

536(075)

C72

О. Ю. Співак, М. М. Чепурний

ТЕПЛОМАСООБМІН

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

О. Ю. Співак, М. М. Чепурний

ТЕПЛОМАСООБМІН

Лабораторний практикум

АБОНЕМЕНТ-2

НТБ ВНТУ



445851

Вінниця
ВНТУ
2010

УДК 621.181.7

ББК 31.31я73

С72

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол №10 від 28.05.2009 р.)

Рецензенти:

В. С. Рейсіг, доктор технічних наук, с. н. с. Інституту загальної енергетики НАН України

Б. С. Рогальський, доктор технічних наук, професор ВНТУ

І. Г. Мельник, кандидат фізико-математичних наук, доцент, ген. директор ТОВ «Компанія «Технопром-Продукт»

Співак, О. Ю.

С72 Тепломасообмін : лабораторний практикум / О. Ю. Співак, М. М. Чепурний. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 111 с.

В практикумі подано теоретичний матеріал для виконання лабораторних робіт з дисциплін «Тепломасообмін» і «Сушильні процеси та установки», лабораторні роботи з цих дисциплін та необхідний довідковий матеріал. Курс лабораторних робіт складається з двох частин. Перша частина (роботи 1 – 15) виконуються студентами на фізичних моделях в лабораторіях кафедри теплоенергетики ВНТУ. Друга частина (роботи 16 – 20) виконуються методами математичного моделювання на ПЕОМ і можуть бути використані як для виконання їх в обчислювальних центрах ВНТУ, так і для дистанційного навчання студентів заочної форми навчання. Подані необхідні довідкові матеріали та критеріальні рівняння для виконання лабораторних робіт. Практикум розроблений згідно з програмою дисциплін «Тепломасообмін» і «Сушильні процеси та установки».

УДК 621.181.7

ББК 31.31я73

446851
ВНТУ
м. Вінниця

Співак, М. Чепурний, 2010

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
I ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	6
1 Загальні відомості про тепломасообмінні процеси	6
1.1 Загальні поняття і означення	6
1.2 Елементи теорії подібності та її застосування в процесах тепломасообміну.....	13
1.3 Аналогія між процесами тепло- і масообміну	21
II ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ НА ФІЗИЧНИХ МОДЕЛЯХ	24
Лабораторна робота №1 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ МАТЕРІАЛУ МЕТОДОМ ЦИЛІНДРИЧНОГО ШАРУ	24
Лабораторна робота №2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШИРЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ В МЕТАЛЕВОМУ СТЕРЖНІ.....	27
Лабораторна робота № 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШИРЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ В БАГАТОШАРОВІЙ ПЛОСКІЙ СТІНЦІ	31
Лабораторна робота №4 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ В РАЗІ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ.....	33
Лабораторна робота № 5 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ДЛЯ ВИМУШЕНОЇ ТЕЧІЇ У КІЛЬЦЕВОМУ КАНАЛІ.....	36
Лабораторна робота №6 ВПЛИВ ШОРСТКОСТІ НА ЛОКАЛЬНУ ТЕПЛОВІДДАЧУ В КІЛЬЦЕВОМУ КАНАЛІ.....	39
Лабораторна робота № 7 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ В РАЗІ КИПІННЯ У ВЕЛИКОМУ ОБ'ЄМІ.....	41
Лабораторна робота № 8 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ	43
Лабораторна робота № 9 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ВИПРОМІНЮВАННЯ ТВЕРДОГО ТІЛА.....	46
Лабораторна робота № 10 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ДО ДВОФАЗНИХ ПОТОКІВ	48
Лабораторна робота №11 ДОСЛІДЖЕННЯ НЕУСТАЛЕНОГО ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ ДЛЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ПЕРШОГО РОДУ	52
Лабораторна робота №12 ДОСЛІДЖЕННЯ НЕУСТАЛЕНОГО ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ ДЛЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ДРУГОГО РОДУ	55

III МАСООБМІН	57
Лабораторна робота № 13	
ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОНВЕКТИВНОЇ	57
СУШИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....	57
Лабораторна робота №14	
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОНВЕКТИВНОГО СУШННЯ	
КАПЛЯРНО – ПОРИСТИХ ТІЛ	60
Лабораторна робота №15	
ВИВЧЕННЯ КІНЕТИКИ КОНВЕКТИВНОГО СУШННЯ	
КАПЛЯРНО-ПОРИСТИХ МАТЕРІАЛІВ	63
IV ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ МЕТОДОМ	
МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.....	69
Лабораторна робота № 16	
ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ПЛОСКИХ І	
ЦИЛІНДРИЧНИХ СТІНКАХ ПРИ СТАЛИХ І ЗМІННИХ КОЕФІЦІЕНТАХ	
ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ.....	69
Лабораторна робота № 17	
ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІАЦІЙНО-КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ ..	70
Лабораторна робота № 18	
ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕБЕР РІЗНОГО	
ПРОФІЛЮ	72
Лабораторна робота № 19	
ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ СТІНКУ ПОПЕРЕЧНО	
ОБІГНОЇ ТРУБИ	73
Лабораторна робота № 20	
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ АДАБАТНОГО ВИПАРОВУВАННЯ	74
ЛІТЕРАТУРА	75
ДОДАТКИ.....	78

ВСТУП

Значимість процесів тепломасообміну і для довкілля, і для техніки визначається тим, що властивості всіх тіл істотним чином залежать від їх теплового стану. Процеси тепломасообміну є важливою, а часто основною стадією багатьох технологічних процесів, які застосовують практично в усіх галузях промисловості України.

У зв'язку зі швидким розвитком теорії тепломасообміну рік у рік видозмінюються і вдосконалюються дисципліни тепломасообміну, які вивчають студенти вищих навчальних закладів, зокрема спеціальностей "Теплоенергетика", "Теплогазопостачання і вентиляція" і "Енергетичний менеджмент".

Спеціаліст, незалежно від профілю його практичної роботи, повинен мати досить глибокі знання в області теорії та практики тепломасообміну та вміння їх використовувати в своїй професійній діяльності. Знання і вміння обчислювати тепло- і масообмінні процеси є обов'язковою умовою для підготовки спеціаліста зазначених спеціальностей.

Посібник складається з трьох основних частин. В першій частині викладено основні відомості з теорії переносу теплоти та маси, подано основні формули для розрахунку процесів тепломасопереносу. Друга частина присвячена практичному вивченню тепломасообмінних процесів на лабораторних роботах, які виконуються як на фізичних моделях, так і методами математичного моделювання. Третя частина посібника є довідковою.

Автори щиро вдячні рецензентам за корисні зауваження та побажання і висловлюють подяку колективу кафедри теплоенергетики ВНТУ за допомогу в процесі підготовки рукопису до друку.

І ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1 Загальні відомості про тепломасообмінні процеси

Дисципліна тепломасообмін (heat and mass transfer) базується на дисциплінах: фізика, математика, термодинаміка, гідрогазодинаміка. Процеси тепломасообміну досить складні, тому їх математичний опис будується на основі спрощених моделей. Фактори, які є суттєвими для розробки моделей, визначаються експериментально. Теорія тепломасообміну вивчає процеси перенесення теплоти і маси в суцільних середовищах: твердих тілах, рідинах і газах. Макроскопічні властивості суцільних середовищ визначаються рухом і взаємодією молекул і атомів. Процес перенесення (передачі) теплової енергії визначається рухом і взаємодією молекул і атомів. Процес перенесення (передачі) теплової енергії (thermal energy) називається теплообміном (heat transfer), а процес переносу теплової енергії та маси – тепломасообміном. Рухомою силою процесів теплообміну є різниця температур (difference of temperatures), а масообміну – різниця концентрацій (difference of concentrations). Процес перенесення теплової енергії здійснюється шляхом теплопровідності, конвекції, радіації, а процес перенесення маси – переважно дифузії.

1.1 Загальні поняття і визначення

Температура – параметр, який характеризує тепловий стан тіла і визначає ступінь його нагріву. В загальному випадку температура t є функцією координат і часу τ , тобто $t = f(x, y, z, \tau)$. Сукупність значень температури в усіх точках простору в даний момент називається температурним полем (temperature field). Якщо значення температури в будь-якій точці простору не змінюється за часом, то поле називається усталеним (стаціонарним) (stationary), а якщо змінюється за часом – неусталеним (нестационарним). Температурне поле може бути функцією однієї, двох або трьох координат. Згідно з цим поле буде називатись одно-, дво- і тривимірним. В будь-якому температурному полі є точки з однаковою температурою. Геометричне місце таких точок утворює ізотермічну поверхню. Ліміт зміни температури Δt до відстані між двома ізотермічними поверхнями по нормалі називається градієнтом температур (gradient of temperatures), тобто

$$\lim \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right)_{\Delta n \rightarrow 0} = \frac{\partial t}{\partial n} = \text{grad} t. \quad (1.1)$$

За аналогією визначається і градієнт концентрації C

$$\lim \left(\frac{\Delta C}{\Delta n} \right)_{\Delta n \rightarrow 0} = \frac{\partial C}{\partial n} = \text{grad} C. \quad (1.2)$$

Градієнти температур і концентрацій є векторами, які мають напрям в бік збільшення температури (temperatures) і концентрації (concentrations).

Перенесення теплоти і маси здійснюється в бік зменшення температури і концентрації, відповідно.

Кількісна міра енергії молекулярного руху – теплота, яка переноситься через будь-яку поверхню F за одиницю часу, називається тепловим потоком Q , Дж/с, а маса речовини, яка переноситься через поверхню F за одиницю часу – масовим потоком (витратою) G , кг/с.

Якщо тепловий або масовий потік віднести до 1 м^2 поверхні, то такі потоки називають питомими потоками (specific flow), тобто:

$$q = \frac{Q}{F}, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}; \quad j = \frac{G}{F}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}. \quad (1.3)$$

Величини q і j є векторами, які мають напрям в бік зменшення температури і концентрації, відповідно, тобто їх напрям протилежний напрямам градієнтів температур і концентрацій. Отже, кількість руху, що передається молекулам, пропорційна різниці їх кінетичних енергій в даних областях тіла, тобто пропорційна різниці температур цих областей. Формально це положення було введено на початку XIX століття у вигляді гіпотези Біо-Фур'є про пряму пропорційність вектора теплового потоку градієнту температури:

$$q = -\lambda \text{grad} t, \quad (1.4)$$

де λ – коефіцієнт пропорційності, який залежить від фізичних властивостей речовини ($\lambda = \rho \cdot C_p \cdot a$) і називається коефіцієнтом теплопровідності (coefficient of heat conductivity);

ρ – густина, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C_p – ізобарна теплоємність, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

a – коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2/\text{с}$.

Від'ємний знак в (1.4) підкреслює, що напрям питомого теплового потоку і градієнта температур протилежні. Величина λ залежить від температури і практично не залежить від тиску. Значення λ , ρ , C_p і a залежно від температури містяться в довідниках. Величина λ характеризує питомий тепловий потік усередині речовини, якщо температурний градієнт дорівнює одиниці.

Подібно до явища теплопровідності, Фіком установлений закон для перенесення маси дифузиею

$$j = -\rho \cdot D \text{grad} C, \quad (1.5)$$

де D – коефіцієнт дифузії, $\text{м}^2/\text{с}$.

Співвідношення (1.4) і (1.5) називають законами Фур'є і Фіка, відповідно. Звернемо увагу на те, що величини потоків q і j в заданих точках і заданий момент часу визначаються відповідними градієнтами в тих же точках і в той же момент часу. Це означає, що ці градієнти мають локальний характер. Однак, для багатьох практичних задач таке наближення є достатнім.

Рівняння питомого теплового потоку в суцільній (continuous) плоскій стінці завтовшки δ має вигляд

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{\Delta t}{R} \quad (1.6)$$

Відношення $\frac{\lambda}{\delta}$ називається тепловою провідністю стінки (thermal conductivity of wall), а обернена величина $R = \frac{\delta}{\lambda}$ – термічним опором стінки (thermal resistance of wall).

Для багат шарової (multi-layered) плоскої стінки рівняння (1.6) запишеться так:

$$q = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (1.7)$$

де Δt – різниця температур між зовнішніми та внутрішніми шарами стінки.

В разі теплопровідності в циліндричній стінці з діаметрами d_2 і d_3 , відповідно, площа внутрішньої поверхні $F_2 = \pi \cdot d_2 \cdot \ell$ і площа зовнішньої поверхні $F_3 = \pi \cdot d_3 \cdot \ell$ неоднакові, де ℓ - довжина поверхні. В цьому разі застосовують поняття лінійного теплового потоку $q_\ell = \frac{Q}{\ell}$. Для одношарової циліндричної стінки розрахункові формули для q_ℓ мають вигляд

$$q_\ell = \frac{Q}{\ell} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_3}{d_2} \right)} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{R_\ell} \quad (1.8)$$

де $R_\ell = \frac{1}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_3}{d_2} \right)$ – термічний опір циліндричної стінки.

Зрозуміло, що для багат шарової циліндричної (multi-layered cylinder) стінки на підставі (1.8) отримаємо

$$q_\ell = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (1.9)$$

Конвективним теплообміном (тепловіддачею) (convectical heat transfer) називається процес перенесення теплоти від поверхні твердого тіла до рідини (газу) або навпаки. Рухомою силою процесу тепловіддачі є різниця температур між стінкою і рідиною (температурний напір). Процес перенесення теплоти здійснюється як за рахунок теплопровідності, так і за рахунок конвекції. Конвекція являє собою рух рідини або газу вздовж поверхні теплообміну. За природою виникнення цього руху розрізняють вільну і вимушену конвекцію. Вільноконвективним (free convection) називається рух, який виникає внаслідок різниці густин більш нагрітих і менш нагрітих ділянок рідини або газу. Рух, що утворюється за допомогою зовнішнього

збудника (насоса, вентилятора тощо) називають вимушеною конвекцією (forced convection). В загальному випадку одночасно можуть існувати як вимушена, так і вільна конвекція. Інтенсивність вільноконвективного (теплого) руху пропорційна температурному коефіцієнту об'ємного розширення (temperature coefficient of volume expansion)

$$\beta = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_{P=\text{const}}, \quad (1.10)$$

де ρ і v – густина і питомий об'єм речовини, відповідно;

T – абсолютна температура;

P – тиск.

Коефіцієнт β характеризує відносну зміну об'єму в разі зміни температури на один градус. Для газів значення коефіцієнта об'ємного розширення дорівнює $\beta = \frac{1}{T}$.

Процеси тепловіддачі нерозривно пов'язані з умовами руху рідин (газу) біля теплообмінної поверхні (heat-exchange surface). Із гідродинаміки відомо, що існують два основних режими течії: ламінарний і турбулентний. Під час ламінарного руху течія має спокійний пошаровий характер, а під час турбулентного – неупорядкований, вихоровий характер. Завдяки безперервному утворенню вихорів та їх дифузії виникає інтенсивне перемішування (турбулізація) потоку. Однак, в тонкому шарі (skim) біля поверхні стінки, через наявність в'язкого тертя, швидкість руху сповільнюється і зменшується до нуля. Цей шар прийнято називати приграничним гідродинамічним шаром (boundary hydrodynamic layer), де швидкість змінюється від нуля до 0,9 середньовитратної швидкості потоку. Товщина в'язкого приграничного шару пропорційна $(\nu \cdot \tau)^{0,5}$, де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості (kinematics viscosity) рідини (газу). В ламінарному приграничному шарі перенесення теплоти від стінки до рідини, здійснюється, в основному, за рахунок теплопровідності. Подібно до приграничного гідродинамічного шару, існує так званий тепловий приграничний шар. В цих шарах закони зміни швидкостей середовища і температури аналогічні, а профілі схожі. Товщина цього шару пропорційна $(a \cdot \tau)^{0,5}$, де a – коефіцієнт теплопровідності.

Товщини цих шарів однакові, якщо виконується умова $\frac{\nu}{a} = l$.

Для розрахунків інтенсивності конвективного теплообміну на практиці використовується "закон Ньютона-Ріхмана"

$$q = \alpha(t_c - t_p), \quad (1.11)$$

де α – коефіцієнт пропорційності, $Bm/(m^2 \cdot K)$, який називають коефіцієнтом тепловіддачі (heat emission);

t_c і t_p – температури стінки і рідини в потоці.

Коефіцієнт α залежить від багатьох факторів і визначається, як правило,

експериментально. Рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі містяться в додатках.

Поняття приграничного шару застосовується і в процесах дифузії (diffusions). Товщина приграничного дифузійного шару δ_D пропорційна $(D \cdot \tau)^{0,5}$, де D – коефіцієнт дифузії. Для визначення питомого потоку маси використовується формула, аналогічна формулі (1.11)

$$j = \beta(C_c - C_p), \quad (1.12)$$

де β – коефіцієнт масовіддачі (масообміну), m/c ;

C_c і C_p – концентрація речовини безпосередньо на границі (стінці) та в потоці речовини, відповідно, kg/m^3 .

Механізм конвективного теплообміну полягає в такому. Питомий тепловий потік спочатку переноситься в прикордонному шарі за законом Фур'є (1.4), а поза ним за законом Ньютона-Ріхмана (1.11), тобто

$$q = -\lambda \cdot gradt = \alpha \cdot (t_c - t_p),$$

звідки

$$\alpha = -\frac{\lambda \cdot gradt}{(t_c - t_p)}. \quad (1.13)$$

Останнє рівняння називають диференціальним рівнянням конвективного теплообміну. Воно пов'язує коефіцієнт тепловіддачі α з градієнтом температур в приграничному шарі.

Безконтактним способом перенесення теплової енергії є променистий (радіаційний) теплообмін (effulgent (radiation) heat exchange). Носіями променистої енергії є електромагнітні коливання (потік фотонів). Потік променистої енергії з одиниці поверхні в усіх напрямках напівсферичного простору називається питомим потоком випромінювання

$$E = dQ/DF. \quad (1.14)$$

В разі попадання теплових променів на тіло їх повна енергія Q_0 може частково поглинатись тілом (Q_A), збільшуючи його внутрішню енергію, частково відбиватись (Q_R) і частково проходити крізь тіло (Q_D). Отже, баланс променистої енергії буде

$$Q_0 = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (1.15)$$

Поділивши (1.15) на Q_0 , одержимо

$$A + R + D = 1, \quad (1.16)$$

де $A = \frac{Q_A}{Q_0}$; $R = \frac{Q_R}{Q_0}$; $D = \frac{Q_D}{Q_0}$;

В останньому рівнянні величина A характеризує поглинальну здатність (suctive ability) тіла; величина R – відбивальну здатність, а величина D – проникну здатність. Якщо $A = 1$ то тіло називають абсолютно чорним, якщо $R = 1$ – абсолютно білим, якщо $D = 1$ – абсолютно прозорим (діатермічним). В переважній більшості твердих і рідких тіл поглинання теплових променів відбувається в тонкому поверхневому шарі. В газах, через значно меншу концентрацію молекул, променистий теплообмін (effulgent heat ex-

change) носить об'ємний характер.

Суму потоків власного і відбитого випромінювання називають ефективним випромінюванням (effective radiation)

$$E_{\text{эф}} = E + R \cdot E_{\text{пад}} = E + (1 - A) \cdot E_{\text{пад}}, \quad (1.17)$$

де $E_{\text{пад}}$ – питомий тепловий потік, який падає на тіло.

Особливе місце в теорії теплового випромінювання займає модель абсолютно чорного тіла ($A = 1$) (black body). Залежність випромінювальної здатності (питомого потоку випромінювання) від температури для абсолютно чорного тіла була встановлена Стефаном і Больцманом

$$E_0 = \sigma \cdot T^4, \quad (1.18)$$

де T – абсолютна температура тіла, K ;

σ – стала Стефана–Больцмана, яка дорівнює $5,7 \times 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Рівняння (1.18) отримало назву закону Стефана–Больцмана. Для технічних розрахунків цей закон застосовують в більш зручній формі

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.19)$$

де $c_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання (coefficient of radiation) абсолютно чорного тіла.

Для реальних тіл ε має різне значення. Якщо віднести енергію власного випромінювання тіла до енергії випромінювання абсолютно чорного тіла за умови однакової температури, можна отримати іншу характеристику, яка називається ступенем чорноти (measure of blackness) тіла

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{c}{c_0}. \quad (1.20)$$

В цьому разі (1.19) буде мати вигляд

$$E = \varepsilon \cdot E_0 = \varepsilon \cdot c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (1.21)$$

Якщо одне тіло з поверхнею F_1 і температурою T_1 оточують інші тіла з поверхнею F_2 і температурою T_2 , то променистий теплообмін між тілами дорівнюватиме

$$Q_{12} = \varepsilon_n c_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1.22)$$

де $\varepsilon_n = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1}$ – приведений ступінь чорноти системи тіл.

Питомий тепловий потік випромінюванням від газу до оточуючих його поверхонь визначається так

$$q_{2-\text{см}} = \varepsilon_n c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1.23)$$

де $\varepsilon_n = \frac{\varepsilon_z \cdot \varepsilon_{cm}}{\varepsilon_{cm} + \varepsilon_z(1 - \varepsilon_{cm})}$, а $\varepsilon_z, \varepsilon_{cm}$ – ступінь чорноти газу і стінки, відповідно, які визначаються з довідкового матеріалу (додаток В).

В разі перенесення теплоти між потоком випромінювального газу і стінкою теплообмін є результатом сукупної дії конвекції та випромінювання. В цьому випадку кількісною характеристикою процесу є приведений коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_0 = \alpha_k + \alpha_{np}$, де α_k враховує дію конвекції та теплопровідності, а α_{np} – дію теплового випромінювання, тобто

$$q_k = \alpha_k(t_z - t_{cm}),$$

$$q_{np} = \varepsilon \cdot c_0 \left[\left(\frac{T_z}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.24)$$

$$q_0 = q_k + q_{np} = (\alpha_k + \alpha_{np}) \cdot (t_z - t_{cm}).$$

Якщо стінка омивається краплинною рідиною, то $\alpha_{np} = 0$ і $\alpha_0 = \alpha_k$.

У випадку, коли як основний вважати процес теплового випромінювання, розрахунковою формулою сумарного (складного) теплообміну буде

$$q_0 = (\varepsilon_k + \varepsilon) c_0 \left[\left(\frac{T_z}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right], \quad (1.25)$$

де $\varepsilon_k = \frac{\alpha_k(t_z - t_{cm})}{c_0 \left[\left(\left(\frac{T_z}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right) \right]}$ – приведений ступінь чорноти системи.

Перенесення теплоти від одного теплоносія (рідини або газу) до іншого може здійснюватись через тверду стінку. Такий складний теплообмін називається теплопередачею. Різниця температур між теплоносіями називається температурним напором (temperature pressure). Інтенсивність теплопередачі характеризується коефіцієнтом теплопередачі, який є величиною, оберненою до суми термічних опорів окремих видів теплообміну

$$K = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i}. \quad (1.26)$$

Термічний опір конвективного теплообміну складає $1/\alpha$. Термічний опір плоскої стінки визначається за (1.6)-(1.7), а термічний опір циліндричної стінки – за (1.8).

В разі теплопередачі через плоскі стінки коефіцієнт теплопередачі становитиме, $Bm/(m^2 \cdot K)$

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{cmi}}{\lambda_{cmi}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}. \quad (1.27)$$

За умови теплопередачі через циліндричну стінку лінійний коефіцієнт

ент теплопередачі визначається за формулою, $Bm/(m \cdot K)$

$$K_{\ell} = \pi \left[\frac{1}{\alpha_6 \cdot d_6} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{1}{\alpha_3 \cdot d_3} \right]^{-1}, \quad (1.28)$$

де α_6, α_3 – коефіцієнти тепловіддачі з боку внутрішньої та зовнішньої циліндричної стінки, відповідно;

d_6, d_3 – діаметри внутрішньої та зовнішньої стінки, відповідно.

Згідно з вищевикладеним, питомі теплові потоки дорівнюватимуть

$$q = K(t_1 - t_2); \quad (1.29)$$

$$q_{\ell} = K_{\ell}(t_1 - t_2); \quad (1.30)$$

де t_1 і t_2 – середні температури теплоносіїв.

Для обчислення q_{ℓ} за формулами (1.28) і (1.30) на практиці застосовують спрощений метод

$$K_{\ell} = \pi \cdot d_{cp} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_6} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{cmi}}{\lambda_{cmi}} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1}, \quad (1.31)$$

де d_{cp} – середній діаметр циліндричної стінки.

Якщо $\alpha_6 > \alpha_3$, то $d_{cp} = d_3$; якщо $\alpha_6 \approx \alpha_3$, то $d_{cp} = 0,5(d_6 + d_3)$; якщо $\alpha_6 < \alpha_3$, то $d_{cp} = d_6$.

1.1 Елементи теорії подібності та її застосування в процесах тепломасообміну

Теорія подібності (theory of similarity) – це наука про подібність явищ. Вона використовується як спосіб узагальнення експериментальних результатів і як основа моделювання різноманітних пристроїв і обладнання. Теорія подібності бере свій початок із геометрії, де вивчається подібність різних геометричних фігур. Геометрично подібними називають фігури, в яких схожі лінійні розміри пропорційні. Наприклад, два трикутники подібні, якщо виконуються співвідношення:

$$\frac{L_1}{L'_1} = \frac{L_2}{L'_2} = \frac{L_3}{L'_3} = A_L, \quad (1.32)$$

де A_L – коефіцієнт пропорційності або константа подібності.

Умова (1.32) є математичним формулюванням геометричної подібності. Поняття подібності може бути поширене на будь-які фізичні явища.

Диференціальні рівняння відбивають найбільш загальні риси явищ, але не враховують окремі особливості, до яких належать: форма і розміри системи, де здійснюється фізичний процес; фізичні властивості робочих тіл; умови здійснення процесу на границях системи та інші. Окремі особливості явищ визначаються за допомогою умов однозначності, які містять:

- геометричні умови, які характеризують форму і розміри системи, де відбувається фізичний процес;
- фізичні умови, що характеризують властивості робочих тіл;

- початкові умови, які характеризують процес в початковий момент часу (для усталених процесів ці умови відпадають);
- граничні умови, які характеризують особливості здійснення процесу на границях системи.

Граничні умови (maximum terms) можуть бути задані кількома способами. Граничні умови I роду передбачають відомий розподіл температур на поверхні тіла в будь-який момент часу ($t = f(x, y, z, \tau)$), де τ – час. Для граничних умов II роду відомими є тепловий потік в кожній точці на поверхні тіла в будь-який момент часу ($q = f(x, y, z, \tau)$). Для граничних умов III роду відомі температури поверхні тіла і навколишнього середовища t_{nc} та закон теплообміну з навколишнім середовищем $q = \alpha(t - t_{nc})$. Граничні умови IV роду характеризують умови теплообміну системи тіл або окремого тіла з навколишнім середовищем за законом теплопровідності ($\lambda_1 grad_1 = \lambda_2 grad_2$).

Групою явищ даного класу називають сукупність фізичних процесів, які описуються однаковими за формою і змістом диференціальними рівняннями і однаковими умовами однозначності. Подібними можуть бути лише такі явища (процеси), які належать до однієї групи.

$$\frac{\rho}{\rho'} = A_\rho; \quad \frac{c}{c'} = A_c; \quad \frac{v}{v'} = A_v; \quad \frac{\lambda}{\lambda'} = A_\lambda; \quad \frac{a}{a'} = A_a; \quad \frac{\alpha}{\alpha'} = A_\alpha.$$

Гідродинамічна подібність (hydrodynamic similarity) зумовлюється пропорційністю полів швидкостей та тисків:

$$\frac{w}{w'} = A_w; \quad \frac{P}{P'} = A_P; \quad \frac{\Delta P}{\Delta P'} = A_P; \quad \frac{\partial P / \partial x}{(\partial P' / \partial x')} = \frac{A_P}{A_L}.$$

Теплова подібність передбачає пропорційність полів температур і температурних градієнтів:

$$\frac{t}{t'} = A_t; \quad \frac{\Delta t}{\Delta t'} = A_t; \quad \frac{\partial t / \partial x}{(\partial t' / \partial x')} = \frac{A_t}{A_L}; \quad \frac{\partial^2 t / \partial x^2}{(\partial^2 t' / \partial x'^2)} = \frac{A_t}{A_L^2}.$$

Подібність дифузійних або масообмінних процесів характеризується подібністю полів концентрацій:

$$\frac{C}{C'} = A_C; \quad \frac{\partial C / \partial x}{(\partial C' / \partial x')} = \frac{A_C}{A_L}; \quad \frac{\partial^2 C / \partial x^2}{(\partial^2 C' / \partial x'^2)} = \frac{A_C}{A_L^2}.$$

Якщо дві системи подібні, то відношення будь-яких схожих величин (alike sizes) в межах кожної системи, що характеризують її стан, є безрозмірною сталою для обох систем. Якщо, наприклад, фізичний стан однієї системи характеризується величинами $R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$, а іншої $R'_1, R'_2, R'_3, \dots, R'_n$, то умова подібності потребує рівності

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R'_1}{R'_2} = i,$$

де i – стала, яка називається інваріантою подібності.

