

УДК 631.731

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

## МОДЕЛЮВАННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ ДО БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ ОРГАНІЧНИХ СУМІШЕЙ

Наведено результати математичного і фізичного моделювання процесів тепловіддачі від поверхні нагріву до суміші органічних речовин. Запропоновано методику визначення коефіцієнтів тепловіддачі до багатоконпонентних органічних сумішей з метою ідентифікації математичної моделі теплообміну і гідродинаміки в підсистемі термостабілізації системи біоконверсії органічних відходів.

### Вступ

Однією з необхідних умов ефективної роботи систем біоконверсії є підтримання заданого температурного режиму [1, 2]. В процесі проектування теплообмінного обладнання в систему рівнянь з визначення площі нагрівальних елементів включають залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ . Щоб визначити  $\alpha$  потрібно розробити математичну модель інтенсивності теплообміну між поверхнею і органічною сумішшю за таких умов: 1) неусталеність теплового режиму: температура теплоносія, суміші та навколишнього середовища змінюється за часом; 2) невизначені теплофізичні параметри органічного середовища, в якому набір складових може бути найрізноманітнішим; 3) неусталена гідродинамічна обстановка біля нагрівального елемента, тобто концентрація органічної зависі змінюється за часом і за координатами біля теплообмінної поверхні. Такі складні умови при створенні математичної моделі виникають тому, що суміші, які використовуються як сировина в системах біоконверсії, є полікомпонентними середовищами. В процесі витримки і теплової дії на такі суміші відбуваються фазові та фізико-хімічні перетворення, внаслідок чого змінюються співвідношення між об'ємними складовими компонентів. Масова концентрація органічних домішок дає лише наближене уявлення про суміш, яка перебуває безпосередньо біля теплообмінної поверхні, оскільки спостерігається явище седиментації, тобто осадження твердих частинок. Нам не відомі роботи з дослідження інтенсивності теплообміну до сумішей з такими властивостями в умовах вільної конвекції та періодичного перемішування.

*Мета роботи* — розробка математичної моделі теплообміну між металевою поверхнею і органічною сумішшю в неусталеному режимі природної конвекції та періодичного перемішування в умовах невизначеності теплофізичних властивостей суміші.

### Результати досліджень

Для досягнення поставленої мети розроблено експериментальну установку з визначення коефіцієнтів тепловіддачі між стінкою труби і сумішшю в умовах її вільної конвекції та періодичного перемішування (рис. 1).

Вода за допомогою електронагрівника 2 (ТЕНом) підігрівається в теплогенераторі 1 та насосом 3 транспортується в теплообмінник 5, де охолоджується і повертається в теплогенератор. До складу установки входить ємність з вбудованим теплообмінником, в яку завантажуються органічна суміш. Для підтримання органічних часток в завислому стані здійснюється періодичне перемішування суміші (інтервал 15 хвилин) зі

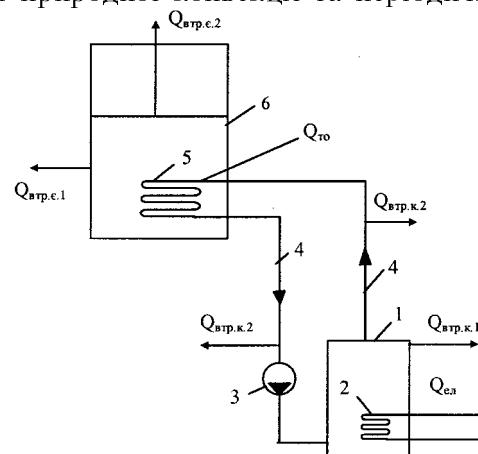


Рис. 1. Принципова схема установки до розробки математичної моделі: 1 — корпус теплогенератора; 2 — ТЕН; 3 — насос; 4 — опускна та підйомна труби контуру циркуляції води; 5 — теплообмінник; 6 — ємність з сумішшю

швидкістю 40...50 об/хв.

