

УДК 536.2

С. Й. Ткаченко, д. т. н., проф.; Н. В. Резидент, к. т. н., доц.**АПАРАТУРНО-СХЕМНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ
ПРОДУКТИВНОСТІ БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ**

Із застосуванням експериментально-розрахункового методу проаналізовано теплообмінники для утилізації теплоти відпрацьованої суміші в системі біогазової установки, виявлено їх доцільні конструкції й режими роботи.

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

Вступ

Кожне підприємство, де є відходи органічного походження, мусить розв'язувати проблему їх утилізації. Процес анаеробної переробки відходів у біогазових установках (БГУ) є одним із найперспективніших методів утилізації, від якого отримуємо екологічний, енергетичний та економічний ефекти. У роботах [1, 2] запропоновані схеми БГУ з утилізацією теплоти відпрацьованої суміші й утилізацією теплоти біогазу та проаналізована енергоефективність цих установок. При цьому виявлено, що з утилізацією теплоти можливо збільшити вихід товарного біогазу до 70...80% від того, що виробляють. Але в такому разі металоємність БГУ може збільшитися на 10...25 %.

Ця стаття є продовженням робіт [3 – 10] і ставить за мету застосувати експериментально-розрахунковий метод (ЕРМ) у проектному розрахунку й чисельному експерименті утилізаторів теплоти відпрацьованої суміші в системі БГУ і виявити їх доцільні конструкції й режими роботи.

Основні результати

Розглянемо БГУ [1, 2], де утилізацію теплоти здійснюють у двох напрямках: утилізація теплоти відпрацьованої суміші (основна частина утилізованої теплоти) та утилізація теплоти отриманого біогазу. Прийняті нами до розгляду конструкції теплообмінників-утилізаторів (ТУ) наведені на рис. 1. Для утилізації теплоти відпрацьованої суміші необхідні додаткові затрати на теплоутилізатор і витрати електроенергії на електропривід мішалки. Отже, застосування утилізації, з одного боку, призводить до збільшення виходу товарного біогазу, а з іншого – до збільшення металоємності установки та витрат на електроенергію.

У таких схемах важливо раціонально проектувати теплообмінники-утилізатори. Проектні та перевірені розрахунки для сумішей з обмеженою інформацією про теплофізичні властивості можна здійснювати, використовуючи експериментально-розрахунковий метод [6, 8].

Для прикладу розглядаємо схему БГУ з активним об'ємом реактора $V_p = 20 \text{ м}^3$, двома варіантами теплоутилізаторів (рис. 1а, 1б).

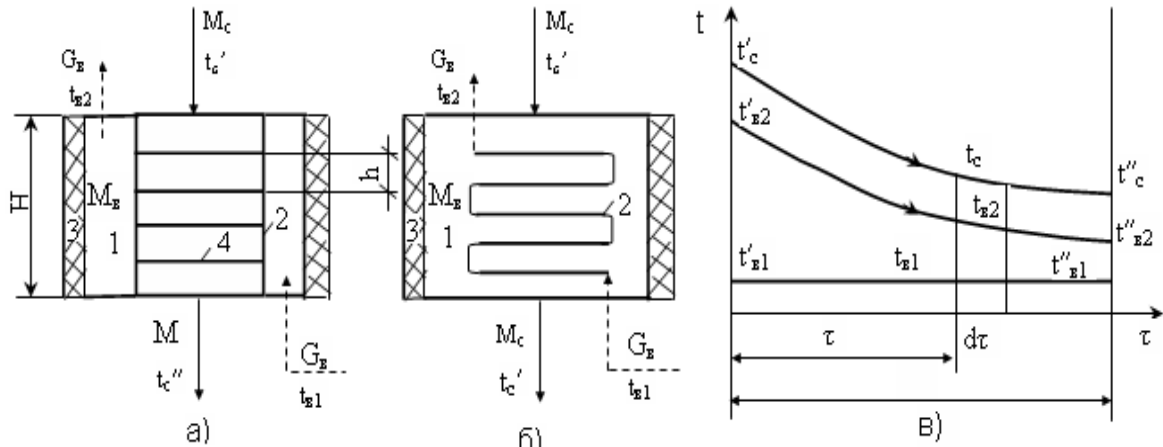


Рис. 1. Принципова схема утилізатора: а) ТУ з циліндричною поверхнею теплопередачі; б) ТУ зі змійовиковою поверхнею теплообміну: 1 – зовнішня циліндрична ємність; 2 – теплообмінна поверхня; 3 – ізоляція; 4 – виступи; в) зміна температур суміші й води за часом в ТУ

