

УДК 536.24:631.371

С. Й. Ткаченко, д. т. н., проф.; Н. В. Резидент

НОВІ АСПЕКТИ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ ПОДІБНОСТІ В ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ РОЗРАХУНКАХ СИСТЕМ БІОКОНВЕРСІЇ

Запропонована доступна експериментально-розрахункова методика визначення коефіцієнтів тепловіддачі від твердої стінки до складних нестабільних в часі органічних сумішей в умовах природної і вимушеної конвекції при різному геометричному виконанні поверхні теплообміну.

Ключові слова: біоконверсія, теплообмін в органічних сумішах, вимушена конвекція, вільна конвекція, режими теплообміну, критеріальні рівняння.

1. Постановка задачі

Підсистеми термостабілізації систем біоконверсії характеризуються невизначеністю вхідних умов, що пов'язані з різноманітністю робочих середовищ, зміною їх теплофізичних властивостей за часом і впливом великої кількості чинників, які не завжди можна врахувати. Робочими середовищами переважно є трифазні колоїдно-дисперсні системи. Їх складові частини – це тверда та рідка фази, а також газ, який утворюється в результаті біохімічних процесів, що протікають в робочих середовищах під час зберігання [1]. Внаслідок цього теплофізичні властивості субстратів змінюються в залежності від умов і часу зберігання перед завантаженням у біогазову установку (БГУ). Невизначеність вхідних умов потребує розробки оригінальних методик розрахунку й специфічних методів замикання математичних моделей для процесів термостабілізації в обладнанні біогазової установки.

Запропонована нами в [2, 3] доступна експериментально-розрахункова методика (ЕРМ) визначення коефіцієнтів тепловіддачі від твердої стінки до складних нестабільних у часі органічних сумішей в умовах природної і вимушеної конвекції при різному геометричному виконанні поверхні теплообміну. Ця стаття є продовженням робіт [2, 3] і ставить за мету подальше удосконалення ЕРМ, яке передбачає більш глибоке теоретичне і експериментальне обґрунтування методу, спрощення експериментальної частини й методики обробки результатів, підвищення надійності та уточнення області застосування ЕРМ.

З метою оцінки режимів теплообміну, що реалізуються або можуть реалізуватися в теплообмінних пристроях БГУ, і для умов, в яких потрібно проаналізувати можливості застосування ЕРМ, проведена оцінка й визначені межі області параметрів субстратів, що застосовуються в БГУ: послід курей, субстрат свиней, великої рогатої худоби (ВРХ), їх суміші, суміші рослинного походження при температурі $t_c = 15...55^\circ\text{C}$ і з масовою концентрацією сухих речовин $b = 4...14\%$. Цьому класу сумішей відповідає такий діапазон зміни теплофізичних параметрів: густина $\rho = 910...1035\text{кг/м}^3$; динамічна в'язкість $\mu = 0,029...2,4\text{Па}\cdot\text{с}$; коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,46...0,6\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; теплоємність $C_p = 3860...4090\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Джерела теплофізичних властивостей (ТФВ) сумішей рослинного походження, сумішей субстратів різної природи нам невідомі. Підібрані модельні рідини, ТФВ яких можна використовувати для замикання математичних моделей в рамках алгоритмів ЕРМ, – цукровий розчин, мелясна барда, соапсток, послід курей, субстрат ВРХ. Діапазон зміни ТФВ цього класу рідин такий: $\rho = 900...1380\text{кг/м}^3$; $\mu = 0,024...16,2\text{Па}\cdot\text{с}$; $\nu = 2\cdot 10^{-5}...1,18\cdot 10^{-2}\text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,3...0,64\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; $C_p = 2200...4182\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; зміни температур - $t = 20...60^\circ\text{C}$.

2. Теоретичне і експериментальне обґрунтування ЕРМ

Приймаємо базовий режим теплообміну таким: природна конвекція рідини (суміші) здійснюється біля вертикальної стінки, режим течії в тепловому граничному шарі ламінарний, об'єм рідини такий, що вільний рух, який виникає біля інших тіл, розташованих

у цьому об'ємі, не відбивається на течії, яка розглядається.

Критеріальне рівняння

$$Nu = C \cdot Ra^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (1)$$

вибраного базового режиму обґрунтоване як аналітично, так і методами теорії подібності [4 – 6]. В (1): C – стала, яка вибирається в залежності від режиму теплообміну; $Nu = (\alpha \cdot l^*)/\lambda$ – критерій Нуссельта; L^* – визначальний розмір, м; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); $Ra = Gr \cdot Pr$ – критерій Релея; $Gr = (g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot L^*{}^3)/\nu^2$ – критерій Грасгофа; β – коефіцієнт температурного розширення, К⁻¹; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ν – кінематична в'язкість рідини, м²/с; $(Pr_p/Pr_{ct})^{0,25}$ – поправка на напрямок теплообміну; $Pr_p = \nu/a$ – критерій Прандтля за температури рідини; Pr_{ct} – критерій Прандтля за температури стінки; a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с.

Структуруємо рівняння (1) в розмірний вигляд

$$\alpha_B = C_B \cdot K\Phi B^B \cdot f(\bar{\Delta t}_B) \cdot f(H_B) \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)_B^{0,25}, \quad (2)$$

тобто

$$\alpha_B = K\Phi B^B \left\{ (C \cdot g^{0,25}) \cdot \bar{\Delta t}_B^{0,25} \cdot H_B^{-0,25} \right\} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)_B^{0,25}, \quad (3)$$

де $K\Phi B_B$ – комплекс фізичних властивостей рідини, суміші в базовому режимі теплообміну.

$$K\Phi B_B = \left(\frac{\lambda^{0,75} \cdot \beta^{0,25}}{\nu^{0,25}} \right) \cdot (C_p \cdot \rho)^{0,25} \quad (4)$$

де $C_B = C \cdot g^{0,25}$; ρ – густина суміші, кг/м³; C_p – теплоємність суміші, кДж/(кг·К).