Інваріанти подібності простих однорідних величин, наприклад

$\frac{L}{d}; \frac{\rho_1}{\rho_2}; \frac{v_1}{v_2}$... називаються простими симплексами подібності. Інваріанти поді-

бності можуть бути більш складними, наприклад $\frac{w \cdot d}{v}; \frac{v}{a}; \frac{\rho \cdot w^2}{\Delta P}; \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$... В цьому випадку вони називаються критеріями подібності.

Підсумовуючи вищевикладене, можна сформулювати правила (теореми) подібності:

- подібні процеси мають належати до однієї групи даного класу і описуватись однаковими за формою та змістом диференціальними рівняннями;
- умови однозначності подібних процесів мають бути однаковими, окрім числових значень сталих в цих умовах;
- подібні процеси повинні мати однакові критерії подібності.

Системи диференціальних рівнянь, що описують процеси тепло- і масообміну дуже складні [1]. Однією із основних труднощів аналітичного дослідження зазначених процесів є велика кількість змінних, які ускладнюють з'ясування впливу кожної змінної на процес в цілому. У випадку експериментального дослідження необхідно знати умови, виконання яких дозволяє поширити результати на інші аналогічні процеси. Розглядом цих питань і займається теорія подібності. За допомогою цієї теорії початкова система розмірних фізичних величин може бути перетворена на сукупність безрозмірних симплексів або критеріїв, кількість яких буде менша, ніж початкових величин. Кількість безрозмірних критеріїв в рівнянні, залежно від кількості n змінних фізичних величин, визначається π -теоревою Бекінгема, згідно з якою всяка залежність, яка має фізичний зміст, може бути подана у вигляді залежності між безрозмірними комплексами, число яких m задовольняє співвідношення $m=n-k$, де k – число величин, що мають незалежні розмірності. Це дозволяє не тільки скоротити кількість змінних, але й виявити вплив сукупності факторів на характер здійснення процесів. Зв'язок між різними константами подібності може бути виявлений за допомогою диференціальних рівнянь. Проілюструємо цей зв'язок на прикладі більш простого диференціального рівняння конвективного теплообміну. Для двох подібних процесів ці рівняння можуть бути записані

$$\alpha' = -\frac{\lambda'}{\Delta t'} \left(\frac{\partial t'}{\partial n'} \right), \quad (1.33)$$

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta t} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right). \quad (1.34)$$

Для подібних явищ справедливі співвідношення:

$$\frac{\alpha'}{\alpha} = A_\alpha; \quad \frac{\lambda'}{\lambda} = A_\lambda; \quad \frac{\Delta t'}{\Delta t} = A_t; \quad \frac{n'}{n} = A_n; \quad \frac{\partial t'/\partial n'}{(\partial t/\partial n)} = \frac{A_t}{A_L}. \quad (1.35)$$

Підстановка (1.35) в (1.33) дає

$$\alpha' = \frac{A_\lambda}{A_\alpha \cdot A_L} \cdot \frac{\lambda'}{\Delta t'} \cdot \frac{\partial t'}{\partial n'} \quad (1.36)$$

Рівняння (1.33) і (1.36) тотожні, оскільки описують процес конвективного теплообміну в одній точці першої системи, тому

$$\frac{A_\lambda}{A_\alpha \cdot A_L} = 1 \quad (1.37)$$

Співвідношення (1.37) є шуканим зв'язком між константами подібності для процесів конвективного теплообміну, який, з урахуванням (1.35), буде мати вигляд

$$\frac{\alpha' \cdot L'}{\lambda'} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = Nu \equiv idem, \quad (1.38)$$

де симплекс Nu називають критерієм подібності (criterion of similarity) Нуссельта, який характеризує інтенсивність конвективного теплообміну на границі стінка-рідина,
 L – характерний лінійний розмір.

Для того, щоб з'ясувати фізичну суть критерію Нуссельта, помножимо і поділимо його вираз на різницю температур Δt , тобто

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \Delta t}{\lambda \cdot \frac{\Delta t}{L}} = \frac{q_\alpha}{q_\lambda} \quad (1.39)$$

Отже, останній вираз є відношенням питомого конвективного теплового потоку до кондуктивного, тобто до питомого теплового потоку, який переноситься через шар рідини (газу) завтовшки L теплопровідністю. Критерій Нуссельта є шуканим (search), оскільки містить невідому величину коефіцієнта тепловіддачі.

Шуканим критерієм в процесах масообміну є критерій Шервуда

$$Sh = \frac{\beta \cdot L}{D}, \quad (1.40)$$

де β – коефіцієнт масообміну;

D – коефіцієнт дифузії.

Критерій Ейлера є мірою відношення перепаду тиску в потоці до його динамічного напору

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot w^2}, \quad (1.41)$$

де P – тиск;

w – швидкість.

Шукані критерії є функціями визначальних критеріїв, які характеризують фізичні властивості середовищ, умови та особливості протікання процесів тепло- і масообміну.

Критерій Прандтля є комбінацією фізичних властивостей теплоносія, а його величина залежить від температури і є мірою подібності полів швидкостей і температур в потоці

$$Pr = \frac{\rho \cdot v \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a}. \quad (1.42)$$

За аналогією з критерієм Прандтля в процесах конвективного масообміну використовується критерій Шмідта або дифузійний критерій Прандтля

$$Sc = Pr_D = \frac{\nu}{D}. \quad (1.43)$$

Схожість диференціальних рівнянь конвективного теплообміну та масообміну відбиває критерій Льюїса, який характеризує подібність полів концентрації та температури

$$Le = \frac{D}{a}. \quad (1.44)$$

Визначальним критерієм (determining criterion) в процесах вільноконвективного теплообміну є критерій Грасгофа, який характеризує відношення підйомних сил, які виникають за рахунок різниці густин нагрітої і холодної рідини (газу), до сил молекулярного тертя (molecular friction)

$$Gr = \frac{g \cdot \beta_t \cdot \Delta t \cdot L^3}{\nu^2}, \quad (1.45)$$

де β_t – коефіцієнт об'ємного розширення (для газів $\beta_t = 1/T$).

Якщо вважати, що в заданому інтервалі температур величина β_t змінюється мало, то одержимо модифікацію критерію Грасгофа, яка називається критерієм Архімеда

$$Ar = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot (1 - \rho^*), \quad (1.46)$$

де $\rho^* = \frac{\rho'}{\rho''}$; а ρ' і ρ'' – густина рідини та газоподібної фази, відповідно.

Зрозуміло, що цей критерій використовується для опису процесів конвективного теплообміну в двофазних потоках.

Визначальним критерієм режиму руху в процесах теплообміну за умови вимушеної конвекції є критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}, \quad (1.47)$$

який характеризує відношення сил інерції до сил молекулярного тертя.

Критерій Пекле характеризує відношення конвективного (молярного) теплопереносу до молекулярного (кондуктивного)

$$Pe = \frac{w \cdot L}{a}. \quad (1.48)$$

Критерій Фур'є або критерій теплової гомохронності

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{L^2}, \quad (1.49)$$

характеризує швидкість зміни температури тіла в неусталених теплових процесах.

Характеристикою крайової подібності (regional similarity) є критерій

ІНТБ ВІНТУ
м. Вінниця

лених теплових процесах є критерій Біо

$$Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_{cm}} \quad (1.50)$$

Він є мірою відношення внутрішнього і зовнішнього термічних опорів і характеризує зв'язок між полем температур в твердому тілі та умовами тепловіддачі на його поверхні.

Критерій Фруда

$$Fr = \frac{w^2}{g \cdot L} \quad (1.51)$$

є відношенням кінетичної енергії потоку до енергії (роботи) сил тяжіння.

Критерій Еккерта встановлює зв'язок між механічною енергією потоку і тепловою енергією дисипації, яка йде на нагрівання рідини

$$E = \frac{w^2}{c_p \cdot \Delta t} \quad (1.52)$$

Критерій часової однорідності Струхала є відношенням часу здійснення процесу до часу переміщення елемента теплоносія зі швидкістю w на відстань L .

$$Sth = \frac{w \cdot \tau}{L} \quad (1.53)$$

Критерій Вебера

$$We = \frac{\rho \cdot w^2 \cdot L}{\sigma} \quad (1.54)$$

характеризує відношення динамічної сили потоку до сили поверхневого натягу σ .

В практиці використовуються так звані похідні критерії:

- критерій Стентона є мірою відношення інтенсивності тепловіддачі та питомого теплоємності потоку

$$St = \frac{Nu}{Pe} \quad (1.55)$$

- критерій Релея є визначальним критерієм режиму руху для вільної конвекції

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (1.56)$$

В процесах теплообміну з фазовими переходами використовуються специфічні критерії:

$$\left. \begin{aligned} & - \text{критерій фазового переходу (число Кутателадзе): } K = \frac{r}{c_p \cdot \Delta t}; \\ & - \text{критерій Якоба: } Ja = \frac{K \cdot \rho''}{\rho'}; \\ & - \text{критерій Рейнольдса: } Re = \frac{\alpha \cdot \Delta t \cdot L}{\rho'' \cdot r \cdot \nu}; \\ & - \text{критерій Пекле: } Pe = \frac{g \cdot L}{\rho'' \cdot a \cdot r}. \end{aligned} \right\} \quad (1.57)$$

Характерними (визначальними) лінійними розмірами в таких критеріях можуть бути

$$L = \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}; \quad L = \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')} \right]^{0.5}; \quad L = \frac{\sigma \cdot T_n}{\rho'' \cdot r \cdot \Delta t}, \quad (1.58)$$

де r – теплога пароутворення, Дж/кг;

T_n – абсолютна температура насичення, К.

Кінцевим результатом розв'язання задач тепло- і масообміну є визначення коефіцієнтів тепловіддачі α і масообміну β , які пов'язані з іншими змінними певною функціональною залежністю. Критеріальним рівнянням називається функціональна залежність шуканого критерію від визначальних. В загальному випадку складання критеріального рівняння зводиться до відшукування функціональної залежності вигляду

$$Nu = f(Fo, Ho, Re, Gr, Pr). \quad (1.59)$$

Для усталених процесів рівняння (1.59) спрощується:

- для конвективного теплообміну

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) = f(Re, Ra); \quad (1.60)$$

- для масообмінних процесів

$$Sh = f_1(Re, Gr, Pr_D). \quad (1.61)$$

Для вимушеної течії (розвинутий турбулентний режим) вплив вільної конвекції незрівнянно малий порівняно з вимушеною. Тому впливом критерію Грасгофа можна знехтувати, а критеріальне рівняння теплообміну буде мати вигляд

$$Nu = f(Re, Pr), \quad (1.62)$$

За умови вільної конвекції можна знехтувати впливом критерію Рейнольдса, тобто

$$Nu = f(Gr, Pr) = f(Ra). \quad (1.63)$$

Однією з найбільш поширених функціональних залежностей між критеріями подібності є степенева, наприклад

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m, \quad Nu = C \cdot Gr^n \cdot Pr^n = C \cdot Ra^n, \quad (1.64)$$

де C, n, m – безрозмірні константи.

Залежності такого роду є суто емпіричними, вони справедливі в тих межах зміни аргумента, в яких підтверджуються експериментом. Допустимо, що критерій Nu залежить лише від критерію Re ($Pr = const$). Тоді $Nu = C \cdot Re^n$. Логарифмуємо останній вираз, одержимо

$$\ln Nu = \ln C + n \ln Re. \quad (1.65)$$

Останнє рівняння є рівнянням прямої лінії (рис. 1.1). Тоді, взявши дві довільні точки на прямій, визначають показник степеня

$$n = \frac{\ln Nu_2 - \ln Nu_1}{\ln Re_2 - \ln Re_1}. \quad (1.66)$$

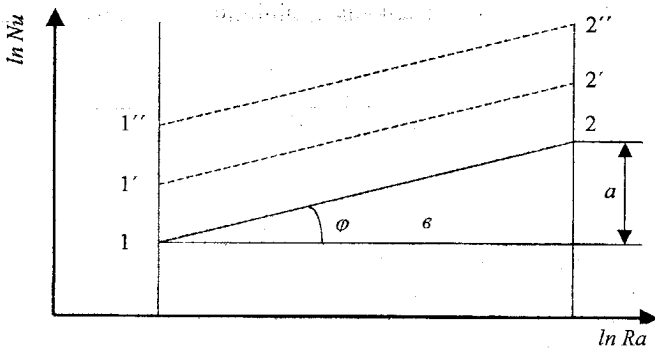


Рисунок 1.1 – Графічна інтерпретація рівняння (1.65)

Якщо величина Nu є функцією двох аргументів (arguments), то на графіку буде сім'я ліній, які паралельні лінії 1-2 (на рис.1.1 – штрихові лінії). Зрозуміло, що показник степеня n залишається незмінним, а показник степеня m визначається за формулою

$$m = \frac{\ln Nu_1^n - \ln Nu_2^n}{\ln Pr_1^n - \ln Pr_2^n} \quad (1.67)$$

Коли значення n і m обчислені, сталу C визначають з рівняння

$$C = \frac{Nu}{Re^n \cdot Pr^m}$$

Наведемо простий приклад складання критеріального рівняння конвективного теплообміну.

Експериментально досліджувалась інтенсивність (intensity) теплообміну між поверхнею горизонтальної труби діаметром 45 мм і вільним потоком навколишнього повітря, температура якого далеко від труби дорівнювала 20°C . Результати експериментів зведені в таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 – Результати дослідних даних

$\Delta t, ^\circ\text{C}$	10	20	30	50	60	80	90	100
$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	5	6	6,6	7,5	7,9	8,45	8,71	8,97

Критеріальне рівняння для вільної конвекції має вигляд (1.63):

$$Nu = CRa^n$$

Теплофізичні властивості повітря для $t_n = 20^\circ\text{C}$ визначаються із додатка А:

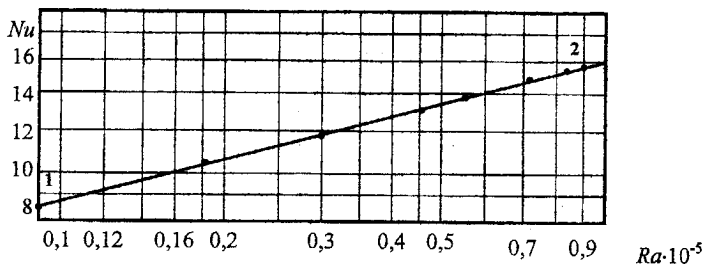
$$\lambda = 0,0259 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}; \quad \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \quad \alpha = 21,4 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \quad Pr = 0,703.$$

Значення критеріїв подібності, обчислених за експериментальними даними, зведені в табл.1.2.

Таблиця 1.2 – Обчислені значення критеріїв подібності

Критерії	Різниця температур							
	10	20	30	50	60	80	90	100
$Gr \cdot 10^{-5}$	1,34	2,69	4	6,72	8,07	10,7	12,05	13,4
$Ra \cdot 10^{-5}$	0,94	1,89	2,84	4,73	5,72	7,34	8,48	9,42
Nu	8,75	10,4	11,5	13,1	13,7	14,7	15,1	15,6

Графічна залежність $Nu = f(Ra)$ в логарифмічній сітці координат показана на рис. 1.2.

Рисунок 1.2 – Дослідна залежність $Nu = C \cdot Ra^n$

Оскільки експериментальні точки апроксимуються (approximated) прямою лінією, то рівняння, що описує досліджуваний процес, відповідає (1.65). Візьмемо на прямій точку 1, яка відповідає значенню $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ і точку 2, яка відповідає значенню $\Delta t = 100^\circ\text{C}$. За значеннями Nu і Ra в цих точках визначимо показник степеня в критеріальному рівнянні

$$n = \frac{\ln Nu_2 - \ln Nu_1}{\ln Ra_2 - \ln Ra_1} = \frac{\ln 15,6 - \ln 8,75}{\ln(9,42 \cdot 10^5) - \ln(0,94 \cdot 10^5)} = 0,25.$$

Стала C визначається для будь-якої точки на прямій 1–2 і дорівнює

$$C = \frac{Nu_2}{Ra_2^n} = \frac{15,6}{(9,42 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,5007 \approx 0,5.$$

Отже, шуканим критеріальним рівнянням буде

$$Nu = 0,5 Ra^{0,25}. \quad (1.68)$$

Ця залежність відповідає критеріальному рівнянню для ламінарного обтікання горизонтальної поверхні (див. дод. Б).

1.3 Аналогія між процесами тепло- і масообміну

Процес тепломасообміну між рідким (liquid) і газоподібним (gaseous) середовищами зумовлені процесами теплопровідності та дифузії в приграничних шарах. Так званий "сухий" теплообмін виникає за рахунок температурного напору, а питомий тепловий потік дорівнює

$$q_c = \alpha \cdot (t_{cm} - t_n), \quad (1.69)$$

де t_n – температура біля самої поверхні стінки, яка вважається рівною температурі насичення для певного парціального тиску.

Масообмін виникає за рахунок різниці парціальних тисків $\Delta P = P_n - P''$, де P_n – парціальний тиск пари в газоподібному середовищі, P'' – парціальний тиск пари біля самої поверхні рідини. В процесах дифузії різницю парціальних тисків можна замінити на різницю концентрацій (різницю вологовмістів). Тоді рівняння теплового потоку за рахунок масообміну буде

$$q_{an} = \sigma \cdot (d_n - d'') \cdot r, \quad (1.70)$$

де σ – коефіцієнт випаровування;

d_n і d'' – вологовміст біля поверхні і в потоці газу, відповідно;

r – теплота пароутворення, яка для води дорівнює $r = 2500 - 2,33t_0$;

t_0 – температура води.

Із наведеного видно, що рівняння (1.69) і (1.70) дуже схожі за структурою. Якщо вважати, що в приграничному шарі $\alpha = \frac{\lambda}{\delta_m}$, а $\sigma = \frac{D \cdot \rho}{\delta_D}$, де δ_m і δ_D – товщина теплового і дифузійного приграничного шару відповідно, ці товщини є рівними, тобто $\delta_m = \delta_D$ або $Pr = Pr_D$, то на підставі (1.69) і (1.70) одержимо

$$\frac{\alpha}{\sigma} = \frac{\lambda \cdot \delta_D}{\rho \cdot D \cdot \delta_m} = \frac{\lambda \cdot c_p}{\rho \cdot D \cdot c_p} = \frac{a \cdot c_p}{D} = \frac{c_p}{Le}, \quad (1.71)$$

де $Le = D/a$ – критерій Льюїса;

c_p – ізобарна масова теплоємність (isobar mass heat capacity).

Для зазначених умов можна передбачити, що за аналогією з критеріальними рівняннями теплообміну $Nu = f(Re \cdot Pr)$ повинна існувати критеріальна залежність $Nu_D = f_1(Re \cdot Pr_D)$, де $Nu_D = Sh = \frac{\beta \cdot L}{D}$ – критерій Шервуда, $Pr_D = Sc = \frac{\nu}{D}$ – критерій Шмідта; β – коефіцієнт масообміну за (1.12), м/с.

Легко побачити, що $Le = \frac{Pr}{Pr_D} = \frac{Pr}{Sc}$. Питомий потік маси буде дорівнювати, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$j = \rho \cdot \beta \cdot (d_n - d''). \quad (1.72)$$

Згідно з гідродинамічною аналогією теплообміну Рейнольдса, можна записати

$$Nu = \frac{\xi}{8} Pe = \frac{\xi}{8} \cdot \frac{w \cdot L}{a}, \quad (1.73)$$

де ξ – коефіцієнт гідравлічного тертя або коефіцієнт Дарсі (coefficient of hydraulic friction).

Тоді подібне співвідношення для масообміну повинно мати вигляд

$$Nu_D = Pe_D = \frac{w \cdot L}{D}. \quad (1.74)$$

На підставі двох останніх рівнянь одержимо

$$\frac{\xi}{8} = \frac{\alpha}{\rho \cdot w \cdot c_p} = \frac{\beta}{w}, \quad (1.75)$$

звідки випливає

$$\beta = \frac{\alpha}{\rho \cdot c_p}. \quad (1.76)$$

Визначивши значення c_p із (1.71) і (1.76), неважко отримати

$$\sigma = \rho \cdot \beta \cdot Le; \quad \beta = \frac{\sigma}{\rho \cdot Le}. \quad (1.77)$$

Отже, визначені співвідношення пов'язують основні коефіцієнти тепломасообмінних процесів.

Базуючись на критеріальних рівняннях теплообміну і масообміну

$$Nu = C \cdot Re^n Pr^m;$$

$$Nu_D = C \cdot Re^n Pr_D^m;$$

для $Re = const$, можна отримати

$$\frac{Nu}{Nu_D} = Le^m, \quad (1.78)$$

звідки випливає

$$\alpha = \frac{\beta \cdot \rho \cdot c_{p_{ан}}}{Le^{2-n}}. \quad (1.79)$$

Для атмосферного тиску, як відомо [1, 2], тепलोємність вологого повітря і коефіцієнт дифузії визначають за формулами

$$c_{p_{ан}} = 1 + 1,9d;$$

$$D = 2,19 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T}{273} \right)^{1,8}. \quad (1.80)$$

Загальний тепловий потік, за рівнянням Меркеля, складатиме

$$q = q_c + q_{ан} = \sigma (h_n - h^n) - c_{p_{ан}} (d_n - d^n) \cdot t_n. \quad (1.81)$$

II ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ НА ФІЗИЧНИХ МОДЕЛЯХ

Лабораторна робота №1

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ МАТЕРІАЛУ МЕТОДОМ ЦИЛІНДРИЧНОГО ШАРУ

Мета: Скласти методику виконання експериментів, визначити коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу та його залежність від температури.

Експериментальна установка складається із сталеві труби 1 довжиною ℓ м, і зовнішнім діаметром $d_{\text{зн}}$ мм. Всередині труби розташований електронагрівник 2, потужність якого регулюється регулятором 3 і контролюється амперметром 4 і вольтметром 5. З торців труба закрита ізоляційними заглушками 6. Температура поверхні труби (стінки) в різних точках по довжині і периметру вимірюється термопарами 7, які через перемикач 8 підключені до потенціометра 9. На зовнішню стінку труби покладений шар теплоізоляції завтовшки δ мм. Температура зовнішнього шару ізоляції (external layer of isolation) t_2 вимірюється за допомогою термопар 10, які закріплені в різних точках по довжині і периметру ізоляції (рис. 1.1).

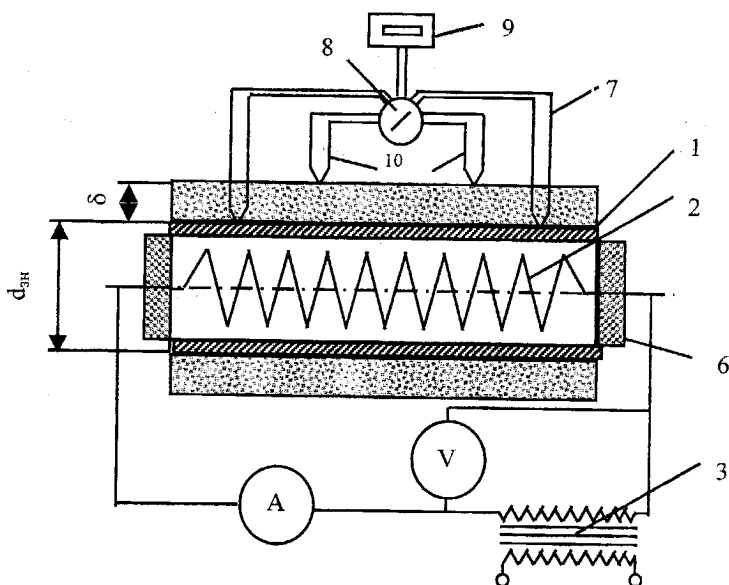


Рисунок 1.1 - Принципова схема дослідної установки

Досліди здійснюються в такій послідовності. Лаборантом або викладачем вмикається електронагрівник, установлюється повна потужність (complete power) за показаннями приладів 4 і 5. Стрілку перемикача переводять на риску першої з термопар 7, яка вимірює температуру стінки труби (внутрішню температуру теплової ізоляції).

Далі слідкують за показаннями потенціометра (potentiometer) 9 з метою визначення усталеного режиму, який досягається тоді, коли показання потенціометра залишаються незмінними протягом деякого часу. Всі вимірювання здійснюють тільки для усталеного режиму і записують в журнал спостережень.

Досліди виконують для різних навантажень нагрівника (температурних режимів).

Таблиця 1.1 – Журнал спостережень

№ спостер.	Показання електроприладів		Показання внутрішніх термопар, мВ				Середнє значення, мВ	Показання зовнішніх термопар, мВ				Середнє значення, мВ
	I, A	U, B	1	2	3	4		1	2	3	4	
1												
2												
3												

Обробка результатів

Показання однойменних термопар (thermocouples) 7 і 10 усереднюються. За допомогою градуовальної кривої або за формулою (1.1) визначаються температури на поверхнях ізоляції:

$$t_x = (EPC / 0,04) + t_{н.с} \quad (1.1)$$

де $t_{зов}$, $t_{вн}$ – температури зовнішньої та внутрішньої стінки ізоляції, відповідно, °С;

EPC – значення термоелектрорушійної сили термопари хромель-константан, мВ.

Визначається різниця температур $\Delta t = t_{вн} - t_{зов}$. Далі визначають тепловий потік за формулою:

$$q_1 = UI/\ell, \quad (1.2)$$

де ℓ – довжина труби, м;

U – напруга, В;

I – електричний струм, А.

Коефіцієнт теплопровідності шару ізоляції λ визначають, використовуючи формулу:

$$\lambda = [q_1 \cdot \ln(d_{зов}/d_{вн})] / [2 \cdot \pi \cdot (t_{вн} - t_{зов})], \quad (1.3)$$

де $d_{зов} = 43$ мм, $d_{вн} = 33$ мм – внутрішній та зовнішній діаметри ізоляції, відповідно.

Обчислення здійснюють окремо для кожного дослід. Отримані результати порівнюють із довідковими (дод. В) і визначають похибку експерименту.

За результатами дослідів будують залежність: $\lambda_i = f(t_{cp})$, де t_{cp} – середня температура шару ізоляції. Оскільки більшість матеріалів, які застосовуються в техніці, можна практично вважати ізотропними, то залежність $\lambda_i = f(t_i)$, можна вважати лінійною.

Після закінчення розрахунків і побудови графіка роблять висновки.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація розрахунків.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. В чому полягає фізична суть процесу теплопровідності?
2. Що характеризує температурний градієнт?
3. Що розуміють під одновимірним тепловим потоком?
4. Що таке термічний опір і як його визначати для циліндричних поверхонь?
5. За яким законом змінюється температура в циліндричних поверхнях за умови $\lambda = const$?
6. Яку поверхню називають ізотермічною?
7. Як визначити питомий тепловий потік теплопровідності?
8. Як змінюється температура в циліндричній багатшаровій стінці?
9. Які ви знаєте типи температурних полів?
10. В яких випадках замість формул для теплопровідності через циліндричні стінки можна застосовувати формули для плоских?
11. Як змінюється температура в плоскій багатшаровій стінці?
12. Запишіть розмірності повного, лінійного і питомого теплових потоків.
13. Які особливості питомого теплового потоку через циліндричну стінку?
14. Що таке термічний опір і як його визначати для плоских поверхонь?

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШИРЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ В МЕТАЛЕВОМУ СТЕРЖНІ

Мета: експериментально визначити закономірність поширення температури по довжині стержня, ознайомитись з методом теоретичних розрахунків, порівняти дослідні дані з результатами теоретичних розрахунків.

Основою дослідної установки (рис. 2.1) є тонкий металевий стержень (thin metallic bar) 1 довжиною l , м, периметром l і площею поперечного перерізу f , м² з великим значенням коефіцієнта теплопровідності λ . Стержень закріплений між двома поверхнями. Лівий торець нагрівається електронагрівником 8, потужність якого регулюється автотрансформатором 9 і контролюється електроприладами 10 і 11. Правий торець (butt end) стержня охолоджується. Для повної потужності споживаної енергії температура лівого торця набуває сталого значення t_0 . Під час досліду температура правого торця t_8 підтримується також сталою. Температури t_0 і t_8 вимірюються термопарами 2 і 3, відповідно, які через перемикач 4 з'єднані з потенціометром 5. По довжині стержень поділений на Z різних ділянок Δx , на кожній з яких вмонтована термопара 6 для вимірювання температури стінки.