Теплоутилізатор висотою H (рис. 1а) виконаний таким чином, що утворені робочі порожнини: внутрішня циліндрична з об'ємом V та зовнішня у вигляді кільцевого зазору. На внутрішній теплообмінній поверхні циліндричної форми розміщені по колу виступи, що обмежують розвиток теплового й гідродинамічного граничного шару. Теплообмінник працює в напівпроточному режимі. Тепла (гаряча) суміш з реактора під час вивантаження надходить у зовнішню ємність 1, заповнює її і перебуває в ній до наступного вивантаження-завантаження реактора τ_{6-3} . За цей час суміш охолоджує проточна вода від температури в реакторі t_c' до деякої заданої кінцевої температури t_c'' через теплообмінну поверхню 2. Тобто теплота суміші передається воді і вводиться в теплову схему БГУ. У цьому випадку у внутрішній і зовнішній ємностях теплообмін відбувається за умов природної конвекції.

У теплоутилізаторі (рис. 1б) вода, що нагрівається, рухається всередині труби, а суміш у міжтрубному просторі витримується час τ_{6-3} . У міжтрубному просторі відбувається постійний рух суміші відносно труб завдяки мішалці, що обертається зі сталою кутовою швидкістю. При цьому лінійна швидкість суміші відносно труб згідно з біотехнологічними вимогами не перевищує 0,6 м/с. За такої схеми ТУ теплообмін до води й у міжтрубному просторі здійснюється шляхом вимушеної конвекції. За результатами наших досліджень, виявлено, що для розрахунку теплообміну в потоках субстратів (сумішей) і у великому об'ємі за повздовжнього омивання теплообмінної поверхні сумішшю (рис. 1б) можна рекомендувати одну й ту ж відому критеріальну залежність [6, 7].

Уважаємо, що вода в теплоутилізаторі (рис. 1а і 1б) входить протягом циклу τ_{6-3} зі сталою температурою t_{e1} і виходить із температурою t_{e2} , яка змінюється в часі. Якісна картина зміни температур суміші й води показана на рис. 1в. На рис. 1в позначені температури на початку процесу охолодження, у процесі та в кінці процесу відповідно: t_c' , t_c , t_c'' - температура суміші; t_{e1}' , t_{e1} , t_{e1}'' - температура води на вході в ТУ; t_{e2}' , t_{e2} , t_{e2}'' - температура води на виході із ТУ. Особливістю такого нестационарного теплообміну є те, що з часом температури непроточного грійного теплоносія (суміші) і проточної (води), що нагрівається, зменшуються.

Рівняння теплопередачі й теплового балансу для всієї поверхні теплообміну F за інтервал часу $d\tau$ має вигляд

$$dQ = k \cdot F \cdot \bar{\Delta t} \cdot d\tau = G_B \cdot C_B \cdot (t_{e1} - t_{e2})d\tau = M_C \cdot C_C \cdot dt_c, \tag{1}$$

де $\bar{\Delta t}$ - середня різниця температур між теплоносіями в момент часу τ , dt_c - величина зміни температури суміші за проміжок часу $d\tau$, k - коефіцієнт теплопередачі від суміші через

поверхню F до води в момент часу τ , C_b , C_c - відповідно теплоємність води й суміші в момент часу τ , M_c - маса суміші в кільцевому зазорі (рис. 2а) циліндричної ємності (рис. 2б) ТУ; $M_c = \rho_c \cdot V_{ТУ}$.