Якщо невідомі фізичні властивості рідини, в якій вивчаються теплообмінні процеси, згідно ЕРМ рекомендуємо визначати експериментальні значення комплексу фізичних властивостей.

$$K\Phi B_B = \frac{\alpha_B}{\left\{ (C \cdot g^{0,25}) \cdot \bar{\Delta t}_B^{0,25} \cdot H_B^{-0,25} \right\} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)_B^{0,25}}, \quad (5)$$

$$\text{де } \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = f(t, \bar{\Delta t}), \text{ для оціночних розрахунків приймаємо } \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = f(\bar{\Delta t}).$$

Поправку на напрямок передачі теплоти в субстратах $\left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$ визначаємо з використанням теплофізичних властивостей модельних рідин у вигляді залежності (рис. 1)

$$\left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,76 \cdot \bar{\Delta t}^{0,152}. \quad (6)$$

Отже, уточнено вираз $K\Phi B_B$ таким чином, щоб $K\Phi B_B$ відповідний комплексу фізичних властивостей шуканого режиму теплообміну $K\Phi B_{ш}$ експериментально можна було визначати, витримуючи однаковим лише один параметр – визначальну температуру

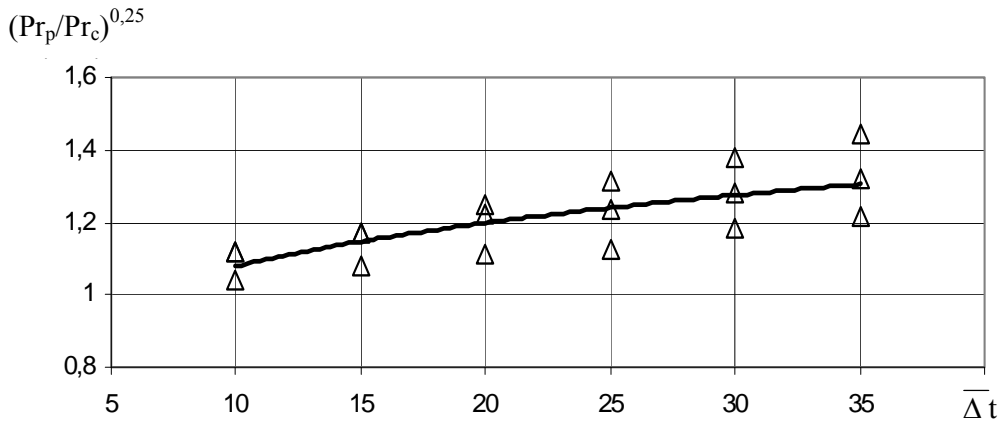


Рис. 1. Залежність поправки $(Pr_p/Pr_c)^{0,25}$ від температурного напору між стінкою і рідиною Δt за фізичними властивостями мелясної барди. $t = 20...55^{\circ}\text{C}$; $\Delta t = 10...35^{\circ}\text{C}$

субстрату – для базового та шуканого режимів. Враховувати напрямок теплообміну на інтенсивність теплообміну, нами пропонується за відомим методом, але для оцінки величини відношення $(Pr_p/Pr_{ct})^{0,25}$ використовувати ТФВ модельних рідин, сумішей.

Реструктуризацію критеріальних рівнянь для шуканих режимів проводимо у вигляді:
 - природна конвекція (п.к.)

$$\alpha_{ш,i}^{п.к} = C_{ш,i}^{п.к} \cdot \left\{ \Pi_{ш,i(Б)}^{п.к} \cdot K\Phi B_B \right\} \cdot f_{ш,i}(\Delta t_{ш,i}) \cdot f_{ш,i}(\ell_{ш,i}) \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)_{ш,i}^{0,25}, \quad (7)$$

де $\Delta t_{ш,i}$, $\ell_{ш,i}$ – температурний напір і визначальний геометричний розмір в шуканому режимі відповідно; $K\Phi B_{ш,i} = \Pi_{ТФВ,i}^{п.к} \cdot K\Phi B_B$; $\Pi_{ш,i(Б)}^{п.к} = f(T\Phi B_{ш,i})$; ТФВ_ш – набір параметрів в і-ому шуканому режимі (λ ; β ; ρ ; ν , C_p); $i = 1, 2, \dots$ – режим теплообміну за умов природної конвекції;

- вимушена конвекція (в.к.)

$$\alpha_{ш,i}^{в.к} = C_{ш,i}^{в.к} \cdot \left\{ \Pi_{ш,i(Б)}^{в.к} \cdot K\Phi B_B \right\} \cdot f_{ш,i}(\Delta t_{ш,i}) \cdot f_{ш,i}(\ell_{ш,i}) \cdot f(w_{ш,i}) \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)_{ш,i}^{0,25}, \quad (8)$$

$w_{ш,i}$ – швидкість потоку в шуканому режимі; $K\Phi B_{ш,i} = \Pi_{ш,i(Б)}^{в.к} \cdot K\Phi B_B$;
 $\Pi_{ш,i(Б)}^{в.к} = f(T\Phi B_{ш,i})$; $j = 1, 2, \dots$ – режим теплообміну за умов вимушеної конвекції.

Як впливає з попереднього, КФВБ, одержане експериментально в базовому режимі теплообміну, дозволяє визначити КФВш в шуканому режимі. Перерахунок КФВБ у КФВш для субстратів і сумішей субстратів проводиться введенням поправки $\Pi_{ш(Б)} = (K\Phi B)_{ш}/(K\Phi B)_{Б} = f(T\Phi B)$, яка визначається як $\Pi_{ш(Б)} = f[(K\Phi B)_{Б}]$. На рис. 2 наведено приклад побудови залежності $\Pi_{ш(Б)} = f[(K\Phi B)_{Б}]$. Для цього використовувались модельні рідини з відомими теплофізичними властивостями.

Отже, визначення КФВш через КФВБ рекомендується здійснювати за допомогою залежностей, у яких для інженерної практики достатнє використання теплофізичних властивостей модельних рідин, сумішей.

Субстрати різної природи в трубах і кільцевих каналах, в умовах цікавих для практики конструювання теплообмінних пристроїв, рухаються в ламінарному режимі (табл. 1). Тому в табл. 2, де наведені результати реструктуризації критеріальних рівнянь, вимушена конвекція представлена лише ламінарною течією.