Досліди виконуються таким чином. Викладач або лаборант вмикає електронагрівник на певний режим нагрівання (mode of heating). Стрілку перемикача переводять на термопару 3. За період нагрівання температура правого торця стержня підтримується близько заданої величини. Усталений режим досягається при незмінній температурі t_8 . Тоді вимірюються показання всіх термопар по довжині стержня і записуються у журнал спостережень. Виконують кілька дослідів для різних температур t_0 і t_8 .

Обробка результатів

1 ЧАСТИНА

Показання термопар за допомогою градуювальних таблиць (calibration charts) або графіків переводять у значення температури в градусах Цельсія. У випадку використання мідь-константанових термопар переведення значення термо-е.р.с. в градуси можна здійснювати за формулою (1.1). За перерахованими показаннями температури будують графік розподілу температури по довжині стержня $t_x = f(x)$.

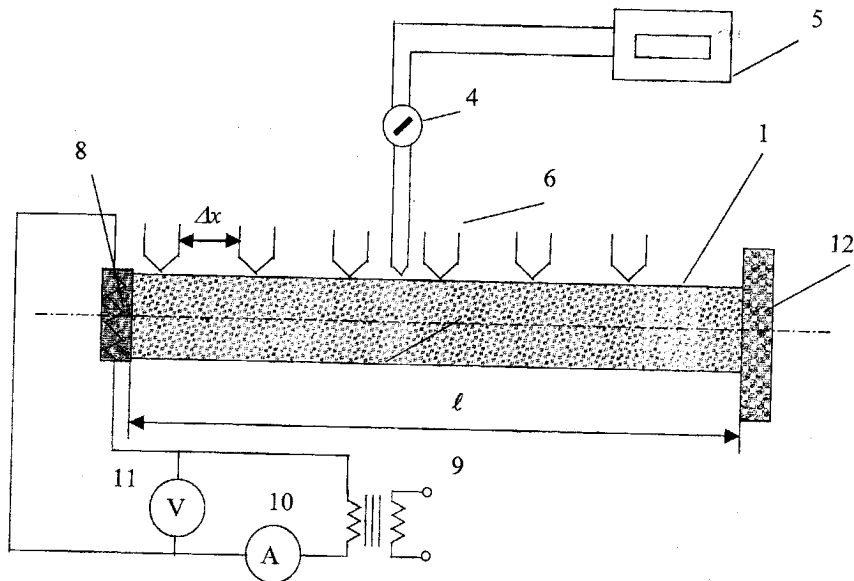


Рисунок 2.1 - Принципова схема дослідної установки

Таблиця 2.1 – Журнал спостережень

	Ділянки стержня									
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	
$\Delta E, \text{ мВ}$										
$t_{\text{експ}}, \text{ }^\circ\text{C}$										
$t_{\text{теор}}, \text{ }^\circ\text{C}$										

Далі задачу розв'язують теоретично. Якщо стержень достатньо тонкий, а його теплопровідність велика, то без істотної помилки можна знехтувати температурними градієнтами в напрямку, перпендикулярному до осі стержня, і вважати температуру в кожному перерізі близькою до сталої. В такому випадку температура є функцією тільки однієї незалежної змінної x . Позначимо температуру навколишнього середовища t_n , яка вважається сталою, і дослідимо процес поширення теплоти в елементарній ділянці dx на відстані x від гарячого торця стержня. Згідно з теорією теплопровідності теплота, що проходить за час $d\tau$ через переріз стержня на відстані x , дорівнює:

$$Q_x = -\lambda f \cdot (dt/dx) \cdot d\tau. \quad (2.1)$$

Теплота, що проходить через переріз на відстані $x+dx$ за час $d\tau$, буде:

$$Q_{x+dx} = -\lambda f \cdot (dt/dx + d^2t/dx^2 dx) \cdot d\tau. \quad (2.2)$$

Ділянка стержня між двома перерізами за рахунок теплопровідності отримає за час $d\tau$ теплоту, яка дорівнює різниці між (2.1) і (2.2), тобто

$$dQ = \lambda f (d^2t/dx^2) dx \cdot d\tau. \quad (2.3)$$

За цей час віддача теплоти в навколишнє середовище від цієї ділянки буде складати:

$$dQ_\alpha = \alpha \Pi dx (t - t_n) d\tau, \quad (2.3)$$

де α – середній коефіцієнт тепловіддачі від поверхні стержня в навколишнє середовище, $Bm/(m^2K)$, який може вважатись сталим, Π – периметр перерізу стержня, m .

Для усталеного режиму матимемо :

$$\alpha f d^2t/dx^2 dx \cdot d\tau = \alpha \Pi \cdot (t - t_n) d\tau, \quad (2.4)$$

де f – площа поперечного перерізу стержня, m^2 .

Звідки диференціальне рівняння процесу поширення теплоти у стержні буде:

$$d^2t/dx^2 = \alpha \Pi \cdot (t - t_n) / (\lambda f) = m^2 (t - t_n). \quad (2.5)$$

Тут величину m називають *модулем ребра* і визначають як:

$$m = \sqrt{\alpha \Pi / \lambda f}. \quad (2.6)$$

Граничними умовами (2.5) є : $t = t_0$, для $x = 0$; $t = t_\ell$, для $x = \ell$.

Для $t_0 = const$ рівняння (2.5) можна переписати так:

$$d^2(t - t_n)/dx^2 - m^2(t - t_n) = 0. \quad (2.7)$$

Це рівняння зі сталими коефіцієнтами, загальний інтеграл якого має вигляд

$$t - t_n = C_1 \exp(mx) + C_2 \exp(-mx). \quad (2.8)$$

Після розв'язання (2.8) відносно C_1 і C_2 отримаємо формулу для зміни температури по довжині стержня:

$$t_x - t_n = ((t_\ell - t_n) \operatorname{sh}(mx) + (t_0 - t_n) \operatorname{sh}(m(\ell - x))) / \operatorname{sh}(m \cdot \ell). \quad (2.9)$$

Значення гіперболічних функцій обчислюються калькулятором або визначаються з додатку Г.

Отримані в розрахунках температури порівнюють з дослідними даними, наносять на графік $t = f(x)$ і визначають розбіжність. Далі роблять висновки про адекватність математичної моделі та можливості її застосування для визначення поставленої задачі.

2 ЧАСТИНА

Користуючись формулою для визначення модуля ребра

$$m_x = \frac{-\ln\left(\frac{\theta_x}{\theta_0}\right)}{x}, \quad (2.9)$$

де θ_0 – надлишкова температура на початку стержня;

θ_x – надлишкова температура в точці стержня на відстані x від його початку;

x – відстань від початку стержня до чергової термометри, визначають модуль ребра (module of rib) для всіх контрольних точок на стержні. За формулою (2.6) обчислюють локальні коефіцієнти тепловіддачі для кожної контрольної точки на стержні і будують залежність $\alpha_x = f(x)$.

Визначають середній коефіцієнт тепловіддачі від стержня за формулою (2.10):

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i}{n}. \quad (2.10)$$

За рівнянням Ньютона-Ріхмана визначають тепловий потік через стержень і порівнюють його з потужністю нагрівника. Роблять висновки.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація розрахунків.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. За яким законом змінюється температура по довжині металевого стержня?
2. Яка природа теплопровідності?
3. Що називають температурним полем тіла?
4. Поясніть суть рівняння Фур'є.
5. Як визначити питомий тепловий потік теплопровідності?
6. Як змінюється температура в плоскій багатошаровій стінці?
7. Яким чином передається тепло від більш нагрітих тіл до менш нагрітих?
8. Дайте означення коефіцієнта теплопровідності.
9. Дайте означення коефіцієнта тепловіддачі. Його розмірність і фізична суть.
10. Що таке градієнт температури? Його фізичний зміст.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШИРЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ В БАГАТОШАРОВІЙ ПЛОСКІЙ СТІНЦІ

Мета: дослідити процес поширення температури в багат шаровій плоскій стінці, визначити коефіцієнти теплопровідності шарів стінки.

В процесі передачі теплоти теплопровідністю процес передачі внутрішньої енергії від одного тіла до іншого відбувається без виконання роботи, тобто відбувається обмін кінетичною енергією молекул. Розрізняють стаціонарний ($grad\ t = const$) і нестаціонарний ($grad\ t \neq const$) процеси теплопровідності.

Стаціонарний процес описується рівнянням Фур'є, згідно з яким питомий тепловий потік теплопровідністю від гарячої до холодної стінки складає: $q = -\lambda grad\ t$, де λ - коефіцієнт теплопровідності, $Bm/(m \cdot K)$, який є фізичною властивістю речовини і характеризує її здатність проводити теплоту:

$$\lambda = -|q|/grad\ t. \quad (3.1)$$

Для різних речовин коефіцієнт теплопровідності λ різний і в загальному випадку залежить від структури, густини, вологості, тиску і температури. Все це утруднює розрахунок коефіцієнта теплопровідності, тому для точних розрахунків теплових потоків значення коефіцієнта теплопровідності визначають шляхом спеціального вивчення матеріалу, який необхідно використати.

Коефіцієнти теплопровідності будівельних (build) і теплоізоляційних (heat-insulation) матеріалів лежать в межах $0,02-3,0 Bm/(m \cdot K)$. З підвищенням температури вони зростають. Як правило, для матеріалів з більшою густиною коефіцієнт теплопровідності має більші значення. Він залежить також від структури матеріалу, його пористості і вологості. Для вологих будівельних матеріалів коефіцієнт теплопровідності може бути значно вищим, ніж для сухих і води окремо, наприклад, для сухої цегли $\lambda \approx 0,3$, для води $\lambda \approx 0,6$, а для вологої цегли $\lambda \approx 0,9 Bm/(m \cdot K)$. На це явище необхідно звертати особливу увагу, як в процесі визначення, так і в технічних розрахунках теплопровідності. Матеріали з низькими значеннями коефіцієнта теплопровідності ($\lambda < 0,2 Bm/(m \cdot K)$) використовуються для теплової ізоляції.

Принципова схема дослідної установки показана на рис.3.1. Дослідна установка складається з теплоізолюваного корпусу 1, в якому розташовані шари різноманітних матеріалів 2 відомої товщини, між якими прокладено термопари 3, які через перемикач 4 з'єднані з мілівольтметром 5. Теплопровідність першого шару ізоляції відома (листовий азбест). Над першим шаром ізоляції, під кришкою 6, знаходиться електронагрівник 7. Дно корпусу не теплоізолюване і з'єднане з охолодником 10.

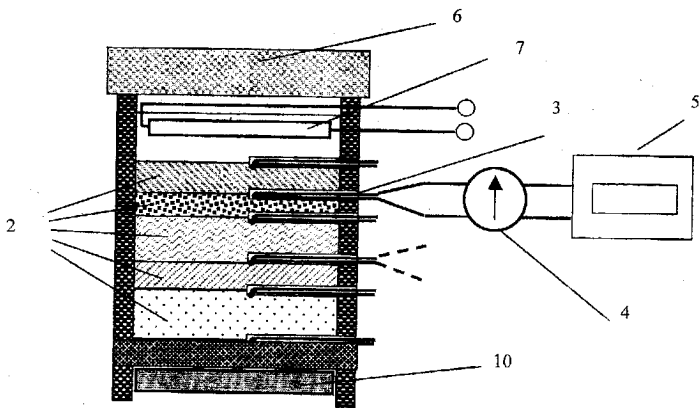


Рисунок 3.1 – Схема дослідної установки

Досліди виконують таким чином. Вмикають електронагрівник 7 і очікують, доки в лабораторній установці не встановиться усталений режим, про що свідчитиме незмінність показань термопар 3. Вимірюють струм і напругу, яка подається на нагрівник і визначають тепловий потік через шари ізоляції.

Термопарами 3 визначають температуру стінок на кожному шарі ізоляції. Дослід повторюють декілька разів, записуючи дані експерименту в журнал спостережень. За даними експериментів обчислюють коефіцієнти теплопровідності кожного з шарів теплової ізоляції і будують графік розподілу температури по товщині багатошарової стінки. Результати розрахунків коефіцієнта теплопровідності порівнюють з табличними значеннями (додаток В) і обчислюють похибку експерименту (error of experiment).

Таблиця 3.1 – Журнал спостережень

№ досліду	U, B	I, A	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6
1								
2								

Контрольні запитання

1. Що розуміють під термічним опором стінки ?
2. За яким законом поширюється температура в багатошаровій плоскій стінці ?
3. Від яких факторів залежить коефіцієнт теплопередачі пористих матеріалів ?
4. Що розуміють під теплопередачею через плоскі стінки ?
5. Як в даній лабораторній роботі можна визначити втрати теплоти в навколишнє середовище через стінки установки?

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ В РАЗІ ВЛІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ

Мета – експериментально визначити коефіцієнти тепловіддачі від труби до навколишнього середовища, визначити сталу і показник степеня в критеріальному рівнянні.

Принципова схема лабораторної установки показана на рис. 4.1. Тепловий потік від зовнішньої поверхні циліндричної труби 1 довжиною ℓ і діаметром d , мм до навколишнього повітря утворюється електронагрівником 2, потужність якого регулюється регулятором 10 і контролюється електроприладами 4 і 5. Торці труби закриті заглушками 3. Температура на поверхні труби в різних точках по довжині і периметру вимірюється термопарами 6, які через перемикач 7 з'єднані з потенціометром 8. Температура навколишнього повітря вимірюється термометром в лабораторії. Оскільки холодні спаї термопар мають температуру навколишнього середовища, то їх покази є різницею між температурою стінки труби і температурою повітря. Дослідна труба може бути розташована як горизонтально, так і вертикально.

Порядок виконання дослідів такий. Викладач або лаборант вмикають в роботу електронагрівник і задають певний режим роботи за показаннями електроприладів. Вимірювання здійснюють в разі досягнення усталеного режиму (withstand mode) (показання термопар залишаються сталими за часом). Дані вимірювань записують в журнал спостережень. Виконують кілька дослідів для різних навантажень електронагрівника (температури стінки труби).

Обробка результатів

Показання термопар усереднюють і за допомогою формули (1.1) визначають різницю температур між стінкою і навколишнім середовищем в градусах Цельсія.

Тепловий потік за рахунок випромінювання труби, W_m :

$$Q_b = \pi d \cdot \ell \cdot C_m [(0,01T_c)^4 - (0,01T_n)^4], \quad (4.1)$$

де $C_m = 1,67 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$ - приведений коефіцієнт випромінювання труби;

T_c і T_n - абсолютні температури стінки труби і повітря в лабораторії.

Конвективний тепловий потік від поверхні труби, W_m :

$$Q_k = I \cdot U - Q_b. \quad (4.2)$$

Коефіцієнт тепловіддачі розраховують на наведеною нижче методикою. З додатків Б і Д для відповідної температури повітря визначають його фізичні властивості: λ , Вт/(м·К); ν , м²/с; Pr і обчислюють визначальні критерії.

Критерій Грасгофа:

$$Cr = g \cdot \beta \cdot \ell^3 \Delta t / \nu^2; \quad (4.3)$$

де g - прискорення вільного падіння, m^2/s ;
 β - коефіцієнт термічного розширення: $\beta = 1/T, K^{-1}$;
 l^* - визначальний розмір, m ;
 Δt - перепад температур між стінкою і навколишнім середовищем;
 ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості, m^2/s .

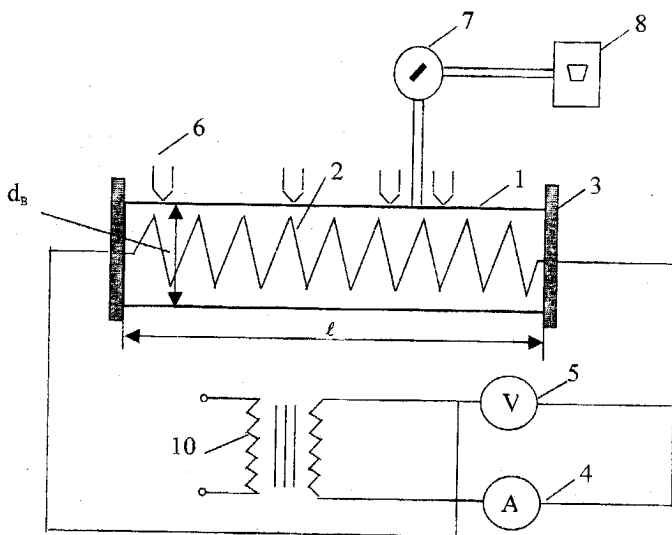


Рисунок 4.1 - Схема лабораторної установки

Таблиця 4.1 – Журнал спостережень

№ до-сліду	Показання електро-приладів		Показання термопар, мВ				Середня термо-ерс, $\Delta E, мВ$	Різниця темпера-тур, $\Delta t, ^\circ C$	Тем-пера-тура повіт-ря $t_n, ^\circ C$
	I, A	U, B	1	2	3	4			
1									
2									
3									

Критерій Релея визначається як добуток критерію Грасгофа на кри-терій Прандтля:

$$Ra = Gr \cdot Pr. \quad (4.4)$$

Шуканий теоретичний критерій Нуссельта визначається з критері-ального рівняння:

$$Nu = 0,15 (Gr \cdot Pr)^{0,33}. \quad (4.5)$$

Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{практ}}$ визначається з формули :

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t. \quad (4.6)$$

За визначеним коефіцієнтом тепловіддачі обчислюють практичний критерій Нуссельта за формулою:

$$Nu_{\text{практ}} = \alpha_{\text{практ}} \cdot d / \lambda. \quad (4.7)$$

Якщо коефіцієнти тепловіддачі, які визначені експериментально та із критеріальних рівнянь збігаються, то роботу вважають закінченою. Якщо різниця між ними суттєва, то на підставі дослідних даних будують залежність $Nu_{\text{практ}} = f(Ra)$ в логарифмічних координатах та із графіка цієї критеріальної залежності визначають значення C і показника степеня n в критеріальному рівнянні $Nu = C \cdot Ra^n$.

Отримані значення C і n залежно від критерію Ra і положення труби (горизонтальне або вертикальне) порівнюють з довідковими і визначають їх розбіжність. Експериментальні дані подають у вигляді залежності $\alpha_{\text{практ}} = f(\Delta t)$ і роблять обґрунтовані висновки.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація розрахунків.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. Що розуміють під вільною і вимушеною конвекцією?
2. Що характеризує коефіцієнт тепловіддачі та від яких величин він залежить?
3. Яке призначення теорії подібності?
4. Що характеризують критерії Gr , Pr , Ra ?
5. Запишіть вираз для критерію Грасгофа, вкажіть розмірність всіх величин, які до нього входять.
6. Запишіть вираз для критерію Рейнольдса, вкажіть розмірність всіх величин, які до нього входять.
7. Запишіть вираз для критерію Нуссельта, дайте розмірність і означення всіх величин, які до нього входять.
8. Поясніть суть механізму конвективного теплообміну і як він відображається в критерії Нуссельта?
9. Чи є коефіцієнт тепловіддачі фізичною характеристикою теплоносія і чому?
10. Як впливає діаметр труби на інтенсивність теплообміну в разі вільної конвекції?
11. Запишіть критеріальне рівняння для вільної конвекції при обтіканні зовнішньої поверхні труб.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДАЧІ ДЛЯ ВИМУШЕНОЇ ТЕЧІЇ У КІЛЬЦЕВОМУ КАНАЛІ

Мета: визначити значення коефіцієнтів тепловіддачі для ламінарного і турбулентного режимів руху повітря у кільцевому каналі, побудувати графічні залежності для цього виду теплообміну і визначити сталі і показники степеня в критеріальних рівняннях.

Дослідна установка (рис. 5.1) складається з труби 1 діаметром 25 мм, усередині якої розташовано циліндричний електронагрівник 2 діаметром $d_{ен} = 14$ мм і довжиною $\ell = 250$ мм. Потужність електронагрівника регулюється регулятором 3 і реєструється електроприладами 4 і 5. На стінці нагрівника в різних місцях по довжині і периметру закріплені термопари 6, які через перемикач 9 підключені до потенціометра 10. Температура повітря на вході в дослідну ділянку і на виході з неї вимірюється термомпарами 7 і 8, відповідно. Повітря в трубу надходить із вентилятора 11, його витрата регулюється заслінкою 12 і вимірюється за допомогою діафрагми 13, з діаметром 12 мм та дифманометра 14. Для зменшення теплових втрат зовнішня поверхня труби ретельно теплоізолювана. Відстань до термомпар від початку ділянки нагріву відома і складає: $x_1 = 0,17$ м, $x_2 = 0,46$ м, $x_3 = 0,75$ м, відповідно.

Досліди виконуються в такій послідовності. Викладач або лаборант вмикає в роботу вентилятор і заслінкою встановлює витрату повітря. Потім вмикається електронагрівник на повну потужність. Вимірювання здійснюються лише за умови незмінної температури повітря на виході з експериментальної ділянки труби. Тому стрілка перемикача повинна з'єднувати потенціометр з термомпарою 8. Результати вимірювань заносять у журнал спостережень. Виконують не менше п'яти дослідів при різних витратах повітря і потужностях електронагрівника (теплових режимах).

Обробка результатів

Покази термомпар за допомогою градуювальних кривих переводяться в градуси Цельсія. Оскільки режим усталений ($q = const$), то середня масова температура змінюється лінійно по довжині каналу, тобто

$$t_{rx} = t_{n1} + (t_{n2} - t_{n1})x / \ell, \quad (5.1)$$

де t_{n1} , t_{n2} – температури на вході і на виході з ділянки, яка обігрівається;
 x – відстань до термомпари, м.

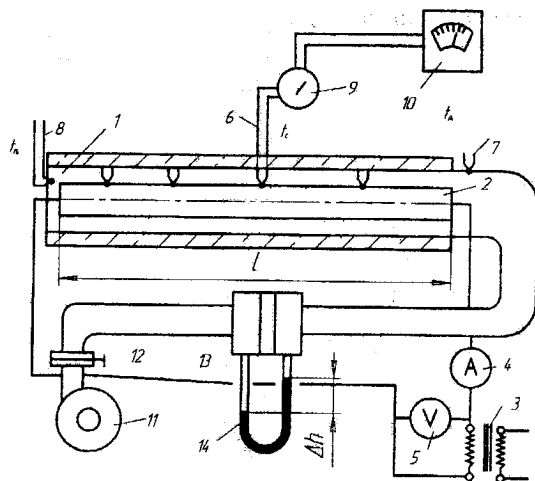


Рисунок 5.1 – Схема дослідної установки.

Таблиця 5.1 – Журнал спостережень

№ досліду	Покази електроприладів		Покази терморпарі, мВ				Перепад на діафрагмі, Δh , мм	Барометричний тиск, В, мм.рт.ст.
			стінки			повітря		
	I, А	U, В	1	2	3	на вході		
1								
2								
3								
4								
5								

Далі визначають місцеві різниці температур між стінкою і повітрям

$$\Delta t_x = t_{cx} - t_{px} \quad (5.2)$$

Температура стінки електронагрівника по довжині змінюється мало. З урахуванням цього, місцевий і середній питомі теплові потоки відрізняються незначно і складаються:

$$q_{cp} = I \cdot U / (\pi \cdot d_{en} \cdot \ell) \quad (5.3)$$

На підставі (5.2) і (5.3) розраховують місцеві коефіцієнти тепловіддачі α_x і будують залежність $\alpha_x = f(x)$, $\alpha_x = f_1(\Delta t_x)$.

Витрати повітря визначаються за формулою, $m^3/год$

$$V = 0,0125 \alpha_g d_g^2 \varepsilon (\Delta h \cdot v_g)^{0,5}, \quad (5.4)$$

де α_g – коефіцієнт витрати діафрагми, який визначається залежно від діаметра діафрагми d_g , мм і перепаду тиску на діафрагмі Δh , мм. вод. ст.;

$\varepsilon = 0,99$ – коефіцієнт розширення.

Питомий об'єм повітря, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$v_g = 0,7739 \cdot 760 \cdot T_{nl} / (273 \cdot B), \quad (5.5)$$

де B – барометричний тиск, мм. рт. ст.;

T_{nl} – абсолютна температура повітря на вході, K ;

Середня температура повітря в установці, $^{\circ}C$

$$t_{cp} = 0,5(t_{1n} + t_{2n}). \quad (5.6)$$

Із додатка А визначають фізичні властивості повітря при середній температурі. Швидкість руху повітря

$$W_n = \frac{4V}{3600 \left[\pi \cdot (d^2 - d_{en}^2) \right]}. \quad (5.7)$$

Визначають середнє значення критеріїв Nu , Re , Pr будують залежність $Nu = f(Re, Pr)$ в логарифмічних координатах і визначають сталу C і показник степеня n в критеріальному рівнянні теплообміну залежно від режиму руху повітря. За лінійний розмір в критеріях подібності беруть еквівалентний діаметр $d_{ek} = d - d_{en}$. Отримані значення C і n порівнюють з рекомендованими в літературі та визначають їх розбіжність.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація розрахунків.
5. Висновки.

Контрольні запитання.

1. Який механізм теплообміну для вимушеної конвекції в каналах?
2. Що розуміють під тепловим і гідродинамічним прикордонними шарами?
3. Як визначається середній температурний напір?
4. Як залежить інтенсивність теплообміну від швидкості потоку в разі ламінарного і турбулентного режимів течії?
5. Як впливає діаметр каналу на інтенсивність теплообміну?
6. Як змінюється температурний напір по довжині каналу?
7. Як визначити характер руху (character of motion) теплоносія в каналі?
8. Що вибирають за визначальний розмір в каналах некруглої форми?

ВПЛИВ ШОРСТКОСТІ НА ЛОКАЛЬНУ ТЕПЛОВІДДАЧУ В КІЛЬЦЕВОМУ КАНАЛІ

Мета: дослідити закономірності зміни локальних коефіцієнтів тепловіддачі по довжині кільцевого каналу за наявності штучної шорсткості на поверхні теплообміну, визначити вплив штучної шорсткості на інтенсивність теплообміну.

Дослідна установка така сама, як і в попередній роботі (див. рис. 5.1), але має деякі відмінності. На поверхні електронагрівника утворена штучна шорсткість за допомогою м'якого дроту діаметром 1 мм, який навито з кроком 5 мм і приварено до електронагрівника. Крім термопар 6 на тих самих відстанях розташовані термопари для вимірювання локальних температур повітря в кільцевому каналі.

Вимірювання починають в разі усталеного режиму, а показання приладів записують у журнал спостережень. Порядок виконання експериментів такий самий, як і в роботі № 5.

Таблиця 6.1 – Журнал спостережень

№ дослігу	Покази електроприладів		Перенад на діафрагмі, мм	Барометричний тиск, мм.вод.ст.	Покази термопар, мВ													
	I, А	U, В			повітря				стінки нагрівників									
					на вході	на виході	на ділянках каналу				1	2	3	4				
							1	2	3	4								
1																		
2																		
3																		
4																		
5																		
6																		

Обробка результатів.

Питомий тепловий потік і витрати повітря визначають за (5.3) і (5.4), відповідно, а різницю температур на ділянках – за (5.2), де $t_{тх}$ – безпосередньо вимірюється. В розрахунки швидкостей повітря за (5.6) треба вносити поправки (множник ρ_1 / ρ_x), де ρ_1 і ρ_x – густина теплоносія на вході в трубу і на відстані x від неї, відповідно.

За результатами дослідів обчислюються локальні коефіцієнти тепловіддачі, а також критерії подібності. Результати подаються графічно у вигляді $Nu_x = f(x/d_{ен})$, після усереднення величин Nu і Re будують залежність

$Nu_w = f(Re, Pr)$ і визначають сталу C і показник степеня в критеріальному рівнянні. Далі, використовують дані роботи №5, будують залежність $(Nu_w / Nu) = f(Re)$, де Nu_w і Nu – критерії Нуссельта для шорсткої і гладкої поверхні, та визначають вплив шорсткості (roughnesses) на інтенсивність теплообміну, роблять висновки.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація розрахунків.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. Для яких теплоносіїв інтенсифікація теплообміну актуальна в першу чергу?
2. Що таке штучна шорсткість в каналах? Для чого вона застосовується?
3. Який метод інтенсифікації теплообміну найбільш вигідний – за рахунок підвищення швидкості чи за рахунок створення штучної шорсткості?
4. Для яких режимів течії інтенсифікація теплообміну найбільш доцільна?
5. Як впливають на інтенсифікацію теплообміну фізичні властивості теплоносія?
6. Який характер зміни локальних коефіцієнтів тепловіддачі по довжині каналу для поверхні з штучною шорсткістю?
7. Які інші методи інтенсифікації теплообміну вам відомі?
8. Чи залежить інтенсифікація теплообміну в каналах за рахунок штучної шорсткості від в'язкості середовища?
9. Що таке оребрення поверхонь?
10. З якого боку необхідно наносити оребрення на теплопередаючу поверхню? Відповідь обґрунтуйте.
11. Як визначається коефіцієнт оребрення?
12. Що таке ефективність ребра?
13. Якої умови необхідно дотримуватись для ефективної роботи оребрення?
14. Що таке модуль ребра?
15. Як впливає форма нанесеної штучної шорсткості в трубах на інтенсивність тепловіддачі?

