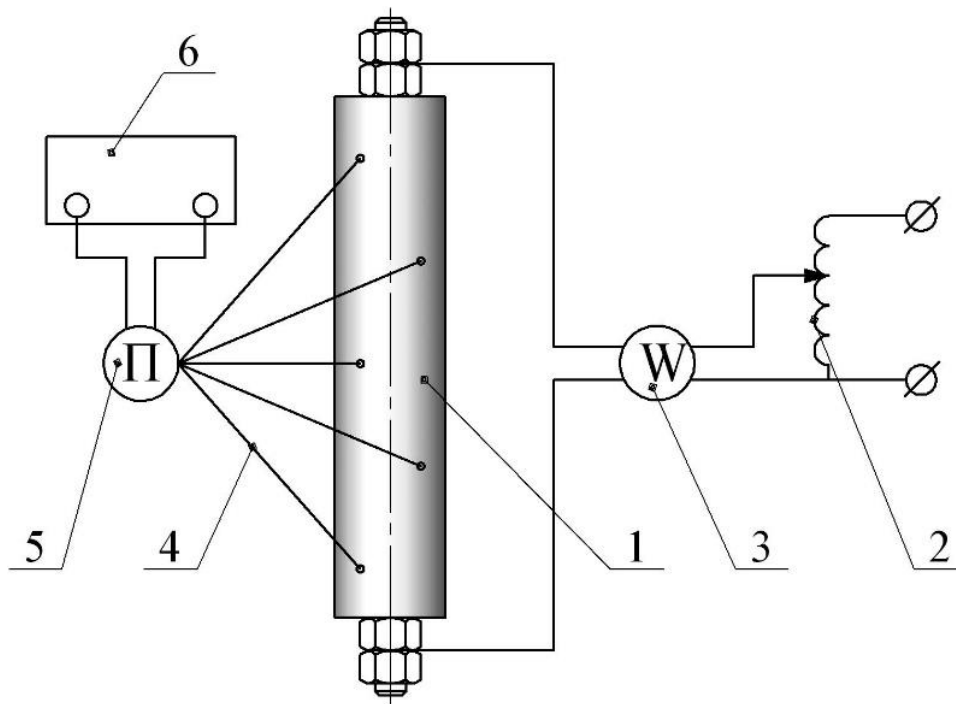


Рисунок 2.3 Схема дослідної установки

На зовнішній поверхні нагрівача встановлено п'ять термопар 4, які вимірюють температуру поверхні. Для замірів температур термопари послідовно підключаються через перемикач 5 до приладу для вимірювання температури 6. Температура оточуючого повітря вимірюється за допомогою термометра (на рисунку 3 не показаний).

2.4 Техніка безпеки

1. Перед пуском установки впевнитись у відсутності оголених проводів і незатиснутих клем.
2. Вивести на нуль автотрансформатор і ввімкнути електронагрівач.
3. Встановити за допомогою автотрансформатора потрібну потужність нагрівача.
4. При ввімкненому нагріві забороняється торкатись руками або іншими предметами проводів, термопар і нагрівача.

2.5 Методика проведення експерименту

При вмиканні дослідної установки необхідно виконати вимоги п. 3. Після вмикання нагрівача встановити необхідну потужність за допомогою автотрансформатора. Підключити до приладу одну з термопар. Через деякий час встановлюється стаціонарний режим, при якому покази термопар не змінюються. В цьому режимі необхідно заміряти покази термопар, термометра і потужність нагрівача (таблиця 3).

Встановити нове значення потужності нагрівача і повторити дослід при новому стаціонарному режимі. Кількість дослідів встановлюється викладачем.

Щільність теплового потоку, який віддається в оточуюче середовище, обчислюють за формулою

$$q = \frac{W}{\pi d H}. \quad (2.6)$$

Результати вимірів

Таблиця 2.3

Номер досліду	Потужність W, Вт	Покази термопар, °С					Температура повітря, °С
		1	2	3	4	5	
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							

Для знаходження сумарного коефіцієнта тепловіддачі визначається спочатку середня температура поверхні нагрівача:

$$t_n = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5}{5} \quad (2.7)$$

і різниця температур

$$t = t_n - t_p. \quad (2.8)$$

Тоді сумарний коефіцієнт тепловіддачі дорівнює

$$\alpha_c = \frac{q}{\Delta t}.$$

Потім за рівнянням (2.5) знаходиться коефіцієнт тепловіддачі α_g випромінюванням і, нарешті, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією:

$$\alpha = \alpha_c - \alpha_B \quad (2.10)$$

Таким чином, алгоритм обробки результатів такий:

- знаходиться щільність теплового потоку за рівнянням (2.6);
- по формулам (2.7) і (2.8) обчислюється середня температура поверхні і різниця температур;
- по формулам (2.9), (2.5) і (2.10) визначаються коефіцієнти тепловіддачі, α_c , α_B і α ;
- результати розрахунків заносяться до таблиці 2.4.

Результати обробки експериментальних даних

Таблиця 2.4

№ п/п	t_n	t_p	Δt	q	α_c	α_B	α
	°C	°C	°C	Вт/м ²	Вт/(м ² К)	Вт/(м ² К)	Вт/(м ² К)
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							

2.6 Узагальнення результатів дослідів

Мета узагальнення результатів дослідів полягає в одержанні критеріального рівняння виду

$$\text{Nu} = C (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n \quad (2.11)$$

за результатами дослідів. В рівнянні (2.11) відношення $(\text{Pr}/\text{Pr}_\Pi)^{0,25}$ приймається рівним одиниці, оскільки значення Pr для повітря змінюється незначно (таблиця 2). Логарифмуючи рівняння (2.11), одержимо:

$$\lg \text{Nu} = n \lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) + \lg C \quad (2.12)$$

Позначивши $y = \lg \text{Nu}$, $x = \lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})$, $B = \lg C$, запишемо рівняння (2.12) у вигляді

$$y = nx + B \quad (2.13)$$

Таким чином, в логарифмічних координатах рівняння (2.13) є рівнянням прямої лінії.

Для знаходження коефіцієнтів C і n рівняння (2.11) необхідно:

- по температурі t_p (таблиця 2.2) знайти значення теплофізичних властивостей повітря;
- обчислити для кожного дослідів значення критеріїв подібності

$$\text{Nu} = \frac{\alpha H}{\lambda}; \quad \text{Gr} = \frac{g H^3}{\nu^2} \beta (t_n - t_p); \quad (2.14)$$

- значення Nu і добутку $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$ занести до таблиці 2.5;
- нанести значення таблиці 2.5 на графік залежності $\text{Nu} = f(\text{Gr} \cdot \text{Pr})$ в логарифмічних координатах, рисунок 2.4.

	Номер дослідю						
	1	2	3	4	5	6	7
Gr·Pr							
Nu							

В найпростішому випадку значення коефіцієнтів C і n можна знайти за методом вибраних точок таким чином. На графіку (рисунок 2.4) провести пряму, яка "найкращим" чином апроксимує дослідні значення. Потім, задавшись двома значеннями $(Gr \cdot Pr)_1$ і $(Gr \cdot Pr)_2$, знайти за графіком (рисунок 2.4) відповідні їм значення Nu_1 та Nu_2 , і записати систему рівнянь:

$$Nu_1 = C \cdot (Gr_1 \cdot Pr_1)^n; \quad (2.15)$$

$$Nu_2 = C \cdot (Gr_2 \cdot Pr_2)^n. \quad (2.16)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (2.15) і (2.16) відносно C і n , знайти їх значення.

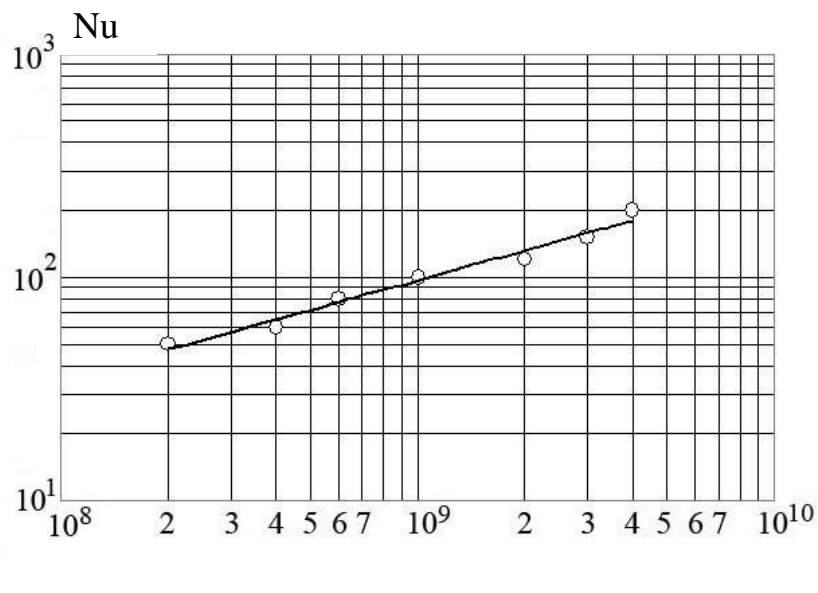


Рисунок 2.4 Залежність критерію Nu від добутку критеріїв (Gr·Pr) в логарифмічних координатах

Більш точно значення коефіцієнтів C і n знаходиться по методу найменших квадратів описаному нижче (див. п. 2.6), таким чином, щоб сума квадратів відхилень дослідних даних від обчислених за цим рівнянням була мінімальною.

2.7 Аналітичний метод визначення коефіцієнтів критеріального рівняння

Для лінійної залежності, яка описується рівнянням (2.13) необхідно визначити коефіцієнти B і n забезпечуючи при цьому найменшу середньоквадратичну похибку. Графічно цю задачу можна представити в такий спосіб – у області точок $x_i y_i$ площини xu (рисунок 2.5) потрібно провести пряму так, щоб величина всіх відхилень відповідала умові:

$$U = \sum_{i=1}^m [y_i - y(x_i)]^2 = \min, \quad (2.17)$$

де $y(x_i)$ – залежність (2.13).

Для цього потрібно прирівняти нулю похідні

$$\frac{\partial U}{\partial B} = \sum_{i=1}^m [y_i - (B + nx_i)]; \quad \frac{\partial U}{\partial n} = \sum_{i=1}^m [y_i - (B + nx_i)x_i]$$

що дає для визначення невідомих коефіцієнтів B і n систему лінійних рівнянь:

$$mB + n \sum_{i=1}^m x_i = \sum_{i=1}^m y_i; \quad B \sum_{i=1}^m x_i + n \sum_{i=1}^m x_i^2 = \sum_{i=1}^m x_i y_i.$$

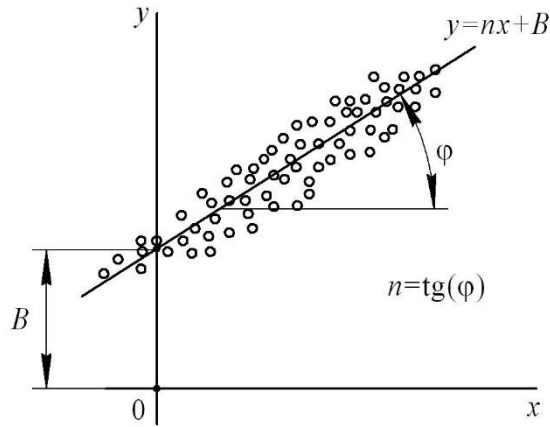


Рисунок 2.5 Графічне визначення коефіцієнтів B і n

Розв'язання цієї системи дозволяє обчислити коефіцієнти n і B рівняння (2.13) :

$$n = \frac{\sum_{i=1}^m x_i \sum_{i=1}^m y_i - m \sum_{i=1}^m x_i y_i}{\left(\sum_{i=1}^m x_i \right)^2 - m \sum_{i=1}^m x_i^2}, \quad (2.18)$$

$$B = \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^m y_i - n \sum_{i=1}^m x_i \right) \quad (2.19)$$

Обчислення коефіцієнта парної кореляції k :

$$k = \frac{\sum_{i=1}^m x_i y_i - \frac{\left(\sum_{i=1}^m x_i \sum_{i=1}^m y_i \right)}{N}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m x_i^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^m x_i \right)^2}{m}} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^m y_i^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^m y_i \right)^2}{m}}}, \quad (2.20)$$

або середньоквадратичної похибки

$$\sigma^2 = \frac{1}{m} \left[\sum_{i=1}^m y_i^2 - n \sum_{i=1}^m y_i - B \sum_{i=1}^m x_i y_i \right], \quad (2.21)$$

що дозволить кількісно оцінювати ступінь наближення точок $x_i y_i$ до прямої.

При обробці дослідних даних введено позначення: $B = \lg C$; $y_i = \lg Nu_i$ та $x_i = \lg(Gr_i \cdot Pr_i)$ – дослідні значення змінних; m – кількість дослідів.

Для розрахунків за формулами (2.18) та (2.19) зручно скористатись таблицею 2.6.

Значення величин, які входять в рівняння (2.13) та (2.18) Таблиця 2.6.

Номер дослідів	$Gr \cdot Pr$	Nu	$X_i = \lg(Gr \cdot Pr)$	$Y_i = \lg(Nu)$	$X_i^2 = [\lg(Gr \cdot Pr)]^2$	$X_i \cdot Y_i = \lg(Gr \cdot Pr) \cdot \lg(Nu)$
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
Сума	–	–	$\sum_{i=1}^m X_i$	$\sum_{i=1}^m Y_i$	$\sum_{i=1}^m X_i^2$	$\sum_{i=1}^m (X_i \cdot Y_i)$

При значному обсязі дослідних даних розрахунки зручно проводити з використанням комп'ютерних технологій. Логарифмічна сітка для побудови графічних залежностей приведена на рис. 2.6

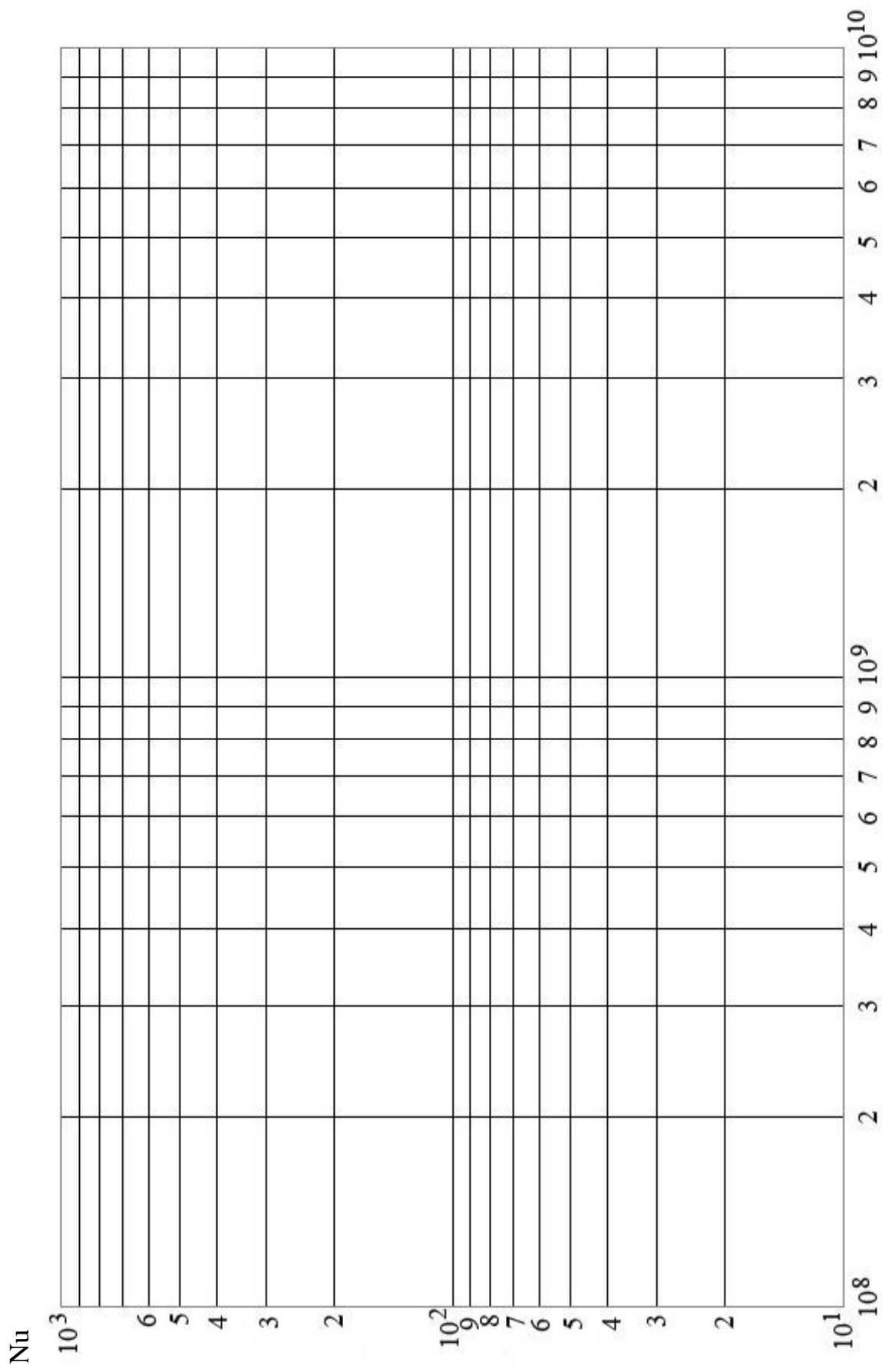


Рис. 2.6. Логарифмічна сітка для побудови графіка $Nu = f(Gr \cdot Pr)$

2.8 Аналіз результатів

1. Записати критеріальне рівняння.
2. Виконати перевірку рівняння. Для цього, задавшись двома значеннями добутку ($Gr \cdot Pr$), обчислити за одержаним рівнянням відповідні значення критеріїв Nu . Нанести ці точки на графік залежності $Nu = f(Gr \cdot Pr)$, рис. 7. З'єднати одержані точки прямою і, якщо рівняння обчислене вірно, ця пряма має лягти серед дослідних точок.
3. Пояснити характер залежності. Порівняти одержане рівняння з літературними даними.

2.9 Контрольні запитання

1. Що називають конвективним теплообміном?
2. Що характеризує коефіцієнт тепловіддачі? Від яких величин він залежить?
3. Запишіть та поясніть суть закону Ньютона-Ріхмана.
4. Що розуміють під тепловим та гідродинамічним приграничним шаром?
5. Поясніть характер обтікання вертикальної поверхні вільним потоком рідини.
6. Які фактори впливають на інтенсивність теплообміну за умови вільної конвекції?
7. Назвіть критерії подібності, які характеризують тепловіддачу за умови вільної конвекції. Який їх фізичний зміст?
8. Поясніть різницю між процесами вільної конвекції в обмеженому і необмеженому просторах.

9. Поясніть, яким чином визначається тепловий потік, що проходить через щілини?

10. Запишіть в загальному вигляді критеріальне рівняння для вільного руху рідини.

11. Як вибирається визначальний розмір для розрахунків інтенсивності теплообміну за умови вільної конвекції?

2.10 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.

2. Теплові процеси та апарати хімічних і нафтопереробних виробництв: Розділ перший. Теплопередача: Навч. посібник / Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, Г.Л. Рябцев, М.В. Сезонов. – К.: НМЦВО, 2000. – 172 с .

3. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменник расчетам – К.: Техніка, 1990. – 164 с.

4. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М.: Химия, 1992. – 416 с.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДАЧІ ПРИ КИПІННІ ТА КОНДЕНСАЦІЇ

3.1 Вступ

В хімічній промисловості теплові процеси здійснюються в широкому інтервалі температур. Часто в процесі теплообміну теплоносії змінюють свій агрегатний стан, наприклад, киплять, або конденсуються. При цьому теплота підводиться до теплоносіїв при кипінні, або відводиться при конденсації при постійних температурах.

Кипіння – це процес переходу із рідкого стану в газоподібний при утворенні пари в об'ємі рідини. Температурою або точкою кипіння називають температуру рідини, при якій тиск її насиченої пари дорівнює зовнішньому тиску.

На інтенсивність утворення парових пазирів впливає тепловий потік та тиск, властивості киплячої рідини та вміст в ній газів, особливості поверхні нагріву /шорсткість, геометрична форма, матеріал, орієнтація в просторі тощо/. Перелічені фактори впливають на внутрішні особливості процесу кипіння: щільність центрів пароутворення, частоту відриву та відривний діаметр парових пазирів, швидкість росту парових пазирів, розподіл температури у пристінному шарі киплячої рідини [4].

Конденсація – процес зрідження пари чи газу. Перехід пари /газу/ у рідкий стан здійснюється за допомогою відводу теплоти від пари, що конденсується або при одночасному стисненні та охолодженні. Розрізняють два види конденсації: 1) поверхневу, коли пара, що конденсується, та охолоджуючий агент роз'єднані стінкою; 2) конденсацію змішування, при якій пара, що конденсується, безпосередньо стикається з охолоджувальним агентом. В промисловості частіше зустрічається перший вид конденсації і у переважній більшості випадків на поверхні теплообміну утворюється суцільна плівка рідини, тобто має місце „плівкова конденсація пари”. Плівка рідини, що утворюється на поверхні твердого тіла, являє собою основний

термічний опір поширенню теплоти від пари до твердого тіла. Проте, штучно можливо створити умови і для крапельної конденсації /наприклад, при використанні поверхні теплообміну, яка не має здатності до змочування/, при якій тепловіддача значно інтенсивніша ніж при плівковій.

Метою роботи є дослідження процесів кипіння рідини в умовах вільної конвекції в необмеженому просторі та плівкової конденсації пари в горизонтальній короткій трубці.

3.2 Теоретичні відомості

Основною характеристикою теплового процесу є кількість переданої теплоти, а основним параметром рекуперативного теплообмінника – поверхня теплопередачі.

В лабораторній установці пара, що гріє, подається в середину кип'ятильної трубки, і, конденсуючись, віддає свою теплоту внутрішній поверхні трубки. Зовні кип'ятильної трубки рідина кипить в умовах вільної конвекції та необмеженого простору.

Кількість теплоти, що передається, визначається з основного рівняння теплопередачі, Вт [1, 2, 3]:

$$Q = KF \Delta t, \quad (3.1)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); F – площа поверхні теплообміну з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі, м²; Δt – середня різниця температур між теплоносіями /температурою пари, що конденсується, та температурою киплячої рідини/, К.

Коефіцієнт теплопередачі при кипінні рідини та конденсації пари для циліндричної трубки з відношенням зовнішнього діаметра до внутрішнього $d_3/d_b < 2$ можна визначити за рівнянням, Вт/(м²·К), [1, 2, 3]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{кип}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{конд}}}}, \quad (3.2)$$

де $\alpha_{\text{кип}}$, $\alpha_{\text{конд}}$ – коефіцієнт тепловіддачі відповідно при кипінні рідини і при конденсації пари, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); λ – теплопровідність стінки трубки, Вт/($\text{м} \cdot \text{К}$); δ – товщина стінки трубки, м.

Різниця температур на внутрішній та зовнішній поверхнях кип'ятильної трубки знаходиться за рівнянням теплопровідності для циліндричної стінки [3]:

$$t_T^6 - t_T^3 = \frac{Q \ln \frac{d_3}{d_6}}{2\pi\lambda l}, \quad (3.3)$$

де l – довжина кип'ятильної трубки, м; t_T^6 , t_T^3 – температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь експериментальної трубки, К.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі визначаються з рівняння Ньютона-Ріхмана, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$):

$$\alpha_i = \frac{Q}{F_i \Delta t_i}, \quad (3.4)$$

де F_i – поверхня теплообміну процесу тепловіддачі, м^2 ;

Δt_i – температурний напір між стінкою та відповідним теплоносієм.

Залежність коефіцієнтів тепловіддачі від характеру та швидкості руху теплоносіїв, їх фізичних властивостей, розмірів, форми та розташування поверхні теплообміну, а також інших факторів досить складна. Тому для визначення коефіцієнтів тепловіддачі проводяться експериментальні дослідження з подальшою обробкою та узагальненням дослідних даних.

Значення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні води в умовах вільної конвекції та необмеженого простору при атмосферному тиску може бути визначено за рівнянням, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), [4]:

$$\alpha_{\text{кип}}^p = \frac{10^6}{\Delta t_{\text{кип}}} K_{\text{ц}} (K_T + 1) + 800 \Delta t_{\text{кип}}^{0.25}, \quad (3.5)$$

де $\Delta t_{\text{кип}} = t_T^3 - t_{\text{кип}}$ - різниця температур між температурою зовнішньої стінки кип'ятильної трубки t_T^3 та температурою киплячої води $t_{\text{кип}}$, К; $K_{\text{ц}}$ і $K_{\text{Т}}$ – коефіцієнти, що враховують відповідно щільність центрів пароутворення та перегрів рідини у пристінному шарі киплячої рідини.

Залежно від $\Delta t_{\text{кип}}$ значення для $K_{\text{ц}}$ і $K_{\text{Т}}$ визначаються з таблиці 3.1 [4].

Значення коефіцієнтів $K_{\text{Т}}$ і $K_{\text{ц}}$ залежно від $\Delta t_{\text{кип}}$ Таблиця 3.1.

Коефіцієнти	Температурний напір, $\Delta t_{\text{кип}}$, К					
	5	6	7	8	9	10
$K_{\text{Т}}$	0,93	0,74	0,64	0,60	0,60	0,60
$K_{\text{ц}} \cdot 10^2$	0,45	0,85	1,8	3,25	5,0	7,25

Значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари у горизонтальній короткій трубці визначається за рівняння, одержаним методом теорії подібності, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), [5]:

$$\alpha_{\text{конд}}^p = AK_k q_{\text{конд}}^{0,5}, \quad (3.6)$$

де A – враховує матеріал, довжину та діаметр трубки, що гріє (для умов даної лабораторної роботи $A = 5$); $q_{\text{конд}}$ – щільність теплового потоку на поверхні експериментальної трубки, де відбувається конденсація, Вт/ м^2 ; Значення коефіцієнта K_k – величина, що враховує вплив температури пари на фізичні характеристики пари, що конденсується приведені в таблиці 3.2 [5].

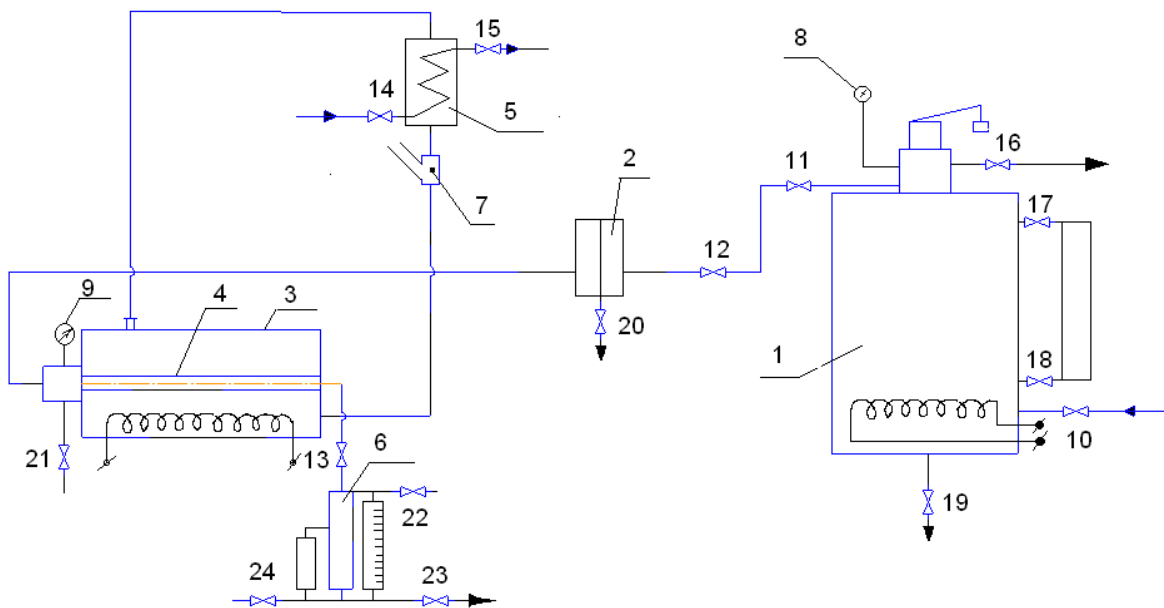
Залежність K_k від температури пари

Таблиця 3.2.

Температура пари, що гріє, °С	105	110	115	120	125
K_k	8,23	8,08	7,92	7,72	7,56

3.3 Опис дослідної установки

Лабораторна установка рисунок 3.1 складається з парового котла 1, сепаратора 2, експериментальної посудини 3 з кип'ятильною трубкою 4, конденсатора вторинної пари 5, мірника конденсату 6, трійника 7, манометрів 8 і 9 для вимірювання тиску пари у паровому котлі та у кип'ятильній трубці, вентилів та кранів 10-22. Вимірювання температури зовнішньої стінки кип'ятильної трубки, пари, що гріє та киплячої рідини здійснюється за допомогою термопар, підключених до цифрового термометра. Десять термопар (Т1-Т10) закладені на зовнішній поверхні кип'ятильної трубки 4 у трьох перерізах (рисунок 3.2).



1 – паровий котел; 2 – сепаратор; 3 – експериментальна посудина;
4 – кип'ятильна трубка; 5 – конденсатор вторинної пари; 6 – мірник кон-
денсату; 7 – трійник; 8,9 – манометри; 10-22 – вентиля і крани

Рисунок 3.1. Схема установки

Паровий котел 1 та експериментальна ємність 3 забезпечені електропідігрівачами. На кришці парового котла розміщений запобіжний клапан, який відкривається (спрацьовує) при досягненні тиску всередині котла вище допустимого для витравлювання частини пари. Мідна кип'ятильна трубка вмонтована в експериментальній ємності 3 з невеликим нахилом для стікання конденсату і має такі розміри: довжина $l=0,252$ м; зовнішній діаметр $d_3=2,05 \cdot 10^{-2}$ м; внутрішній діаметр $d_в=1,45 \cdot 10^{-2}$ м. Мірник конденсату 6 має теплову оболонку, складену з двох циліндрів, вставлених один в один, що зменшує теплові витрати.

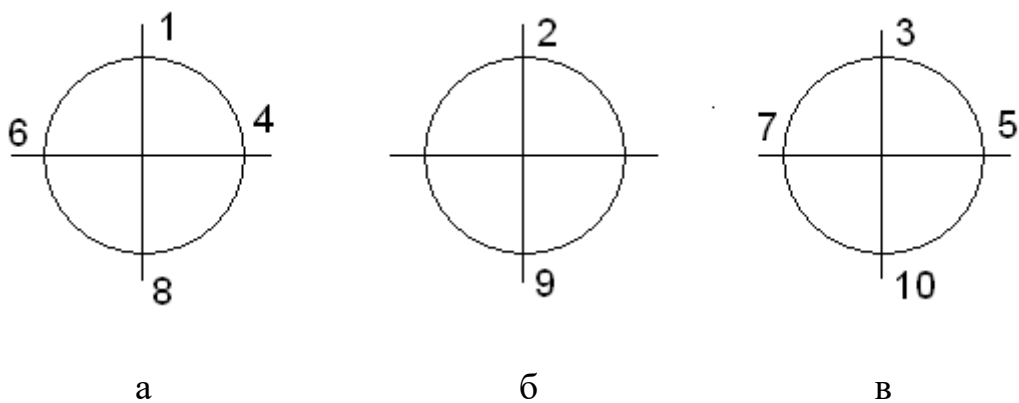


Рисунок 3.2 Схема закладки термопар у трьох перерізах: а) лівий бік трубки; б) середина трубки; в) правий бік труби

3.4 Техніка безпеки

1. Електропідігрів парового котла може бути увімкнений лише при наявності води у котлі.

2. Не допускати перевищення тиску у паровому котлі вище 0,2 МПа. Тиск необхідно регулювати періодичним вимиканням та вмиканням електропідігрівника парового котла.

3. Перед початком роботи необхідно переконатися у відсутності нещільностей у трубопроводах, вентилях, кранах та їх справності.

4. Вимикач попереднього електропідігріву води в експериментальній посудині може бути увімкнений лише при наявності води у посудині.

5. Не допускати перевищення тиску у кип'ятильній трубці вище 0,08 МПа. Тиск регулюється вентилем 12 (рис. 3.1).

3.5 Методика проведення експерименту

Під час роботи установки водяна пара з котла 1 (рис. 3.1), проходячи сепаратор 2, де відбувається відділення крапель води від пари, надходить всередину кип'ятильної трубки 4. Пара, зустрічаючи холоднішу поверхню трубки, конденсується, віддаючи свою теплоту шляхом теплопровідності внутрішній поверхні кип'ятильної трубки. Конденсат стікає до мірника 6. В ємності 3 відбувається кипіння рідини під атмосферним тиском за рахунок теплоти, що віддається кип'ятильною трубкою. Вторинна пара, що утворюється у ємності 3, надходить у конденсатор 5, охолоджується проточною водою. Конденсат вторинної пари, проходячи трійник 7, вертається назад у посудину 3, чим досягається замкнена циркуляція у вторинному контурі без додаткового вводу нових порцій дистильованої води. Трійник з'єднаний з навколишнім середовищем, що забезпечує атмосферний тиск у вторинному контурі. Про інтенсивність процесів кипіння та конденсації можна зробити висновок по швидкості зростання конденсату у мірнику.

Підготовка парового котла 1. Закрити запірний 11 та регулюючий 12 вентилі правої лінії. Відкрити спускний кран 16. Відкривши вентиль 10, встановити рівень води у котлі по водомірному склу (до середини водомірного скла). Після цього можна вмикати тумблер «нагрів котла» на щиті керування.

Підготовка експериментальної ємності 3. Ввімкнути тумблер «Освітлення» на щиті керування для освітлення посудини зсередини. Заповнити посудину дистильованою водою так, щоб її рівень був вище верхньої твірної кип'ятильної трубки на 3-4 см. Відкрити вентиль 14 для підводу охолоджуючої води у конденсатор 5. Ввімкнути попередній електропідігрів води в експериментальній посудині за допомогою тумблера «нагрів бачка» на щиті керування.

Підготовка магістралі гріючої пари. При досягненні у котлі 1 тиску 0,15 МПа відкриваються продувні та спускні вентиля і крани (13, 20-24), повільно відкривається запірний (11) і регулюючий (12) вентиля. Спостерігаючи за манометром (9) (показання повинне бути не більше 0,08 МПа), продувається вся установка, внаслідок чого з неї відводять конденсат від попередніх дослідів та повітря, місце яких займає пара. Не закриваючи остаточно запірний (11) і регулювальний (12) вентиля, перекрити крани (20-24). Вентиль 13 та кран 22 трохи відкрити, таким чином конденсат буде мати вихід у мірник 6, а газу, що не конденсуються у процесі дослідів, залишають трубопровід. До початку роботи рівень конденсату у мірній посудині повинен бути на мітці «0» або вище.

Установка до роботи готова.

Проведення дослідів. Встановити та підтримувати постійним по манометру 9 за допомогою вентиля 11 перше значення тиску у кип'ятильній трубці 4 (кількість вимірів визначає викладач). Вимкнути тумблер попереднього електропідігрівання води в експериментальній ємності 3 та через 1-2 хвилини після появи конденсату у трійнику 7 зробити такі виміри:

1) Тиск граючої пари у кип'ятильній трубці p , МПа.
2) Температура зовнішньої поверхні кип'ятильної трубки $t_1 - t_{10}$, гріючої пари t_{11} та киплячої рідини t_{12} , °С.

3) Рівні конденсату, що надходить до мірника 6, на початку проведення вимірів N_1 та по закінченню часу Δt , що витрачається на дослід N_2 , м. Відрізок часу Δt не повинен перевищувати 2-3 хвилини.

4) Результат вимірів треба занести до таблиця 3.3

Таблиця 3.3 Значення величин, що вимірюються у досліді

Номер експерименту	Тиск гріючої пари у кип'ятильній трубці, р, МПа	Температура зовнішньої поверхні кип'ятильної трубки, °С										Температура гріючої пари, °С t ₁₁	Температура киплячої рідини, °С t ₁₂	Рівень конденсації, м		Час експерименту Δτ, с
		t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	t ₆	t ₇	t ₈	t ₉	t ₁₀			H ₁	H ₂	
1																
2																
3																
4																
5																
6																
7																
8																

3.6 Обробка результатів дослідів

Маса конденсату за час дослідів $\Delta\tau$, кг:

$$M = \rho F \Delta H, \quad (3.6)$$

де ρ – густина конденсату при температурі гріючої пари, кг/м^3 (визначається за допомогою таблиць, наведених у додатку А); F – площа поперечного перерізу каналу мірника, де збирається конденсат, $F=5,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $\Delta H = H_1 - H_2$ – різниця рівнів конденсату в мірнику за час дослідів, м.

Кількість теплоти, що передається через поверхню теплообміну за час дослідів, Вт:

$$Q = \frac{Mr}{\Delta\tau}, \quad (3.7)$$

де r – теплота пароутворення при температурі гріючої пари, Дж/кг (визначається за допомогою таблиць, наведених у додатку А).

Температура на зовнішній поверхні кип'ятильної трубки (позначення температур зроблені відповідно до рисунок 3.2):

$$t_T^3 = \frac{t^I + t^{II} + 2t^{III} + 2t^{IV}}{6}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.8)$$

де:

$$t^I = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t^{II} = \frac{t_8 + t_9 + t_{10}}{3}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t^{III} = \frac{t_6 + t_7}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t^{IV} = \frac{t_4 + t_5}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура внутрішньої поверхні кип'ятильної трубки розраховується за формулою (2.3). Теплопровідність мідної стінки кип'ятильної трубки $\lambda = 384 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі (при кипінні $\alpha_{\text{кип}}^e$ і при конденсації $\alpha_{\text{конд}}^e$) визначаються за рівнянням Ньютона-Ріхмана (3.4).

При знаходженні коефіцієнта тепловіддачі при кипінні $\alpha_{\text{кип}}$:

$$F_i = F_3 = \pi d_3 l, \text{ м}^2; \Delta t_i = \Delta t_{\text{кип}} = t_{\text{Г}}^3 - t_{12}, \text{ К.}$$

При визначенні коефіцієнта тепловіддачі при конденсації необхідно у формулу (3.4) підставляти $F_i = F_{\text{в}} = \pi d_{\text{в}} l, \text{ м}^2; \Delta t_i = \Delta t_{\text{конд}} = t_{12} - t_{\text{Г}}^{\text{в}}, \text{ К.}$

Експериментальне значення коефіцієнта теплопередачі $K^{\text{е}}$ визначається за рівнянням (3.1), де $\Delta t = t_{11} - t_{12}, \text{ К.}$

Визначення розрахункових значень коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі.

Використовуючи експериментально визначені величини Q та $\Delta t_{\text{кип}}$, розраховуємо значення коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_{\text{кип}}^{\text{р}}$, $\alpha_{\text{конд}}^{\text{р}}$ та коефіцієнта теплопередачі $K^{\text{р}}$ за формулами (3.5), (3.6) та (3.2).

Дані розрахунків заносять до таблиці 3.4.

Побудова графічних залежностей.

За даними таблиці 3.4 побудувати такі графіки:

а) у логарифмічних координатах:

1. $\alpha_{\text{кип}}^{\text{р}} = f_1(\Delta t_{\text{кип}}),$

2. $\alpha_{\text{кип}}^{\text{е}} = f_2(\Delta t_{\text{кип}}),$

3. $q_{\text{кип}} = f_3(\Delta t_{\text{кип}})$

б) у декартових координатах:

4. $K^{\text{е}} = f_4(\Delta t),$

5. $K^{\text{р}} = f_5(\Delta t)$

Графіки 1 – 3 побудувати з загальною абсцисою $\Delta t_{\text{кип}}$, графіки 4, 5 – з загальною абсцисою Δt .

Таблиця 3.4 Результати розрахунків

Розрахункова величина	Номер експерименту				
	1	2	3	4	5
$H, \text{ м}$					
$M, \text{ кг}$					
$Q, \text{ Вт}$					
$F_3, \text{ м}^2$					
$F_B, \text{ м}^2$					
$q_{\text{кип}}, \text{ Вт/м}^2$					
$q_{\text{конд}}, \text{ Вт/м}^2$					
$t^I, \text{ }^\circ\text{C}$					
$t^{II}, \text{ }^\circ\text{C}$					
$t^{III}, \text{ }^\circ\text{C}$					
$t^{IV}, \text{ }^\circ\text{C}$					
$t_T^3, \text{ }^\circ\text{C}$					
$t_{11}, \text{ }^\circ\text{C}$					
$t_{12}, \text{ }^\circ\text{C}$					
$t_T^B, \text{ }^\circ\text{C}$					
$\Delta t_{\text{кип}}, \text{ К}$					
$\Delta t_{\text{конд}}, \text{ К}$					
$\Delta t, \text{ К}$					
$\alpha_{\text{кип}}^e, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$					
$\alpha_{\text{конд}}^e, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$					
$K^e, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$					
$\alpha_{\text{кип}}^p, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$					
$\alpha_{\text{конд}}^p, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$					
$K^p, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$					

3.7 Аналіз одержаних результатів і основні висновки

1. Порівняти дійсні і розрахункові коефіцієнти тепловіддачі ті теплопередачі.

2. Пояснити, що є причиною розходження дослідних і розрахункових даних, розкиду дослідних даних.

3.8 Контрольні запитання до роботи

1. Які існують способи переносу теплоти?

2. Що таке теплопередача?

3. Що таке тепловіддача?

4. Дайте визначення щільності теплового потоку.

5. Напишіть рівняння Ньютона-Ріхмана.

6. Напишіть основне рівняння теплопередачі.

7. Що таке конвективний теплообмін?

8. Які особливості теплообміну при зміні агрегатного стану теплоносія?

9. Який процес має назву кипіння?

10. Як підвищити інтенсивність пароутворення?

11. Що таке конденсація?

12. Яка мета цієї роботи?

3.9 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.

2. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. В 2-х кн.: часть 1. Теоретические основы процессов хи-

мической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты / Ю.И. Дытнерский; изд. 2-е. – М.: Химия, 1995. – 400 с.

3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

4. Сидоренко С.В. Исследование механизма теплообмена при кипении жидкостей в условиях естественной конвекции: Диссертация на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. – К.: КПИ, 1974. 198 с.

5. Чернобыльский И.И. Машины и аппараты химических производств / И.И.Чернобыльский, А.Г.Бондарь, Б.А.Гаевский, С.А.Городинская, Р.Я.Ладиев, Ю.М.Тананайко, В.Т.Миргородский; изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: «Машиностроение», 1974. – 456 с.

6. Дослідження тепловіддачі при кипінні та конденсації. Метод. вказівки до проведення НДРС з курсу „Процеси та апарати хімічних виробництв” для студентів факультету хімічного машинобудування та хіміко-технологічного факультету всіх форм навчання / Укл. С.В.Сидоренко, І.А.Андреєв – К.: КПІ, 1993. – 12 с.

7. Вукалович М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров – М.: Изд-во стандартов, 1968. – 408 с.

4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В ТЕПЛООБМІННИКУ З U-ПОДІБНИМИ ТРУБАМИ

4.1 Вступ

Метою даної роботи є вивчення конструкції, принципу роботи та дослідження процесу теплопередачі в теплообміннику з U-подібними трубами.

Поставлена мета досягається вирішенням ряду завдань, а саме:

- порівняння значення коефіцієнта теплопередачі в теплообміннику з U-подібними трубами, одержаного експериментальним шляхом, з коефіцієнтом теплопередачі, одержаним розрахунковим шляхом з використанням критеріальних рівнянь;
- порівняння площі поверхні теплообміну одержаної розрахунковим шляхом з фактичною площею теплообмінника

4.2 Теоретичні відомості

Якщо два середовища з різною температурою межують з твердою непроникною стінкою, то тепловий потік Q що передається від більш нагрітого середовища до менш нагрітого є пропорційним середньому температурному напору Δt_m , площі поверхні стінки F , що їх розмежовує, та часу τ .

$$Q = k \Delta t_m F \tau \quad (4.1)$$

Рівняння (4.1) – це основне рівняння теплопередачі. Коефіцієнт пропорційності k в цьому рівнянні називається коефіцієнтом теплопередачі. Він характеризує загальну інтенсивність процесу передачі теплоти і показує, яка її кількість передається від гарячого теплоносія до холодного через стінку що їх розділяє за одиницю часу, через одиницю площі теплообмінної поверхні при одиничній рушійній силі.

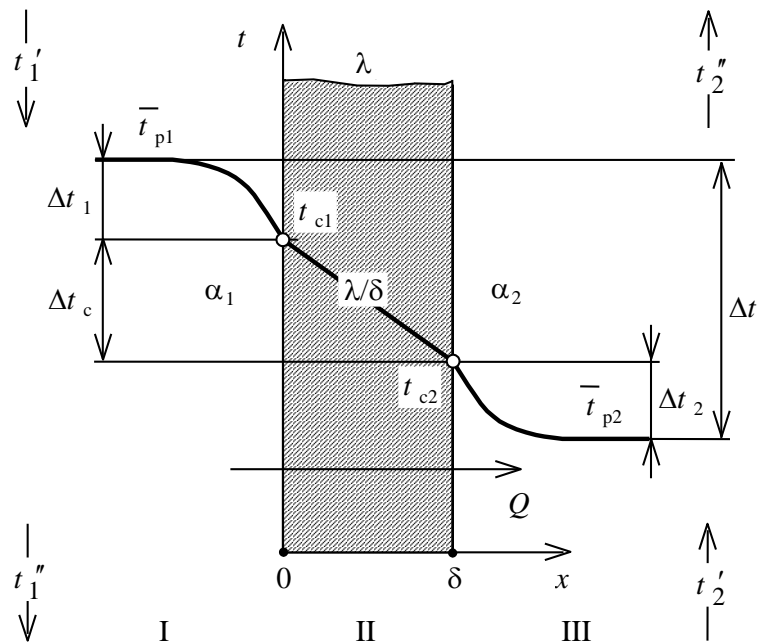


Рисунок 4.1 – Теплопередача через плоску одношарову стінку за межових умов третього роду

Коефіцієнт теплопередачі k для плоскої стінки що складається з одного шару, можна визначити за формулою, одержаною розв'язанням диференціального рівняння теплопровідності за межових умов III роду:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \quad (4.2)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до теплообмінної поверхні, $Вт/м^2 \cdot К$; δ_c - товщина стінки, яка розмежує середовища, м; λ_c - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, $Вт/(м \cdot К)$; α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від теплообмінної поверхні до холодного теплоносія, $Вт/(м^2 \cdot К)$, (менший коефіцієнт тепловіддачі).

Примітка. При цьому приймається площа теплообмінної поверхні з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі.

Якщо теплопередача здійснюється крізь циліндричну стінку, співвідношення зовнішнього d_{ext} і внутрішнього d_{int} діаметрів якої менше двох, тобто

$$\frac{d_{ext}}{d_{int}} < 2 \quad (4.3)$$

рівняння (4.2) з точністю, достатньою для інженерних розрахунків, можна використовувати і для розрахунку процесу теплопередачі крізь циліндричну стінку.

Величина, обернена коефіцієнту теплопередачі, називається загальним термічним опором R . Для одношарової плоскої стінки:

$$R = R_1 + R_c + R_2 \quad (4.4)$$

де $R_1 = \frac{1}{\alpha_1}$, $R_c = \frac{\delta_c}{\lambda_c}$, $R_2 = \frac{1}{\alpha_2}$, - часткові термічні опори, що мають місце відповідно на межі контакту більш нагрітого середовища зі стінкою, в матеріалі стінки й на межі контакту менш нагрітого середовища зі стінкою на її протилежному боці, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Середній температурний напір (або середня рушійна сила теплопередачі), який входить у основне рівняння теплопередачі (4.1), обчислюється за формулою:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2} \quad (4.5)$$

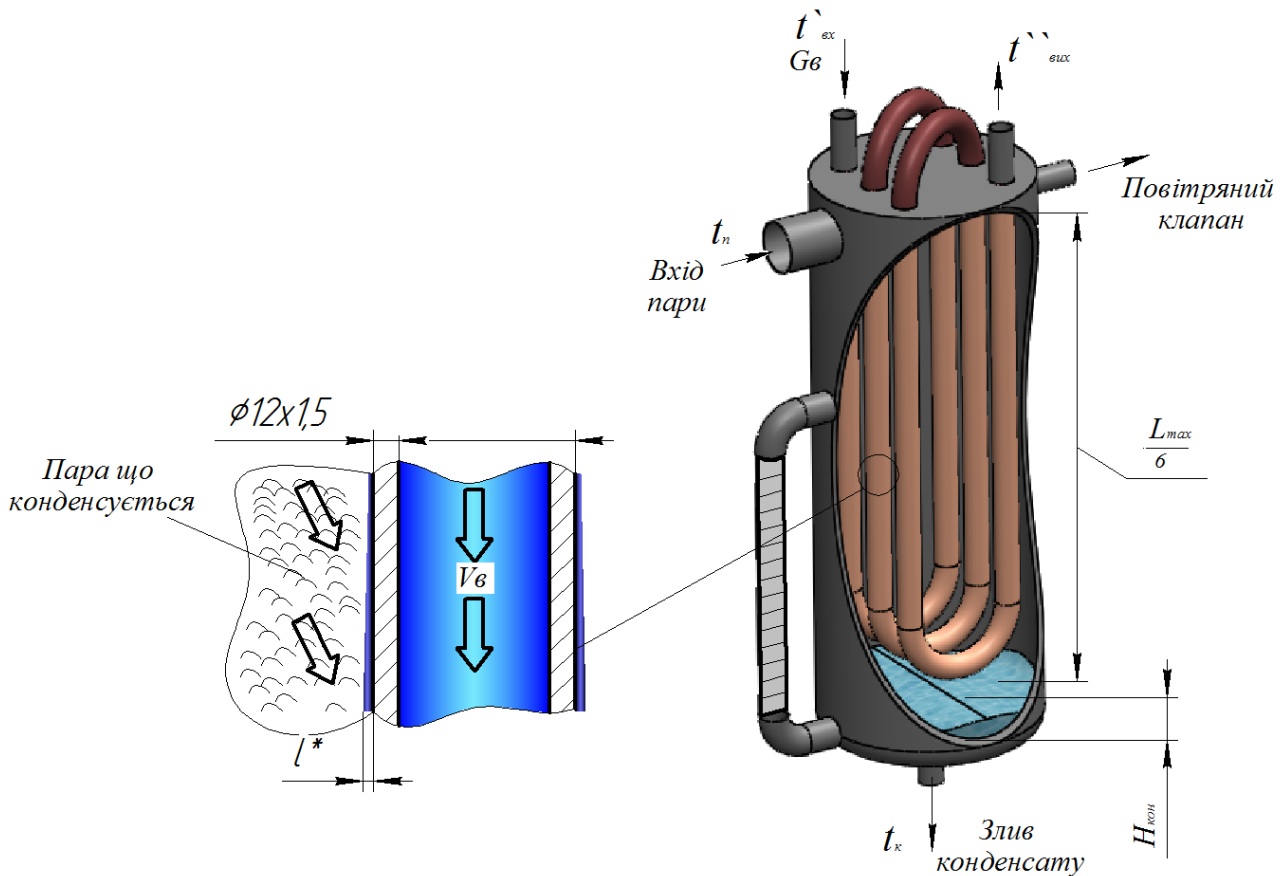
Якщо $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} < 2$, то похибка, що виникає внаслідок середнього арифметичного підрахунку не перевищує 4 %. Однак, якщо $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} > 2$, необхідно використовувати середньо логарифмічний підрахунок (4.6):

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (4.6)$$

де Δt_{\max} і Δt_{\min} - відповідно більша і менша різниця температур на вході та виході, $^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{\max} = t'_1 - t'_2$, $\Delta t_{\min} = t''_1 - t''_2$

4.3 Опис дослідної установки

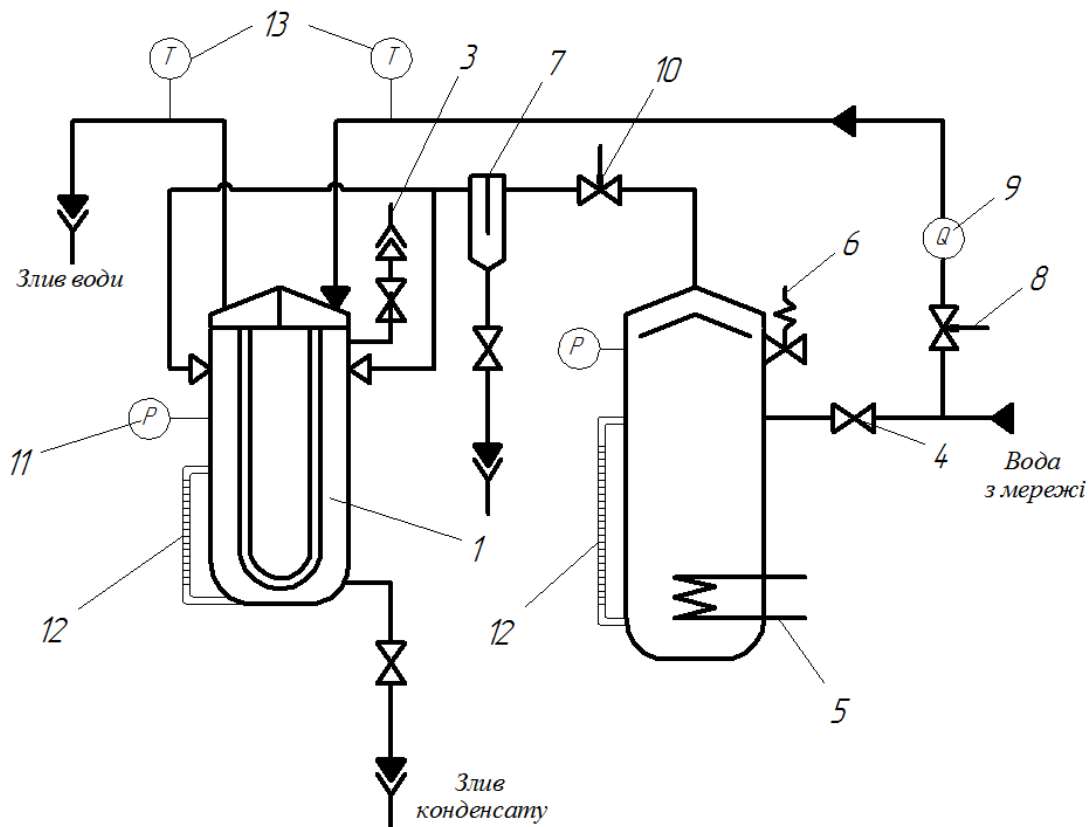
Експериментальна установка рисунок 2 складається з теплообмінника з U-подібними трубами 1, парового котла 2, арматури й вимірювальних приладів.



$V_{\text{в}}$ – об’ємні витрати рідини в трубному просторі, $H_{\text{кон}}$ – рівень конденсату в міжтрубному просторі, l^* – товщина плівки що стікає по зовнішній поверхні трубки.

Рисунок 4.1 – Теплообмінник з U-подібними трубками

Теплообмінник 1 призначено для нагрівання води, яка надходить у його трубний простір, водяною парою, що конденсується в міжтрубному просторі. Теплообмінна поверхня теплообмінника складається з трьох з’єднаних послідовно мідних U-подібних труб діаметром 12x1,5 мм загальною довжиною $L_{\text{max}} = 2,5$ м. Живлення теплообмінника грійною парою здійснюється двома зустрічними потоками під його верхньою кришкою. Корпус теплообмінника сталевий, діаметром 80мм і висотою 800 мм. Нижня частина теплообмінника править за збірник конденсату, а верхню обладнано повітряним клапаном 3.



1 - теплообмінник з U-подібними трубами; 2 - паровий котел, 3 – повітряний клапан, 4 - кран живлення парового котла; 5 - електронагрівач; 6 - запобіжний клапан; 7 - сепаратор; 8 - клапан регулювання витрати води; 9 - ротаметр; 10- клапан регулювання витрати пари; 11 - манометр; 12 - мірне скло для визначення рівня конденсату; 13 – термометри.

Рисунок 4.2 – Принципова схема експериментальної установки:

Паровий котел 2 призначено для генерування насиченої водяної пари, якою здійснюється підігрів води в теплообміннику 1. Живлення котла водою здійснюється з водопровідної мережі за допомогою крана 4. У нижню частину котла 2 вмонтовано електронагрівач 5, а у верхній встановлено запобіжний клапан 6. Щоб забезпечити гарантоване живлення теплообмінника 1 сухою, ненасиченою паром, на її магістралі встановлено сепаратор 7. Витрата води в теплообміннику регулюється краном 8 і вимірюється ротаметром 9. Витрата грійної пари регулюється клапана 10. З метою контролювання тиску паровий котел і міжтрубний простір теплообмінника обладнано манометрами 11. Рівень конденсату в міжтрубному просторі теплообмінника й рівень води в па-

ровому котлі визначається за мірним склом 12. Для вимірювання температури нагріваної води на вході в трубний простір теплообмінника й виході з нього встановлено термометри 13.

4.4 Техніка безпеки

1. Перед пуском установки перевірити її заземлення, справність арматури і наявність води в паровому котлі.
2. Пуск установки й змінення будь-яких параметрів здійснювати тільки з дозволу викладача.
3. Слідкувати за тим, щоб тиск пари не перевищував у котлі 0,2 МПа, в теплообміннику - 0,04 МПа.
4. Не торкатися будь-яких частин установки.
5. При будь-яких порушеннях у роботі установки звернути на них увагу учбово-допоміжного персоналу або викладача.

4.5 Методика проведення експерименту

1. За допомогою відповідних регулювальних вентилів установити й підтримувати протягом досліду:

- за манометром 11 у верхній частині теплообмінника - надлишковий тиск у міжтрубному просторі теплообмінника в діапазоні 0,1-0,4 кгс/см² (0,01-0,039 МПа), клапан 10;

- за ротаметром 9 - витрату нагріваної води в межах 20-80 поділок, клапан 8;

- за мірним склом у нижній частині теплообмінника - рівень конденсату в міжтрубному просторі не більше 20 поділок, позначення 12.

2. Визначити:

- за термометрами - температуру нагріваної води на вході в трубний простір теплообмінника t'_B , °С, і температуру нагріваної води на виході з тру-

бного простору теплообмінника t''_B , °С, позначення 13;

- за барометром, який знаходиться в лабораторії, - атмосферний (барометричний) тиск p_6 , мм рт. ст.

- за манометром у верхній частині теплообмінника - надлишковий (манометричний) тиск у міжтрубному просторі теплообмінника, p_m кгс/см², позначення 11.

3. Обчислити абсолютний тиск у міжтрубному просторі теплообмінника, МПа:

$$p = 0,098 \left(\frac{p_6}{735} + p_m \right) \quad (4.7)$$

Визначити температуру насиченої водяної пари $t_{п}$, °С, за табл.Д.2 відповідно до її абсолютного тиску p .

4. Обчислити об'ємну витрату води V_B , м³/с, за тарувальним графіком, який знаходиться на лабораторному стенді.

5. Повторити п.1-5 п'ять-сім разів, змінюючи кожного разу витрату нагріваної води за ротаметром на 5-10 поділок.

6. Результати експериментальних досліджень занести в табл.2.

Таблиця 2-Результати експериментальних досліджень

№ п/п	Температура води		Об'ємна витрата води		Тиск			Температура грійної пари $t_{п}$, °С
	на вході t'_B	на виході t''_B	V_B		баромет- ричний p_6 , МПа	маномет- ричний p_m , МПа	Абсолют- ний p , МПа	
	°С		Поділки ротаметра	м ³ /с				
1								
2								
3								
4								
5								
6								

4.6 Обробка результатів дослідів

4.6.1 Визначення дійсного коефіцієнта теплопередачі

1. Середній температурний напір, °С:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}, \quad (4.8)$$

де $\Delta t_{\max} = t_{\Pi} - t'_B$; $\Delta t_{\min} = t_{\Pi} - t''_B$ (рисунок 4.3).

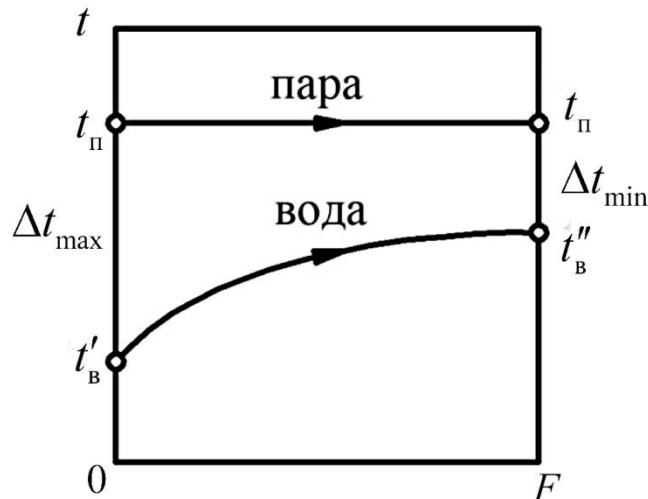


Рисунок 4.3 – Характер змінення температури теплоносія уздовж теплообмінної поверхні

2. Дійсна площа теплообмінної поверхні, м²:

$$F_{\delta} = \pi d_{int} L, \quad (4.9)$$

Де $d_{int} = 0,009$ м – внутрішній діаметр теплообмінних труб; $L = 2,5$ м – загальна довжина теплообмінних труб.

Примітка Площа теплообмінної поверхні дорівнює внутрішній поверхні теплообмінних труб внаслідок того, що коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труб до нагріваної води менший за коефіцієнт тепловіддачі від пари, яка конденсується, до зовнішньої поверхні цих труб.

3. Середня температура води, °С:

$$t_B = t_{\Pi} - \Delta t_m \quad (4.10)$$

Масова витрата води, що подається до теплообмінника кг/с:

$$G_B = \rho_B V_B, \quad (4.11)$$

залежно де ρ_B , - густина води, кг/м³, визначена при температурі t_B , за табл.Д.1; V_B - об'ємна витрата води, м³/с, визначена від показів ротаметра за

табл.2.

4. Теплове навантаження теплообмінника, необхідна кількість тепла для нагріву, Вт:

$$Q = G_B c_B (t_B'' - t_B') \quad (4.12)$$

де c_B - питома масова теплоємність води, Дж/(кг · К), визначена при температурі за табл .Д. І.

5. Дійсний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² К):

$$k_D = \frac{Q}{F_D \Delta t_m} \quad (4.13)$$

4.6.2. Визначення розрахункового коефіцієнта теплопередачі

Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні теплообмінних труб

1. Рекомендоване для досліджуваного теплообмінника співвідношення термічного опору тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні теплообмінних труб R_1 і термічного опору теплопередачі R :

$$\left(\frac{R_1}{R} \right) = 0,5 \dots 0,7 \quad (4.14)$$

2. Середня температура плівки конденсату водяної пари, °С:

$$t_k = t_n - 0,5 \frac{R_1}{R} \Delta t_m \quad (4.15)$$

3. Критерій Архімеда для плівки конденсату:

$$Ar = \frac{gl^3}{\nu_k^2} \left(\frac{\rho_k - \rho_n}{\rho_k} \right) \quad (4.16)$$

Де $g=9,81$ м²/с - прискорення вільного падіння; $l = L_{max}/6$ - середня висота одного коліна теплообмінної труби, м; ν_k - кінематична в'язкість конденсату водяної пари, м²/с, визначена при температурі t_k , за табл. А1; ρ_n - густина насиченої водяної пари, кг/м³, визначена при температурі t_n за табл. А.2; ρ_k - густина конденсату водяної пари, кг/м³, визначена при температурі t_k за табл. А1.

4. Критерій конденсації:

$$K = \frac{r_{\text{п}}}{c_{\text{к}}(t_{\text{п}} - t_{\text{ext}})} \quad (4.17)$$

де $r_{\text{к}}$, - питома масова теплота конденсації водяної пари, Дж/кг. визначена при температурі $t_{\text{п}}$ за табл. А2; $c_{\text{к}}$ - питома масова теплоємність конденсату водяної пари, Дж/(кг · К), визначена при температурі $t_{\text{к}}$ за табл. А1; t_{ext} - середня температура зовнішньої поверхні теплообмінної труби, °С:

$$t_{\text{ext}} = t_{\text{п}} - \frac{R_1}{R} \Delta t_m \quad (4.18)$$

5. Критерій Прандтля для плівки конденсату водяної пари:

$$\text{Pr} = \frac{c_{\text{к}} \rho_{\text{к}} \nu_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}} \quad (4.19)$$

де $\lambda_{\text{к}}$ коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м · К), визначений при температурі $t_{\text{к}}$ за табл. А1.

6. Критерій Нуссельта для пари, яка конденсується на вертикальних трубах:

$$\text{Nu}_l = 0,943 \varepsilon_d (\text{Ar} \cdot \text{Pr} \cdot K)^{0,25} \quad (4.20)$$

де ε_d - поправка, яка враховує вплив кривизни теплообмінної поверхні на тепловіддачу; за умов плівкової конденсації насиченої водяної пари із зовнішнього боку вертикальних гладких труб діаметром $d_{\text{ext}} = 0,012$ м $\varepsilon_d = 1,02$.

7. Коефіцієнт тепловіддачі від пари, яка конденсується, до зовнішньої поверхні теплообмінних труб, Вт/(м² · К):

$$\alpha_l = \frac{\text{Nu}_l \lambda_{\text{к}}}{l} \quad (4.21)$$

Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінних труб до води, що нагрівається

1. Рекомендоване для досліджуваного теплообмінника співвідношення термічного опору тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінних труб до нагріваної води R_2 і термічного опору теплопередачі R :

$$\frac{R_2}{R} = 0,3 \dots 0,5 \quad (4.22)$$

2. Середня температура внутрішньої поверхні теплообмінної труби, °C:

$$t_{\text{int}} = t_{\text{в}} + \frac{R_2}{R} \Delta t_m \quad (4.23)$$

3. Швидкість води в теплообмінних трубах, м/с:

$$\omega = \frac{4V_{\text{в}}}{\pi d_{\text{int}}^2} \quad (4.24)$$

4. Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\text{int}}}{\nu_{\text{в}}}, \quad (4.25)$$

де $\nu_{\text{в}}$ - кінематична в'язкість води, м²/с, визначена при температурі $t_{\text{в}}$ за табл. А3.

5. Критерій Прандтля для води, що рухається в трубах:

$$\text{Pr} = \frac{c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} \nu_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}}} \quad (4.26)$$

де $\lambda_{\text{в}}$ - коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м · К), визначений при температурі $t_{\text{в}}$ за табл. А 3.

6. Критерій Прандтля для води в пристінному шарі біля внутрішньої поверхні труби:

$$\text{Pr}_{\text{int}} = \frac{c_{\text{int}} \rho_{\text{int}} \nu_{\text{int}}}{\lambda_{\text{int}}} \quad (4.27)$$

де c_{int} - питома масова теплоємність, Дж/(кг·К), ρ_{int} - густина, кг/м³, ν_{int} - кінематична в'язкість, м²/с, λ_{int} - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м · К), води, визначені при температурі t_{int} за табл Д. 1.

7. Критерій Нуссельта для води, що рухається в трубах:

а) за умови ламінарного режиму течії, якщо $20 < \text{Re} < 2\,000$:

$$\text{Nu}_2 = 0,15 \varepsilon_D \varepsilon_l \text{Gr}^{0,1} \text{Re}^{0,33} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{int}}} \right)^{0,25} \quad (4.28)$$

де ε_D - поправка, яка враховує додаткову турбулізацію потоку в зігнутих трубах:

$$\varepsilon_D = 1 + 3,54 \frac{d_{\text{int}} L_D}{D_{\text{зг}} L} \quad (4.29)$$

$D_{\text{зг}} = 0,046$ м - діаметр згину; L_D - довжина зігнутих труб, м; у досліджуваному теплообміннику $L_D = 3\pi D_{\text{зг}}$; ε_l - поправка, яка враховує додаткову турбулізацію на вхідній ділянці:

$$\varepsilon_l = 1 + 2 \frac{d_{\text{int}}}{l} \quad (4.30)$$

Gr - критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{g d_{\text{int}}^3}{\nu_B^2} \beta_B (t_{\text{int}} - t_B) \quad (4.31)$$

β_B - термічний коефіцієнт об'ємного розширення води, визначений при температурі t_B , за табл. А3.

б) у перехідній області, якщо $2\,000 < Re < 10\,000$:

$$Nu_2 = 0,008 \varepsilon_D \varepsilon_l Re^{0,9} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{int}}} \right)^{0,25} \quad (4.32)$$

в) за умови турбулентного режиму течії, якщо $Re > 10\,000$:

$$Nu_2 = 0,021 \varepsilon_D \varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{int}}} \right)^{0,25} \quad (4.33)$$

8. Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінних труб до нагріваної води, Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_B}{d_{\text{int}}} \quad (4.34)$$

4.6.3. Визначення розрахункового коефіцієнта теплопередачі.

1. Розрахункове значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4.35)$$

де $\delta_c = 0,0015$ м - товщина стінки теплообмінної труби; $\lambda_c = 385$ Вт/(м · К) - ко-

ефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби.

2. Уточнене співвідношення термічного опору тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні Теплообмінних труб R_1 і термічного опору теплопередачі R :

$$\left(\frac{R_1}{R}\right)' = \frac{k}{\alpha_1} \quad (4.36)$$

3. Уточнене співвідношення термічного опору тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінних труб до нагріваної води R_2 і термічного опору теплопередачі R :

$$\left(\frac{R_2}{R}\right)' = \frac{k}{\alpha_2} \quad (4.37)$$

4. Якщо уточнені співвідношення термічних опорів, обчислені за формулами (4.36) і (4.37) відрізнятяться від прийнятих за (4.18) і (4.23) більше ніж на 10%, тобто

$$\frac{\left|\left(\frac{R_1}{R}\right)' - \left(\frac{R_1}{R}\right)\right|}{\left(\frac{R_1}{R}\right)'} > 0,1 \text{ або } \frac{\left|\left(\frac{R_2}{R}\right)' - \left(\frac{R_2}{R}\right)\right|}{\left(\frac{R_2}{R}\right)'} > 0,1, \quad (4.38)$$

необхідно, використовуючи уточнені співвідношення, повторити розрахунки за п.4.6.1 і 4.6.2, аж поки нерівності (4.38) не виконуватимуться.

4.7 Аналіз одержаних результатів і основні висновки

Результати обробки експериментальних даних звести до таблиця 4.3.

Таблиця 4.3

№ п/п	Масова витрата води Gв, кг/с	Тепловий потік Q, Вт	Середній тем- пературний напір ΔT_m , °C	Дійсний кое- фіцієнт теп- лопередачі кд	Розрахункові коефіцієнти тепловіддачі		Розраху- нок коефіці- єнта теплопо- дачі k
					α_1	α_2	
Вт/(м ² ·К)							
1							
2							
3							
4							
5							
6							

У декартовій системі координат побудувати суміщені графіки залежностей

$$k_d = f(\text{Re}) \text{ і } k = f(\text{Re}).$$

Проаналізувати розбіжність значень дійсного й розрахункового коефіцієнтів теплопередачі, спричинену: похибкою експерименту; похибкою обчислень. Визначити, які фактори вплинули на цю розбіжність найбільше.

Для кожного з дослідів визначити розрахункову площу теплообмінної поверхні за формулою:

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_{mi}} \quad (4.39)$$

Обчислити середнє значення розрахункової площі як:

$$F = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_i, \quad (4.40)$$

де n - кількість проведених дослідів.

Порівняти значення дійсної і розрахункової площ теплообмінної поверхні, обчислених за формулами (4.39) і (4.40). Зробити висновки.

4.8 Контрольні запитання до роботи

1. Що таке теплопередача? Як можна інтенсифікувати процес теплопередачі в розглянутому теплообмінному апараті?
2. Який з коефіцієнтів тепловіддачі лімітує процес теплопередачі в досліджуваному апараті? Чому?
3. Які припущення були зроблені при визначенні дійсного й розрахункового коефіцієнтів теплопередачі?
4. За яких умов повинен відбуватися процес конденсації? Чому під час конденсації температура пари не змінюється?
5. Як впливає наявність газу в парогазовій суміші на тепловіддачу при конденсації?
6. За допомогою яких приладів можна визначити абсолютний тиск водяної пари.
7. Що таке критеріальні рівняння? З якою метою їх застосовують?
8. Чому коефіцієнт тепловіддачі при конденсації має уточнення «середній»?
9. З якою метою теплообмінні труби в даному апараті виконано U-подібними? Наведіть інші шляхи досягнення цієї мети. Проаналізуйте переваги й недоліки теплообмінних апаратів із U-подібними трубами. Чому на корпусі даного теплообмінного апарата не передбачено лінзового компенсатора?
10. Чому теплообмінні труби досліджуваного апарата виготовлено з міді? Як вплине на теплопередачу заміна мідних труб сталевими?
11. Обґрунтуйте вибір місця й способу подавання грійної пари в теплообмінний апарат (під верхньою кришкою двома зустрічними потоками).
12. Який з об'єктів дослідної установки має теплову ізоляцію? Яку роль відіграє теплова ізоляція? Поясніть механізм її дії.

13. Що таке конденсатовідвідник і навіщо він потрібен? Навіщо в процесі роботи необхідно зливати надлишок утворюваного конденсату?

14. Що таке запобіжний клапан, де він встановлюється та яким чином працює?

4.9 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М., Лукач Ю.Ю., Мікульонок І.О., Ракицький В.Л., Рябцев Г.Л. Процеси та обладнання хімічної технології, Частина 1, Київ НТУУ «КПІ» 2011.-297с.

2. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. - Л.: Химия, 1981.-560 с.

Додаток А

Термодинамічні параметри насиченої водяної пари

Таблиця А1. Термодинамічні параметри насиченої водяної пари залежно від температури

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Абсолютний тиск, $P \cdot 10^{-5}$, Н/м	Густина води, що кипить, ρ' , кг/м^3	Приховане тепло випа- ронування, r , кДж/кг
98	0,9429	959,8	2262
99	0,9775	959,0	2259
100	1,0132	958,3	2257
101	1,0499	957,6	2254
102	1,0876	956,9	2250
103	1,1265	956,1	2248
104	1,1666	955,4	2245
105	1,2079	954,7	2243
106	1,2504	954,0	2241
107	1,2941	953,2	2238
108	1,3390	952,5	2235
109	1,3852	951,7	2232
110	1,4326	951,0	2230
111	1,4814	950,2	2227
112	1,5316	949,4	2224
113	1,5831	948,7	2222
114	1,6361	947,9	2219
115	1,6905	947,1	2216
116	1,7464	946,3	2213
117	1,8038	945,5	2211
118	1,8628	944,7	2208
119	1,9233	943,9	2205
120	1,9854	943,1	2202
121	2,0491	942,3	2200

Таблиця А2. Термодинамічні параметри насиченої водяної пари в залежності від тиску

Абсолютний тиск, $P \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	Температура, t, °С	Густина води, що кипить, ρ' , кг/м ³	Теплота пароутворення, r, кДж/кг
0,95	98,21	959,6	2261
1,00	99,64	958,5	2258
1,1	102,32	956,7	2250
1,2	104,81	954,9	2244
1,3	107,14	953,2	2238
1,4	109,33	951,4	2232
1,5	111,38	949,9	2226
1,6	113,32	948,4	2221
1,7	115,17	947,0	2216
1,8	116,94	945,6	2211
1,9	118,62	944,2	2206
2,0	120,23	942,9	2202

Таблиця А3. Фізичні властивості води

Температура t, °С	Густина ρ , кг/м ³	Питома масова теплоємність c, Дж/(кг·К)	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·К)	Кінематична в'язкість $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Коефіцієнт об'ємного розширення $\beta \cdot 10^3$, К ⁻¹
0	999,6	4212	0,551	1,789	0,06
10	999,7	4191	0,575	1,306	0,08
20	998,2	4183	0,599	1,006	0,21
30	995,7	4174	0,618	0,805	0,30
40	992,2	4174	0,634	0,659	0,39
50	988,1	4174	0,648	0,556	0,43
60	983,2	4179	0,659	0,478	0,53
70	977,8	4182	0,668	0,415	0,58
80	971,8	4195	0,675	0,365	0,63
90	965,3	4208	0,680	0,326	0,69
100	958,4	4220	0,683	0,285	0,75