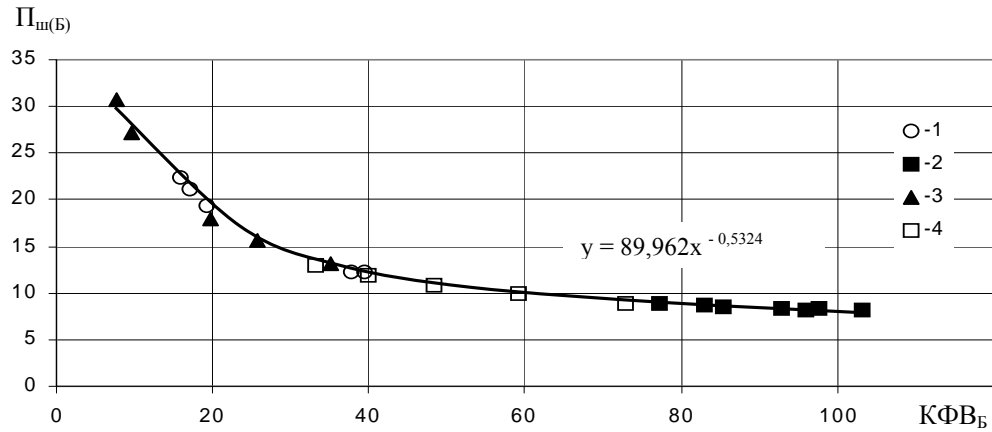


Рис. 2. Залежність поправки на теплофізичні властивості від КФВ_Б за умов вимушеної конвекції, ламінарної течії, в'язкісно-гравітаційного режиму теплообміну: 1 – соапсток; 2 – послід курей; 3 – мелясна барда; 4 – цукровий розчин

ЕРМ має дві складові: розрахункову і експериментальну. Нижче наводиться обґрунтування базового експериментального стенду, який має максимально просту конструкцію, невеликі габарити, можливість реалізації вибраного базового режиму теплообміну у всьому діапазоні зміни теплофізичних властивостей субстратів і режимних параметрів теплообміну, мінімум засобів вимірювань, простоту і надійність вимірювань параметрів і який дозволяє забезпечити відповідність точності результатів ЕРМ, точності формування умов однозначності процесу. Стенд і методика проведення досліджень описані в [2, 3].

Таблиця 1

Діапазон зміни параметрів і режимів теплообміну за умов вимушеної конвекції

Субстрат	d, м	Діапазони зміни параметрів			Re ¹	Примітка
		b, %	t _c , °C	w, м/с		
кури	0,05...0,088	4 – 14	20 – 50	0,2...0,6	203...1770	лам. реж.
свині	0,05...0,088	4 – 14	20 – 55	0,2...0,6	16...1589	лам. реж.
ВРХ	0,05...0,088	4 – 14	20 – 55	0,2...0,6	4...1547	лам. реж.

¹Re = (w·d)/ν – критерій Рейнольда; w – швидкість рідини, м/с.

На рис. 3 представлено головний елемент базового експериментального стенда, показано гіпотетичний характерний розподіл температур у воді, що охолоджується (в подальшому - вода) і субстраті, що нагрівається.

Реструктуризація критеріальних рівнянь

Умови теплообміну	Режим течії, режим тепл-ну	Критеріальне рівняння	Переструктуризоване критеріальне рівняння	$K\Phi B_{ш} = f(T\Phi B)$	$\frac{\Pi_{ш(Б)}^* = (K\Phi B)_{ш}/(K\Phi B)_{Б}}{\Pi_{ш(Б)}^{**} = f[(K\Phi B)_{Б}]}$
1	2	3	4		5
1. Вільна конвекція біля вертикальної стінки	ламін. [5]	$Nu = 0,76 \cdot (Gr_p \cdot Pr_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,2}$	$\alpha_{ш} = \Pi_{ш(Б)} \cdot K\Phi B_{Б} \times \left[\left[0,76 \cdot g^{0,25} \right] \cdot \left[\Delta T^{0,25} \cdot H_{Б}^{-0,25} \right] \right] \times \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$	$K\Phi B_{ш} = K\Phi B_{Б}$	$\frac{\Pi_{ш(Б)} = 1}{\Pi_{ш(Б)} = 1}$
	турбул. [5]	$Nu = 0,15 \cdot (Gr_p \cdot Pr_p)^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$	$\alpha_{ш} = \Pi_{ш(Б)} \cdot K\Phi B_{Б} \times \left[\left[0,15 \cdot g^{0,33} \right] \cdot \left[\Delta T^{0,33} \cdot H_{Б}^{-0,01} \right] \right] \times \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$	$K\Phi B_{ш} = \frac{\lambda_p^{0,67} \cdot \beta_p^{0,33}}{\nu_p^{0,33}} \cdot (C_p \cdot \rho_p)^{0,33}$	$\Pi_{ш(Б)} = \left[\frac{(\beta_p \cdot C_p \cdot \rho_p)^{0,08}}{(\lambda_p \cdot \nu_p)^{0,08}} \right]$ $\Pi_{ш(Б)} = 1,705 \cdot [(K\Phi B)_{Б}]^{0,2519}$
2. Вільна конвекція біля горизонтальних труб	ламін. [4]	$Nu = 0,54 \cdot (Gr_p \cdot Pr_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$	$\alpha_{ш} = \Pi_{ш(Б)} \cdot K\Phi B_{Б} \times \left[\left[0,54 \cdot g^{0,25} \right] \cdot \left[\Delta T^{0,25} \cdot d^{-0,25} \right] \right] \times \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$	$K\Phi B_{ш} = K\Phi B_{Б}$	$\frac{\Pi_{ш(Б)} = 1}{\Pi_{ш(Б)} = 1}$
3. Вимушена конвекція в трубах та кільцевих каналах	ламін. в'язкісно-грав. [6]	$Nu = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot (C_p \cdot Pr_p)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$	$\alpha_{ш} = \Pi_{ш(Б)} \cdot K\Phi B_{Б} \times \left[\left[0,15 \cdot w^{0,33} \cdot d^{-0,37} \cdot \Delta T^{0,1} \right] \right] \times \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$	$K\Phi B_{ш} = \frac{\lambda_p^{0,57} \cdot \beta_p^{0,1}}{\nu_p^{0,1}} \cdot (C_p \cdot \rho_p)^{0,43}$	$\Pi_{ш(Б)} = \frac{\nu_p^{0,15} \cdot \beta_p^{-0,15}}{\lambda_p^{0,18}} \cdot (C_p \cdot \rho_p)^{0,18}$ $\Pi_{ш(Б)} = 89,962 \cdot [(K\Phi B)_{Б}]^{-0,5324}$

Примітка: в рівняннях, відповідних умовам теплообміну 1, 2, визначальною температурою є температура рідини за межами приграничного шару, а визначальним розміром – висота вертикальної стінки та зовнішній діаметр труби відповідно. В 3 за визначальну прийнята середня температура рідини в трубі, визначальним розміром є внутрішній діаметр труби.