Температурний напір Δt у момент часу τ розраховують як середньоарифмічну різницю температур

$$\Delta t = \frac{t_{\epsilon 2} - t_{\epsilon 1}}{\ln \frac{t_c - t_{\epsilon 1}}{t_c - t_{\epsilon 2}}}. \quad (2)$$

У залежностях після відповідних перетворень (1) та інтегрування в межах від t_c' до t_c і від $t_{\epsilon 1}$ до $t_{\epsilon 2}$ маємо

$$\begin{cases} t_c = t_{\epsilon 1} + (t_c' - t_{\epsilon 1}) \exp \left\{ \frac{G_b C_b}{M_c C_c} \cdot \left[-1 + \exp \left(-\frac{k \cdot F}{G_b C_b} \right) \right] \cdot \tau \right\}, \\ t_{\epsilon 2} = t_c - (t_c - t_{\epsilon 1}) \exp \left(-\frac{kF}{G_b C_b} \right); \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} t_c'' = t_{\epsilon 1} + (t_c' - t_{\epsilon 1}) \exp \left\{ \frac{G_b C_b}{M_c C_c} \cdot \left[-1 + \exp \left(-\frac{k \cdot F}{G_b C_b} \right) \right] \cdot \tau_{\epsilon-3} \right\}, \\ t_{\epsilon 2}'' = t_c'' - (t_c'' - t_{\epsilon 1}) \exp \left(-\frac{kF}{G_b C_b} \right) \end{cases} \quad (4)$$

У залежностях (1) і (2): C_b - середня теплоємність води відповідно в діапазоні температур $(t_{\epsilon 1} \dots t_{\epsilon 2})$ і $(t_{\epsilon 1} \dots t_{\epsilon 2}'')$; C_c - середня теплоємність суміші відповідно в діапазоні температур $(t_c' \dots t_c)$ і $(t_c' \dots t_c'')$; k - коефіцієнт теплопередачі, осереднений по поверхні теплопередачі F і відповідно за час $\tau_{\epsilon-3}$.

$$k = \psi_3 \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (5)$$

де α_1 - коефіцієнт тепловіддачі від суміші до поверхні теплообміну, осереднений по поверхні теплообміну й відповідно за проміжок часу $\tau_{\epsilon-3}$ в діапазоні температур $(t_c' \dots t_c)$ і $(t_c' \dots t_c'')$; α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від поверхні теплообміну до води, що нагрівається, осереднений по поверхні теплообміну й відповідно за проміжок часу $\tau_{\epsilon-3}$ в діапазоні температур $(t_{\epsilon 1} \dots t_{\epsilon 2})$ і $(t_{\epsilon 1} \dots t_{\epsilon 2}'')$; δ_{cm} , λ_{cm} - відповідно товщина стінки, теплопровідність матеріалу стінки; ψ_3 - коефіцієнт зниження коефіцієнта теплопередачі через забруднення поверхні теплообміну.

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від поверхні теплообміну до води α_2 в різних режимах теплообміну достатньо методичних рекомендацій і надійних залежностей. Проблеми виникають під час визначення інтенсивності теплообміну між поверхнею теплообміну й сумішшю з обмеженою інформацією про теплофізичні властивості.

На цей випадок ми пропонуємо оригінальний експериментально-розрахунковий метод, який містить у собі досить просту, але достатньо нами обґрунтовану експериментальну частину й нескладну розрахункову частину.

Особливості ЕРМ, що застосовано в цій роботі, полягає в такому:

- у вхідних даних за використання ЕРМ, крім переліку умов однозначності, повинні бути представлені натуральні зразки суміші, які застосовують у якості теплоносіїв у ТУ, що проектують (теплофізичні властивості оцінюють орієнтовно), і діапазон зміни їх температур

у ТУ;

- для кожного зразка суміші в прийнятому діапазоні зміни температур суміші, а отже й середній температурі суміші в циклі теплообміну, визначаємо на базовому експериментальному стенді коефіцієнт теплообміну між сумішшю й теплообмінною поверхнею;
- із застосуванням критеріальних залежностей відповідних режиму теплообміну (імовірний режим теплообміну оцінюють за запропонованою нами методикою) і використанням значення α_l визначаємо комплекс фізичних властивостей $K\Phi B_B^{експ}$, який відповідає базовому режиму теплообміну;
- із використанням значень $K\Phi B_B^{експ}$ визначаємо поправку $\Pi_{ш(Б)}$, яка відповідає режиму теплообміну в обладнанні, що проектується (імовірний режим теплообміну оцінюють за методикою) на заданій суміші;
- визначаємо комплекс фізичних властивостей $K\Phi B_{шук}$, який відповідає заданій рідині (представленому зразку рідини) і режиму теплообміну в ТУ, що проектують;
- за структурованим критеріальним рівнянням, яке описує режим теплообміну в ТУ, що проектують, визначаємо коефіцієнт тепловіддачі α_l між сумішшю і стінкою відповідно до певних умов теплообміну.

За використання систем рівнянь (1) і (2) потрібна інформація про середні значення C_c і ρ_c в діапазоні температур суміші в ТУ, що проектують. Зазначені величини з достатньою точністю можна визначити на базовому експериментальному стенді [6, 8]: ρ_c - зважуванням на терезах; C_c – із балансів теплоти під час передачі теплоти від води до суміші, оцінивши втрати теплоти в навколишнє середовище.

Проектуємо ТУ згідно з принциповою схемою (рис. 1). Розглядаємо три варіанти передачі теплоти: 1 – від води до води; 2 – від посліду курей до води; 3 – від суміші субстратів ВРХ і свиней (співвідношення 1:1) до води.

Для перших двох сумішей фізичні властивості відомі, а для суміші субстратів – не відомі. Визначаємо поверхні теплообміну й параметри теплообміну з використанням ЕРМ.

Вхідні дані до розрахунку теплоутилізатора:

Принципові схеми ТУ наведені на рис. 1.

Натуральні проби сумішей для використання ЕРМ: послід курей, суміші субстратів ВРХ і свиней (співвідношення 1:1).

Суміші, що завантажують у циліндричну ємність 1 мають такі вхідні дані:

- вологість суміші - $W = 90\%$;
- час витримки суміші в ТУ - $\tau_{6-3} = 6$ год;
- температура суміші в момент завантаження в ТУ - $t_c' = 35$ °С;
- температура суміші в момент вивантаження з ТУ - $t_c'' = 20$ °С.

Температура води на вході в ТУ в зимовий період - $t_6' = 5$ °С.

Маса води, посліду курей та суміші субстратів, що завантажують в ємність 1, відповідно складає $M_c = \rho_c \cdot V_{my} = 498; 465; 512$ кг.

Для принципової схеми на рис. 1а:

- витрата теплоносія через внутрішню циліндричну ємність - $G_6 = 0,03$ кг/с;
- характерний розмір теплообмінної поверхні 2 - відстань між виступами $h = 0,2$ м.

Для принципової схеми на рис. 1б:

- витрата теплоносія, що проходить по змійовику - $G_6 = 0,03$ кг/с;
- характерний розмір теплообмінної поверхні 2 - діаметр труби змійовика $d_{зм} = 25$ мм.

Діаметр та висота зовнішньої ємності складає $D = 200$ мм, $h = 120$ мм, а розміри внутрішньої ємності – $d_l = 96$ мм, $h_l = 88$ мм, товщина стінки внутрішньої ємності – $\delta_{cm} = 0,5$ мм; розрахунковий інтервал температур суміші $t_c = 20 \dots 35$ °С. Результати проектного розрахунку наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Результати проектного розрахунку утилізатора напівпроточного коаксіального (рис. 1а) та із змійовиковою поверхнею теплообміну (рис. 1б)

Теплообмін між	Вільна конвекція (ВК)						Вимушена конвекція (ВМК)		
	Розрахункові КПП*			Прийняті до виконання КПП			Розрахункові і прийняті до виконання КП		
	$F_{вк}$	$D_{вк}$	$H_{вк}$	F'	D'	H'	$F_{вмк}$	$d_{вмк}$	$L_{вмк}$
вода - вода	0,59	3,4	0,06	2,51	0,8	1,0	0,31	0,02	4,9
послід курей - вода	0,87	2,3	0,12	2,51	0,8	1,0	0,35	0,02	5,6
суміш субстратів ВРХ+свині - вода	2,02	1,0	0,65	2,51	0,8	1,0	0,48	0,02	7,6

*КПП – конструктивні параметри теплообмінника.

У таблиці: $F_{вк}$, $F_{вмк}$ – відповідно поверхні теплообміну в умовах вільної (рис. 1а) і вимушеної конвекції суміші (рис. 1б); $D_{вк}$, D' – діаметр внутрішньої циліндричної ємності; $H_{вк}$, H' – висота внутрішньої циліндричної ємності; $d_{вмк}$, $L_{вмк}$ – відповідно внутрішній діаметр і загальна довжина труб змійовикової поверхні теплообміну. У таблиці числові значення $D_{вк}$ і $H_{вк}$ визначені із сумісного розв'язання двох рівнянь $V_{му} = [(\pi \cdot D^2)/4] \cdot H_{вк}$ і $F_{вк} = \pi D_{вк} \cdot H_{вк}$.

До ТУ різних конструкцій є обов'язкова вимога: об'єм теплообмінника $V_{му}$, що заповнюється відпрацьованим субстратом, визначають залежно від об'єму реактора $V_{му} = \psi \cdot V_p$, де ψ залежить від технологічного регламенту завантаження-вивантаження БГУ. За результатами нашого аналізу, виявлено, що для напівпроточного коаксіального теплообмінника (рис. 1а) розрахункові співвідношення D/H не конструктивні до виконання й потрібно збільшувати площі поверхонь теплообміну. Це відповідно призводить до збільшення металоємності. Числові значення D' , H' , F' одержані за жорсткого дотримання $V_{му} = \psi \cdot V_p$ і доцільної висоти ТУ.

На рис. 2 показані залежності площі змійовикового теплообмінника й температури води на виході з ТУ, розраховані з використанням ЕРМ. Отже, використання ЕРМ дозволяє вибрати поверхню теплообмінника-утилізатора, яка задовольнить технологічну потребу у воді із заданою температурою.

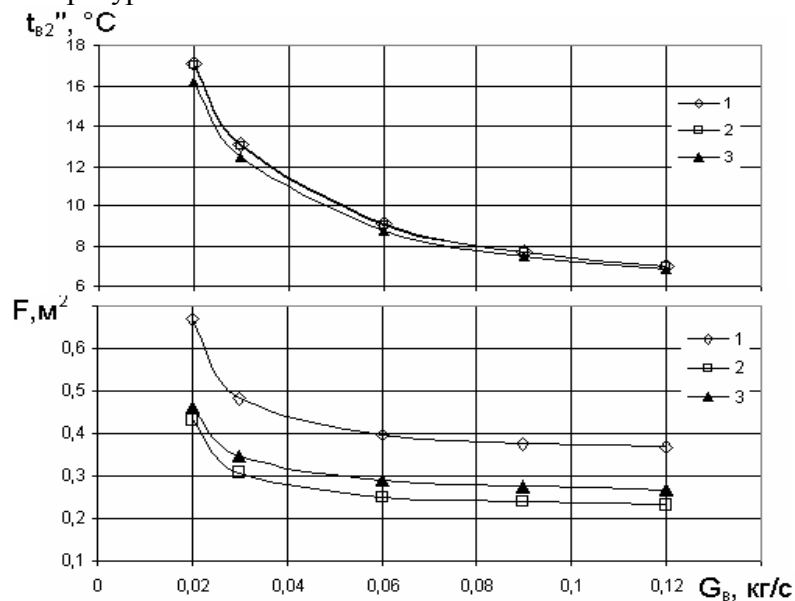


Рис. 2. Залежність температури води на виході із ТУ та площі змійовикової поверхні від витрати води.

Теплопередача до води від: 1 – суміші субстратів; 2 – води; 3 – посліду курей

У результаті чисельного експерименту визначені параметри роботи теплообмінників у

часі для прийнятих конструктивних параметрів d , L , F . Для чисельного експерименту використані вхідні дані такі ж, як для проектного розрахунку. За результатами чисельного експерименту, виявлено, що температури води та суміші на виході з ТУ, розраховані за ЕРМ та традиційною методикою, збіглися, що доводить надійність ЕРМ.

Із аналізу отриманих результатів можна зробити висновок, що спроектовані теплообмінники для утилізації теплоти різних сумішей забезпечують розв'язання проблеми утилізації теплоти в БГУ. Найдоцільніша в цьому випадку принципова схема ТУ (рис. 1б) для утилізації теплоти відпрацьованої суміші, коли із конструктивних міркувань не потрібно збільшувати поверхню теплообміну.

Висновки

1. У БГУ з утилізацією теплоти зброженої суміші й виробленого біогазу можливо збільшити вихід товарного біогазу до 70...80% від того, що виробляють.

2. Застосування ЕРМ дозволило виконати проектні розрахунки теплообмінників та виявити, що площі поверхонь теплообміну ТУ з вимушеною конвекцією для утилізації теплоти посліду курей і суміші субстратів у 6...7 разів менші за площі поверхонь ТУ за умов природної конвекції.

3. У теплообміннику з циліндричною поверхнею теплопередачі виявилось неможливим витримати всі конструктивні параметри в умовах, коли жорстко потрібно дотримуватись визначеного об'єму суміші в теплообміннику-теплоутилізаторі згідно з технологічним процесом анаеробної переробки органічних відходів.

4. ЕРМ дозволяє вибрати з урахуванням технологічної потреби у воді певної температури необхідну поверхню теплообміну.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ткаченко С. Й. Енергоефективні схеми біогазових установок з утилізацією теплоти / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент, І. В. Буженко // Энергосбережение. – 2009. – № 2. – С. 11 – 13.
2. Пат. 41855 Україна, МПК⁷ С 02 F 11/00, С 02 F 11/04. Установка для отримання біогазу / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В., Пішеніна Н. В.; заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u200900482; заявл. 23.01.2009; опубл. 10.06.2009, Бюл. №11.
3. Фройштетер Г. Б. Течение и теплообмен неньютоновских жидкостей в трубах / Г. Б. Фройштетер, С. Ю. Данилевич, Н. В. Радионова. – Киев : Наукова думка, 1990. – 216 с.
4. Уилкинсон У. Л. Неньютоновские жидкости. Гидромеханика, перемешивание и теплообмен / У. Л. Уилкинсон; под ред. А. Л. Лыкова, перевод с английского З. П. Шульмана. – М. : Мир, 1964 – 216 с.
5. Пат. 97021 Україна, МПК (2006.01) G 01 N 25/18. Спосіб визначення коефіцієнта тепловіддачі за умов конвективного теплообміну органічної суміші / Ткаченко С. Й., Пішеніна Н. В., Резидент Н. В.; заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №a201005661; заявл. 11.05.2010; опубл. 26.12.2011, Бюл. № 2.
6. Ткаченко С. Й. Теплообмін в системах біоконверсії : монографія / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 124 с.
7. Ткаченко С. Й. Тепловіддача до багатокомпонентного середовища в умовах вимушеної і природної конвекції / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2006. – № 1. – С. 111 – 114.
8. Ткаченко С. Й. Нові методи визначення інтенсивності теплообміну в системах переробки органічних відходів: монографія / С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 124 с.
9. Нові аспекти застосування теорії подібності в теплотехнічних розрахунках систем біоконверсії [Електронний ресурс] / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Наукові праці ВНТУ. – 2009. – № 2. Режим доступу до журн. : <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/120/119>.
10. Резидент Н. В. Застосування експериментально-розрахункового методу при розробці теплообмінного обладнання біоконверсії / Н. В. Резидент // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2009. – № 2. – С. 233 – 237.

Ткаченко Станіслав Йосипович – д. т. н., професор кафедри теплоенергетики.

Резидент Наталія Володимирівна – к. т. н., доцент кафедри теплоенергетики.
Вінницький національний технічний університет.