Для обробки результатів досліджень розроблено зосереджену модель теплових балансів та теплообміну в експериментальній установці.

В циркуляційному контурі з теплогенератором (в подальшому – контур) виділено дві ділянки, тобто  $j = 1, 2$ : 1 – теплогенератор; 2 – труби, в яких циркулює грійна вода. Теплогенератор і труби контуру мають шар ізоляції.

Температура води в контурі з ТЕНом визначається з рівнянь

$$t_B = (M_B c_B)^{-1} \left\{ \int Q_{e.l} d\tau - \int Q_{a.k.m.k} d\tau - \int Q_{a.k.i.z.k} d\tau - \int \Sigma Q_{v.tr.k.j} d\tau - \int Q_{to} d\tau \right\}; \quad (1)$$

$$\frac{dt_B}{d\tau} = (M_B c_B)^{-1} \left( Q_{e.l} - Q_{a.k.m.k} - Q_{a.k.i.z.k} - \sum_{j=1}^2 Q_{v.tr.k.j} - Q_{to} \right); \quad (2)$$

$$Q_{e.l} = N_{e.l}; \quad (3)$$

$$Q_{a.k.m.k} = M_{m.k} c_{m.k} \frac{dt_{m.k}}{d\tau}; \quad (4)$$

$$\frac{dt_{m.k}}{d\tau} = \frac{dt_B}{d\tau}; \quad (5)$$

$$Q_{a.k.i.z.k} = M_{i.z.k} c_{i.z.k} \frac{dt_{i.z.k}}{d\tau}; \quad (6)$$

$$\frac{dt_{i.z.k}}{d\tau} = \frac{dt_B}{d\tau}. \quad (7)$$

Залежності (5) і (7) одержані в результаті аналізу теплопровідності в двошаровій стінці: метал–ізоляція. Металева стінка з внутрішнього боку омивається водою з температурою  $t_B$ .

Втрати теплоти на  $j$ -й ділянці контуру

$$Q_{v.tr.k.j} = k_{k.j} F_{k.j} [t_B - t_{h.c.}], \quad (8)$$

де  $K_{k.j}$  – коефіцієнт теплопередачі від теплоносія в навколишнє середовище через металеву стінку та ізоляцію  $j$ -ї ділянки контуру.

$$k_{k.j} = \left( \frac{1}{\alpha_{1k.j}} + \frac{\delta_{st.k.j}}{\lambda_{st.k.j}} + \frac{\delta_{i.z.k.j}}{\lambda_{i.z.k.j}} + \frac{1}{\alpha_{2k.j}} \right)^{-1}, \quad (9)$$

$t_{h.c.}$  – температура навколишнього середовища змінюється в часі, тобто

$$t_{h.c.} = t_{h.c.}(\tau).$$

В залежностях (1–9) позначено:  $M_B, c_B$  – маса і теплоємність води, яка циркулює в контурі відповідно;  $M_{m.k}, c_{m.k}$  – маса і теплоємність металу, з якого виготовлено контур;  $M_{i.z.k}, c_{i.z.k}$  – маса і теплоємність ізоляції, якою вкритий контур;  $Q_{e.l}$  – теплова потужність електронагрівника;  $Q_{a.k.m.k}, Q_{a.k.i.z.k}$  – теплота закумуляована в металі і ізоляції контура відповідно;  $Q_{to}$  – теплова потужність теплообмінника;  $\Sigma Q_{v.tr.k.j}$  – сумарні теплові втрати в контурі;  $t_{m.k}, t_{i.z.k}$  – температури металу та ізоляції контуру;  $\frac{\delta_{st.k.j}}{\lambda_{st.k.j}}$  –

термічний опір металевої стінки  $j$ -го елемента контуру;  $\frac{\delta_{i.z.k.j}}{\lambda_{i.z.k.j}}$  – термічний опір ізоляції

$j$ -го елемента контуру;  $1/\alpha_{1k.j}$  – термічний опір тепловіддачі від грійної води до металевої стінки в  $j$ -му елементі контуру;  $1/\alpha_{2k.j}$  – термічний опір від поверхні ізоляції  $j$ -го елемента контуру до навколишнього середовища;  $F_{k.j}$  – розрахункова площа поверхні  $j$ -го елемента контуру.