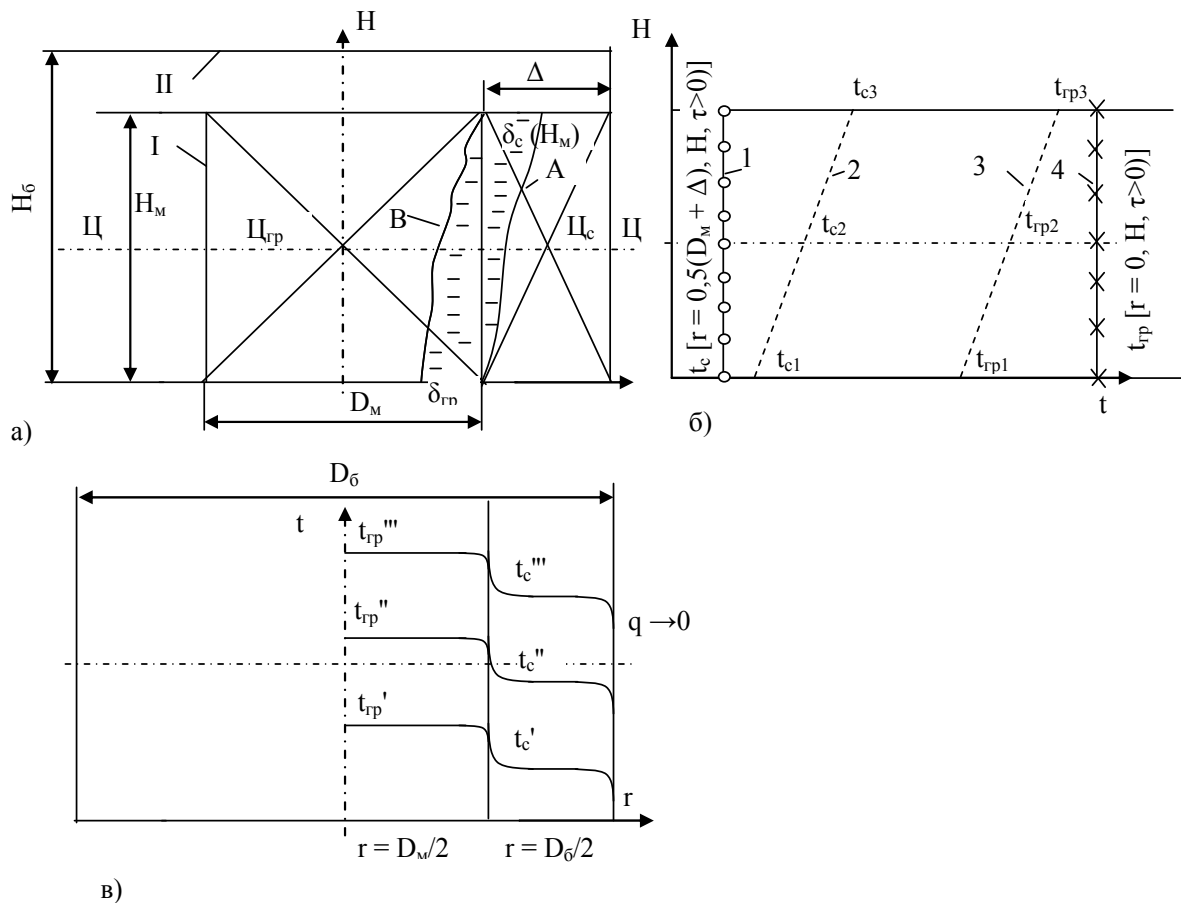


Рис. 3. Головний елемент базового експериментального стенда з показом гіпотетичного характерного розподілу температур

На рис. 3а показано дві ємності I і II. Геометричні розміри: ємність I – $D_M = 72$ мм; $H_M = 88$ мм; $\delta_{ст} = 1$ мм; II – $D_6 = 200$ мм; $H_6 = 120$ мм; $\Delta = 64$ мм.

Температура води $t_{гр}$ в ємності I замірялась в т. Ц_{гр} ($r = 0$; $H = H_M/2$), температура субстрату, що нагрівається t_c в ємності II – в Ц_c ($r = 0,5 \cdot (D_M + \Delta) + \delta_{ст}$; $H = H_M/2$) (рис. 3б).

Тобто згідно прийнятої нами гіпотези для розрахунку K приймали $\bar{t}_c \equiv t_{c2} = \frac{t_{c1} + t_{c2} + t_{c3}}{3}$,

$\bar{t}_{zp} \equiv t_{zp2} = \frac{t_{zp1} + t_{zp2} + t_{zp3}}{3}$, причому t_c , $t_{гр}$, температурний напір $\bar{\Delta t} = \bar{t}_{zp} - \bar{t}_c$ змінювалися в

часі $\bar{t}_c, \bar{t}_{zp}, \bar{\Delta t} = f(\tau)$. Змінювався в часі також тепловий потік від води до субстрату $Q = f(\tau)$. Отже, середній за кінцевий проміжок часу коефіцієнт теплопередачі від води визначався за залежністю

$$\bar{K} = \frac{\bar{Q}}{\frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \bar{\Delta t} d\tau} \quad (9)$$

Інтегрування проводили графічним методом з використанням експериментальних кривих. За експериментально визначеними K відомими розрахунковими методами визначали коефіцієнти тепловіддачі від стінки до субстратів і сумішей субстратів [2].

На рис. 3а, рис. 3в показані теплові шари з боку води (B) і субстрату (A) та розподіл температур у ємностях відповідно. Біля зовнішньої ізолюваної стінки ($r = 0,5 \cdot D_M + \delta_{ст} + \Delta$), коли тепловий потік через неї приймає малі значення, $q \rightarrow 0$, товщина теплового шару наближається до нуля $\delta_c^3 \rightarrow 0$.