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ В РАЗІ КИПІННЯ У ВЕЛИКОМУ ОБ'ЄМІ

Мета: експериментально визначити коефіцієнти тепловіддачі в разі кипіння рідини у великому об'ємі та залежність їх від різниці температур, скласти критеріальне рівняння тепловіддачі.

Дослідна установка (рис. 7.1) складається з теплоізованої посудини 1, в яку вмонтовано електронагрівник 2 з термопарами 3 для вимірювання температур на його поверхні. Температура рідини в безпосередній близькості від нагрівника вимірюється термопарою 4. Усі термопари через перемикач 5 підключені до потенціометра 6. Потужність електронагрівника змінюється регулятором 7 і контролюється електроприладами 8 і 9. Зверху посудина закрита кришкою 10. У верхній частині посудини розташовано змійовик-конденсатор, який охолоджується водою і має призначення повертати в посудину випарену рідину. Під шаром теплоізоляції міститься компенсаційний нагрівник 12, який живиться від окремого джерела і призначений для компенсації теплових втрат в навколишнє середовище.

Вмикає установку лаборант або викладач. Спочатку відкривають вентиль 13 для подачі води на конденсатор. Далі вмикають електронагрівники 2 і 12. Після досягнення температури кипіння (boiling) потужність нагрівника зменшують до забезпечення повільного кипіння. Досліди здійснюють для атмосферного тиску. Показання приладів записують у журнал спостережень.

Таблиця 7.1 – Журнал спостережень

№ досліду	Тиск, $\text{кг}/\text{см}^2$	Барометричний тиск, мм.рт.ст	Покази термопар, mV				Температура насичення, $^{\circ}C$	Покази електроприладів	
			стінки		рідини			I, A	U, V
			1с	2с	1р	2р			
1									
2									
3									

Обробка результатів

Тепловий потік Q визначають за показами електроприладів. Покази термопар стінки усереднюють. Далі визначають різницю термо-е.р.с. між стінкою, яка за допомогою градувальної кривої переводиться у $^{\circ}C$ (Δt_{cp}). Температура насичення, виміряна термометром 11 або термопарою 10, порівнюється з табличною для абсолютного тиску в посудині.

Середній коефіцієнт тепловіддачі, $Bm/(m^2 \cdot K)$

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{cp}}$$

де $F = \pi d \ell$ - поверхня електронагрівника, m^2 .

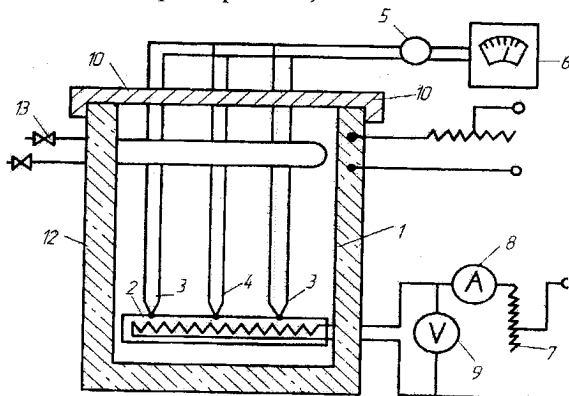


Рисунок 7.1 – Схема дослідної установки

Будують залежності $\alpha = f(\Delta t_{cp})$ і $\alpha = f(q)$, які апроксимують степеневими функціями.

За температурою насичення з таблиць (додатки Д, Е) визначають фізичні властивості води і пари на лінії насичення. Подальшу обробку дослідних даних здійснюють у критеріальному вигляді:

$$Nu = C \cdot Re^n Pr^{0,33},$$

де $Nu = \frac{\alpha \cdot \ell^*}{\lambda}$, $Re = \frac{w \cdot \ell^*}{\nu'}$, $w = \frac{q}{r \cdot \rho^n}$, $\ell^* = \frac{C_p' \cdot \rho' \cdot \delta \cdot T}{(\rho^n \cdot r)^2}$; штрихом позначені величини рідини, а двома – пари.

Залежність $Nu = f(Re, Pr)$ будують в логарифмічних координатах (logarithmic coordinates) і визначають значення сталої C та показника степеня n , які порівнюють з рекомендованими в літературі і визначають розбіжність.

Контрольні запитання.

1. Поясніть суть механізму тепловіддачі в разі кипіння рідини у великому об'ємі.
2. Які фактори впливають на інтенсивність бульбашкового кипіння?
3. Що розуміється під швидкістю пароутворення?
4. Які величини вибирають як характерні лінійні розміри в критеріях подібності при кипінні?
5. Що розуміють під кривою теплообміну?
6. Що розуміють під першим критичним температурним напором?
7. Які ви знаєте режими кипіння рідини в трубах?
8. Чим плівкове кипіння відрізняється від бульбашкового?

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ

Мета: експериментально визначити термічний опір теплової труби та ефективний коефіцієнт теплопровідності гніта.

Теплова труба (thermal pipe) (ТТ) являє собою герметичний канал певної геометрії, внутрішня поверхня якого покрита шаром капілярного матеріалу (гнітом), просоченого рідиною (рис. 8.1). Частина внутрішнього об'єму ТТ, яка не зайнята гнітом, називається паровим каналом. В основу роботи ТТ покладені два відомих фізичних явища: передача теплоти потоком пари і капілярний ефект. Теплова труба складається з трьох зон: зони випаровування, транспортної зони і зони конденсації.

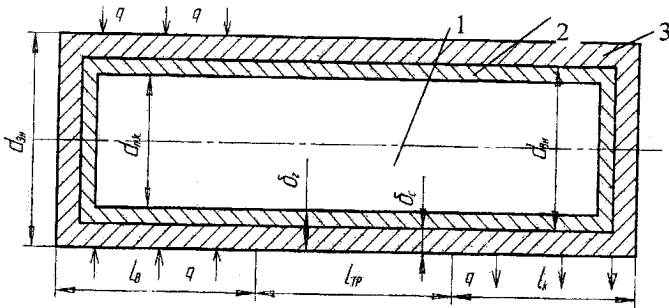


Рисунок 8.1 – Схема теплової труби

- 1 - корпус завтовшки δ_c ; 2 - гніт завтовшки δ_g ;
- 3 - паровий канал діаметром $d_n = d_{вн} - 2\delta_g$

Теплота до ТТ підводиться в зоні випаровування, яка характеризується довжиною, l_v . За рахунок підведеної теплоти робоча рідина (working liquid), якою просочений гніт, випаровується. Потік пари переносить теплоту вздовж труби в зону охолодження довжиною l_k , де передається стінкам ТТ в процесі конденсації пари, який супроводжується зменшенням тиску. Для повернення конденсату в зону з більшим тиском (зону випаровування) використовують капілярний ефект гніта. Виникнення між рідиною і капілярами сили поверхневого натягу змушує рідину під дією капілярного тиску рухатись у зону випаровування.

Дослідна установка (рис. 8.2) складається із теплової труби 1, виготовленої із сталевій нікельованій трубки зовнішнім і внутрішнім діаметром 16 і 12 мм, відповідно. Бавовняний гніт завтовшки $\delta_g = 1,5$ мм притиснутий до внутрішньої поверхні труби розпірною металевією сіткою. Робочою рідиною є дистильована вода, на випарній ділянці ТТ теплота підводиться

від нагрівального елемента 2, який живиться від джерела 3. Потужність останнього контролюється електроприладами 4 і 5. На поверхні труби вмонтовані датчики температури 6, які через перемикач 7 підключені до потенціометра 8. Конденсаційна частина ТТ оснащена ребрами повітряного охолодження 9.

Досліди виконуються в такій послідовності. Встановлюють за допомогою регулятора 3 задану теплову потужність за показаннями електроприладів 4 і 5. В разі досягнення усталеного режиму (покази термодатчиків не змінюються за часом) вимірюють температури поверхні ТТ і записують їх у журнал спостережень разом з показаннями електроприладів. Під час досліду теплове навантаження ТТ підтримують сталим. Здійснюють кілька дослідів для різних навантажень електронагрівника.

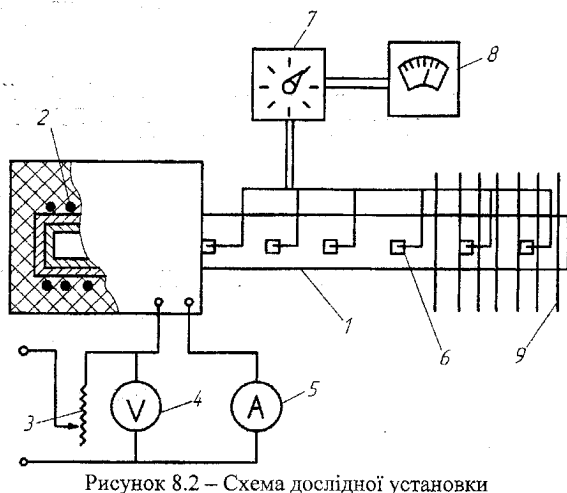


Рисунок 8.2 – Схема дослідної установки

Таблиця 8.1 – Журнал спостережень

№ дос- ліду	Покази електро- приладів		Покази термодатчиків, °C					
	I, A	U, B	1	2	3	4	5	6
1								
2								
3								
4								
5								

Обробка результатів

За даними дослідів будують залежність $t = f(l')$, де $l' = l_i / d_{зм}$; l_i - від-
стань від кінця ділянки випаровування до певного датчика температури. Да-

лі визначають середні температури транспортної ділянки t_{mp} і ділянки конденсації t_k .

Теплове навантаження труби, Вт.

$$Q = U \cdot I, \quad (8.1)$$

Втрати теплоти на ділянці транспорту, Вт

$$Q_{mp} = \pi d_{зм} l_{mp} \alpha_{зм} (t_{mp} - t_n), \quad (8.2)$$

де l_{mp} – довжина транспортної ділянки;

$\alpha_{зм}$ – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні труби до навколишнього середовища на транспортній ділянці, який може бути визначений із залежності $\alpha = f(\Delta t)$ в роботі №4 для $\Delta t = t_{mp} - t_n$;

t_n – температура повітря в лабораторії.

Тепловий потік перенесений в зону конденсації, Вт

$$Q_k = Q - Q_{mp}. \quad (8.3)$$

Коефіцієнт ефективності ТТ.

$$\eta_e = \frac{Q_k}{Q}. \quad (8.4)$$

Термічний опір теплової труби, $(m^2 \cdot K)/Вт$

$$R = \Delta t_T / [Q(1/F_a + 1/F_k)], \quad (8.5)$$

де $\Delta t_T = t_a - t_k$; $F_a = \pi d_{зм} l_a$; $F_k = \pi d_{зм} l_k$;

t_a – температура в зоні випаровування.

Коефіцієнт ефективної теплопровідності гнота, Вт/(м·К)

$$\lambda_2 = \delta_2 / (R - \delta_c / \lambda_c), \quad (8.6)$$

де δ_c / λ_c – термічний опір стінки труби;

δ_2 – товщина гнота.

За даними розрахунків будують залежність $\eta_e = f(\Delta t_T)$; $\lambda_2 = f_1(\Delta t_T)$, роблять висновки.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація результатів.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. Поясніть принцип дії теплової труби.
2. Які основні фактори впливають на ефективність роботи ТТ?
3. Для чого в ТТ застосовують гніт?
4. Від яких факторів залежить ефективний коефіцієнт теплопровідності гнота?

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ВИПРОМІНЮВАННЯ ТВЕРДОГО ТІЛА

Мета: експериментально визначити коефіцієнт випромінювання металевої поверхні методом порівняння з коефіцієнтом випромінювання еталонного тіла.

Дослідна і еталонна поверхні (рис.9.1) є трубками 1 і 2 діаметром $d = 25$ мм і довжиною $l=250$ мм, у середині яких розташовані електронагрівники 3. Еталонна трубка алюмінієва (окислений алюміній), а дослідна може бути сталеву, латунною або мідною. Потужність електронагрівників регулюється регуляторами 4E і 4D і контролюється амперметрами і вольтметрами. Температура поверхонь трубок вимірюється термометрами 5E і 5D, які через перемикач 6 з'єднані з потенціометром 7.

Досліди виконують в такій послідовності. З дозволу викладача вмикають електронагрівники і встановлюють однакову потужність, яку задає викладач. При досягненні усталеного режиму еталонної трубки (температура поверхні трубки залишається сталою) потужність електронагрівника дослідної трубки змінюється так, щоб температура на її поверхні дорівнювала температурі поверхні еталонної трубки. Після цього показання термометра на поверхні трубок і електроприладів записують у журнал спостережень. Температуру навколишнього повітря в лабораторії вимірюють термометром. Оскільки холодні спаї термометра мають температуру навколишнього середовища, то їх показання характеризують різницю температур між поверхнями трубок і навколишнім повітрям, тобто $\Delta t = t_c - t_n$. Досліди виконують для кількох теплових навантажень нагрівників (температур поверхонь трубок).

Обробка результатів.

Загальні теплові потоки дорівнюють електричній потужності електронагрівників, W_m . За умови рівності температур поверхонь трубок конвективна складова теплового потоку буде однаковою, оскільки коефіцієнт тепловіддачі α_k не залежить від матеріалу поверхні. Величину α_k визначають із графіка $\alpha_{k1} = f(\Delta t)$ лабораторної роботи №4. Далі визначають конвективні теплові потоки від поверхонь трубок, W_m

$$Q_k = \alpha_k F (t_c - t_n), \quad (9.1)$$

і теплові потоки випромінювання, W_m

$$Q_a = Q - Q_k = \varepsilon C_0 F \left[(0,01T_c)^4 - (0,01T_n)^4 \right]. \quad (9.2)$$

Оскільки поверхня трубок та їх температури однакові, то на підставі (9.2) можна отримати

$$Q_{eE} / Q_{eD} = \epsilon_E / \epsilon_D. \quad (9.3)$$

Ступінь чорноти еталонної (алюмінієвої) трубки визначають із додатка В, після чого визначають ступінь чорноти і коефіцієнт випромінювання дослідної поверхні. Далі розраховують променистий коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{np} = Q_e / [F(t_c - t_n)]. \quad (9.4)$$

За даними дослідів будують залежність $\alpha_{np} = f(t)$ для досліджуваної поверхні і визначають апроксимаційні формули.

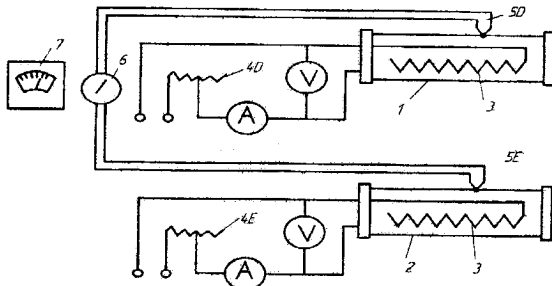


Рисунок 9.1 – Принципова схема установки

Таблиця 9.1 – Журнал спостережень

№ досліду	Еталонна трубка				Досліджувана трубка				Температура повітря, t_n °C
	Покази електроприладів		Покази термометра, мВ		Покази електроприладів		Покази термометра, мВ		
	I, A	U, B	1E	2E	I, A	U, B	1Д	2Д	
1									
2									
3									
4									
5									

Контрольні запитання

1. В чому полягає фізична суть процесу теплового випромінювання?
2. Як записуються закони Стефана-Больцмана і Кірхгофа?
3. Що стверджує закон Планка?
4. Що розуміють під ступенем чорноти тіла?
5. Що розуміють під коефіцієнтами поглинання, відбивання, проникності?
6. Що характеризує коефіцієнт випромінювання?
7. Як визначити ефективне і результуюче випромінювання?
8. Що характеризує приведений коефіцієнт випромінювання двох тіл?
9. Що таке теплова рівновага двох тіл?

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДАЧІ ДО ДВОФАЗНИХ ПОТОКІВ

Мета: експериментально визначити коефіцієнти тепловіддачі до двофазного потоку та вплив газовмісту на інтенсивність теплообміну.

Принципова схема експериментальної установки показана на рис. 10.1. Складовими її частинами є: сталева труба 1 з внутрішнім діаметром d і довжиною l ; циліндричний електронагрівник 2 діаметром d_{en} тієї ж самої довжини; змішувач води і повітря 3; роз'єднувальний бачок 5; трубопроводи і вимірювальні прилади. Установка працює таким чином.

Із трубопроводу 10 через вимірювальну діафрагму 12 у змішувач 3 надходить стиснуте повітря. Сюди ж із мірного бачка 6 надходить вода, яка розбризкується на дрібні краплі в ежекторі змішувача. Повітроводяна емульсія, пройшовши стабілізаційну ділянку, прямує в кільцевий канал, утворений електронагрівником і трубою. Потужність нагрівника регулюється регулятором 14 і вимірюється електроприладами 15 і 16. Температура стінки нагрівника вимірюється термопарами 17, а суміші - термопарами 18, які через перемикач 19 підключені до потенціометра 20.

Із установки суміш надходить у роз'єднувальний бачок 4, з якого повітря видаляється в атмосферу, а вода після досліду зливається у бачок 6. Пуск установки в дію здійснюється викладачем. За умови досягнення усталеного режиму (показання терморпар 18 залишаються незмінними) за командою фіксують час секундоміром і початковий рівень h у мірному бачку 6, записують показання в журнал спостережень. Після закінчення досліду визначають його тривалість, різницю рівнів у бачку 6. Закривають вентиль 7 із бачка 6. Новий тепловий і гідравлічний режим роботи установки задає викладач.

Обробка результатів

Об'ємні, m^3/c і масові, kg/c витрати води і повітря

$$G' = V' \rho'; \quad V' = a' \Delta z / \tau; \quad (10.1)$$

$$G'' = V'' \rho''; \quad V'' = a'' \Delta h, \quad (10.2)$$

де α' , α'' - сталі тарування мірника і діафрагми;

ρ' , ρ'' - густина води і повітря для відповідних температур і тисків досліду, які визначаються з додатків Ж і А, відповідно;

τ - час досліду, c .

Об'ємний і масовий витратний газовмісти

$$\beta = V'' / (V' + V''); \quad X = G'' / (G' + G''), \quad (10.3)$$

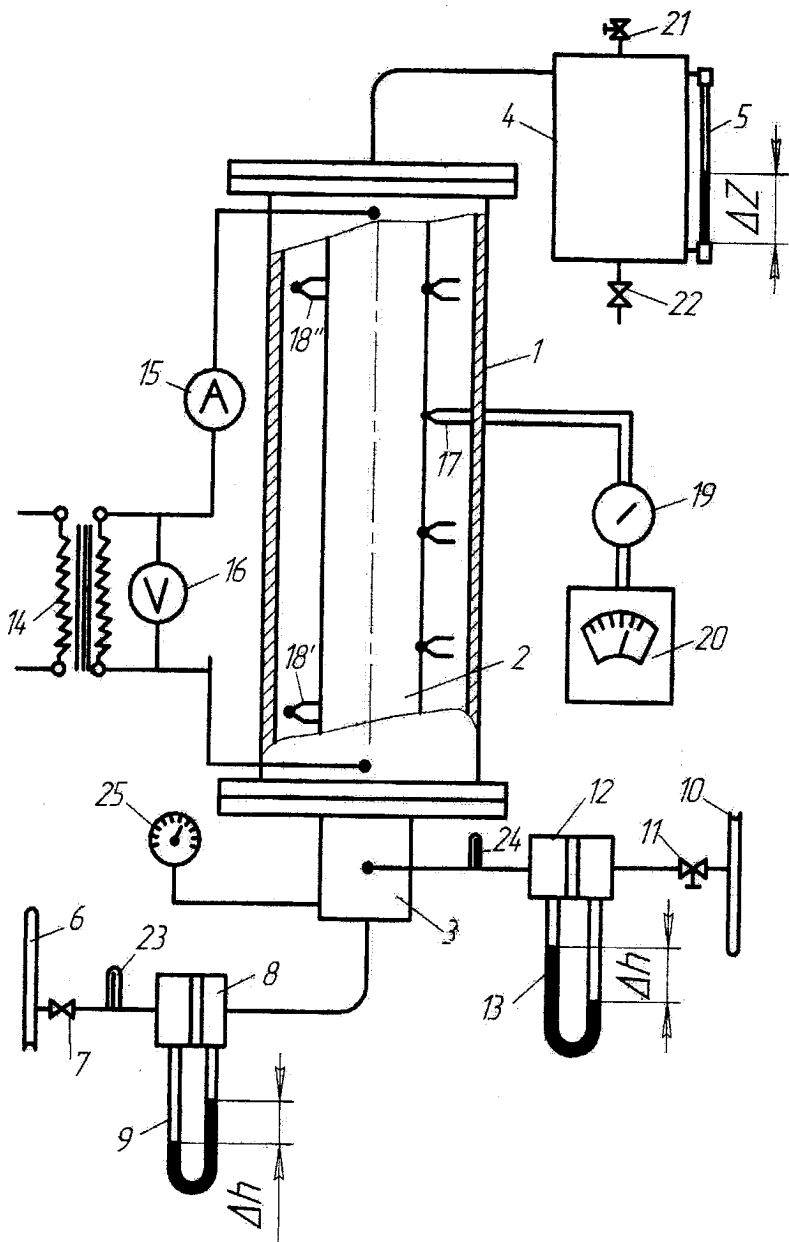


Рисунок 10.1 - Схема дослідної установки

Таблиця 10.1 – Журнал спостережень

№ досліду	Покази електроприладів		Перепади на діафрагмі і у вдовказівному склі, мм			Покази термомпар, мВ						Температура води, °С	Температура повітря, °С	Час, хв
						стінки				суміші				
	I, А	U, В	ΔH	Δh	Δz	1	2	3	4	на вході	на виході			
1														
2														
3														
4														
5														
6														
7														
8														

Приведені швидкості фаз, м/с

$$W'_0 = V' / f; \quad W''_0 = V'' / f, \quad (10.4)$$

де f – площа перерізу каналу, м².

Критерії Рейнольдса для фаз

$$Re' = \frac{W'_0 \cdot d_{ek}}{v'}; \quad Re'' = \frac{W''_0 \cdot d_{ek}}{v''}, \quad (10.5)$$

де d_{ek} – еквівалентний діаметр каналу, м;

$v' v''$ – кінематична в'язкість фаз для середньої температури суміші

$$t_{cm} = 0,5 \cdot (t'_{cm} + t''_{cm}),$$

де t'_{cm}, t''_{cm} – температура суміші на вході в канал і виході з нього.

Критерій Рейнольдса для суміші

$$Re_{cm} = Re' + Re'', \quad (10.6)$$

Середня теплопровідність суміші, Вт/(м·К)

$$\lambda_{cm} = \lambda'(1-x) + \lambda'' \cdot x, \quad (10.7)$$

де λ' і λ'' визначаються з додатку Ж при температурі t_{cm} .

Середня різниця температури, °С

$$\Delta t_{cp} = t_c - t_{cm}, \quad (10.8)$$

де t_c – середня температура стінки за показаннями термомпар.

Тепловий потік Q визначають за показаннями електроприладів: $Q = I \cdot U$, Вт. Середній коефіцієнт тепловіддачі до двофазного потоку, Вт/(м·К):

$$\alpha_{cm} = Q / (F_n \cdot \Delta t_{cm}), \quad (10.9)$$

де F_n – поверхня нагріву, м².

Коефіцієнт тепловіддачі до однофазного потоку (води) визначають за формулою М. А. Міхеева для $Re = Re_{cm}$. За результатами розрахунків буду-

ють залежність

$$\Psi = \frac{\alpha_{cm}}{\alpha'} = f(\beta), \quad (10.10)$$

на підставі якої визначають оптимальні значення β , для яких інтенсифікація теплообміну найбільша.

Обробку дослідних даних в критеріальній формі подають у двох виглядах.

Критерії Нусельта

$$Nu' = \frac{\alpha' d_{ek}}{\lambda'}; \quad Nu_{cm} = \frac{\alpha_{cm} d_{ek}}{\lambda_{cm}}. \quad (10.11)$$

Параметр Мартінееллі

$$X_i = [(1-x)]^{0,9} (\rho'' / \rho') [\rho' v' / (\rho'' v'')]^{0,1}; \quad (10.12)$$

Далі будують залежності в логарифмічних координатах

$$Nu' = \frac{Nu_{cm}}{Nu'} = f(X_i); \quad \frac{Nu_{cm}}{Pr} = f(Re_{cm}); \quad (10.13)$$

які апроксимують степеневими рівняннями, порівнюють з відомими літературними даними [2] і виявляють розбіжність між ними.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація результатів.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. Що таке витратний масовий газовміст?
2. Поясніть суть швидкості ковзання.
3. Чим характеризується емульсійний режим?
4. Що розуміють під стержневим режимом течії?
5. Що розуміють під пробковим режимом течії?
6. Які ви знаєте режими кипіння в трубах?
7. Що таке поверхнєве кипіння в трубах?
8. Що таке істинний об'ємний паровміст?
9. Що таке істинні і приведені швидкості руху пари в трубах?
10. Які бувають ділянки для руху пароводяного потоку в трубах?
11. Чи впливає швидкість руху пари на тепловіддачу, для випадку кипіння в трубах, і коли?

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕУСТАЛЕНОГО ТЕПЛООВОГО РЕЖИМУ ДЛЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ПЕРШОГО РОДУ.

Мета: експериментально дослідити поле температур під час нагрівання тіла зі сталою температурою на поверхні.

Реалізація певних граничних умов в експериментах з неусталеним (unwithstand) режимом досить утруднена. Однак в разі забезпечення певних умов зовнішнього теплообміну та підбору матеріалу теплообмінної поверхні з певними властивостями з достатньою для практики точністю можна забезпечити виконання граничних умов того чи іншого роду.

Нехай поверхня f з температурою t_f і теплопровідністю λ_f перебуває в контакті з середовищем, температура якого t_{cp} . Відповідно до закону збереження енергії конвективний тепловий потік має дорівнювати кондуктивному, тобто

$$\alpha(t_{cp} - t_f) = -\lambda_f \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda grad t, \quad (11.1)$$

Якщо ввести якусь безрозмірну координату $Y^* = n/l^*$, де l^* - характерний розмір поверхні, формула (9.1) перетворюється:

$$t_{cp} - t_f = \frac{(\partial t / \partial y^*)}{Bi}; \quad (11.2)$$

де $Bi = \alpha l / \lambda_f$ - критерій Біо.

Для $Bi \rightarrow \infty$, $t_{cp} - t_f \rightarrow 0$ тобто $t_{cp} \approx t_f$. На практиці забезпечити умову $Bi \rightarrow \infty$ можна лише при дуже малих значеннях λ_f . Досліди показують, що при $Bi \geq 100$ і реалізації умови $t_{cp} = const$ практично $t_{cp} = t_f$.

Принципова схема дослідної установки показана на рис. 11.1. Вона складається з посудини 1, в яку залите масло і поміщено тіло (зразок) 2 з низьким коефіцієнтом теплопровідності. В зразку від центра до периферії (зовнішньої поверхні) просвердлені канавки, в які вмонтовані термомпари 3 для вимірювань температур по товщині зразка. Термомпари через перемикач 4 підключені до потенціометра 5. В нижній частині посудини розміщено електронагрівник 6, навантаження якого регулюється регулятором 7 і контролюється електроприладами 8 і 9. Зверху посудина 1 закрита кришкою 10.

Досліди виконують в такому порядку. Знімають кришку 10 із закріпленням до неї зразком. Вмикають електронагрівник і, регулюючи струм трансформатором 7, досягають режиму повільного кипіння. Після цього посудину 1 із зразком 2 закривають кришкою 10, вмикають секундомір, щоб записувати показання термомпари за певні проміжки часу. Покази за-

носять у журнал спостережень (табл. 11.1). Спочатку вимірювання здійснюють через кожні 15 – 20 с. Після третьої хвилини їх можна записувати з інтервалом 1 хв., а після 10 хвилин – з інтервалом 3 – 5 хв. Дослід триває 30 – 40 хвилин.