Теплопередача і тепловіддача в теплообміннику, який розміщений в ємності з сумішшю, описується рівняннями

$$k_{\text{ТО}} = \frac{Q_{\text{ТО}}}{F_{\text{ТО}} \Delta t}, \quad (10)$$

$$\alpha_{k,j} = \left( \frac{1}{k_{\text{ТО}}} - \frac{1}{\alpha_{\text{ВН}}} - \frac{\delta_{\text{ТО}}}{\lambda_{\text{ТО}}} \right)^{-1}. \quad (11)$$

В ємності з сумішшю (в подальшому — ємність) виділено два характерних витoki теплової енергії від суміші. Перший (нижній індекс  $z = 1$ ) — через металеву поверхню, що контактує з сумішшю, і через ізоляцію. Другий ( $z = 2$ ) — з вільної поверхні суміші, яка контактує з повітрям.

Температура суміші  $t_c$  в ємності визначається з рівнянь

$$t_c = (M_c c_c)^{-1} \left\{ \int Q_{\text{ТО}} d\tau - \int \sum_{z=1}^2 Q_{\text{ВТР.е.}z} d\tau - \int Q_{\text{ак.м.е}} d\tau - \int Q_{\text{ак.із.е}} d\tau \right\}; \quad (12)$$

$$\frac{dt_c}{d\tau} = (M_c c_c)^{-1} \left( Q_{\text{ТО}} - \sum_{z=1}^2 Q_{\text{ВТР.е.}z} - Q_{\text{ак.м.е}} - Q_{\text{ак.із.е}} \right); \quad (13)$$

$$Q_{\text{ак.м.е}} = M_{\text{м.е}} c_{\text{м.е}} \frac{dt_{\text{м.е}}}{d\tau}; \quad (14)$$

$$\frac{dt_{\text{м.е}}}{d\tau} = \frac{dt_c}{d\tau}; \quad (15)$$

$$Q_{\text{ак.із.е}} = M_{\text{із.е}} c_{\text{із.е}} \frac{dt_{\text{із.е}}}{d\tau}; \quad (16)$$

$$\frac{dt_{\text{із.е}}}{d\tau} = \frac{dt_c}{d\tau}; \quad (17)$$

$$Q_{\text{ВТР.е.1}} = k_{\text{е.1}} F_{\text{е.1}} [t_c(\tau) - t_{\text{н.с}}(\tau)]; \quad (18)$$

$$Q_{\text{ВТР.е.2}} = \alpha_{\text{е.2}} F_{\text{е.2}} [t_c(\tau) - t_{\text{пов.е}}(\tau)] + [\bar{\beta}_c F_{\text{е.2}} (C_F - C_{\text{пов}})] r. \quad (19)$$

В рівняннях (10–19)  $Q_{\text{ТО}}$  — тепловий потік через стінку теплообмінника;  $K_{\text{ТО}}$  — коефіцієнт теплопередачі через стінку теплообмінника;  $\alpha_{k,j}$  — коефіцієнт тепловіддачі від стінки до суміші;  $F_{\text{ТО}}$  — площа поверхні теплообмінника;  $\frac{\delta_{\text{ТО}}}{\lambda_{\text{ТО}}}$  — термічний опір стінки

теплообмінника;  $M_c$ ,  $c_c$  — відповідно маса і теплоємність суміші, яка знаходиться в ємності;  $\sum_{z=1}^2 Q_{\text{ВТР.е.}z}$  — сумарні втрати теплоти через стінки ємності та з поверхні суміші;