Проведена оцінка значень товщини теплового граничного шару методами стаціонарного режиму теплообміну для великого об'єму в умовах теплообміну на циліндричній поверхні посудини I (зсередини і зовні).

На рис 3б: вертикальні прямі 1 і 4 показують незмінність температури відповідно субстрату $t = 0,5 \cdot (D_M + \Delta) + \delta_{ct}$ і води $t = 0$ при $\tau = 0$ по висоті; криві 2 і 3 якісно характеризують значення температури відповідно субстрату ($t = 0,5 \cdot (D_M + \Delta) + \delta_{ct}$) і води ($t = 0$) по висоті $\tau > 0$.

На рис. 3в показана зміна температури води ($t_{гр}'$, $t_{гр}''$, $t_{гр}'''$) і субстрату (t_c' , t_c'' , t_c''') в горизонтальних площинах (по радіусу r) на трьох висотах ($H = 0$; $H = H_M/2$; $H = H_M$) при $\tau > 0$ від початку процесу. Температура в об'ємі води й об'ємі субстрату в процесі експерименту змінювалась за часом і в просторі [1]

$$t_{гр} = f_1(x, y, z, \tau), \tag{10}$$

$$t_c = f_2(x, y, z, \tau). \tag{11}$$

Нестаціонарні умови теплообміну характеризувались такими показниками: температура води під час експерименту змінювалась зі швидкістю в часі $\frac{dt_{гр}}{d\tau} \approx 1,67 \cdot 10^{-3} \dots 0,17 \frac{0C}{c}$,

температура води, що нагрівалась, і субстратів $\frac{dt_c}{d\tau} \approx 8,33 \cdot 10^{-4} \dots 0,083 \frac{0C}{c}$.

Оцінка товщини теплового приграничного шару здійснювалась за відомою залежністю [5]

$$\delta = 4,23 \cdot \sqrt[4]{\frac{\mu \cdot \lambda \cdot H_M}{C_p \cdot \beta \cdot \rho_0 \cdot g \cdot \vartheta_c}}, \tag{12}$$

де $\vartheta_c = t_c - t_0$ – різниця температур, $0C$; t_c – температура стінки, $0C$; t_0 – температура рідини вдалині від стінки, $0C$; β – коефіцієнт температурного розширення, K^{-1} ; μ – динамічна в'язкість рідини, $Pa \cdot c$; ρ_0 – густина рідини за температури t_0 , kg/m^3 .

На рис. 4 наведені оціночні розрахункові значення відносних величин товщини теплового граничного шару для води й субстрату в конкретних умовах ($H = H_M$) експериментального стенду. Найбільша товщина теплового граничного шару біля стінки в субстраті δ_c не перевищує $0,25 \dots 0,3$ товщини кільцевого зазору між ємностями I і II; біля стінки у воді – $\delta_B / (D_M/2) \leq 0,12 \dots 0,15$.

Орієнтовна оцінка відносних значень товщини граничного теплового шару δ/Δ дозволяє,

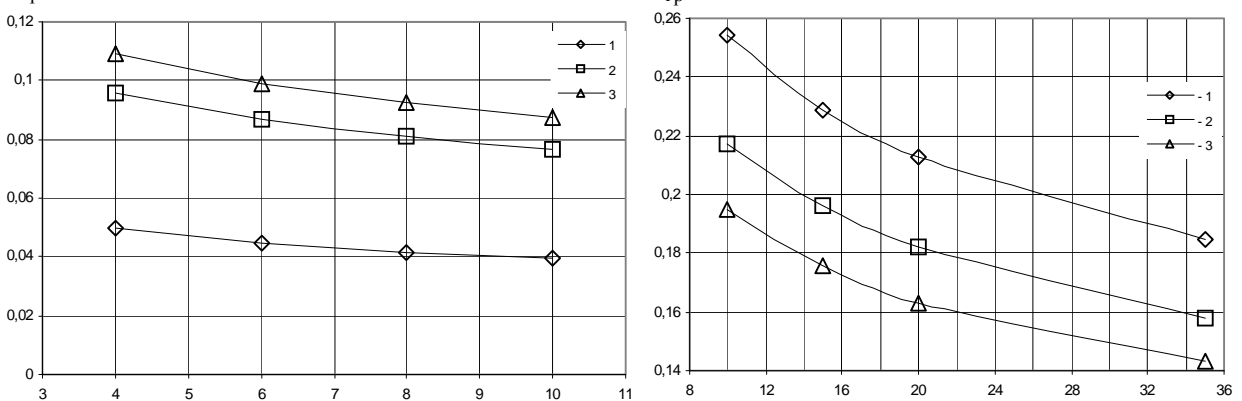


Рис. 4. Залежність відношення товщини теплового приграничного шару до ширини кільцевого зазору від температурного напору. $\Delta t = [t_c - t_p(t_B, t_c)]$: а) вода, що охолоджується: 1 - $t = 90 \text{ } 0C$; 2 - $t = 45 \text{ } 0C$; 3 - $t = 25 \text{ } 0C$; б) субстрат ВРХ: W = 12%: 1 - $t = 20 \text{ } 0C$; 2 - $t = 30 \text{ } 0C$; 3 - $t = 40 \text{ } 0C$

по-перше, припустити допустимість вимірювання температур води і субстрату відповідно в Наукові праці ВНТУ, 2009, № 2

точках $\text{Ц}_{\text{гр}}$ і $\text{Ц}_{\text{с}}$ для визначення коефіцієнта теплопередачі між водою і субстратом. По-друге, можливість розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі від води до металевої стінки і від металевої стінки до субстрату за критеріальними залежностями для великого об'єму в умовах природної циркуляції.

Проведено аналіз можливих режимів теплообміну до субстратів різної природи в практично цікавому діапазоні параметрів на базовому стенді. Чітко видно існування на базовому стенді в умовах вільної конвекції ламінарної течії в граничному тепловому шарі, оскільки $10^3 < \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 10^9$ (табл. 3).