Результати дослідів заносять в журнал спостережень.

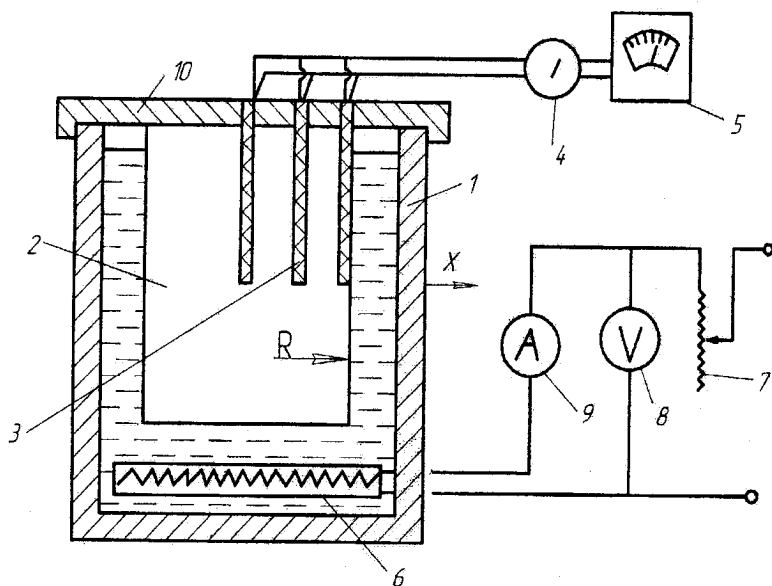


Рисунок 11.1 – Схема дослідної установки

Обробка результатів

За даними вимірювань будують залежності $t=t(\eta)$, $t_0=f(\tau)$ і $\Delta t=f(\tau)$ (рис. 11.2). Тут $\eta=x/R$ – безрозмірна координата відстані від центра тіла. Далі обчислюють значення критерію Фур'є

$$Fo = \lambda \cdot \tau / (\rho \cdot C \cdot R^2), \quad (11.3)$$

де C – теплоємність зразка, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

R – радіус зразка, м ,

τ – час, с .

і безрозмірну різницю температур

$$\theta = (t - t_f) / (t_0 - t_f), \quad (11.4)$$

де t , t_0 , t_f – температура поточна, в центрі тіла і на його поверхні, відповідно.

Будують залежність $\theta = f(Fo)$ за допомогою якої визначають значення функції $\Phi = f(Fo)$ для обчислення поточної температури

$$t = t_f + \Phi(t_0 - t_f). \quad (11.5)$$

Таблиця 11.1 – Журнал спостережень

Час, хв	Температури t , °C для різних η				Різниця температур $\Delta t = t_f - t_0$
	$\eta = 0;$ $t = t_0$	$\eta_1 = 0,25;$ $t = t_1$	$\eta_2 = 0,5;$ $t = t_2$	$\eta = 1;$ $t = t_f$	
0					
0,2					
0,4					
0,6					
1					
3					
5					
10					
15					
20					
25					
30					
40					

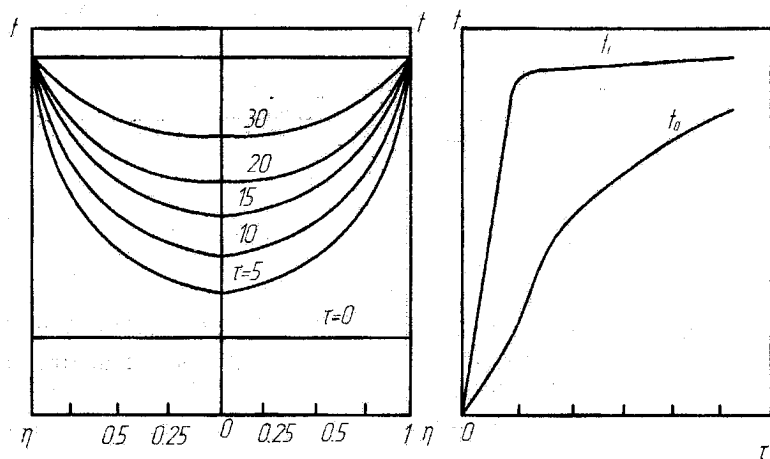


Рисунок 11.2 – Розподіл температури в перерізі зразка

Контрольні запитання.

1. Що розуміють під коефіцієнтом теплопровідності?
2. Як записуються рівняння нестационарної теплопровідності?
3. Коли забезпечуються граничні умови 1 роду?
4. Яка фізична суть критеріїв Bi та Fo ?
5. Що розуміють під нерегулярним і регулярним режимом нагрівання?
6. Що таке темп охолодження (нагрівання)?
7. Для чого використовують теорію регулярного теплового режиму?

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕУСТАЛЕНОГО ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ ДЛЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ДРУГОГО РОДУ

Мета: дослідити поле температур в тілі під час нагрівання його зі сталим тепловим навантаженням. Порівняти дослідні дані з розрахунковими.

Відомо, що в разі нагрівання необмеженого циліндра радіусом R зі сталим тепловим навантаженням ($q = const$) у певний момент часу, який відповідає умові $Fo = 0,5$, настає регулярний режим n -роду. У цьому випадку поле температур є достатньою для практики точністю описується рівнянням:

$$t = t_0 + qR(2Fo - 0,25 + \ell^2/2)/\lambda, \quad (12.1)$$

де $\ell = \frac{r}{R}$ – безрозмірний поточний радіус циліндра;

r – поточний радіус циліндра;

t_0 – температура циліндра в початковий момент часу.

Обчислення тривалості нагрівання до заданої температури зручно подавати за середньою температурою в перерізі

$$t_{cp} = t_0 + \Delta t / 2, \quad (12.4)$$

де $\Delta t = t_f - t_0$.

Враховуючи (10.4) одержуємо розрахункову форму

$$t_{cp} = t_n + 2q\tau / (\rho \cdot C \cdot R), \quad (12.5)$$

де t_n – початкова температура тіла.

Звідки виходить, що для нагрівання заданим тепловим потоком циліндра радіусом R від початкової температури t_n до кінцевої температури t_k необхідний час складає

$$\tau = 0,5\rho CR(t_k - t_n)/q. \quad (12.6)$$

Розв'язання рівняння (12.1) за умови, що температура центра циліндра нагрівається від початкової температури t_{01} до певної заданої температури t_{02} , дає формулу для обчислення коефіцієнта температуропровідності, m^2/c

$$a = 0,25(r_1^2 - r_2^2)/(\tau_2 - \tau_1). \quad (12.7)$$

Досліди виконуються на установці, яка описана в попередній роботі. Порядок проведення дослідів такий. Перш за все визначають тривалість інерційного періоду до досягнення регулярного режиму

$$\tau = 0,5R^2/a. \quad (12.8)$$

Після цього вмикається електронагрівник і встановлюється заданий тепловий режим $q = const$, який контролюється електроприладами. Вимірювання температур поверхні t_f і центра t_0 циліндра починають після досяг-

вання температур поверхні t_f і центра t_0 циліндра починають після досягнення регулярного режиму. Інтервал вимірювань наведений в журналі спостережень.

Таблиця 12.1 – Журнал спостережень

Час, τ , хв	Температура, $^{\circ}\text{C}$		Різниця температур, $^{\circ}\text{C}$		Температуропровідність a , $\text{м}^2/\text{с}$	
	t_f	t_0	дослідна	розрахункова	дослідна	розрахункова
1						
2						
3						
5						
10						
15						
20						
25						
30						
40						

За результатами дослідів будують експериментальні і розрахункові залежності $t_{cp} = f(\tau)$ і $t_{cp} = f(F_0)$ та визначають їх розбіжність. Коефіцієнт температуропровідності визначають для інтервалів часу, коли температура в центрі тіла t_0 стає рівною температурі t_f на поверхні. Дослідні значення коефіцієнта температуропровідності a за (12.7) порівнюються з дійсними $a = \lambda / (\rho c)$ і визначається їх розбіжність.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація результатів.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. Що розуміють під регулярним тепловим режимом?
2. Що розуміють під темпом нагрівання (охолодження)?
3. Що розуміють під параметром нерівномірності температурного поля?
4. Від яких характеристик залежить темп нагрівання для $a \rightarrow \infty$?
5. Як змінюється температурне поле під час регулярних режимів I і II роду?
6. Що розуміють під коефіцієнтом форми (coefficient of form)?
7. Поясніть суть критерію Фур'є.

III МАСООБМІН

Лабораторна робота № 13

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОНВЕКТИВНОЇ СУШИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Мета: визначити основні робочі характеристики конвективної сушарки, скласти тепловий баланс сушарки та визначити її ККД.

Схема лабораторної установки показана на рис.13.1.

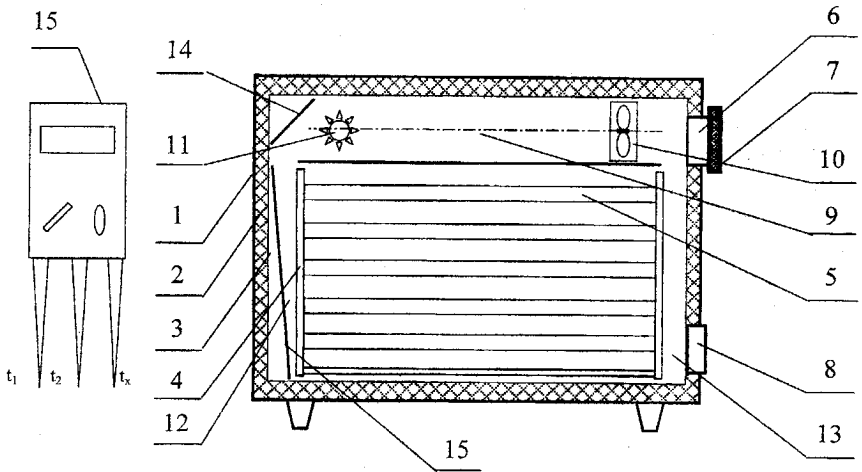


Рисунок 13.1 – Схема лабораторної установки

В теплоізованому корпусі 1 з відомою теплоізоляцією 2, який закривається герметичними дверима, розташована робоча камера 3, в яку вставляється стелаж 4 з перфорованими піддонами 5. В корпусі виконані впускний отвір 6 з діафрагмою 7 і випускний отвір 8. У верхній частині корпусу над робочою камерою виконана камера підготовки сушильного агента 9, в якій розташовано вентилятор 10 і джерело теплоти 11. Проміжки між стінками робочої камери і стелажем утворюють нагнітальний 12 і рециркуляційний 13 канали. В камері підготовки сушильного агента виконаний відбивальний екран 14, а по діагоналі нагнітального каналу встановлено розподільний екран 15, який із бічною стінкою стелажа утворює повітряний клин для рівномірного розподілу повітря по піддонах на стелажі.

Шафа обладнана електронними системами контролю процесу сушіння, а також автоматичною системою обмеження верхньої температури су-

пильного агента для різних режимів сушіння і пультом управління, розташованим на передній панелі корпусу сушильної шафи. Дані системи і пульт управління на рис. 13.1 не показані. В комплект лабораторної роботи входить вимірювальний міст 15 з набором термоопорів типу ТСМ для визначення температури у відповідних точках сушильної установки і анемометр.

Порядок виконання роботи

Розташовують температурні датчики моста 15 у вказаних викладачем або лаборантом точках сушарки і визначають індивідуальну похибку кожного з них, порівнюючи показання кожного з еталонним ртутним термометром. За ним визначають і температуру навколишнього середовища (кімнатну температуру).

Вмикають сушильну установку і встановлюють клапан подачі холодного повітря (діафрагма 7) в положення, вказане викладачем. Дифманометром (або анемометром) вимірюють швидкість виходу повітря через випускний отвір 8. На блоці управління режимом роботи сушарки натискають відповідну кнопку обмеження температури сушильного агента. Сушарка прогрівається до робочої температури протягом 15-20 хв. За цей час знімають 8-10 значень температур в точках через рівні проміжки часу, за якими потім будують криву прогріву сушарки. Для визначення температури теплоносія використовують або вбудований в сушарку термометр, або один з каналів вимірювального моста. Досліди повторюють декілька разів з інтервалом часу 2-3 хв. За показаннями контрольно-вимірювальних приладів (амперметр і вольтметр) визначають струм і напругу, яку споживає сушарка в режимі роботи нагрівника і в режимі вентиляції. Визначають час режиму роботи і режиму вентиляції за один період. Після виходу сушарки на усталений режим роботи (температура в робочій камері не змінюється) результати вимірювань заносять в журнал спостережень.

Таблиця 13.1 – Журнал спостережень

№ до- сліду	I, A	U, B	$t_k, ^\circ C$	$t_{роб}, ^\circ C$	Час, хв	$V_{нов}$ $м^3/год$
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						

Обробка результатів

Методику обробки результатів і необхідні розрахункові формули розроблено за [5]. За швидкістю виходу повітря через випускний клапан 8 визначають витрату повітря в сушарці. Знаючи температуру вхідного і вихідного повітря і його витрату визначають годинний приплив теплоти з вхідним повітрям і годинну втрату теплоти з вихідним повітрям. Зміною густини повітря в процесі його нагріву в сушарці нехтують.

За показаннями вольтметра і амперметра визначають потужність нагрівника сушарки в режимах “нагрів”, “вентиляція” і середню споживану потужність сушарки за годину.

За температурами корпусу сушарки і його геометричними розмірами визначають втрати теплоти через теплову ізоляцію і корпус сушарки.

За результатами досліджень і розрахунків складають повний тепловий баланс сушарки і визначають її ККД. Роблять обґрунтовані висновки.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація результатів.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. Що розуміють під конвективним сушінням?
2. Які відмінності конвективного сушіння від кондуктивного?
3. Які основні характеристики сушильних установок ви знаєте?
4. Які сушильні агенти використовують для конвективного сушіння, їх характеристики і призначення?
5. Назвіть основні складові теплового балансу конвективної сушарки.
6. Поясніть суть механізму конвективного сушіння.
7. Які ви знаєте схеми руху теплоносіїв для конвективного сушіння?
8. Що таке сушіння в контрольованій атмосфері?
9. Як можна задавати потенціал сушіння?
10. Що таке напруга робочої камери за вологою?

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОНВЕКТИВНОГО СУШІННЯ КАПІЛЯРНО – ПОРИСТИХ ТІЛ

Мета: Побудувати температурну діаграму сушіння капілярно-пористого тіла, визначити зміну параметрів сушильного агента при випаровуванні з вільної поверхні, визначити потенціал сушіння.

Схема лабораторної установки показана на рис. 14.1.

Лабораторна установка працює таким чином.

Капілярно-пористий вологий матеріал рівномірно розкладається на лотки 5, які завантажуються на стелаж 4, розташований в робочій камері 3. Камера закривається і вмикається вентилятор 10, який забезпечує циркуляцію сушильного агента по контуру. Джерело теплоти 9 вмикається для підняття температури сушильного агента. Сушильний агент від джерела теплоти 9 потрапляє на відбивний екран 14 і проходить в нагнітальний канал 12, де, відбиваючись від розподільного екрана 15, рівномірно розподіляється по каналах, утворених піддонами 5 з сировиною, і, проходячи по поверхні і через товщу сировини відбирає від неї вологу. Відпрацьований теплоносієм збирається в рециркуляційному каналі 13. Залежно від положення діафрагми 7 вентилятор 10 втягує через впускний отвір 6 певну витрату свіжого повітря і таку саму кількість відпрацьованого сушильного агента з рециркуляційного каналу виштовхує через випускний отвір 8 назовні.

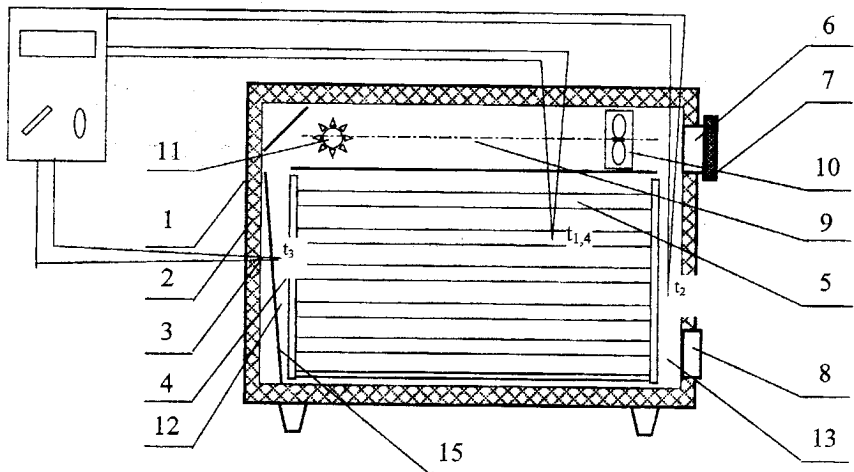


Рисунок 14.1 – Схема лабораторної установки

Свіже повітря, що втягується вентилятором 10, перемішується з сушильним агентом, що надходить у вентилятор з рециркуляційного каналу, після чого суміш підігрівається.

Порядок виконання роботи

Вимірюють значення температури навколишнього середовища і температуру в робочій камері прогрітої сушарки.

Психрометричним методом визначають відносну вологість навколишнього середовища.

Завантажують на лотки капілярно – пористий матеріал, попередньо змочивши його визначеною викладачем кількістю води. Кількість води записують.

Вмикають лабораторну установку, встановивши діафрагму 7 впускного отвору 6 в положення, вказане викладачем. Температуру в робочій камері записують через певні проміжки часу, які визначені викладачем. За допомогою аспіраційного психрометра через ті ж проміжки часу визначають температури сухого і вологого термометра, а за ними – вологість сушильного агента, який видаляється з сушарки назовні. Сушіння проводять до досягнення сушильною установкою рівноважного режиму сушіння (температура сушильного агента перестає змінюватись) або максимальної температури досліду (задається викладачем). Після цього лабораторну установку вимикають. Визначають тривалість сушіння і ваговим методом визначають масу вологи, яка залишилась в капілярно–пористому тілі (якщо така є). Результати вимірювань записують в журнал спостережень.

Обробка результатів

За таблицями термо-с.р.с. хромель-копелевих термопар (додаток И) визначають температури всіх термопар в кожному замірі і записують в журнал спостережень.

За даними психрометра визначають відносні вологості вхідного і вихідного сушильного агента $\varphi_{вх}$ і $\varphi_{вих}$. За показаннями термопар 1 і 4 (мокрый і сухий термометри в робочій камері) визначають відносну вологість сушильного агента в робочій камері $\varphi_{роб}$ і порівнюють її з $\varphi_{вих}$. Визначають вологовміст сушильного агента на вході і виході з сушарки.

Обчислюють годинну кількість випаруваної вологи і потенціал сушіння.

Будують температурний графік сушіння $T = f(\tau)$ і з графіка визначають тривалість першого і другого періодів сушіння.

Розраховують похибку у визначенні відносної вологості відпрацьованого сушильного агента.

Роблять обґрунтовані висновки.

Таблиця 14.1 – Журнал спостережень

№ до сліду	t_{nc} °C	$t_{рк}$ °C	Маса сировини		Час, хв	Показання психрометра		ϕ , %
			до сушіння	після сушіння		t_u °C	t_c °C	
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								
12								

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графічна інтерпретація результатів.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. Як класифікують матеріали за способом утримання в них вологи?
2. Що розуміють під потенціалом сушіння?
3. Як впливає на швидкість і інтенсивність сушіння вологість сушильного агента?
4. Як впливає на інтенсивність сушіння температура сушильного агента?
5. В яких межах можна змінювати температуру сушильного агента?
6. Які особливості конвективного сушіння капілярно–пористих колоїдних матеріалів?
7. Які особливості конвективного сушіння капілярно–пористих матеріалів?
8. Які особливості конвективного сушіння колоїдних матеріалів?
9. Що таке термолабільні матеріали?
10. Які сушильні агенти застосовують для конвективного сушіння?
11. Що таке комбіновані методи сушіння?

ВИВЧЕННЯ КІНЕТИКИ КОНВЕКТИВНОГО СУШІННЯ КАПЛЯРНО-ПОРИСТИХ МАТЕРІАЛІВ

Мета роботи: практичне ознайомлення з методикою експериментального вивчення кінетики конвективного сушіння і теоретичним описом кінетичних закономірностей процесу; надбання навиків використання розрахункових методик тепломасообмінних процесів.

Теоретичні відомості

Видалення вологи з твердих вологих матеріалів шляхом її випаровування і відведення пари, що утворилася, в процесі конвективного теплопідведення широко використовується в багатьох галузях промисловості.

Агрегатний стан, теплофізичні властивості висушуваних матеріалів, теплофізичні характеристики сушильного агента є основними факторами, що впливають на кінетику

стан, теплофізичні властивості висушуваних матеріалів, теплофізичні характеристики сушильного агента є основними факторами, що впливають на кінетику

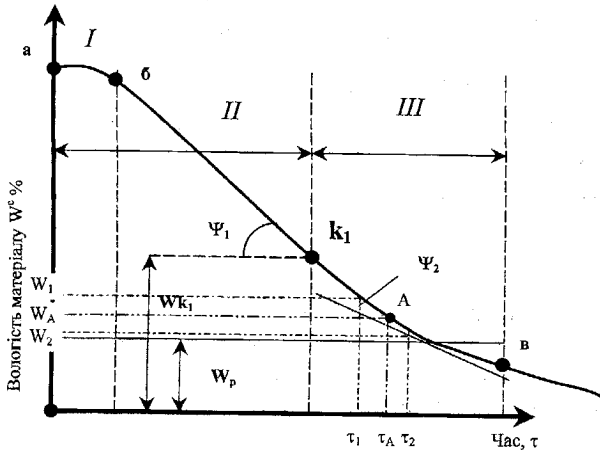


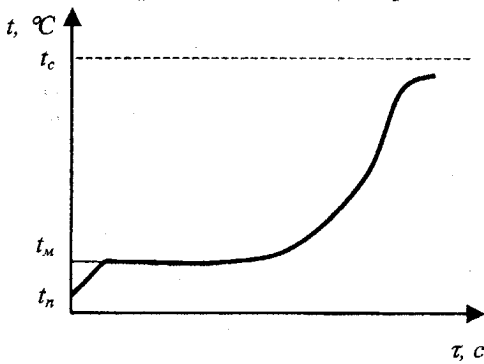
Рисунок 15.1 – Крива сушіння

процесу та істотно змінюють закономірності його протікання. На кінетичних кривих $W(\tau)$ і $T(\tau)$, де W – вологість матеріалу, T – його температура, виділяють декілька характерних ділянок (рис. 15.1 і 15.2), що відповідають різним фізичним механізмам процесу видалення вологи: прогрівання матеріалу до температури мокрого термометра, період постійної швидкості сушіння, період сушіння зі спадаючою швидкістю тощо.

В окремих випадках деякі стадії процесу можуть бути відсутніми або вироджуватися до незначних за тривалістю, порівняно із загальним часом сушіння, періодів. В даний час теоретично неможливо передбачити кінетику, тому розрахункові методики будують на основі експериментальних даних.

Опис лабораторної установки

Експериментальна частина роботи виконується на конвективній циркуляційній сушарці (див. рис. 13.1).



Опис сушарки та порядок її включення наведені в лабораторній роботі №13.

Необхідна температура повітря підтримується блоком управління температурою, а задана витрата встановлюється діафрагмою 7. Для вимірювання вологовмісту сушильного агента в комплект роботи входить аспіраційний психрометр.

Досліджуваний зразок (зразки) розташовують на під-

Рисунок 15.2 – Термограма сушіння

донах 9. Для зважування зразка використовуються шалькові терези.

Термограма сушіння $T(\tau)$ – температурна крива, що характеризує середньо-об'ємну температуру зразка протягом всього експерименту, знімається потенціометром або мостом 15, що з'єднаний з термопарою (термоопором), яка впаяна в голку.

Порядок виконання роботи

Після ознайомлення з описом і схемою установки з дозволу викладача включається установка: а) включається вентилятор; б) встановлюється діафрагмою 7 задана витрата повітря; в) включається записуючий багатоканальний потенціометр (міст); г) включається живлення на нагрівальні елементи сушарки.

Після прогрівання установки до заданої температури відкривають двері, попередньо зважений та обміряний згідно з таблицею 15.1 зразок сировини з голкою, в якій запаяна термопара, розташовують на піддонах. Закривають двері і розпочинають сушіння, фіксуючи час. Результати заносять в табл. 15.1.

В процесі сушіння реєструється температура матеріалу і його маса.

Вимірювання проводять з інтервалом 2 хвилини - 10 вимірювань, а потім з інтервалом 5 хвилин - до постійної маси зразка, дані вимірювань заносять в журнал спостережень (табл. 15.2).

Швидкість повітря в робочій камері сушарки визначається за результатами лаб. роботи №13 або задається викладачем.

Обробка експериментальних даних

1. За даними дослідів для кожного вимірювання обчислюється вологість матеріалу в масових відсотках:

- кількість вологи в матеріалі $G_{вл} = G_{вл.м} - G_c$, кг;
- вологовміст матеріалу $u = \frac{G_{вл}}{G_c}$, кг/кг;
- відносна вологість на суху масу: $W^c = u \cdot 100$, %

Таблиця 15.1 – Характеристики зразка і процесу сушіння

Вимірювана величина	Розмірність	Значення
Маса абсолютно сухого матеріалу, G_c	кг	
Довжина L , ширина b , товщина h зразка	м	
Середня густина зразка, ρ_m	кг/м ³	
Розміри сушильної камери, $S \times H$	м	
Швидкість повітря, ω	м/с	
Температура сухого термометра, t_c	°C	
Температура мокрого термометра, t_m	°C	
Барометричний тиск, B	Па	

Таблиця 15.2 – Журнал спостережень

№ до-слі-ду	Час від початку процесу, τ		Маса вологого матеріалу, $G_{вл.м}$	Кількість вологи, $G_{вл}$	Вологовміст, u		Температура матеріалу, t_m	Швидкість сушіння, $dW/d\tau$
	хв	с			кг	кг		
1								
...								

2. За отриманими даними будують криву сушіння $W^c = f(\tau)$ і термограму сушіння $t_m = f(\tau)$.

3. Виділяють на кривій сушіння $W^c = f(\tau)$ і термограмі $t_m = f(\tau)$ характерні ділянки: прогрівання матеріалу, період постійної швидкості сушіння (I період сушіння), період швидкості сушіння зі спадаючою швидкістю (II період сушіння).

У тому випадку, коли можна прийняти, що сушіння протікає з постійною швидкістю $\frac{dW^c}{d\tau} = const$, її можна визначати як тангенс нахилу кривої сушіння до осі абсцис:

$$N = \frac{dW^c}{Fd\tau} = A \cdot tg\alpha = A \cdot \frac{\Delta W^c}{\Delta \tau}, \quad (15.1)$$

де N – швидкість сушіння, кг вологи/(м²·с);

τ – час сушіння, с;

W^c – вологість на суху масу, %;

F – поверхня фазового контакту, м²;

A – коефіцієнт пропорційності, що враховує перехід від розмірності W^c , вираженої у відсотках: $A = G_c / (F \cdot 100 \cdot 1000)$.

Для II періоду сушіння швидкість сушіння отримують графічним диференціюванням кривої у 10-12 точках, наприклад для моменту часу τ_A (точка А на кривій рис. 15.1):

$$\left(\frac{dW^c}{d\tau} \right)_A = \frac{W_1^c - W_2^c}{\tau_2 - \tau_1}, \quad (15.2)$$

За цими даними будують криву швидкості сушіння (рис.15.3)

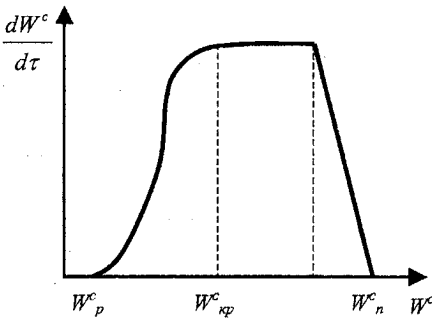


Рисунок 15.3 – Швидкість сушіння

4. За показаннями сухого і вологого термометрів розраховують парціальні тиски водяної пари в сушарці P_c і P_m і відносну вологість повітря в сушарці φ :

$$\varphi = P_c / P_n \cdot 100, \quad (15.3)$$

де P_n – тиск насиченої водяної пари в повітрі для температури сухого термометра (визначається з таблиць властивостей насиченої водяної пари за t_c (додаток Ж), P_a , P_c – парціальний тиск водяної пари в сушарці для температури су-

хого термометра, P_a :

$$P_c = P_m - \Omega \cdot (t_c - t_m) \cdot B, \quad (15.4)$$

де P_m – тиск насиченої водяної пари для температури мокрого термометра (визначається з таблиць властивостей насиченої водяної пари за t_m), Па;
 B – барометричний тиск, Па;

Ω – коефіцієнт, залежний від ряду чинників, з яких основним є швидкість повітря, для швидкості повітря $\omega > 5$ м/с: $\Omega = 0,00001(65 + 6,75\omega)$;
 $(t_c - t_m)$ – різниця температур сухого і мокрого термометрів.

5. Обчислюють рівноважну вологість матеріалу у відсотках:

$$W_p = 1 / (0,304 - 1,91 \cdot \ln \phi), \quad (15.6)$$

де ϕ – відносна вологість повітря в частках від одиниці.

6. Обчислюють концентрацію водяної пари біля поверхні матеріалу C_m і в ядрі потоку C_c , кг вологи/м³ повітря:

$$C_m = P_m / [3,46 \cdot (273 + t_m)]; \quad C_c = P_c / [3,46 (273 + t_m)], \quad (15.7)$$

де P_m і P_c – підставляються в мм. рт. ст.

7. Для середньої температури приграничного шару $t_{cp} = \frac{t_c + t_m}{2}$ визначають коефіцієнт масовіддачі з критеріального рівняння:

$$Sh = A \cdot Re^n \cdot Sc^{0,33} \cdot Gu^{0,135},$$

де $Sh = \frac{\beta \cdot \ell^*}{D}$ критерій Шервуда (масообмінний критерій Нуссельта);

$Re = \frac{\omega \cdot \ell^*}{\nu}$ – критерій Рейнольдса;

$Sc = \frac{\nu}{D}$ – критерій Шервуда (дифузійний критерій Прандтля);

$Gu = \frac{T_c - T_m}{T_c}$ – критерій Гухмана.

β – коефіцієнт масовіддачі, м/с;

D – коефіцієнт дифузії водяної пари в повітрі, м²/с;

ν – кінематична в'язкість повітря, м²/с;

ρ – густина повітря, кг/м³;

ω – швидкість повітря, м/с;

ℓ^* – визначальний розмір, м.

Коефіцієнти A і n вибираються залежно від значення критерію Рейнольдса (додаток Б) або довідкового матеріалу. Значення фізичних характеристик теплоносія вибираються за визначальною температурою з додатку А.

8. Обчислюють теоретичну швидкість сушіння в першому періоді %/с:

$$N = 200 \cdot \beta (C_m - C_c) / (\rho_m \cdot h), \quad (15.8)$$

де ρ_m – густина сухого матеріалу, кг/м³;

h – товщина матеріалу, м.

9. За побудованою кривою сушіння (рис. 15.1) визначають критичний вологовміст $u_{кр}$ і критичну вологість $W_{кр}$.

10. Обчислити час першого періоду за формулою: $\tau_1 = (W_n - W_{кр})/N$, де W_n - початкова вологість, %.

11. Обчислюють коефіцієнт швидкості сушіння:

$$k = \frac{N}{W_{кр} - W_p}, \quad (15.9)$$

12. В інтервалі $\tau_0 < \tau < \tau_1$ обчислюють 5-7 значень вологості матеріалу в першому періоді: $W = W_n - N \cdot \tau$, причому $W_n > W > W_{кр}$.

13. Для ряду значень $\tau > \tau_{кр}$ визначають зміну вологості в другому періоді (7-10 точок): $W = W_p + (W_{кр} - W_p) \cdot e^{-k(\tau - \tau_{кр})}$, причому $W_n > W > W_{кр}$.

14. Нанести отримані розрахунковим шляхом точки на графік $W = f(\tau)$.

Зміст звіту

1. Схема установки.
2. Звітна таблиця.
3. Розрахунок.
4. Графіки $W = f(\tau)$, $T_m = f(\tau)$, $\frac{dW}{d\tau} = f(W)$

Контрольні запитання

1. Поясніть методику проведення роботи.
2. Що таке масопередача в системах з твердою фазою?
3. Поясніть, що таке кінетичні криві сушіння.
4. Як визначити рівноважну вологість матеріалу?
5. Які ви знаєте форми зв'язку вологи з матеріалом?
6. Від чого залежить час сушіння сировини?
7. Фізичний зміст коефіцієнта масовіддачі.
8. Класифікація сушарок.
9. Переваги і недоліки камерних сушарок.
10. Що таке період сушіння зі спадаючою швидкістю?
11. Що таке період сушіння з постійною швидкістю?
12. Як враховують період прогріву сировини в розрахунку процесу сушіння?

IV ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Основна задача моделювання полягає не тільки у вивченні процесу (явища) але і в управлінні процесами, цілеспрямованому пошуку оптимального експлуатаційного або проектного рішення. Для складних процесів (об'єктів) такий пошук пов'язаний з розглядом великої кількості варіантів, а його реалізація можлива за допомогою ЕОМ. Основними вимогами до розрахункових програм є отримання розумних і якісно правильних результатів, демонстрація головних ідей процесів теплопереносу на простих прикладах.

Лабораторна робота № 16

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ПЛОСКИХ І ЦИЛІНДРИЧНИХ СТІНКАХ ПРИ СТАЛИХ І ЗМІННИХ КОЕФІЦІЕНТАХ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ

Мета - дослідити профілі температур в плоских і циліндричних стінках для граничних умов I роду.

Теоретичний матеріал до роботи готують за [1, 3, 7]. В процесі підготовки виписують основні рівняння, граничні умови і розрахункові формули. В дисплейному класі завдання реалізується за допомогою програми "ITPVS". Значення коефіцієнтів теплопровідності заданих матеріалів вибирається в додатку В. Значення температур і товщини стінок береться індивідуально. Задані величини вводяться в програму за запитом.

За результатами розрахунків будуються профілі температур в стінках для досліджуваних матеріалів. Визначається вплив змінного коефіцієнта теплопровідності на характер поширення температур в стінках і величину теплового потоку. За даними роботи роблять обґрунтовані висновки. Список ідентифікаторів містить програма.

Контрольні запитання

1. Що таке умови однозначності?
2. Як формулюються граничні умови I роду?
3. За якими законами змінюється температура в плоских і циліндричних стінках?
4. Як впливає умова $\lambda = var$ на температурні поля в стінках?
5. За яким законом змінюється тепловий потік в стінках за умови $\lambda = const$, $\lambda = var$?
6. Чи змінюється питомий тепловий потік в плоских і циліндричних стінках?

ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІАЦІЙНО-КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛОБМІНУ

Мета - визначити інтенсивності конвективно-радіаційного теплообміну, а також поправки до показань термометра, який вимірює температуру в умовах складного теплообміну.

Схема об'єкту дослідження показана на рис. 17.1. Термометр, який вимірює температуру газів в камері t_g , екранований гільзою діаметром d , ступінь чорноти якої ε_1 . Температура стін камери t_c менша температури газів на величину Δt . В гільзі міститься ртутний термометр діаметром d_2 і ступенем чорноти ε_2 . Початкове показання термометра - t_{mo} . Необхідно визначити похибки термометра в разі вимірювання температури газу у заданому інтервалі.

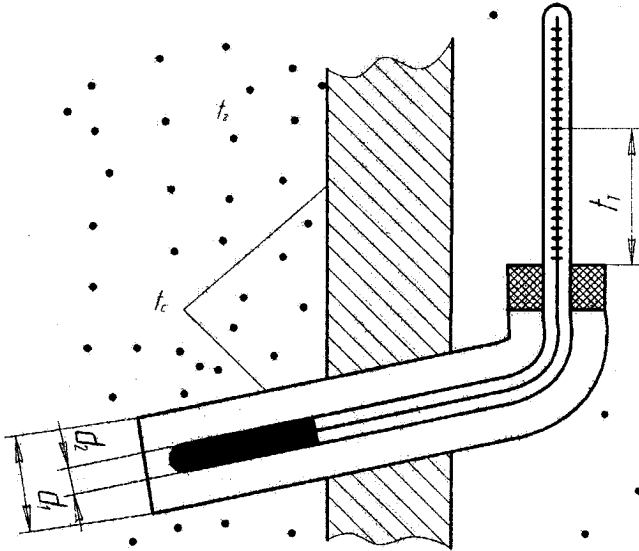


Рисунок 17.1 – Схема встановлення термометра у газовій камері

В процесі домашньої підготовки треба вивчити розділ складного теплообміну [1, 3, 6, 9]. Завдання виконується за допомогою програми TIRKT, в математичній моделі якої враховано двобічний конвективний теплообмін з боку гільзи. Спільне вирішення рівнянь конвективного і радіаційного теплообміну приводить до трансцендентного рівняння відносно невідомої температури екрана, яке розв'язується методом Ньютона із заданою точністю ітерацій.

Розрахунки можуть здійснюватись для різних температур t_c і t_g , різних

діаметрів d_1 і d_2 , а також для різних значень ступеня чорноти стінки і термометра. За результатами розрахунків будуються залежності інтенсивності теплообміну і похибок термометра від заданих величин, робляться обґрунтовані висновки. Усі необхідні позначення та ідентифікатори містяться у програмі.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Схема лабораторної установаки.
3. Зведена таблиця результатів.
4. Графік залежності інтенсивності теплообміну від температури стінки.
5. Графік впливу величини виступаючого стовпчика на зведену похибку термометра.
6. Висновки.

Контрольні запитання

1. Яке призначення теплових екранів?
2. Що розуміють під ступенем чорноти тіла?
3. Як визначається приведений ступінь чорноти системи тіл?
4. В чому суть коефіцієнта тепловіддачі променистого теплообміну і як він визначається?
5. Як впливає ступінь чорноти гільзи на погрішність термометра?
6. Запишіть закон Ламберта.
7. Що таке кутові коефіцієнти випромінювання?
8. Що таке коефіцієнти поглинання, пропускання, відбивання?
9. Які властивості мають діатермічні тіла?
10. Що таке складний теплообмін?
11. Як враховують складову теплову потіку випромінюванням в коефіцієнті тепловіддачі?
12. Як враховують складову конвективного теплообміну в приведеному ступені чорноти системи?
13. Що стверджує закон Кірхгофа?
14. Що таке інтегральне випромінювання тіла?
15. Що таке монохроматичне випромінювання?
16. Що таке власне і результуюче випромінювання тіла?
17. Що таке ефективне випромінювання тіла?
18. Які особливості випромінювання газових середовищ?

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕБЕР РІЗНОГО ПРОФІЛЮ

Мета - для заданих теплового навантаження, фізичних властивостей матеріалу ребер і обтічної речовини визначити оптимальні характеристики ребер прямокутного, трикутного і параболічного профілю.

З конструкцією ребер, їх характеристиками та методами розрахунків необхідно ознайомитись за [4, 10]. В ході домашньої підготовки для заданих температур, матеріалу ребер і обтічної рідини визначається фізичні властивості, які потім вводяться в програму VOHR. В процесі розрахунків обчислюються оптимальні розміри ребер різного профілю: висота, площа перерізу, середня товщина і товщина основи, металоемність. За даними розрахунків вибирають ребро оптимальної геометрії та будують його ескіз. Крім того, обчислюється залежність

$$Q_l = \left[\Delta t (\alpha^2 \lambda_p S_p)^{0,333} \right]^{-1} = f(N) \quad (18.1)$$

де $N = \left[\alpha P_0 / t (\lambda_p f_0) \right]^{0,3} \cdot h$ – характеристичний параметр ребра;

Q_l – тепловий потік на одиницю довжини ребра, $Вт/м$;

α – коефіцієнт тепловіддачі від ребра до обтічної рідини, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

Δt – різниця температур між поверхнею ребра і обтічною речовиною, $К$;

$\lambda_p S_p$ – теплопровідність матеріалу ребра, $Вт/(м \cdot К)$ і площа профільного перерізу ребра, $м^2$, відповідно;

P_0 і f_0 – периметр перерізу, $м$ і площа поперечного перерізу, $м^2$ по основі ребра, відповідно;

h – висота ребра, $м$.

За даними розрахунків будують залежність (18.1) для ребер різного профілю і визначають оптимальне значення N ребер кожної конфігурації. Необхідні позначення наведені у програмі.

Контрольні запитання

1. Що характеризують безрозмірні комплекси у лівій і правій частинах залежності (18.1)?
2. Що називають коефіцієнтом ефективності ребра і від яких величин він залежить?
3. За яким законом змінюється температура по висоті ребра в прямих ребрах?
4. Який тип ребер потребує для передачі однакової теплоти більше матеріалу?
5. Поясніть суть критерію Біо.
6. Поясніть суть критерію Фур'є.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ СТІНКУ ПОПЕРЕЧНО-ОБТІЧНОЇ ТРУБИ

Мета – математичним моделюванням процесу підібрати швидкість зовнішнього теплоносія (газу), щоб коефіцієнт теплопередачі був найбільшим за умови, що температура стінки труби не перевищує допустимого значення.

В процесі підготовки до роботи необхідно вивчити теплообмін до одинокої поперечно обтічної труби, за [1-3, 7, 9], записати рівняння, які визначають закономірності тепловіддачі по периметру труби. Для виконання завдання використовують програму "HEAT". Значення швидкостей і температур теплоносіїв всередині труби і зовні задає викладач. Програма розраховує коефіцієнт тепловіддачі всередині труби, розподіл локальних значень коефіцієнта тепловіддачі по зовнішній поверхні труби та температур стінки, середні значення коефіцієнтів теплопередачі і тепловіддачі до зовнішньої поверхні труби. Ці результати у безрозмірному вигляді виводяться на екран дисплея, де будується зображення труби із значеннями місцевих теплових характеристик.

Вхідні дані теплофізичних величин теплоносіїв для заданих температур визначаються з додатків Ж і А в процесі підготовки до роботи. Змінним безрозмірним параметром є критерій Рейнольдса зовнішнього потоку. Для обчислювання локальних значень коефіцієнтів тепловіддачі розв'язується інтегральне рівняння теплового приграничного шару за емпіричними співвідношеннями [8].

За результатами розрахунків визначають оптимальний варіант, де інтенсивність теплопередачі найбільша, а також вплив ступеня турбулентності зовнішнього потоку на коефіцієнт теплопередачі. Ідентифікатори та необхідні позначення є в програмі.

Контрольні запитання.

1. Що характеризує критерій Стентона?
2. Як залежить середній коефіцієнт тепловіддачі від турбулізації потоку?
3. Який характер зміни інтенсивності тепловіддачі по периметру циліндра?
4. Що таке кут атаки?
5. Які поправки необхідно вводити в критеріальні рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі в разі обтікання труб?
6. Як залежить інтенсивність тепловіддачі до труби від кута атаки?
7. Які особливості тепловіддачі для обтікання коридорних і шахових трубних пучків?

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ АДАБАТНОГО ВИПАРОВУВАННЯ

Мета – математичним моделюванням процесу дослідити процес випаровування води з вільної поверхні для вимушеного руху газової фази, визначити залежність коефіцієнта масовіддачі від швидкості потоку.

В процесі підготовки до лабораторної роботи необхідно вивчити процес адиабатного випаровування, записати критеріальні рівняння для визначення коефіцієнта масовіддачі [5]. Експеримент реалізується за допомогою програми ADIABATA. Значення верхньої і нижньої межі швидкостей та температуру поверхні випаровування і середовища задає викладач. В ході домашньої підготовки для заданих температур визначаються фізичні властивості, які потім вводяться в програму. Програма обчислює концентраційний та тисковий коефіцієнти масовіддачі. На екран виводиться таблиця з залежностями $\beta = f(\omega)$ і $\beta_p = f(\omega)$. Графіки функцій студенти будують самостійно в середовищі Mathcad. Змінним безрозмірним параметром є критерій Рейнольдса для газового потоку.

За результатами розрахунків визначають оптимальну швидкість газового потоку біля вільної поверхні, з якої здійснюється випаровування води в газову фазу. Визначають вплив ступеня турбулентності на коефіцієнт масовіддачі та роблять обґрунтовані висновки.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Зведена таблиця результатів.
4. Графіки залежностей $\beta = f(\omega)$ і $\beta_p = f(\omega)$.
6. Висновки.

Контрольні запитання.

1. Чим відрізняються тисковий і концентраційний коефіцієнти масовіддачі?
2. Запишіть рівняння Фіка.
3. Що таке коефіцієнт дифузії?
4. Яка аналогія між процесами тепло- і масопереносу?
5. Суть критерію Льюїса.
6. Чим відрізняється випаровування з вільної поверхні від випаровування в процесі сушіння капілярно-пористих колоїдних тіл?
7. Нарисуйте та поясніть криву сушіння.
8. Що є рушійною силою процесу масообміну?

ЛІТЕРАТУРА

1. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
2. Беляев Н. М. Основы теплопередачи / Н. М. Беляев. – Київ: Вища школа, 1989. – 340 с.
3. Галин Н. М. Тепломассообмен в ядерной энергетике: Учеб. пособие для вузов / Н. М. Галин, П. Л. Кириллов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 376 с.
4. Керн Д. Развитые поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.
5. Ткаченко С. Й. Сушильні процеси та установки / С. Й. Ткаченко, О. Ю. Співак. – Вінниця: ВНТУ, 2008. – 91 с.
6. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергия, 1979. – 414 с.
7. Михеев М. М. Основы теплопередачи / М. М. Михеев, И. М. Михеева, – М.: Энергия, 1977. – 343 с.
8. Солодов А. П. Практикум по теплопередаче / А. П. Солодов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 298 с.
9. Теория тепломассообмена / Под ред. Леонтьева А. И. – М.: Энергия, 1985. – 385 с.
10. Ройзен Л. И. Тепловой расчет ребренных поверхностей / Л. И. Ройзен, И. Н. Дулькин. – М.: Энергия, 1977. – 347 с.
11. Лабай В. Й. Тепломасообмін / В. Й. Лабай. – Львів: Тріада Плюс, 2004. – 258 с.
12. Чепурний М. М. Застосування теорії подібності для розв'язання задач тепломасообміну / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, В. В. Бужинський. – Вінниця: ВДТУ, 2001. – 110 с.

Глосарій

абсолютна температура	a temperature is absolute
апроксимація	approximation
аргументи	arguments
багатошарова стінка	multi-layered wall
багатошарова циліндрична	multi-layered cylinder
будівельні	build
визначальний критерій	determining criterion
вимушена конвекція	forced convection
вільна конвекція	free convection
газоподібний	gaseous
гідродинамічна подібність	hydrodynamic similarity
градієнт температур	gradient of temperatures
градувальних таблиць	calibration charts
граничні умови	maximum terms
дифузія	diffusions
ефективне випромінювання	effective radiation
зовнішній шар ізоляції	external layer of isolation
ізобарна масова теплоємність	isobar mass heat capacity
інтенсивність	intensity
кипіння	boiling
кінематична в'язкість	kinematics viscosity
коефіцієнт випромінювання	coefficient of radiation
коефіцієнт гідравлічного тертя	coefficient of hydraulic friction
коефіцієнт теплопровідності	coefficient of heat conductivity
коефіцієнт форми	coefficient of form
конвективний теплообмін	convectical heat transfer
концентрація	concentrations
крайова подібність	regional similarity
критерій подібності	criterion of similarity
логіарифмічні координати	logarithmic co-ordinates
модуль ребра	module of rib
молекулярне тертя	molecular friction
неусталений	unwithstand
питомий	specific
повна потужність	complete power
поглинальна здатність	suctive ability
потенціометр	potentiometer
похибка експерименту	error of experiment
прикордонний гідродинамічний шар	boundary hydrodynamic layer
променистий (радіаційний) теплообмін	effulgent (radiation) heat transfer

режим нагрівання	mode of heating
рідкий	liquid
різниця концентрацій	difference of concentrations
різниця температур	difference of temperatures
робоча рідина	working liquid
ступінь чорноти	measure of blackness
суцільний	continuous
схожі величини	alike sizes
температура	temperatures
температурне поле	temperature field
температурний коефіцієнт об'ємного розширення	temperature coefficient of volume expansion
температурний напір	temperature pressure
теорія подібності	theory of similarity
теплова енергія	thermal energy
теплова подібність	thermal similarity
теплова провідність стінки	thermal conductivity of wall
теплова труба	thermal pipe
тепловіддача	heat emission
теплоізоляційні	heat-insulation
тепломасообмін	heat and mass transfer
теплообмін	heat transfer
теплообмінна поверхня	heat-exchange surface
термічний опір стінки	thermal resistance of wall
термопари	thermocouples
тонкий металевий стержень	thin metallic bar
тонкий шар	skim
торець	butt end
усталене поле	stationary field
усталений режим	withstand mode
характер руху	character of motion
чорне тіло	black body
шорсткість	roughnesses
шуканий критерій	search criterion

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального атмосферного тиску

t , °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Нс/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-50	1,548	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	212	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	44,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

ДОДАТОК Б

Основні формули тепло- та масообміну

1 Тепловий потік від стержня (ребра) сталого поперечного перерізу

$$Q = \lambda m f \vartheta_0 th(mh);$$

або

$$Q = \alpha \vartheta_0 F_p E,$$

де модуль ребра $m = \sqrt{2\alpha/\delta\lambda} = \sqrt{\alpha n/\lambda f}$; $E = \frac{th\left(\frac{h}{\delta}\sqrt{2Bi}\right)}{\frac{h}{\delta}\sqrt{2Bi}} = \frac{th \cdot (mh)}{mh}$.

2 Теплообмін в разі вільної конвекції в необмеженому просторі

$$Nu = C \cdot Ra^n (Pr/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (1)$$

де значення C і n наведено в табл.1.

Таблиця Б.1 – Значення сталих в рівнянні (1)

Умови теплообміну	C	n
Вертикальні поверхні		
Ламінарний режим ($10^3 < Ra < 10^9$)		
$Pr = 0,1$	0,389	0,25
$Pr = 1$	0,535	0,25
$Pr = 10$	0,616	0,25
$Pr = 100$	0,655	0,25
Турбулентний режим ($10^9 < Ra < 10^{13}$)	0,15	0,333
Горизонтальні труби:		
$10^3 < Ra < 10^7$	1,18	0,125
$10^7 < Ra < 10^8$	0,5	0,25

Для теплообміну в обмеженому просторі вводиться поправка за допомогою коефіцієнта конвекції ε_k :

$$\varepsilon_k = \lambda_{екв}/\lambda \text{ де } (\lambda_{екв} = q \cdot \delta/\Delta t); \text{ для } (Gr \cdot Pr) = Ra < 10^3 \cdot \varepsilon_k = 1.$$

$$\varepsilon_k = 0,18 Ra^{0,25}; \quad \text{для } Ra > 10^3.$$

$$Nu = 0,5; \quad \text{для } Ra < 1.$$

3 Теплообмін в разі вимушеної конвекції

3.1 Обтікання плоскої поверхні

3.1.1 Ламінарний режим $Re = w \cdot l/\nu < 10^5$

Місцеві значення коефіцієнта тепловіддачі

$$Nu_{xp} = 0,33 Re_{xp}^{0,5} Pr_p^{0,33} (Pr_p/Pr_c)^{0,25},$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = 0,66 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} (Pr/Pr_{cm})^{0,25}. \quad (2)$$

Для повітря: $Nu = 0,57Re^{0,8}$

3.1.2 Турбулентний режим $Re > 10^5$

Місцеві значення коефіцієнта тепловіддачі

$$Nu_{xp} = 0,03Re_{xp}^{0,8} Pr_p^{0,43} (Pr_p/Pr_c)^{0,25}$$

Середні значення коефіцієнта тепловіддачі

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{cm})^{0,25}. \quad (3)$$

Для повітря: $\bar{Nu} = 0,032Re^{0,8}$

3.2 Теплообмін в трубах

3.2.1 Ламінарний режим: $Re < 2300$

$$Nu = \alpha d/\lambda = 0,037 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot Ra^{0,1} \cdot (Pr/Pr_{cm})^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell. \quad (4)$$

Множник $Ra^{0,1}$ вводиться, коли $Ra < 8 \cdot 10^5$; коефіцієнт поправки ε_ℓ визначається з табл. Б.2.

Таблиця Б.2 – Значення коефіцієнта ε_ℓ

ℓ/d_b	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_ℓ	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

3.2.2 Турбулентний режим: $Re > 10^4$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell \quad (0,7 < Pr < 2) \quad (5)$$

Якщо $Pr > 2$, стала в правій частині (5) дорівнює 0,023. Значення ε_ℓ наведено в табл.Б.3.

3.2.3 Перехідний режим ($2300 < Re < 10^4$)

$$\bar{Nu} = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}$$

3.3 Тепловіддача в кільцевому каналі

Для $Re > 10^4$:
$$\bar{Nu} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{D_b}{d_3} \right)^{0,45}$$

За визначальний лінійний розмір приймається еквівалентний діаметр $d_e = D - d_3$, D і d_3 – діаметр більшої та меншої труби.

Таблиця Б.3 – Значення ε_r в формулі (5)

Re	$L/d_{\text{вн}}$								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
10000	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
20000	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
50000	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
100000	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
1000000	1,4	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

3.4 Теплообмін у зігнутих трубах і змійовиках

У формули (2 – 4) вводиться поправка

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 \cdot d_e/R,$$

де R – радіус вигину труби (змійовика) $\varepsilon_R = 1$, коли $Re < 1,5 \cdot 10^4 (d_e/R)^{0,3}$.

3.5 Теплообмін в трубах зі штучною шорсткістю

$$Nu = 0,022 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,47} (Pr/Pr_{ct})^{0,25} \cdot \varepsilon_{ш}, \quad (7)$$

де $\varepsilon_{ш} = \exp [0,85(S/\delta_{\text{онн}})/(S/\delta)] / [S/\delta > (S/\delta)_{\text{онн}}]$

$$\varepsilon_{ш} = \exp [0,85(S/\delta)/(S/\delta)_{\text{онн}}] / [S/\delta < (S/\delta)_{\text{онн}}];$$

$$(S/\delta_{\text{онн}}) = 13;$$

 S – відстань між сусідніми нерівностями; δ – висота нерівностей.

3.6 Гідродинамічна аналогія процесів теплообміну

$$Nu = (\xi/8) Re \cdot Pr \cdot E, \quad (8)$$

$$\text{де } E = \frac{1}{1 + 12(Pr^{2/3} - 1)\sqrt{\xi/8}},$$

 ξ – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі).

3.6 Теплообмін в профільно-витих спеціальних трубах

Визначальний лінійний розмір $S_* = (S^2 + d^2)^{0,5}$

$$Nu = \frac{Nu_{\text{зн}} [1 + 592h/S_* + 7053(h/S_*)^2]}{Re \cdot 0,94(h/S_*)^{0,34}}, \quad (9)$$

де h – висота виступів; d – зовнішній діаметр труби; S – крок між виступами (навивкою).

4 Теплообмін в разі обтікання труб і пучків труб

4.1 Поперечне обтікання труб

$$Nu_d = C Re^n Pr^{0,36} (Pr/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (10)$$

де $C = 0,56$, $n = 0,5$ коли $Re < 10^3$;

$C = 0,28$, $n = 0,6$, коли $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$;

$C = 0,023$, $n = 0,8$, коли $2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$.

4.2 Повздожнє обтікання труб

Формула (10) справедлива для кута φ між напрямком потоку і віссю труби, який називається кутом атаки, рівного $\pi/2$. Якщо $\varphi \neq \pi/2$, коефіцієнт тепловіддачі від поодинокій труби визначається за формулою

$$\alpha_{\varphi} = \varepsilon_{\varphi} \cdot \alpha_{90^{\circ}}.$$

Значення ε_{φ} наведені в таблиці Б.4.

Таблиця Б.4 – Значення коефіцієнта ε_{φ} для поодинокій труби

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_{φ}	1	1	0,98	0,95	0,87	0,77	0,67	0,6	0,55

4.3 Поперечне обтікання пучків труб

$$Nu_d = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \varepsilon_c \cdot \varepsilon_z \cdot \varepsilon_{\varphi}, \quad (11)$$

де значення C і n визначають з таблиці Б.5.

Таблиця Б.5 – Значення сталих в рівнянні (11)

Режим обтікання	C	n	S_1/S_2
Коридорні пучки			
Ламінарний ($Re < 10^3$)	9,52	0,5	
Турбулентний ($Re > 2 \cdot 10^5$)	0,021	0,84	
Перехідний ($10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$)	0,27	0,63	
Шахові пучки			
Ламінарний ($Re < 10^3$)	0,6	0,5	
Турбулентний ($Re > 2 \cdot 10^5$)	0,021	0,84	
Перехідний ($10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$)	$0,035 \cdot (S_1/S_2)^{0,2}$	0,6	<2
	0,4	0,6	>2

Значення коефіцієнта ε_c :

для коридорних пучків $\varepsilon_c = (S_2/d_{zn})^{-0,15}$

для шахових пучків $\varepsilon_c = (S_1/S_2)^{1/6}$, якщо $S_1/S_2 < 2$, $\varepsilon_c = 1,12$, якщо $S_1/S_2 > 2$.

Значення поправкового коефіцієнта, що враховує кут атаки φ визначається з таблиці Б.6.

Таблиця Б.6 – Значення коефіцієнта ε_φ для пучків труб

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Поправковий коефіцієнт ε_z враховує зниження тепловіддачі в першому і другому рядах труб в порівнянні з наступними. Для $Z \geq 3$ $\varepsilon_z = 1$. Для першого ряду труб ($z=1$) $\varepsilon_{z_1} = 0,6$, для $z=2$ $\varepsilon_{z_2} = 0,7$ для шахового пучка і $\varepsilon_{z_2} = 0,9$ для коридорного пучка.

Середнє значення ε_z визначається за формулою

$$\varepsilon_z = [\varepsilon_{z_1} + \varepsilon_{z_2} + (z-2)]/z. \quad (12)$$

4.4 Поперечне обтікання оребрених пучків

$$Nu_d = C \cdot Re^n \cdot (d_3/S_p)^{-0,14} \cdot C_s \cdot C_z, \quad (13)$$

Для коридорних пучків $C = 0,105$, $n = 0,72$, а для шахових $C = 0,23$; $n = 0,65$;

h – висота ребра;

S_p – крок між ребрами.

Для шахових пучків $C_s = [(S_1 - d_3)/(S_2 - d_3)]^{0,2}$, а для коридорних пучків C_s визначаються з таблиці Б.7.

Таблиця Б.7 – Значення C_s для коридорних пучків

S_2/d_3	1,4	1,5	1,6	1,8	$2i > 2$
C_s	0,85	0,88	0,92	0,96	1

Значення C_z визначають із таблиці Б.8.

Таблиця Б.8 – Значення C_z

Для шахових пучків						
Z	1	2	4	6	8	10
C_z	0,8	0,9	0,95	0,98	0,99	1
Для коридорних пучків						
Z	1	3	2	$4i > 4$		
C_z	1,6	1,3	1,1	1		

Для оребрених пучків труб визначають приведений коефіцієнт тепловіддачі оребреної поверхні

$$\alpha_{пр} = \alpha \cdot \eta_{ор} \cdot \psi, \quad (14)$$

де $\eta_{ор} = 1 - F_p/F_{ор} (1 - E_p)$; $\psi = 1 - 0,058 mh'$;

$E_p = th(mh')/(mh')$; $m = (2\lambda/(\alpha\delta))^{0,5}$;

h' – умовна висота ребра.

4.5 Обтікання пластинчасто-ребристих поверхонь з коридорними пучками труб

$$Nu_{de} = 0,11 \cdot \sigma_p^{0,4} \cdot Re^{0,72}, \quad (15)$$

де $\sigma_p = S_1 \cdot S_p \cdot \beta \cdot \delta_p / (d_e \cdot d_s^2)$;

$\beta = F_{zn} / F_{вн}$ – коефіцієнт оребрення;

$d_e = 1,6 \cdot S_p$;

5 Теплообмін в разі кипіння

5.1 Бульбашкове кипіння у великому об'ємі

$$\alpha = b \left(\frac{\lambda^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_n} \right)^{1/3} \cdot q^{2/3}, \quad (16)$$

де b – коефіцієнт, який дорівнює $b = 0,075 \cdot (1 + 10 \cdot \rho_*^{2/3})$; $\rho_* = \rho'' / (\rho' - \rho'')$.

Для води може бути запропонована більш проста формула

$$\alpha = \frac{3,4 \cdot P_n^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot P_n} \cdot q^{2/3}, \quad (17)$$

де P_n – в барах;

q – Вт/м².

Для $Re_* = 10^5 \div 10^4$; $Pr = 0,86 \div 7,6$; $P = 4500 \div 175 \cdot 10^5$ Па

Якщо $B_n \Delta t Pr_p^{1/3} \geq 1,6$, де $B_n \Delta t Pr_p^{1/3} = \frac{(t_c - t_n) \lambda' Pr_p^{1/3}}{r \rho'' \nu'}$, то

$$Nu_* = 2,63 \cdot 10^{-3} (B_n \Delta t)^{1,86} Pr_p^{0,952},$$

де $Re_* = \frac{q l^*}{r \rho_n \nu_p}$; $Nu_* = \frac{\bar{\alpha} l^*}{\lambda_p}$; $l^* = \frac{Cp_p \rho_p \sigma T}{(r \rho_n)^2}$.

Якщо $B_n \Delta t Pr_p^{1/3} < 1,6$, то

$$Nu_* = 3,91 \cdot 10^{-3} (B_n \Delta t) Pr_p^{2/3}.$$

Якщо $Re_* \geq 0,01$, то

$$Nu_* = 0,125 Re_*^{0,63} Pr^{1/3},$$

Якщо $Re_* < 0,01$, то

$$Nu_* = 0,0625 Re_*^{0,5} Pr^{1/3}.$$

5.2 Критичне значення теплових потоків

$$q_{kp1} = 0,14 \cdot r \sqrt{\rho''} \cdot [\sigma \cdot g (\rho' - \rho'')]^{0,25}, \quad (18)$$

$$q_{kp2} \approx 0,2 q_{kp1}.$$

5.3 Теплообмін за умови плівкового кипіння у великому об'ємі та на горизонтальних трубах

$$\alpha = 0,62 \left[\frac{\lambda^{n^3} (\rho' - \rho'') \cdot g \cdot r_*}{\nu'' \cdot d \cdot (t_{cm} - t_n)} \right]^{0,25}, \quad (19)$$

де $r_* = r + 0,5C_p(t_{cm} - t_n)$.

На поверхні вертикальних труб

$$\alpha = 0,25 \left[\frac{\lambda^{n^2} \cdot C_p \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g}{\nu''} \right]^{1/3}. \quad (20)$$

5.4 В разі кипіння за умови вимушеного руху рідини в трубах
Значення безрозмірного комплексу A :

$$A = \frac{q}{r \cdot \rho'' \cdot w} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \cdot \left(\frac{r}{C_p \cdot T_n} \right)^{0,33}. \quad (21)$$

Якщо $A \leq 0,4 \cdot 10^{-5}$ коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулами конвективного теплообміну для вимушеного руху.

Якщо $A > 0,4 \cdot 10^{-5}$ значення α визначається за формулою

$$Nu_x = Nu_{бк} \cdot 6150 A^{0,7}, \quad (22)$$

де $Nu_{бк}$ – значення Nu , визначене за умови вимушеної конвекції.

5.5 Кипіння в стічних плівках рідини

5.5.1 Ламінарна течія плівки

$$Nu_* = \alpha (\nu^2/g)^{1/3} / \lambda = 0,71 (0,25 Re)^{-0,282}, \quad (23)$$

де $Re = G / (\pi \cdot d \cdot z) = 4 w_{nn} \cdot \delta_{nn} / \nu'$ для вертикальних труб;

$Re = G / (2 \cdot \ell \cdot Z)$ для горизонтальних труб;

G – масова витрата рідини;

ℓ – довжина труб;

d і z – діаметр і кількість труб.

5.5.2 Турбулентна течія плівки

$$Nu_* = 0,023 \cdot Re^{0,25} \cdot Pr^{0,5}, \quad (24)$$

$$Nu_* = 0,0286 \cdot Re^{0,23} \cdot Pr^{0,4}. \quad (25)$$

6 Теплообмін в разі конденсації пари

6.1 На вертикальних поверхнях

Визначальною температурою є температура насичення, а визначальним лінійним розміром – $\ell_* = (\nu^2/g)^{1/3}$.

Місцеве значення товщини плівки конденсату

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4\lambda_p \mu_p (t - t_c) x}{r \rho_p^2 g}}$$

Місцеве значення коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha_x = \sqrt[4]{\frac{r \rho_p^2 g \lambda_p^3}{4 \mu_p (t - t_c) x}}$$

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі за формулою Нуссельта

$$\bar{\alpha}_N = 0.943 \sqrt[4]{\frac{r \rho_p^2 g \lambda_p^3}{\mu_p (t - t_c) h}} \varepsilon_t \varepsilon_v,$$

$$\text{де } \varepsilon_t = \left[(\lambda_c / \lambda_p)^3 \mu_p / \mu_c \right]^{1/8}, \quad \varepsilon_v = Re^{0.04}$$

$$\text{або: } \bar{\alpha} = 0.94 \frac{r \mu_p}{h(t - t_c)} Z^{0.78} \varepsilon_t,$$

$$\text{де число Грिгуля: } Z = \frac{h \cdot (t - t_c) \lambda_p}{r \rho_p \nu_p} \left[\frac{g}{\nu_p^2} \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_p} \right) \right]^{1/3},$$

або для змішаного режиму течії ($Z > 2300$), якщо заданий температурний

$$\text{напір: } \bar{\alpha} = 400 \frac{r \rho_p \nu_p}{h(t - t_c)} \left[1 + 0.625 Pr_p^{0.5} \left(\frac{Z}{2300} - 1 \right) \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0.25} \right]^{4/3},$$

або якщо задана густина теплового потоку:

$$\bar{\alpha} = \left[\frac{\lambda_p^3 g}{\nu_p^2} \right]^{1/3} \frac{Re}{2300 + 41 Pr_p^{-0.5} \left(Re^{3/4} - 89 \right) \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0.25}},$$

де $Re = \bar{q}_c h / (r \cdot \mu_p)$.

Приведена довжина поверхні (число Грिгуля)

$$Z = A \cdot H (t_n - t_{cm}) = A \cdot H \cdot \Delta t, \quad (26)$$

де $A = \lambda / (\ell_s \cdot r \cdot \rho \cdot \nu)$;

H – висота поверхні.

Критерій Рейнольдса

$$Re = 4\alpha \cdot H \cdot \Delta t / (\rho \cdot r \cdot \nu) = \alpha \cdot B \cdot H \cdot \Delta t \lim_{x \rightarrow \infty}, \quad (27)$$

де $B = 4 / (\rho \cdot r \cdot \nu)$, м/Вт.

Значення комплексів A і B для водяної пари наведено в табл. Б.9.

Для ламінарного режиму течії плівки

$$Re < 1600 \text{ і } Z < 2300$$

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78}, \quad (28)$$

$$\alpha = Re / (H \cdot B \cdot \Delta t), \quad (29)$$

За умови $Z > 2300$ (змінана течія)

$$\alpha = Re' / (H \cdot B \cdot \Delta t),$$

$$\text{де } Re' = 1600 \left[1 + 0,625 Pr^{1,5} (Z / 2300 - 1) \right]^{4/3} \quad (30)$$

$$\text{або } Nu_* = \alpha \cdot \ell_* / \lambda = 400 / Z \left[1 + 0,625 \cdot Pr^{0,5} (Z / 2300 - 1) \right]^{4/3}. \quad (31)$$

Для течії, коли $Z \gg 2300$

$$Nu_* = 0,017 \cdot Re^{0,25} \cdot Pr^{0,5}. \quad (32)$$

Таблиця Б.9 – Значення комплексів A і B у формулах (26, 27)

$T_{\text{с}}$ °C	A , 1/(м·К)	$B \cdot 10^3$, м/Вт	$t_{\text{с}}$ °C	A , 1/(м·К)	$B \cdot 10^3$, м/Вт
1	2	3	4	5	6
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,54	180	150	12,90
40	11,4	2,06	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,09			

6.2 На горизонтальних поверхнях

$$Z = \pi \cdot \Delta t \cdot \ell \cdot A, \quad (33)$$

$$Re = \alpha \cdot \pi \cdot \ell \cdot \Delta t \cdot B, \quad (34)$$

$$Re = 3,25 \cdot Z^{0,75}, \quad (35)$$

$$\alpha = Re / (\pi \cdot \ell \cdot \Delta t \cdot B) \cdot \varepsilon_n, \quad (36)$$

де ε_n – поправковий коефіцієнт, який враховує кількість рядів труб у пучках і визначається із рис. Б.1;

ℓ – довжина труб.

6.2.1 Горизонтальні труби

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі за формулою Нуссельта

$$\bar{\alpha}_N = 0,728 \sqrt{\frac{r \rho_p^2 g \lambda_p^3}{\mu_p (t_n - t_c) d}} \quad (37)$$

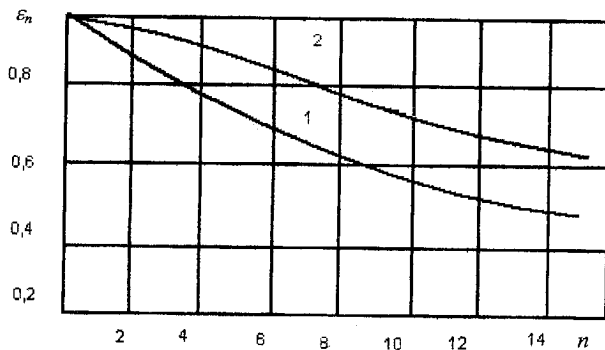


Рисунок Б.1 – Значення ϵ_n : 1- коридорний пучок; 2-шаховий

6.3 Теплообмін в стічних плівках рідини

6.3.1 На горизонтальних поверхнях

$$Nu = 4 \alpha \cdot \delta / \lambda, 0,245 \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,4}, \quad (38)$$

де $Re = 4w \cdot \delta / \nu$; $\delta = 0,91 (\Gamma \cdot \nu / \rho)^{1/3}$; $w = \Gamma / (\rho \cdot \delta)$;

$\Gamma = G / (2 \cdot \ell \cdot z)$ – питоме зрошення, $кг/(м \cdot с)$;

ℓ – довжина поверхні (труби);

z – кількість паралельно включених труб;

G – масова витрата рідини.

6.3.2 На вертикальних трубах

$$Nu = 0,67 \cdot (Ga^2 \cdot Pr^3 \cdot Re)^{1/9} \quad (Re < 2000), \quad (39)$$

$$Nu = 0,01 (Ga \cdot Pr \cdot Re)^{1/3} \quad (Re > 2000), \quad (40)$$

де $Nu = 4 \alpha d / \lambda$; $Re = 4 \Gamma / (\rho \cdot \nu)$; $\Gamma = G / (\pi \cdot d \cdot z)$ $Ga = g \cdot d^3 / \nu^2$.

6.3.3 В разі кипіння в плівках

Для ламінарної течії плівки

$$Nu = \alpha \cdot (\nu^2 / g)^{1/3} / \lambda = 0,71 (Re/4)^{-0,282}, \quad (41)$$

або $Nu_k = 0,9 \cdot (Re/4)^{-0,33}. \quad (42)$

Для турбулентної течії

$$Nu_k = 0,023 Re^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \quad (43)$$

або $Nu_k = 0,0286 \cdot Re^{0,23} \cdot Pr^{0,4}. \quad (44)$

7 Теплообмін в оребрених поверхнях

Тут: S_n – крок між пластинами;

Ψ_κ – коефіцієнт компактності;

δ_p – товщина ребра;

F_p, F_{op} – площа поверхні ребер і площа оребреної поверхні відповідно;

d_e – еквівалентний діаметр.

7.1 Критерії Нуссельта для газових теплоносіїв і поверхонь з трикутним профілем оребрення визначаються за співвідношеннями.

7.1.1 Для області $200 < Re < 1500$

$$Nu = 1,55(Re \cdot Pr \cdot d_e/l)^{1/3} \cdot \varepsilon_n, \quad (45)$$

де $\varepsilon_n = 1,44 - 0,0044 \cdot l/d_e$ ($20 < l/d_e < 100$);

$\varepsilon_n = 1$ ($l/d_e > 100$.)

7.1.2 Для області $1500 < Re < 3000$

$$Nu = C(Re/1500)^{3,32 \lg C/B}, \quad (46)$$

де $C = 17,67(Pr \cdot d_e/l) \varepsilon_n$; $B = 11,6 \cdot Pr^{0,6} \cdot \varepsilon_\tau \cdot \psi_i$;

$$\varepsilon_\tau = \frac{(\ell/de)^2 - 328(\ell/de)}{(\ell/de)^2 - 356(\ell/de) + 2000}; \quad \psi_m = (T_{cm}/T_{cp})^{-0,5} \text{ в разі нагрівання}$$

газу і $\psi_m = 1$ в разі охолодження; для $\ell/de > 70$ $\varepsilon_\tau = 1$.

Таблиця Б.10 – Геометричні характеристики пластинчастих поверхонь теплообмінну з гладкими ребрами

№	$S_n, \text{мм}$	$\Psi_\kappa, \text{м}^2/\text{м}^3$	$\delta_p, \text{мм}$	F_p/F_{op}	$d_e, \text{мм}$
Ребра трикутного профілю					
1	1	5215	0,05	0,616	0,53
2	3,26	1945	0,1	0,658	1,82
3	4,1	1715	0,1	0,717	1,94
4	6	1400	0,1	0,78	2,05
5	7	1160	0,15	0,78	2,94
6	3	3000	0,1	0,78	0,91
Ребра прямокутного профілю					
7	2	1400	0,3	0,288	1,95
8	4	1390	0,15	0,64	2,44
9	4	860	0,2	0,418	3,7
10	7,8	1100	0,3	0,769	2,94
Жалюзійні ребра					
11	3,2	1755	0,1	0,64	1,73
12	2,5	1515	0,1	0,39	2
13	7	1160	0,15	0,75	2,94
14	6,14	790	0,15	0,57	4,4

7.1.3 Для області $Re > 3000$

$$Nu = 0,0193 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \cdot \psi_m \cdot \varepsilon_r. \quad (47)$$

7.2 Для поверхонь з прямокутним профілем оребрення

7.2.1 У випадку $200 < Re < 2000$

$$Nu = 1,55(Re \cdot Pr \cdot d_e / \ell)^{1/3} \cdot \varepsilon_n \cdot \varepsilon_\phi, \quad (48)$$

де $\varepsilon_\phi = 1 + 0,03 a/v$; де a і v – розміри прямокутника.

7.2.2 Для $2000 < Re < 7000$

$$Nu = C(Re/2000)^{1,84 \lg C/B}, \quad (49)$$

де $C = 19,5 \cdot \varepsilon_n \cdot \varepsilon_\phi (Re \cdot Pr \cdot d_e / \ell)^{1/3}$;

$$B = 25,8 \cdot \varepsilon_r \cdot \psi_l \cdot Pr^{0,6}.$$

7.2.3 Для $Re > 7000$

$$Nu = 0,0215 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \cdot \psi_l \cdot \varepsilon_r. \quad (50)$$

7.3 Для поверхонь із жалозійним трикутним оребренням

$$Nu = 0,0844 \cdot Re^{0,687} \cdot Pr^{0,6}, \quad (51)$$

7.4 Для поверхні № 11 в табл. Б.11

$$Nu = 0,107 \cdot Re^{0,687} \cdot Pr^{0,6}, \quad (52)$$

Поверхні теплообміну у вигляді круглих і плоских труб із зовнішнім оребренням застосовуються, коли один теплоносіє газ, а другий – рідина. В табл. Б.11 наведені геометричні характеристики оребрених труб.

Таблиця Б.11 – Геометричні характеристики трубчастих поверхонь теплообміну із зовнішнім оребренням

№	d , мм	D , мм	d_e , мм	δ_p , мм	σ	ψ , м ² /м ³	β	F_p/F_{op}	S_1 , мм	S_2 , мм
1	9,2	23,4	4,76	0,46	0,538	459	4,52	0,9	24,8	20,3
2	10,2	-	3,64	0,33	0,534	585	5,83	0,834	10,2	22
3	-	-	4,21	0,1	0,788	735	5,16	0,813	14	20,9

8 Тепломасообмін в двокомпонентних середовищах

8.1 Теплофізичні параметри парогазової суміші

8.1.1 Коефіцієнт дифузії водяної пари в повітрі, м²/с

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} \left(\frac{98000}{P_{cm}} \right) \left(\frac{T_{cm}}{T_0} \right)^{1,81}, \quad (53)$$

де P_{cm} – тиск повітря, Па;

$$T_0 = 273K.$$

8.1.2 Коефіцієнт кінематичної в'язкості сухого повітря, $\text{м}^2/\text{с}$

$$\nu_n = (0.101t_n + 13.7) \frac{98000}{P_{cm}} \cdot 10^{-6}. \quad (54)$$

8.1.3 Коефіцієнт динамічної в'язкості вологого газу, $\text{м}^2/\text{с}$

$$\mu_{cm} = \frac{(1 - \varepsilon_2 d) \mu_n + 1.6 \varepsilon_2 d \mu_{cz}}{1 + 0.61 \varepsilon_2 d}, \quad (55)$$

де $\varepsilon_2 = P_{cz}/P_{cm}$ - об'ємна доля газів, що не конденсуються на віддаленні від поверхні;

μ_n і μ_{cz} - коефіцієнти динамічної в'язкості пари і сухого газу.

8.1.4 Густина вологого газу, $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho_{cm} = 2.17 \cdot 10^{-3} \frac{P_{cm}}{t_{cm} + 273} \cdot \frac{1 + d}{\frac{M_n}{M_{cz}} + d}, \quad (56)$$

де $d = \frac{M_n}{M_{cz}} \frac{\varphi P_n}{P_{cm} - \varphi P_n}$ - вологовміст газу, $\text{кг пари}/\text{кг с.г.}$;

M_n/M_{cz} - відношення молекулярної маси пари до молекулярної маси сухого газу, для повітря $M_n/M_{cz} = 0.622$;

$\varphi = P_n/P_{nn}$ - відносна вологість повітря.

8.1.5 Тиск насичення сухої насиченої водяної пари в залежності від температури, Па

$$P_{nn} = 133.32 \cdot 10^3 \frac{8.12t_n + 156}{t_n + 236}. \quad (57)$$

8.1.6 Густина пари в суміші в залежності від парціального тиску пари, $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho_n = \frac{P_n}{R_n T_{cm}}, \quad (58)$$

де $R_n = 462 \text{ Дж}/(\text{кгК})$ - газова стала водяної пари.

8.1.7 Об'єм вологого газу, віднесений до 1 кг сухого газу, $\text{м}^3/\text{кг с.г.}$

$$V_{cz} = \frac{T_{cm} R_{cz}}{P_{cm} - P_n}, \quad (59)$$

де R_{cz} - газова стала сухого газу. Для повітря $R_{cz} = 287 \text{ Дж}/(\text{кгК})$

8.1.8 Число Гухмана

$$Gu = (T_c - T_m)/T_c, \quad (60)$$

де T_c і T_m температура сухого і мокрого термометрів, відповідно.

8.1.9 Теплоємність вологого повітря

$$c_{pe} = c_{pcz} + c_{pn} t_{cm}, \quad (61)$$

де c_{pcz} - питома теплоємність сухого повітря ($1 \text{ кДж}/(\text{кгК})$);

$c_{pH} = 1,97 \text{ кДж}/(\text{кгК})$ - питома теплоємність водяної пари,
 t_{cm} - температура вологого повітря, $^{\circ}\text{C}$.

8.1.10 Ентальпія вологого газу, $\text{кДж}/\text{кг с.г.}$

$$I_{cm} = c_{pce} t_{cm} + (r_0 + c_{pH} t_{cm}) d_{cm} \quad (62)$$

де c_{pce} - питома теплоємність сухого повітря, $\text{кДж}/(\text{кгК})$;

$r_0 = 2500 \text{ кДж}/\text{кг}$ - теплота пароутворення для водяної пари для 0°C .

8.2 Конденсація пари з парогазової суміші

8.2.1 Показник якості передачі повної теплоти

$$E_m = 1,685 - 0,439 Re^* + 0,036 Bw - 0,072 Ku_m - 0,033 L, \quad (63)$$

$$\text{де } E_m = 1 - E_{km} = 1 - \frac{t'_g - t''_g}{t'_m - t'_g};$$

t'_g, t''_g - температура води на вході і виході насадки;

t'_m, t''_m - температура мокрого термометра і температура насиченої парогазової суміші на вході і на виході насадки, відповідно;

$Re^* = Re/Re_{zp}$ - відносне значення числа Рейнольдса для парогазової суміші;

$Re = \bar{w} d_e / \bar{\nu}$ - число Рейнольдса парогазової суміші в насадці;

$$Re_{zp} = -14424 + 412,15 \alpha;$$

$d_e = 2\delta$ - еквівалентний діаметр каналу;

δ - відстань між гофрованими поверхнями;

α - кут гофрування (слід взяти $\alpha = 130^{\circ}$);

$Bw = G_g c_{pg} / (\bar{G}_g \bar{c}_{pg})$ - відношення витратних теплоємностей води і парогазової суміші;

G_g - масова витрата води;

$\bar{G}_g = G_{c2} (1 + \bar{d}_m)$ - середня масова витрата парогазової суміші;

$\bar{d}_m = (d'_m + d''_m) / 2$ - середній вологовміст парогазової суміші в насадці;

\bar{c}_{pg} - середня питома теплоємність парогазової суміші;

$$Ku_m = \frac{(d'_m - d''_m) r_0}{\bar{c}_{pg} (t'_m - t'_g)} - \text{коефіцієнт випаровування};$$

L - кількість ступенів насадки.

8.2.2 Аеродинамічний опір насадки потоку газу

$$Eu = 1,357 (Re^*)^{0,7} Bw^{-0,078} (Ku_m)^{0,13} L^{1,027}, \quad (64)$$

де $Eu = \Delta P / (\bar{\rho} w^2)$ - критерій Ейлера для парогазової суміші;

ΔP - аеродинамічний опір насадки, Pa .

8.2.3 Середній коефіцієнт масовіддачі при обтіканні окремих труб і пучків труб, β , м/с при $Re=350+4800$ (течія пароповітряної суміші зверху). Визначальний розмір - діаметр труб.

$$Nu_D = c Re^{0.5} \varepsilon_{\varepsilon_0}^{-0.6} \pi_D^{-1/3}, \quad (67)$$

де $c=0.47$ для окремої труби;

$c=0.53$ - для першого ряду труб;

$c=0.82$ - для третього і подальшого рядів;

$$\pi_D = (P_{no} - P_{n.pov}) / P_{cm}$$

8.3 Випаровування рідини в парогазову суміш

8.3.1 Середній коефіцієнт масовіддачі при обтіканні плоскої водної поверхні, β , м/с при $Re \leq 10^5$. Визначальний розмір - довжина поверхні в напрямі руху повітря.

$$Nu_D = 0.66 Re^{0.5} Pr_D^{0.33}. \quad (69)$$

8.3.2 Середній коефіцієнт масовіддачі при сушінні матеріалів, β , м/с. Визначальний розмір - довжина поверхні вздовж руху повітря.

$$Nu_D = C Re^n Pr_D^{0.33} Gu^{0.135}, \quad (70)$$

Таблиця Б.12 - Значення C і n в формулі (70)

Re	1-200	200-6000	6000-70000
C	0.9	0.87	0.35
n	0.5	0.54	0.65

9 Теплообмін випромінюванням

9.1 Визначення кутових коефіцієнтів

9.1.1 Два паралельних диски з центрами на загальній нормалі і однаковими діаметрами d , за відстані між дисками h

$$\varphi_{1,2} = \varphi_{2,1} = \left[\frac{h}{d} - \sqrt{1 + \left(\frac{h}{d}\right)^2} \right]^2, \quad (71)$$

9.1.2 Два паралельних диски з центрами на загальній нормалі, $d_1 < d_2$

$$\varphi_{1,2} = \frac{1}{d_1^2} \left\{ \sqrt{[0.5(d_1 + d_2)]^2 + h^2} - \sqrt{[0.5(d_1 - d_2)]^2 + h^2} \right\}^2, \quad (72)$$

$$\varphi_{2,1} = \varphi_{1,2} F_1 / F_2 = \varphi_{1,2} (d_1 / d_2).$$

9.1.3 Дві паралельні пластини однакового розміру завширшки a

$$\varphi_{1,2} = \varphi_{2,1} = \sqrt{1 + \left(\frac{h}{a}\right)^2} - \frac{h}{a}. \quad (73)$$

9.1.4 Теплообмін між стінкою і розташованим на ній рядом труб із зовнішнім діаметром d і кроком s

$$\varphi_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{s}\right)^2} + \frac{d}{s} \operatorname{arctg} \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1}, \quad (74)$$

$\varphi_{2,1} \pi d = \varphi_{1,2} s$ - умова взаємності кутових коефіцієнтів випромінювання на одиницю довжини труби.

9.2 Приведені коефіцієнти теплового випромінювання

9.2.1 Два тіла, що довільно розташовані у просторі (загальний випадок)

$$\varepsilon_{np} = \left[\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \varphi_{1,2} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \varphi_{2,1} + 1 \right]^{-1}. \quad (75)$$

9.2.2 Два тіла з паралельними поверхнями великих розмірів

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \quad (76)$$

9.2.3 Тіло з площею поверхні F_1 знаходиться всередині іншого тіла з площею поверхні F_2 . Кутові коефіцієнти $\varphi_{1,2} = 1$, $\varphi_{2,1} < 1$.

$$\varepsilon_{np} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (77)$$

Для $F_2 \gg F_1$ маємо $F_1/F_2 \rightarrow 0$, тоді $\varepsilon_{np} = \varepsilon_1$.

9.2.4 При наявності n плоских екранів, розташованих між двох тіл з паралельними поверхнями великих розмірів

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{ei}} - (n+1)}, \quad (78)$$

де ε_{ei} - коефіцієнт теплового випромінювання i -го екрана.

9.2.5 При наявності n циліндричних екранів, розташованих між тілом і зовнішньою оболонкою

$$\varepsilon_{np} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \frac{F_1}{F_2} + \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{ei}} \left(\frac{2}{\varepsilon_{ei}} - 1 \right) \right]^{-1}, \quad (79)$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_{ei}$ - коефіцієнти теплового випромінювання відповідно тіла, зовнішньої оболонки і i -го екрана;

F_1, F_2, F_{ei} - площі поверхонь відповідно тіла, зовнішньої оболонки і i -го екрана.

10 Гідрравлічний опір елементів теплообмінного апарата

10.1 Гідрравлічний опір пучків труб при поперечному обтіканні

Для $6 \cdot 10^3 < Re < 6 \cdot 10^4$, для $\frac{1-d/s_2'}{s_1/d-1} = 0.25 \div 2.5$ для шахових пучків

та $\frac{s_2/d-0.8}{s_1/d-1} = 0.2 \div 6.5$ для коридорних.

10.1.1 Шахові пучки для $\frac{1-d/s_2'}{s_1/d-1} \leq 0.53$

$$Eu = 1.4(z+1)Re^{-0.25}. \quad (80)$$

10.1.2 Те ж для $\frac{1-d/s_2'}{s_1/d-1} > 0.53$

$$Eu = 1.93(z+1) \sqrt{\frac{1-d/s_2'}{s_1/d-1}} Re^{0.25}. \quad (81)$$

10.1.3 Коридорні пучки для $\frac{s_2/d-0.8}{s_1/d-1} \leq 1$

$$Eu = 0.265 \left(\frac{s_2/d-0.8}{s_1/d-1} \right)^{2.5} z Re^m. \quad (82)$$

10.1.4 Те ж для $\frac{s_2/d-0.8}{s_1/d-1} > 1$

$$Eu = 0.265 \left(\frac{s_2/d-0.8}{s_1/d-1} \right)^2 z Re^m. \quad (83)$$

10.1.5 Показник степеня m в формулах 10.1.3 та 10.1.4 може бути розрахований таким чином:

для $s_2/d \geq 1.24$

$$m = 0.88 \left(\frac{s_1/d-1}{s_2/d-1} - 0.1 \right)^{0.138} - 1, \quad (84)$$

для $s_2/d < 1.24$

$$m = 0.88 \left(\frac{s_2/d}{1.24} \right)^{0.7} \left(\frac{s_1/d-1}{s_2/d-1} - 0.1 \right)^{0.138} - 1. \quad (85)$$

10.2 Коефіцієнт опору тертя (коефіцієнт Дарсі)

10.2.1 Для ламінарної течії $\xi=64/Re$. (86)

10.2.2 Для турбулентної течії в зоні гідравлічно гладких труб

$$\xi=0.3164/Re^{1/4} \quad (87)$$

або для будь-якої зони турбулентної течії в трубах

$$\xi = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25} \quad (88)$$

ДОДАТОК В

Фізичні властивості металів і сплавів

Таблиця В.1 – Теплопровідність твердих матеріалів

<i>Матеріал</i>	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
Алюміній	204
Азбест	0,116
Азбозурит	0,213
Азбослюда	0,208
Бетон	1,28
Бронза	64
Вата мінеральна	0,052
Вермикуліт	0,328
Вермикулітові плити	0,186
Вініпласт	0,165
Діатоміт молотий	0,314
Цегла:	
діатомітові	0,25
динасова	0,35
червона	0,76
силікатна	0,82
шамотна	1,14
Латунь	93
Лід	2,23
Масляний пар забруднень	0,15
Мідь	384
Накип	1,75
Новоазбозурит	0,175
Ньювель	0,11
Пінопласт	0,05
Піношамот	0,29
Поліетилен	0,29
Пористі відкладення, просякнуті нафтопродуктами	0,1
Пробкові плити	0,047
Гума	0,16
Іржа	1,15
Сажа	0,09
Сніг ущільнений	0,46
Совеліт	0,09
Сосна впоперек волокон	0,151
Сталь вуглецева	45
Сталь нержавіюча	18
Скловата	0,047
Скло звичайне	0,745
Титан	15
Чавун	90
Шлаковата	0,16
Фарфор	1,04

Таблиця В.2 – Ступінь чорноти деяких матеріалів

<i>Матеріал</i>	<i>t, °C</i>	<i>ε</i>
Алюміній :		
полірований	50 – 500	0,04 – 0,06
технічний	90	0,09
шорсткий	50	0,055
окислений	200 – 500	0,11 – 0,19
Бронза	50	0,1
Вольфрам	250 – 2500	0,053 – 0,31
Вольфрамова нитка	3000	0,39
Залізо :		
необроблене	700 – 1000	0,52 – 0,56
поліроване	400 – 1000	0,145 – 0,378
іржаве	40	0,61
Жерсть стара	20 – 50	0,28
Латунь:		
полірована	250 – 500	0,028 – 0,032
прокатна	50	0,06
окислена	200 – 600	0,51 – 0,69
Мідь:		
полірована	50 – 100	0,02
окислена	200 – 600	0,55 – 0,57
Ніхром	200 – 400	0,92 – 0,96
Сталь:		
прокат листовий	500 – 1000	0,52 – 0,61
окислена	200 – 600	0,79
дуже окислена	50 – 500	0,98
Чавун :		
полірований	200	0,21
окислений	200 – 600	0,64 – 0,78
дуже окислений	50 – 250	0,95
Азбест	20 – 30	0,96
Цегла:		
червона	50	0,93
вогнетривка	1000	0,8 – 0,9
шамотна	1000	0,75
Сажа	50	0,93
Скло	400	0,84
Штукатурка	10 – 90	0,91
Тиньк	40 – 260	0,92
Сніг	0	0,96

ДОДАТОК Г

Значення показникових і гіперболічних функцій

x	e^x	e^{-x}	$sh x$	$ch x$	$th x$	x	e^x	e^{-x}	$sh x$	$ch x$	$th x$
0.0	1.00	1.00	0.000	1.000	0.000	1.6	4.95	0.20	2.375	2.577	0.922
0.1	1.11	0.90	0.100	1.005	0.100	1.7	4.55	0.18	2.646	2.828	0.935
0.2	1.22	0.82	0.201	1.020	0.197	1.8	6.05	0.17	2.942	3.108	0.947
0.3	1.34	0.74	0.305	1.045	0.291	1.9	6.63	0.15	3.268	3.418	0.956
0.4	1.49	0.67	0.411	1.081	0.38	2.0	7.39	0.14	3.627	3.762	0.964
0.5	1.64	0.61	0.521	1.128	0.462	2.1	8.12	0.12	4.022	4.144	0.971
0.6	1.82	0.55	0.637	1.186	0.537	2.2	9.03	0.11	4.457	4.568	0.976
0.7	2.0	0.50	0.759	1.255	0.604	2.3	9.98	0.10	4.937	5.037	0.980
0.8	2.22	0.45	0.888	1.337	0.564	2.4	11.0	0.091	5.466	5.557	0.984
0.9	2.46	0.41	1.027	1.433	0.716	2.5	12.3	0.083	6.650	6.132	0.987
1.0	2.72	0.37	1.175	1.543	0.762	2.6	13.5	0.074	6.695	6.769	0.989
1.1	3.00	0.33	1.336	1.668	0.801	2.7	14.8	0.067	7.406	7.474	0.991
1.2	3.32	0.30	1.510	1.811	0.834	2.8	16.4	0.061	8.192	8.253	0.993
1.3	3.70	0.27	1.898	1.971	0.862	2.9	18.2	0.055	9.060	9.115	0.994
1.4	4.06	0.25	1.904	2.151	0.885	3.0	20.1	0.05	10.018	10.068	0.995
1.5	4.50	0.22	2.129	2.352	0.905						

ДОДАТОК Д

Термофізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$C_p, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\alpha \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{ 1/К}$	$\sigma \cdot 10^4, \text{ кГ/м}$	Pr
0	1,01	999,9	4,212	0,551	1,31	1787,8	1,789	-0,63	77,1	13,67
10	1,01	999,7	4,191	0,574	1,37	1305,3	1,306	+0,7	75,6	9,52
20	1,01	998,2	4,183	0,599	1,43	1004,2	1,0006	1,82	74,1	7,02
40	1,01	992,2	4,174	0,634	1,53	653,2	0,659	3,87	71,0	4,31
60	1,01	983,2	4,178	0,659	1,60	468,8	0,478	5,11	67,5	2,98
80	1,01	971,8	4,195	0,674	1,66	355,0	0,365	6,32	63,8	2,21
100	1,01	958,4	4,220	0,683	1,69	383,4	0,295	7,52	60,0	1,75
120	1,99	943,1	4,25	0,686	1,71	237,3	0,252	8,64	55,9	1,47
140	3,62	926,1	4,287	0,685	1,72	201,0	0,217	9,72	51,7	1,26
160	6,18	907,4	4,346	0,683	1,73	173,6	0,191	10,7	47,5	1,10
180	10,03	886,9	4,417	0,674	1,72	153,0	0,173	11,9	43,1	1,00
200	15,55	863,0	4,505	0,663	1,70	136,3	0,158	13,3	38,4	0,93
220	23,20	840,3	4,614	0,646	1,66	124,6	0,148	14,8	33,8	0,89
240	33,48	813,6	4,756	0,628	1,62	114,7	0,141	16,8	29,1	0,87
260	46,59	784,0	4,949	0,605	1,56	105,9	0,135	19,7	24,2	0,87
280	64,20	750,7	5,229	0,574	1,46	98,1	0,131	23,7	19,5	0,90
300	85,92	712,5	5,736	0,540	1,32	91,2	0,128	29,2	14,7	0,97
320	112,90	667,1	6,573	0,506	1,15	85,3	0,128	38,2	10,0	1,11
340	146,08	610,1	8,164	0,457	0,92	77,5	0,127	53,4	5,78	1,39
360	186,81	528,0	13,98	0,396	0,54	66,7	0,126	109,0	2,06	2,35
370	210,54	450,5	40,42	0,337	0,18	56,9	0,126	264,0	0,48	6,79

ДОДАТОК Е

Теплофізичні властивості водяної пари на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$\rho'', \text{кг/м}^3$	$i'', \text{кДж/кг}$	$r, \text{кДж/кг}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda \cdot 10^3, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	10,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,1

ДОДАТОК Ж

Параметри сухої насиченої пари і води за тиском

P , МПа	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ'' , кг/м ³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	S' , кДж/(кг К)	S'' , кДж/(кг К)
0,0010	6,920	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,875
0,0015	13,038	0,0010007	87,90	0,01138	54,75	2525	2470	0,1958	8,827
0,0020	17,514	0,0010014	66,47	0,01493	73,52	2533	2459	0,2609	8,722
0,0025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451	0,3124	8,642
0,0030	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,4	2545	2444	0,3546	8,576
0,0035	26,692	0,0010035	39,48	0,02533	11,86	2550	2438	0,3908	8,521
0,0040	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,0050	32,88	0,0010053	28,19	0,03541	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,0060	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,0070	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409	0,5591	8,274
0,0080	41,54	0,0010085	18,10	0,05525	173,9	2576	2402	0,5927	8,227
0,0090	43,79	0,0010094	16,20	0,06172	183,3	2580	2397	0,6225	8,186
0,010	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,012	49,45	0,0010119	12,35	0,08097	207,0	2591	2384	0,6966	8,085
0,014	52,58	0,0010133	10,69	0,09354	220,1	2596	2376	0,7368	8,031
0,016	55,34	0,0010147	9,429	0,1060	231,7	2601	2369	0,7722	7,984
0,018	57,82	0,0010159	8,444	0,1185	241,9	2605	2363	0,8038	7,944
0,020	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,025	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,030	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,040	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2634	2318	1,0261	7,670
0,050	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2304	1,0910	7,593
0,060	85,95	0,0010330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,070	89,97	0,0010359	2,364	0,4230	376,8	2660	2283	1,1918	7,479
0,080	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
0,090	96,72	0,0010409	1,869	0,5350	405,3	2670	2265	1,2696	7,394
0,10	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
0,12	104,81	0,0010472	1,429	0,6999	439,4	2683	2244	1,3606	7,298
0,14	109,33	0,0010510	1,236	0,8088	458,5	2690	2232	1,4109	7,246

Продовження додатка Ж

P , МПа	t , °С	ν' , м ² /кг	ν'' , м ² /кг	ρ' , кг/м ³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	S' , кДж/(кг·К)	S'' , кДж/(кг·К)
0,16	113,32	0,0010543	1,091	0,9164	475,4	2696	2221	1,4550	7,202
0,18	116,94	0,0010575	0,9773	1,023	490,7	2702	2211	1,4943	7,163
0,20	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,124
0,22	123,27	0,0010633	0,8098	1,235	517,8	2711	2193	1,5630	7,096
0,24	126,09	0,0010659	0,7465	1,340	529,8	2715	2185	1,5929	7,067
0,26	128,73	0,0010685	0,6925	1,444	540,9	2719	2178	1,621	7,040
0,28	131,20	0,0010709	0,6461	1,548	551,4	2722	2171	1,647	7,015
0,30	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
0,35	138,88	0,0010736	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	9,941
0,40	143,62	0,0010786	0,5241	2,288	584,5	2732	2148	1,728	6,897
0,45	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121	1,821	6,857
0,50	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
0,60	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2186	1,931	6,761
0,70	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
0,80	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
0,90	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
1,0	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587
1,1	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000	2,179	6,554
1,2	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
1,3	191,06	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973	2,251	6,495
1,4	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
1,5	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947	2,314	6,445
1,6	201,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,442
1,7	204,30	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923	2,371	6,400
1,8	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
1,9	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901	2,422	6,359
2,0	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
2,2	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870	2,492	6,305
2,4	221,77	0,0011932	0,08324	12,01	951,8	2802	1850	2,534	6,272
2,6	226,03	0,0012012	0,07688	13,01	971,7	2803	1831	2,573	6,242

Продовження додатка Ж

$P, \text{МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu', \text{м}^3/\text{кг}$	$\nu'', \text{м}^3/\text{кг}$	$\rho'', \text{кг}/\text{м}^3$	$h', \text{кДж}/\text{кг}$	$h'', \text{кДж}/\text{кг}$	$r, \text{кДж}/\text{кг}$	$S', \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	$S'', \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$
2,8	230,04	0,0012088	0,07141	14,00	990,4	2803	1813	2,611	6,213
3,0	233,83	0,0012163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
3,5	242,54	0,0012345	0,05704	17,53	1049,8	2803	1753	2,725	6,125
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
4,5	257,41	0,0012690	0,04404	22,71	1122,1	2798	1676	2,862	6,020
5,0	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
5,5	269,94	0,0013021	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6	2,976	5,930
6,0	274,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
6,5	280,83	0,0013347	0,02937	33,64	1241,3	2779	1537,5	3,076	5,851
7,0	285,80	0,0013510	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
7,5	290,50	0,0013673	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8	3,166	5,779
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
8,5	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8	3,248	5,711
9,0	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
9,5	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4	3,324	5,646
10	310,96	0,0014512	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
11	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
12	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
13	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,5	2662	1130,8	3,561	5,432
14	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1056,9	3,623	5,372
15	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1	3,684	5,310
16	347,32	0,001710	0,009318	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
18	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
20	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583	4,015	4,928
22	373,70	0,00273	0,00367	272,5	2016	2198	182	4,303	4,591

ДОДАТОК И

Термо-е.р.с. стандартизованих термопар

t, °C	Термо – е.р.с. , мВ								
	МКН (Т)	ЖКН (J)	ХК (E)	ХА (K)	ВР 5/20 (C)	ВР 10/ 20	ПР 10/0 (S)	ПР 13/0 (R)	ПР 30/6 (B)
100	4,28	5,27	6,898	4,095	1,33	1,00	0,645	0,647	0,033
200	9,28	10,77	14,57	8,137	2,87	2,10	1,440	1,468	0,178
300	14,86	16,32	22,88	12,207	4,52	3,20	2,323	2,400	0,431
400	20,87	21,84	31,48	16,395	6,21	4,30	3,260	3,407	0,786
500		27,39	40,27	20,640	7,91	5,40	4,234	4,471	0,241
600		33,09	49,09	24,902	9,6	6,50	5,237	5,582	1,791
700		39,13	57,82	29,128	11,27	7,60	6,274	6,741	2,430
800		45,50	66,42	33,277	12,93	8,65	7,345	7,949	3,154
900		51,87		37,325	14,56	9,70	8,448	9,203	3,957
1000		57,94		41,269	16,14	10,70	9,585	10,503	4,833
1100		63,78		45,108	17,67	11,70	10,754	11,846	5,777
1200		69,54		48,828	19,15	12,65	11,947	13,224	6,783
1300				52,398	20,58	13,60	13,155	14,624	7,845
1400					21,96	14,50	14,368	16,035	8,952
1500					23,30	15,35	15,576	17,445	10,094
1600					24,59	16,15	16,771	18,842	11,257
1700					25,82	16,90	17,942	20,215	12,426
1800					27,0	17,60			13,585
2000					29,18	18,90			
2200					31,14	20,15			
2400					32,86	21,30			
2500					33,64	21,85			

Температура холодних спаїв для 0°C

ДОДАТОК К

Термодинамічні властивості вологого повітря
($P = 100 \text{ кПа} = 750 \text{ мм. рт.ст.}$)

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$P_{\text{в}}, \text{ Па}$	$d'', \text{ г/кг}$	$c_p, \text{ }^\circ\text{C}$ кДж/кг(кК)	$c_p,$ кДж/кг(кК)	$i_0,$ кДж/кг	$i''_{\text{в}},$ кДж/кг	$i',$ кДж/кг	$\rho_0,$ кг/м ³
-30	37,330	0,2323	1,006	1,0064	-30,18	0,5680	-29,61	1,434
-29	41,463	0,2580	1,006	1,0065	-29,17	0,6313	-28,54	1,428
-28	45,996	0,2862	1,006	1,0065	-28,17	0,7008	-27,47	1,422
-27	51,062	0,3178	1,006	1,0066	-27,16	0,7788	-26,38	1,416
-26	56,395	0,3510	1,006	1,0067	-26,16	0,8608	-25,30	1,411
-25	62,795	0,3908	1,006	1,0067	-25,15	0,9591	-24,19	1,405
-24	69,461	0,4324	1,006	1,0068	-24,14	1,062	-23,08	1,399
-23	76,794	0,4780	1,006	1,0069	-23,14	1,175	-21,96	1,394
-22	84,793	0,5279	1,006	1,0069	-22,13	1,298	-20,83	1,388
-21	93,459	0,5818	1,006	1,0071	-21,13	1,432	-19,69	1,383
-20	102,925	0,6408	1,006	1,0072	-20,12	1,579	-18,54	1,377
-19	113,324	0,7057	1,006	1,0073	-19,11	1,740	-17,37	1,372
-18	124,656	0,7763	1,006	1,0075	-18,11	1,915	-16,19	1,366
-17	136,922	0,8528	1,006	1,0076	-17,10	2,106	-15,00	1,361
-16	150,387	0,9368	1,006	1,0078	-16,10	2,315	-13,78	1,356
-15	165,053	1,028	1,006	1,0079	-15,09	2,542	-12,55	1,351
-14	180,918	1,127	1,006	1,0081	-14,08	2,789	-11,30	1,345
-13	198,117	1,235	1,006	1,0083	-13,08	3,059	-10,02	1,340
-12	216,915	1,352	1,006	1,0085	-12,07	3,351	-8,72	1,335
-11	237,313	1,480	1,006	1,0088	-11,07	3,671	-7,40	1,330
-10	259,445	1,618	1,006	1,0090	-10,06	4,016	-6,04	1,325
-9	283,309	1,767	1,006	1,0093	-9,05	4,390	-4,66	1,320
-8	309,440	1,931	1,006	1,0096	-8,05	4,800	-3,25	1,315
-7	337,571	2,107	1,006	1,0099	-7,04	5,242	-1,80	1,310
-6	368,102	2,298	1,006	1,0103	-6,04	5,722	-0,31	1,305
-5	401,033	2,504	1,006	1,0107	-5,03	6,239	1,21	1,300
-4	436,763	2,729	1,006	1,0111	-4,02	6,805	2,78	1,295
-3	475,426	2,971	1,006	1,0116	-3,02	7,414	4,40	1,290
-2	517,156	3,233	1,006	1,0120	-2,01	8,074	6,06	1,286
-1	562,086	3,516	1,006	1,0126	-1,01	8,787	7,78	1,281
0	610,8	3,823	1,006	1,0131	0	9,561	9,56	1,276
1	656,6	4,111	1,006	1,0127	1,01	10,289	11,30	1,272
2	705,4	4,419	1,006	1,0143	2,01	11,068	13,08	1,267
3	757,5	4,748	1,006	1,0149	3,02	11,901	14,92	1,262
4	812,9	5,098	1,006	1,0155	4,02	12,788	16,81	1,258
5	871,8	5,470	1,006	1,0162	5,03	13,732	18,76	1,253
6	934,6	5,868	1,006	1,0170	6,04	14,742	20,78	1,249
7	1001,2	6,290	1,006	1,0178	7,04	15,814	22,86	1,244
8	1072,1	6,741	1,006	1,0186	8,05	16,960	25,01	1,240
9	1147,3	7,219	1,006	1,0195	9,05	18,176	27,23	1,236
10	1227,1	7,727	1,006	1,0205	10,06	19,470	29,53	1,231

Продовження додатка К

$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{ль Па}}$	$d'', \text{г/кг}$	$c_{p, c'}$ кДж/(кг К)	$c_{p, c}$ кДж/(кг К)	$i_c, \text{кДж/кг}$	$i''_{\text{ль}}, \text{кДж/кг}$	$i', \text{кДж/кг}$	$\rho_0, \text{кг/м}^3$
11	1311,8	8,268	1,006	1,0215	11,07	20,848	31,93	1,227
12	1401,5	8,841	1,006	1,0225	12,07	22,310	34,38	1,223
13	1496,7	9,451	1,006	1,0237	13,08	23,867	36,95	1,218
14	1597,4	10,097	1,006	1,0249	14,08	25,517	39,60	1,214
15	1704,1	10,783	1,006	1,0268	15,09	27,271	42,36	1,210
16	1817,0	11,511	1,006	1,0275	16,10	29,133	45,23	1,206
17	1936,4	12,282	1,006	1,0290	17,10	31,108	48,21	1,201
18	2062,6	13,100	1,006	1,0305	18,11	33,204	51,31	1,197
19	2196,0	13,966	1,006	1,0322	19,11	35,425	54,54	1,193
20	2336,8	14,883	1,006	1,0339	20,12	37,779	57,90	1,189
21	2485,5	15,854	1,006	1,0357	21,13	40,273	61,40	1,185
22	2642,4	16,882	1,0061	1,0379	22,13	42,916	65,05	1,181
23	2807,9	17,970	1,0061	1,0398	23,14	45,716	68,86	1,177
24	2982,4	19,121	1,0061	1,0416	24,15	48,680	72,83	1,173
25	3166,3	20,338	1,0061	1,0435	25,15	51,816	76,97	1,169
26	3360,0	21,626	1,0061	1,0472	26,16	55,138	81,30	1,165
27	3563,9	22,987	1,0061	1,0491	27,16	58,651	85,82	1,161
28	3778,5	24,425	1,0061	1,0510	28,17	62,366	90,54	1,158
29	4004,3	25,946	1,0062	1,0548	29,18	66,298	95,48	1,154
30	4241,7	27,552	1,0062	1,0586	30,19	70,453	100,64	1,150
31	4491,3	29,250	1,0062	1,0604	31,19	74,850	106,04	1,146
32	4753,6	31,043	1,0062	1,0642	32,20	79,496	111,69	1,142
33	5029,0	32,937	1,0063	1,0680	33,21	84,408	117,61	1,139
34	5318,2	34,927	1,0063	1,0718	34,21	89,599	123,81	1,135
35	5621,7	37,050	1,0063	1,0755	35,22	95,087	130,31	1,131
36	5940,1	39,281	1,0063	1,0792	36,23	100,886	137,11	1,128
37	6274,0	41,637	1,0064	1,0849	37,24	107,015	144,25	1,124
38	6624,0	44,124	1,0064	1,0883	38,24	113,49	151,73	1,120
39	6990,7	46,750	1,0064	1,0937	39,25	120,33	159,58	1,117

ДОДАТОК Л

Теплофізичні властивості димових газів

($B=760$ мм рт.ст. $\approx 0,01 \cdot 10^5$ Па; $\bar{p}(CO_2)=0,13$; $\bar{p}(H_2O)=0,11$; $\bar{p}(N_2)=0,76$)

$t, ^\circ C$	ρ кг/м ³	c_p кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6$ Па·с	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,310	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

ДОДАТОК М

Теплофізичні властивості деяких матеріалів

Матеріал	$T, ^\circ C$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{Вт/м К}$	$\alpha, \text{м}^2/\text{с}$	$c_p,$ кДж/(кг·К)
Мідь	0-20	8800	384	114,5	0,381
Латунь	0-20	8500	109	83,4	0,392
Алюміній	0-20	2670	204	91,3	0,92
Сталь	0-20	7900	45,4	12,5	0,462
Азбест листовий	50	770	0,116	0,2	0,82
Азбест волокно	50	470	0,11	0,29	0,82
Пісок	50	1500	0,326	2,73	0,8
Слюда	0-20	290	0,58	2,28	0,88

ДОДАТОК Н

Теплофізичні властивості деяких мастильних матеріалів.

Таблиця Н.1 - Теплофізичні властивості трансформаторного масла

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с	$\alpha \cdot 10^8$ м ² /с	$\beta \cdot 10^4$ 1/К	Pr
10	886,4	1,62	0,111	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,11	22,5	7,55	6,9	298
30	874,2	1,729	0,1092	14,7	7,27	6,95	202
40	868,2	1,787	0,1089	10,3	7,027	7	146
50	862,1	1,846	0,108	7,58	6,8	7,05	111
60	856	1,905	0,107	5,78	6,58	7,1	87,8
70	850	1,963	0,106	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	6,16	7,2	59,3
90	837,8	2,095	0,1046	3,03	6,0	7,25	50,5
100	831,8	2,14	0,1038	2,56	5,83	7,3	43,9
110	825,7	2,2	0,103	2,2	5,66	7,35	38,8
120	819	2,25	0,1022	1,92	5,33	7,4	34,9

Таблиця Н.2 – Теплофізичні властивості масла МС-20

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^4$ Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с	$\alpha \cdot 10^8$ м ² /с	$\beta \cdot 10^4$ 1/К	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	9,94	8,56	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	9,58	8,64	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	9,28	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,97	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,69	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1320
70	846,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591
90	848,0	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

Навчальне видання

Співак Олександр Юрійович
Чепурний Марко Миколайович

ТЕПЛОМАСООБМІН

Лабораторний практикум

Редактор Т. Старічек

Оригінал-макет підготовлено О. Співаком

Підписано до друку 24.06.2010 р.
Формат 29,7x42¹/₄. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 71
Наклад 100 прим. Зам. № 2010-117

Вінницький національний технічний університет,
науково-методичний відділ ВНТУ,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к.114.
Тел (0432) 59-85-32.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к.114.
Тел (0432) 59-85-32.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009р.