$Q_{\text{ВТР.е.1}}$  — втрати теплоти від стінок ємності;  $Q_{\text{ВТР.е.2}}$  — втрати теплоти конвекцією і випаровуванням з поверхні суміші в ємності;  $K_{\text{е.1}}$  — коефіцієнт теплопередачі через стінки ємності;  $F_{\text{е.1}}$  — розрахункова площа поверхні стінок ємності;  $\alpha_{\text{е.2}}$  — середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі від вільної поверхні суміші до повітря під час природної конвекції;  $F_{\text{е.2}}$  — площа вільної поверхні суміші;  $t_{\text{пов.е}}$  — температура повітря над вільною поверхнею суміші;  $\bar{\beta}_c$  — середній коефіцієнт масовіддачі від вільної поверхні суміші до повітря під час природної конвекції;  $C_{F.e}$ ,  $C_{\text{пов.е}}$  — відповідно концентрація водяної пари над вільною поверхнею суміші в ємності і в навколишньому повітрі;  $r$  — питома теплота випаровування води;  $\Delta t = t_B - t_c$  — температурний напір.

Щоб підвищити точність і надійність експериментальних результатів було проведено тарування теплових втрат елементів циркуляційного контуру і ємності з сумішшю.

Точність і надійність обробки результатів підвищена також за рахунок використання

не тільки розрахункових але і експериментальних залежностей:  $t_b = f_1(\tau)$  і  $t_c = f_2(\tau)$ , які для випадку  $C_{сух} = 4\%$  показані на рис. 2.

Коефіцієнти тепловіддачі від грійної стінки теплообмінника до суміші визначались з залежності

$$\alpha = \frac{q}{\Delta t}, \quad (20)$$

де  $q = \frac{Q_{то}}{F}$  — питомий тепловий потік усереднений за часом і за поверхнею теплообмінника. Усереднені за поверхнею значення температурного напору  $\Delta t$  брались як миттєві так і усереднені за часом; тепловий потік  $Q_{то}$  — як усереднений за часом.

Основою побудови математичної моделі стала виявлена нами в результаті чисельного експерименту автономність величини  $\Psi^*$  по відношенню до температури суміші (субстрату)  $t_c$  за умови  $C_{сух} = \text{const}$  (рис. 3).

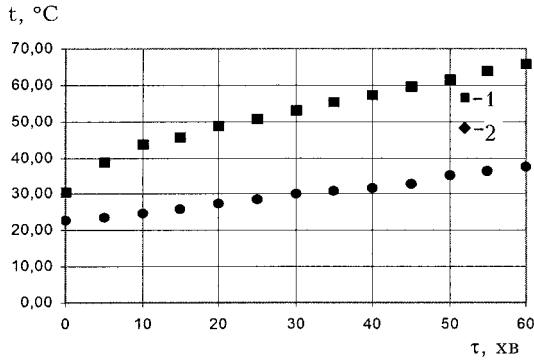


Рис. 2. Зміна температури теплоносія та суміші за часом при  $C_{сух} = 4\%$ : 1 — теплоносій; 2 — суміш