Таблиця 3

Діапазон зміни параметрів та режимів теплообміну за умов вільної конвекції

Субстрат	$H_m, \text{ м}$	Діапазони зміни параметрів				Примітка
		$b, \%$	$t_c, \text{ }^\circ\text{C}$	$\bar{\Delta}t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\text{Gr} \cdot \text{Pr}$	
кури	0,088	6 – 14	20 – 40	10 – 30	$1,4 \cdot 10^6 \dots 6,6 \cdot 10^6$	лам.реж.
свині	0,088	6 – 14	20 – 40	14 – 30	$3,0 \cdot 10^3 \dots 3,4 \cdot 10^6$	лам.реж.
ВРХ	0,088	4 – 12	20 – 40	18 – 35	$1,0 \cdot 10^5 \dots 7,0 \cdot 10^6$	лам.реж.

На експериментальному стенді (рис. 3) проведено експерименти по визначенню коефіцієнтів теплопередачі та тепловіддачі відповідно від води (в ємності I) до води і субстратів в ємності II (рис. 5, 6).

На рис. 5 зіставлені експериментальні та розраховані за відомими залежностями значення коефіцієнта теплопередачі K від води в посудині I до води в посудині II. Використана методика обробки експериментальних результатів наведена в [2, 3, 7].

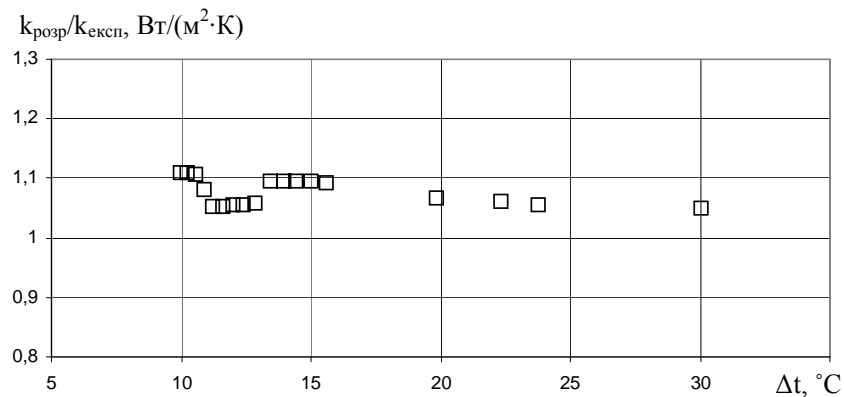


Рис. 5. Залежність відношення розрахованих та експериментальних коефіцієнтів теплопередачі до води за умов вільної конвекції біля вертикальної циліндричної стінки від температурного напору: $t = 20 \dots 40^\circ\text{C}$; $\bar{\Delta}t = 10 \dots 30^\circ\text{C}$

Аналіз зіставлень експериментальних і розрахованих значень коефіцієнтів теплопередачі K на стенді, який ми приймаємо за базовий, засвідчив таке:

- коефіцієнти теплопередачі, отримані експериментально в нестационарних умовах теплообміну, тобто як в експериментах ЕРМ, мають розбіжність в межах 20% з розрахованими значеннями коефіцієнтів, одержаних за відомими критеріальними залежностями в подібних, але в квазістационарних умовах теплообміну;

- доцільно застосовувати відомі критеріальні рівняння для визначення α в умовах природної конвекції;

- доцільно застосовувати запропоновану нами методику для визначення інтенсивності теплообміну в нестационарних теплових і гідродинамічних умовах.

Отже, обґрунтована конструкція і розміри базового експериментального стенду. При цьому експериментально і чисельними дослідженнями встановлено:

- у вертикальній циліндричній ємності діаметром $D_m = 72$ мм і висотою $H_m = 88$ мм тепловіддача за умов вільної конвекції від води до металевої стінки підпорядковується закономірностям теплообміну у великому об'ємі;

- у кільцевому каналі з шириною щілини $\Delta = 64$ мм і висотою $H_m = 88$ мм тепловіддача від стінки циліндричної ємності до води і субстратів різної природи підпорядковується закономірностям теплообміну у великому об'ємі за умов природної конвекції;

- відносні значення товщини теплового шару з одного й другого боку стінки внутрішньої циліндричної ємності не перевищують $\delta/\Delta < 0,3 \dots 0,35$;

- згідно оціночних розрахунків з врахуванням практично цікавого діапазону зміни теплофізичних властивостей субстратів і температурного напору між стінкою і субстратом Δt реалізується лише один режим теплообміну, за якого здійснюється ламінарна течія в граничному теплому шарі за умов природної конвекції.

- оціночні розрахунки товщини теплового граничного шару, а також експериментальні вимірювання поля температур в ємностях базового експериментального стенду дозволили пропонувати методику вимірювань, згідно якої визначальні температури достатньо вимірювати лише в двох характерних точках: одну – у воді $T_{гр}$, другу – в суміші T_c (рис. 3), яка нагрівається, що дуже важливо в експериментах з швидкоплинними процесами.

3. Аналіз експериментальних результатів у зіставленні з ЕРМ

Проведено зіставлення експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі від стінки до субстратів різної природи в умовах вільної і вимушеної конвекції зі значеннями коефіцієнтів, визначених за тих же умов за допомогою ЕРМ.

Природна конвекція нами досліджувалася на стенді схожому на стенд (рис. 3), але геометричні параметри теплообмінної поверхні були іншими: $H_m = 116$ мм; $H_б = 120$ мм; $D_m = 96$ мм; $D_б = 200$ мм і $\Delta = 52$ мм. У внутрішню ємність заливався об'єм води $V = 3,6 \cdot 10^{-4}$ м³ при $t_{гр} = 70^\circ\text{C}$. У зовнішній об'єм $V = 3,5 \cdot 10^{-3}$ м³ заливався субстрат свиней, ВРХ, послід курей, суміш субстратів ВРХ і свиней при $t_c = 15^\circ\text{C}$.

Методика експерименту описана в [2, 3, 7]. Результати досліджень представлені на рис. 6. Відхилення експериментальних $\alpha_{експ}$ й експериментально-розрахункових значень $\alpha_{ЕРМ}$ знаходиться в межах $\pm 35\%$. Це пояснюється наступним: експерименти в базовому варіанті експериментального стенда і небазовому проводились в умовах нестационарних теплових і гідродинамічних процесів; забір і приготування сумішей для експериментальних умов і умов ЕРМ був зміщений у часі, розбіжність у вологості субстратів для цих двох типів експериментів оцінюється в $\Delta W/W = 0,0208 \dots 0,0232$.

На рис. 7 зіставлені α визначені за емпіричною формулою [8] і ЕРМ для умов вимушеної конвекції в кільцевому каналі.

Розбіжність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі і α визначених за ЕРМ, знаходиться в основному в межах $\pm 35\%$. Таку розбіжність можна пояснити тим, що властивості субстрату залежать від виду та віку тварини, раціону харчування, міри розведення субстрату водою, а також від природних умов зони [9].

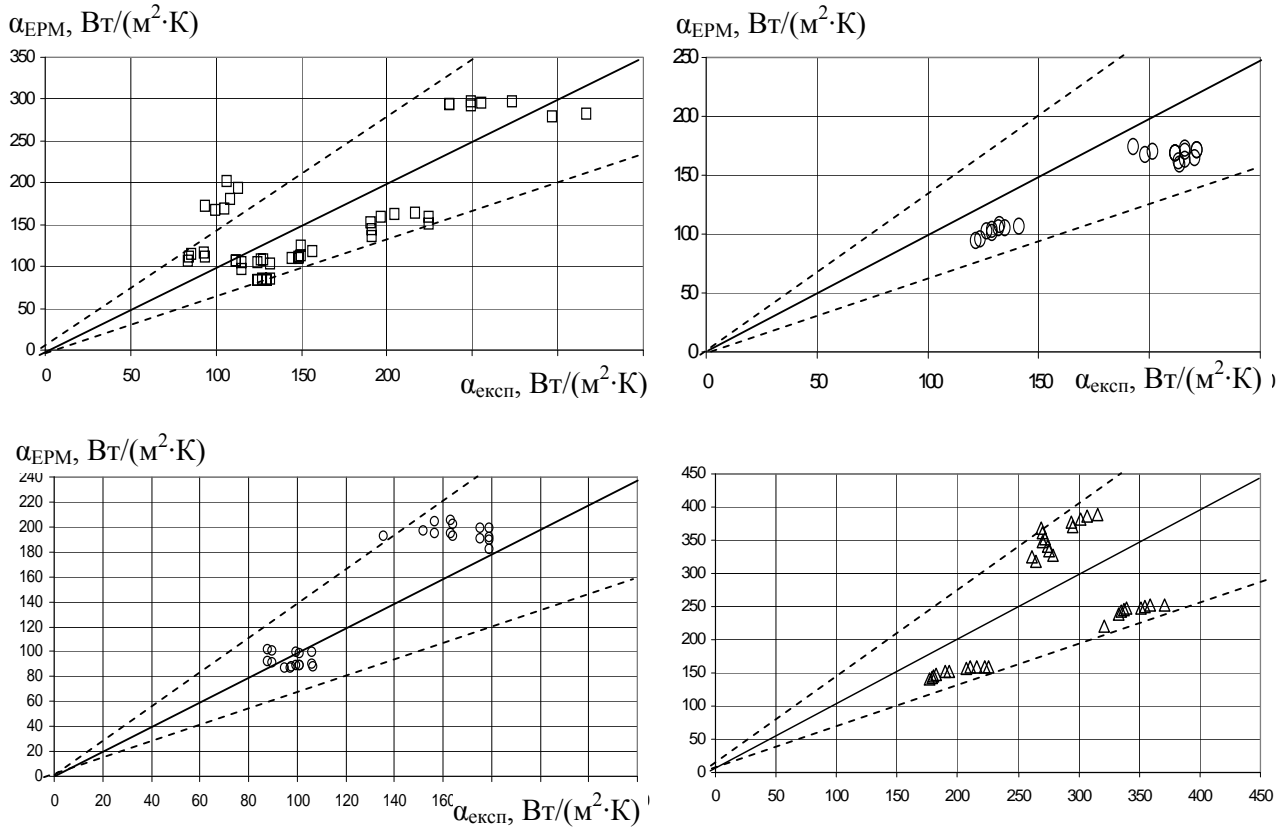


Рис. 6. Зіставлення експериментальних та отриманих за ЕРМ коефіцієнтів тепловіддачі до субстратів за умов вільної конвекції біля вертикальної циліндричної стінки: а) свині $W = 6, 10, 14\%$; $t = 20 \dots 40^\circ C$; $\Delta t_{баз} = 14 \dots 28^\circ C$; б) суміш субстратів ВРХ+свині (1:1) $W = 6, 10, 14\%$; $t = 20 \dots 40^\circ C$; $\Delta t_{баз} = 10 \dots 31^\circ C$; $\Delta t_{шук} = 10 \dots 31^\circ C$; в) ВРХ $W = 4, 8, 12\%$; $t = 20 \dots 40^\circ C$; $\Delta t_{баз} = 18 \dots 34^\circ C$; $\Delta t_{шук} = 23 \dots 29^\circ C$; г) кури $\Delta t_{шук} = 14 \dots 30^\circ C$; $W = 6, 10, 14\%$; $t = 20 \dots 40^\circ C$; $\Delta t_{баз} = 10 \dots 28^\circ C$; $\Delta t_{шук} = 11 \dots 28^\circ C$

Розбіжність експериментальних і отриманих за ЕРМ коефіцієнтів тепловіддачі знаходиться в межах $\pm 35\%$ (рис. 8). Теплофізичні властивості рослинної суміші нам невідомі. Візуально спостерігалосся розшарування компонентів суміші з часом більш інтенсивне, ніж у субстратах ВРХ, свиней і посліді курей.

Отже, аналіз зіставлення експериментальних та отриманих за ЕРМ коефіцієнтів

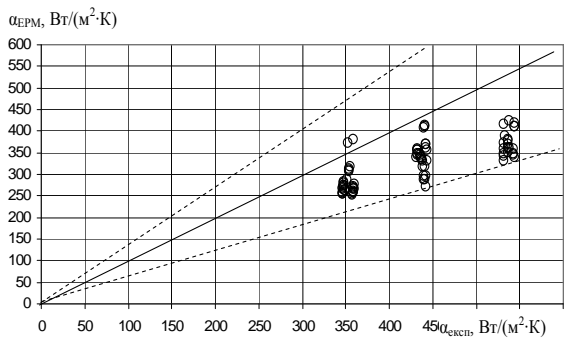


Рис. 7 Зіставлення експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі: експериментальні точки (за літературними даними [8]) з отриманими за ЕРМ для ламінарної течії субстрату ВРХ в кільцевому каналі. Режим теплообміну в'язкісно-гравітаційний $W = 4, 8, 12\%$; $t = 20 \dots 40^\circ C$; $\Delta t_6 = 10 \dots 35^\circ C$; $\Delta t_{ш} = 10 \dots 35^\circ C$