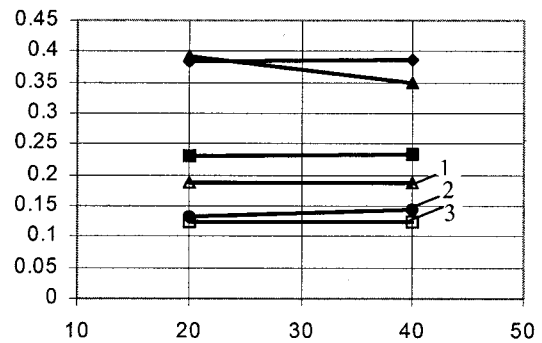
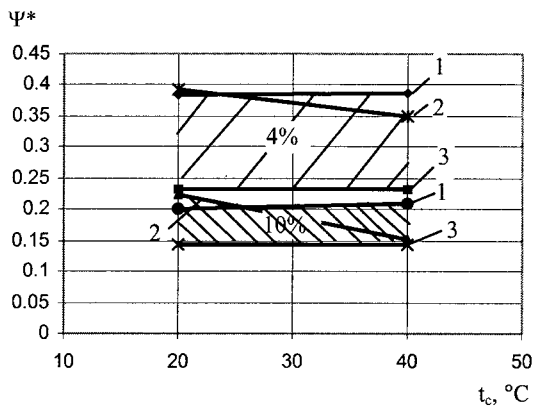
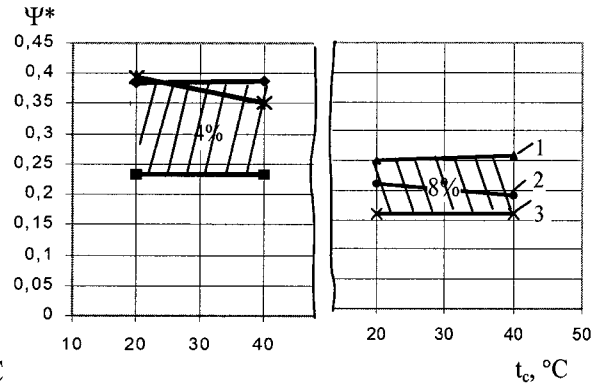
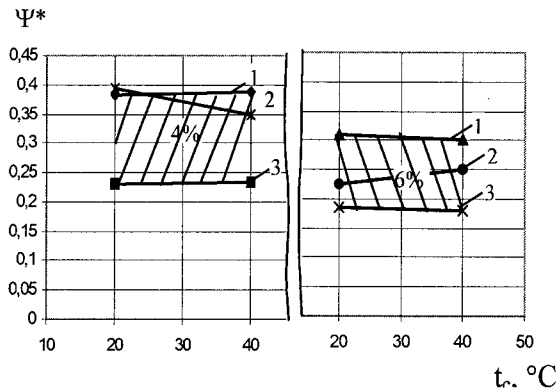


Рис. 3. Поля значень комплексу  $\Psi^*$  для різних масових концентрацій  $C_{сух}$  в діапазоні температур 20...40 °С.: 1 — субстрат свиней; 2 — суміш; 3 — субстрат ВРХ

Безрозмірна величина  $\Psi^*$  визначається як

$$\Psi^* = \frac{\alpha}{\alpha_B}, \quad (21)$$

де  $\alpha_B$  — коефіцієнт тепловіддачі до води визначений відносно умов вільної конвекції з відомої залежності

$$\text{Nu} = 0,5 (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25}; \quad (22)$$

$\alpha$  — коефіцієнти тепловіддачі до суміші, визначені експериментально  $\alpha = \alpha_{\text{сум}}$ ;  $\alpha = \alpha_{\text{суб}}$  — коефіцієнти тепловіддачі визначені розрахунково для субстрату свиней і великої рогатої худоби (ВРХ).

Залежність (22) в загальному випадку має вигляд

$$\text{Nu} = c (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n, \quad (23)$$

де  $\text{Gr}$  — критерій Грасгофа,

$$\text{Gr} = \frac{g\beta\Delta t d^3}{\nu^2}; \quad (24)$$

$\text{Pr}$  — критерій Прандтля,

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}; \quad (25)$$

$n = 0,25$  і  $n = 0,125$  — в залежності від значення добутку  $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$  [3, 4].

В процесі досліджень встановлено, що для подібних режимів теплообміну в воді, суміші, субстраті

$$\Psi^* = \frac{\alpha_{\text{сум}}}{\alpha_{\text{в}}} = \frac{\Psi_{\text{сум}}}{\Psi_{\text{в}}}, \quad (26)$$

де

$$\Psi_{\text{в}}, \Psi_{\text{сум}} = \lambda \left[ \frac{\beta}{\nu a} \right]^n, \quad n = 0,25. \quad (27)$$

В (24–27) позначено  $\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);  $\beta$  — коефіцієнт температурного розширення, 1/К;  $\nu$  — коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с;  $a$  — коефіцієнт температуропровідності, м<sup>2</sup>/с;  $d$  — діаметр теплообмінника, м.