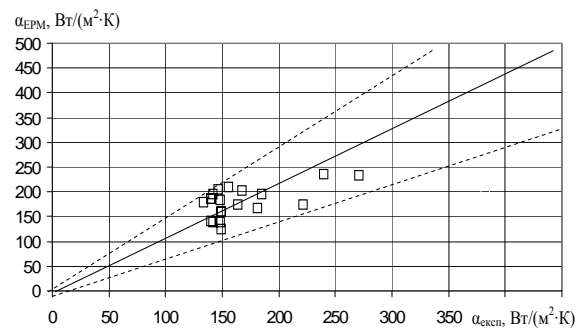


Рис. 8. Зіставлення експериментальних та отриманих за ЕРМ коефіцієнтів тепловіддачі до рослинної суміші за умов вільної конвекції біля горизонтальної труби. $W = 6, 14\%$; $t = 20 \dots 40^\circ C$; $\Delta t_6 = 14 \dots 28^\circ C$; $\Delta t_{ш} = 14 \dots 30^\circ C$

тепловіддачі до субстратів: свиней, суміші субстратів ВРХ+свиней, ВРХ, посліді курей в

діапазоні вологості $W = 6...14\%$, температури $t = 20...40^\circ\text{C}$ – за умов вільної конвекції біля вертикальної циліндричної стінки; ВРХ – $W = 4...12\%$, $t = 20...40^\circ\text{C}$ за умов вимушеної ламінарної течії в кільцевому каналі $D_{\text{скв}} = 50...88$ мм; рослинної суміші $W = 6, 14\%$, $t = 20...40^\circ\text{C}$ за умов вільної конвекції біля горизонтальної труби діаметром $d = 12$ мм – показали правомірність гіпотез, допущень, оцінок покладених в основу ЕРМ.

4. Висновки

Проведено подальше обґрунтування теоретичної і експериментальної складових експериментально-розрахункового методу для визначення інтенсивності теплообміну між металевою стінкою і субстратами, для яких інформація про теплофізичні властивості вкрай обмежена.

1. Обґрунтовано і запропоновано базовий режим теплообміну, при якому здійснюється ламінарна течія вздовж вертикальної поверхні в граничному тепловому шарі за умов природної конвекції.

2. Спрощено експериментальне визначення $KФВ_B$, методи розрахунку $KФВ_{ш}$ з використанням модельних рідин, сумішей.

3. Обґрунтована конструкція і розміри базового експериментального стенда з обмеженими габаритами, в якому тепловіддача в нестационарних теплогідродинамічних умовах підпорядковується закономірностям теплообміну у великому об'ємі.

Уточнено вираз $KФВ_B$ таким чином, щоб $KФВ_B$ відповідний $KФВ_{ш}$ експериментально можна було визначати, витримуючи однаковим лише один параметр – визначальну температуру субстрату - для базового і шуканого режимів.

4. Враховувати вплив напрямку теплообміну на інтенсивність теплообміну пропонується за відомим методом, використовуючи відношення $(Pr_p/Pr_{ст})$, але для оцінки величини останнього пропонується використовувати $TФВ$ модельних рідин, сумішей.

5. Визначення $KФВ_{ш}$ через $KФВ_B$ рекомендується здійснювати за допомогою залежностей, в яких для інженерної практики достатнє використання теплофізичних властивостей модельних рідин, сумішей, які встановлені в результаті розрахункових і експериментальних досліджень.

6. Аналіз зіставлення експериментальних результатів теплообміну в субстратах різної природи (великий об'єм, вимушена конвекція) зі значеннями α , які одержані з застосуванням ЕРМ, показав правомірність гіпотез, припущень, оцінок, які покладені в основу ЕРМ; реструктуризація критеріальних рівнянь і операції згідно алгоритму ЕРМ в рамках одного режиму теплообміну не призводять до втрати цінних якостей теорії подібності, наприклад, врахування впливу розмірного параметру або комплексу параметрів на теплообмінний процес, що розглядається в умовах одночасного впливу на цей процес інших розмірних параметрів.

7. Нові аспекти застосування теорії подібності в інженерних теплотехнічних розрахунках перспективні.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Семенов І.В. Проектирование биогазовых установок. / І.В. Семенов – К.: Техніка, 1992. – 346 с.
2. Ткаченко С.Й. Ідентифікація закономірностей теплообміну за умов невизначеності вхідних даних / С.Й. Ткаченко, Н.В. Резидент // Вісник ВПІ. – 2006. – № 6. – С. 142 – 146.
3. Патент 24616 Україна, МПК⁷ G01N25/18. Спосіб визначення коефіцієнта тепловіддачі за умов конвективного теплообміну органічної суміші / Ткаченко С.Й., Резидент Н.В; заявник і власник патенту Вінницький національний технічний університет. – № 200701190; заявл. 05.02.07; опубл. 10.07.2007. Бюл. №10.
4. Михеева І.М. Теплоотдача при свободном движении капельных жидкостей: автореф. дис. на соиск. уч. степ канд. техн. наук. / Михеева І.М - Мн., 1955 – 24 с.
5. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
6. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б.С. Петухов. – М.: Энергия, 1967. – 412 с.
7. Ткаченко С.Й. Дослідження теплообміну до багатоконпонентних органічних сумішей в умовах вільної Наукові праці ВНТУ, 2009, № 2

конвекції біля вертикальної циліндричної стінки / С.Й. Ткаченко, Н.В. Резидент // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2006. – № 4. – С. 37 – 41.

8. Бердыев О. Экспериментальное исследование теплообмена в установках по выработке биогаза: автореф. дис. на соиск. уч. степ канд. техн. наук: спец. 05.14.04 “Промышленная теплоэнергетика” / Бердыев Овезмурад. – Ашхабад, 1989. – 24 с.

9. Сурнин В.И. Использование жидкого навоза / В.И. Сурнин. – М.: Россельхозиздат, 1978. – 64 с.

Ткаченко Станіслав Йосипович – д. т. н., проф., завідувач кафедри теплоенергетики.

Резидент Наталія Володимирівна – асистент кафедри теплоенергетики.
Вінницький національний технічний університет.