Теплофізичні властивості субстрату свиней та ВРХ визначались згідно з [5–7].

Параметри  $\Psi_{\text{в}}$ ,  $\Psi_{\text{суб}}$  містять лише фізичні властивості рідини та суміші. Вони отримані в результаті реструктуризації залежності (23) до вигляду

$$\alpha = f(\text{ТФ}, \text{К}, \text{ГР}, \text{ТН}), \quad (28)$$

де  $\text{ТФ}$  — теплофізичні параметри,  $\text{ГР}$  — геометричні параметри,  $\text{К}$  — кінематичні параметри,  $\text{ТН}$  — температурні напори.

Таким чином, визначення коефіцієнта тепловіддачі до суміші з певною концентрацією сухих речовин зводиться до такого: з рис. 3 визначається значення  $\Psi^*$  в діапазоні між кривими 1–3; далі для даних геометричних розмірів теплообмінної поверхні за залежністю (22) визначається коефіцієнт тепловіддачі до води, а за формулою (21) — коефіцієнт тепловіддачі до суміші. Вибір конкретного  $\Psi^*$  здійснюється з урахуванням особливостей теплообмінного обладнання всієї підсистеми термостабілізації (можливість збільшення температурного напору; запас поверхонь теплообміну, можливість інтенсифікації теплообміну, тощо).

При використанні запропонованої методики можна оцінити значення коефіцієнта тепловіддачі з мінімальною кількістю інформації про суміш (субстрат). Отримані результати дозволяють замкнути математичну модель тепломасообміну в підсистемі термостабілізації системи біоконверсії.

### Висновки

1. В сумішах, що використовуються як сировина в системах біоконверсії, відбуваються складні хімічні та фізико-хімічні процеси. Підсистеми термостабілізації систем біоконверсії працюють в умовах усталеного і неусталеного теплового режиму. Теплогідродинамічна обстановка біля поверхні нагріву складна для її однозначного визначення.

2. За результатами розроблених математичних моделей запропоновано методи оцінки

коефіцієнтів тепловіддачі від теплообмінної поверхні до органічної суміші з масовою концентрацією сухих речовин  $C_{\text{сух}} = 4...14\%$  в умовах вільної конвекції та періодичного перемішування для усталеного і неусталеного режимів теплообміну в діапазоні температур  $t_c = 20...40\text{ }^\circ\text{C}$ .

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Семенов І. В. Проектирование биогазовых установок. — К.: Техніка, 1992. — 346 с.
2. Гелетуха Г. Г., Матвеев Ю. Б., Уланов М. Н. Технологии производства биогаза. Мировой опыт. Тр. 2-й в Украине междунар. конф «Энергия из биомассы». — Киев. — 2004.
3. Гухман А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепломассообмена. — М: Высшая школа. — 1974. — 328 с.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.
5. Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Резидент Н. В. Залежності для оцінки значень коефіцієнтів тепловіддачі в системах термостабілізації біогазового реактора // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2004. — № 2. — С. 65—70.
6. Бакластов А. М. и др. Промышленные тепломассообменные процессы и установки. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 328 с.
7. Погорелый Л. В. Биотехнические системы в животноводстве. — К.: Урожай, 1992. — 344 с.

Матеріали статті рекомендовані до опублікування оргкомітетом VIII Міжнародної конференції «Контроль і управління в складних системах» (КУСС-2005, 24—27.10.2005 р)

Надійшла до редакції 10.11.05  
Рекомендована до друку 22.11.05

**Ткаченко Станіслав Йосипович** — завідувач кафедри, **Резидент Наталія Володимирівна** — аспірант.

Кафедра теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет