

Л. А. Боднар, к. т. н.; Д. В. Степанов, к. т. н., доц.; Р. Е. Бойчук

## ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ В ЖАРОТРУБНОМУ ВОДОГРІЙНОМУ КОТЛІ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

*Проаналізовано напрямки розвитку котельної техніки малої потужності. Розглянуто сучасні способи інтенсифікації теплообміну у водогрійних котлах малої потужності. Проаналізовано результати експериментів. Обґрунтовано методи теплового розрахунку водогрійних котлів малої потужності.*

**Ключові слова:** інтенсифікація теплообміну, котел, коефіцієнт тепловіддачі.

### Вступ. Постановка завдання

Аналіз останніх публікацій та інформації, розміщеної на інтернет-сайтах виробників водогрійних котлів малої потужності (ВКМП), дозволив зробити висновок, що сучасна котельна техніка малої і середньої теплової потужностей розвивається в таких напрямках: підвищення енергетичної ефективності шляхом зниження теплових втрат і найбільш повного використання енергетичного потенціалу палива; зменшення габаритів котельного агрегату за рахунок інтенсифікації процесу спалювання палива; інтенсифікації теплообміну в топковій камері і на поверхнях нагріву; зниження газоподібних викидів ( $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_x$ ), які забруднюють атмосферу; підвищення надійності роботи котла.

Інтенсифікацію теплообміну в елементах котла можна проводити двома шляхами: установлення інтенсифікаторів теплообміну в топці або в жаротрубному елементі. Як зазначено в роботах [1, 2], перший спосіб відчутно впливає як на теплотехнічні, так і на екологічні результати (ККД зростає на 1 – 3 %, викиди  $\text{CO}$  зменшуються в 5 разів,  $\text{NO}_x$  в 2 рази). Як правило, у циліндричну топку встановлюють вторинні випромінювачі, що сприяє кращому теплообміну в топці, що призводить до покращення екологічних показників. Для ВКМП такий спосіб інтенсифікації практично не використовують. Оскільки розміри топки досить малі, єдиним способом інтенсифікації теплообміну є встановлення турбулізуючих вставок у жаротрубний пучок.

На сьогоднішні відомі різні способи інтенсифікації теплообміну в конвективних елементах водогрійних котлів: застосування перфорованих поверхонь, багат шарових конвективних поверхонь, оребрення, а також вставок різної конфігурації.

У водогрійних котлах фірм Viessman (Німеччина), Baltur (Італія) конвективні поверхні виконані у вигляді двох сталевих труб, вставлених одна в одну і спресованих таким чином, щоб оболонка зовнішньої труби мала гофровану форму й утворювала ряд замкнутих повітряних каналів [3].

В роботі [4] зазначають, що встановлення профільованих поверхонь теплообміну у вигляді кільцевої накатки і скручених стрічок дозволяє знизити температуру відхідних газів до 150 – 170 °С і підвищити ККД котла до 92 – 93 % за незначного збільшення металоємності.

Застосування гвинтових скручених стрічок в утилізаційних жаротрубних ВК [5] дозволило знизити температуру відхідних газів на 12 % за збільшення опору системи на 16 %. Слід зазначити, що ці дослідження проводилися під час турбулентного руху теплоносія.

Установлення інтенсифікаторів у вигляді пустотілого зрізаного конуса (рис. 1) [6] підвищило ККД котла з 85% до 89 – 93% (залежно від параметрів інтенсифікатора). Температура відхідних газів зменшилась в 1,33 – 2,32 рази, а тиск збільшився в 1,1 – 3,96

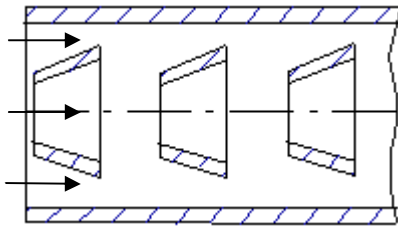


Рис. 1. Вставки у вигляді  
пустотілого зрізаного конуса

рази.

Слід зазначити, що ці дослідження проводилися в котлах з вимушеною тягою під час турбулентного руху димових газів.

Автори [7 – 9] проводили дослідження ефективності комбінованих інтенсифікаторів (скручена стрічка із зігнутою навколо неї дротовою вставкою) у котлах потужністю 20 та 200 кВт. Автор вказує на значний ефект від використання таких інтенсифікаторів за рахунок променевого теплообміну. Співвідношення між тепловим потоком за рахунок випромінювання до сумарного теплового потоку в газотрубному елементі в діапазоні  $Re$ , який дорівнює 1600 – 2100 складає 15 – 24 %.

Аналіз робіт показав, що основна частина досліджень інтенсифікації теплообміну проведена для турбулентного та частково перехідного режиму. Незважаючи на те, що на сьогодні дослідженням ефективності роботи котлів з інтенсифікацією теплообміну в літературі приділена значна увага, але теоретично і експериментально обґрунтованих методів розрахунку ВКМП з інтенсифікованим теплообміном у літературі немає.

**Метою цієї роботи** є дослідження інтенсивності теплообміну в газотрубному пучку водогрійного котла з інтенсифікацією теплообміну.

#### Дослідження інтенсифікації теплообміну в газотрубному пучку котла

Для дослідження інтенсифікації теплообміну в жаротрубному елементі ВК потужністю 32 кВт створено експериментальний стенд згідно з ДСТУ 3948–2000 [10]. Запропоновано оригінальний спосіб інтенсифікації теплообміну [11]. Обладнання стенду, методика проведення дослідів і показники газоаналізатора під час випробувань описано в роботі [12].

Перед проведенням основної серії експериментів з інтенсифікації теплообміну в жаротрубному пучку котла було проведено числові розрахунки теплообміну в гладкотрубному каналі. У першому наближенні нами було прийнято, що тепловий розрахунок топки проводять згідно з нормативним методом (НМ), а коефіцієнт тепловіддачі за формулою Міхеєва для ламінарного режиму.

$$Nu = 1,4 \cdot \left( Re \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{L} \right)^{0,4} Pr_z^{0,33} \cdot \left( \frac{Pr_z}{Pr_{\text{cm}}} \right)^{0,25} \quad (1)$$

Порівняння результатів цього досліді з розрахунками показали недостатню відповідність нормативного методу (НМ) теплових розрахунків котлоагрегатів умовам роботи котла. Результати розрахунку показали, що розрахункова температура на виході з котла для експерименту без інтенсифікації теплообміну на 100 °С вища, ніж отримана експериментальним шляхом. Тобто реальна інтенсивність теплообміну вища від розрахованої за НМ, тому в першому наближенні нами було запропоновано вводити поправку на визначення температури димових газів на виході з топки. А відповідні результати досліджень опубліковані в роботі [12].

Слід зазначити, що НМ теплового розрахунку котлів [13] містить рекомендації з методики розрахунку котлів великої потужності з хвостовими поверхнями, короткі вказівки щодо проектування топкових пристроїв і поверхонь нагріву стаціонарних котлів і необхідну для цього довідкову інформацію. Однак методика теплового розрахунку котлоагрегатів, наведена в методі для теплообміну в топці котла, не враховує особливостей роботи конструкції ВКМП.

Аналіз робіт закордонних авторів [14, 15] із дослідження теплотехнічних показників котлів потужністю 50 кВт і 1 МВт показав, що розбіжність між розрахованою температурою на виході з котла і експериментальною складає до 25 %. Таку розбіжність автори пов'язують

із тим, що відомі залежності для розрахунку конвективного теплообміну недостатньо враховують теплообмін у коротких трубах, а саме початкову ділянку гідродинамічної стабілізації потоку.

Авторами [8, 16] отримано подібні результати. Дослідження показали, що розходження між вимірними і розрахованими за відомими залежностями значення критерія Нуссельта в гладкій трубці складають 20 – 40 %. У зазначених роботах обґрунтовано необхідність урахування початкової ділянки для коротких труб.

Величина поправки на початкову ділянку, запропонована різними дослідниками, суттєво відрізняється.

Поправковий коефіцієнт на початкову ділянку має вигляд

$$\varepsilon_l = 1 + C/(L/d)^m \quad (2)$$

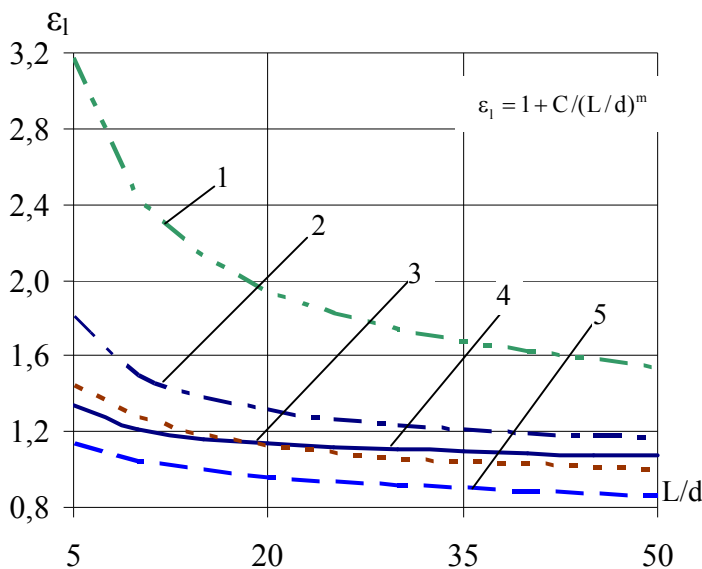


Рис. 2. Залежність поправкового коефіцієнта від співвідношення  $L/d$ . 1 –  $C=5,7, m=0,6$ ; 2 –  $C=2,4, m=0,68$ ; 3 –  $C=1, m=2/3$ ; 4 – табличні дані для в'язкісно-гравітаційного режиму [17]; 5 – табличні дані для турбулентного режиму [17]

Для визначення середнього значення критерію Нуссельта  $Nu$  необхідно розрахункове значення  $Nu_p$  помножити на поправку (2). Так, згідно з даними [14] Хаузен запропонував коефіцієнти  $c=1, m=2/3$ , Грасс –  $c=2,3, m=1$ ; Міллс –  $c=2,4, m=0,68$ . Автори [15] шляхом експериментальних досліджень котла на біомасі потужністю 50 кВт з  $L/d=19,1$  отримали коефіцієнти  $c=5,7, m=0,6$ .

У вітчизняній літературі Сукомелом А. С. для  $L/d < 15$  поправка запропонована у вигляді  $\varepsilon_l = 1,38 \cdot (L/d)^{-0,12}$ . Згідно з [17], якщо відомостей про умови протікання процесу недостатньо для оцінки  $\varepsilon_l$ , поправку можна записати у вигляді  $\varepsilon_l \approx 1 + \frac{2}{L/d}$ . Там же наведено

відповідні таблиці для визначення поправкового коефіцієнта для в'язкісно-гравітаційного режиму за  $L/d < 50$ .

Авторами проведено числове дослідження впливу параметра  $L/d$  на значення  $\varepsilon_l$ , запропоноване різними дослідниками (рис. 2).

Слід зазначити, що у вітчизняній літературі значення поправкових коефіцієнтів значно нижчі, ніж пропонують закордонні автори.

У результаті експерименту (рис. 3) температура димових газів на виході з котла без інтенсифікації теплообміну склала 366 °С, інші дані на рис. 3 – розрахункові. Найближче розрахункове значення температури відхідних газів 392 °С, що на 7 % більше експериментального значення.

Аналіз отриманих результатів показав (рис. 3), що використання поправок закордонних авторів дає незначні розбіжності в розрахованих і вимірних величинах температури відхідних газів. Це можна пояснити тим, що поправкові коефіцієнти було виведено в умовах, близьких до роботи котла.

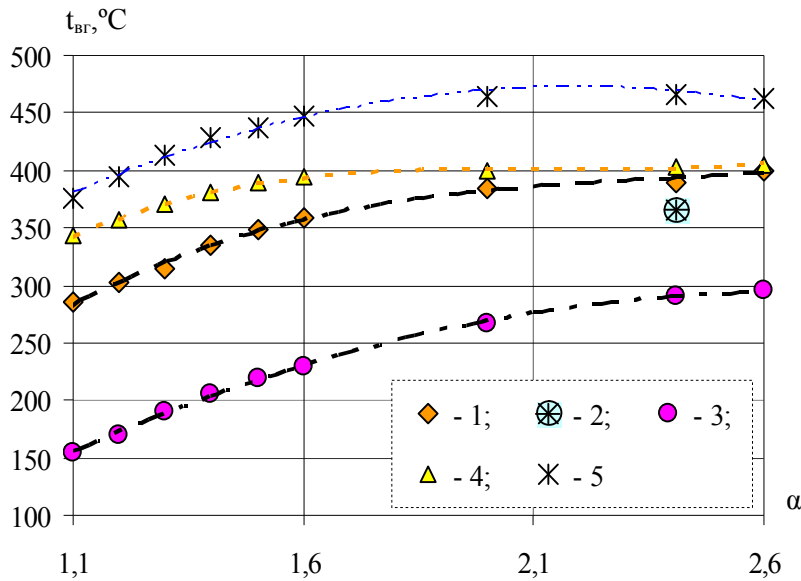


Рис. 3. Зіставлення експериментальних та розрахованих значень температури відхідних газів: 1 – за формулою (1) з коефіцієнтами в поправці (2)  $c = 2,4$ ,  $m = 0,68$ ; 2 – експериментальні дані; 3 – за (1) з  $c = 5,7$ ,  $m = 0,6$ ; 4 – за формулою, запропонованою авторами на основі експерименту (3); 5 – за формулою (1) без урахування поправки

$$Nu = 0,062 \cdot Re^{0,693} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left( 1 + \frac{2,4}{(L/d)^{0,68}} \right) \quad (3)$$

Як показали результати, урахування поправки, коли беруть до уваги інтенсивність теплообміну на початковій ділянці гідродинамічної стабілізації потоку, дозволяє більш точно визначати температуру газів на виході з котла. Це досить важливо на етапі проектування теплогенерувального обладнання малої потужності, оскільки неправильний вибір залежності для розрахунку теплообміну призведе до збільшення металоемності котла або котел буде спроектовано на меншу, ніж необхідно, потужність.

З метою виявлення впливу інтенсифікації теплообміну на основні теплотехнічні показники котла нами проведено числові дослідження. У якості інтенсифікаторів прийняті до уваги пластина, скручена стрічка та зігнута пластина, установлені на всю довжину жаротрубного пучка (рис. 4). Розміри котла, теплота згорання палива прийняті такі ж, як і в експериментальних дослідженнях [12]. Змінним параметром є коефіцієнт надлишку повітря. Витрата палива в розрахунках залишається сталою  $V_p = 3,8$  м<sup>3</sup>/год. Результати числових експериментів представлені на рис. 5.

Пластина знижує температуру відхідних газів на 25 – 43 %, збільшуючи при цьому ККД котла на 6,52 – 15,7%, а це, у свою чергу, призводить до зростання потужності котла. Найкращі показники ефективності спостерігають для зігнутої пластини. За зниження температури на виході з котла на 43,75 – 53,68 % ККД зростає на 7,9 – 24,5%. Такий ефект досягається за рахунок випромінювання від вставок до стінки труби.

Покращення теплотехнічних показників котла відбувається на фоні зростання втрат тиску в газотрубному пучку. Але за рахунок самотяги димової труби аеродинамічні процеси в котлі не погіршуються. У котлах з наддувом зростає потужність димососа.

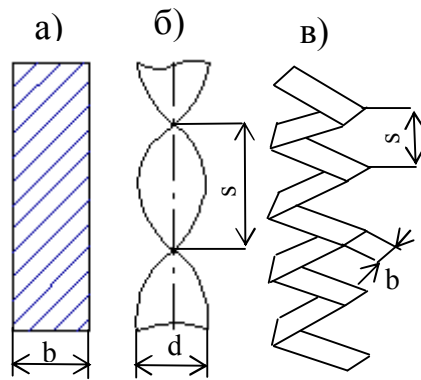


Рис. 4. Інтенсифікатори теплообміну: а) пластина  $b = 42$  мм; б) скручена стрічка  $s/d = 4,2$ ; в) зігнута пластина  $b = 20$  мм;  $s = 30$  мм

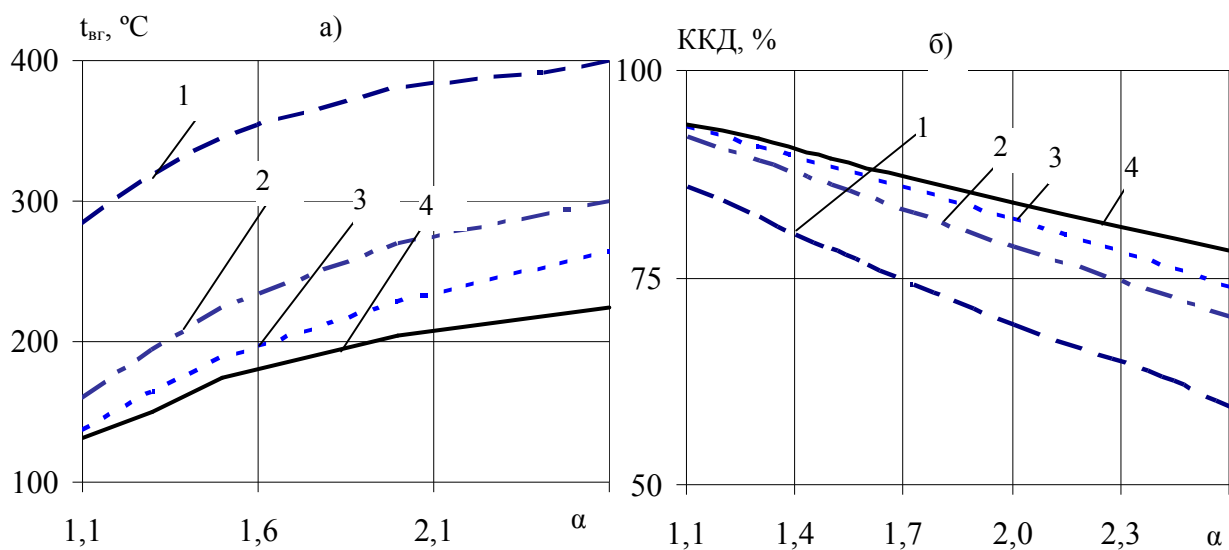


Рис. 5. Залежність температури відхідних газів (а) та ККД котла (б) від коефіцієнта надлишку повітря. 1 – гладкотрубний котел, 2 – котел із пластиною, 3 – котел із скрученою стрічкою, 4 – котел із зігнутою пластиною

### Висновки

Проаналізовано напрямки розвитку котельної техніки малої потужності. Розглянуто сучасні способи інтенсифікації теплообміну у водогрійних котлах малої потужності. На основі власних досліджень та аналізу робіт закордонних авторів запропоновано розраховувати теплообмін у гладкотрубних каналах водогрійних котлів з урахуванням поправки на інтенсивність теплообміну на початковій ділянці гідродинамічної стабілізації потоку. Найадекватнішим поправковим коефіцієнтом, на нашу думку, є коефіцієнт, запропонований Міллсом. Показано, що використання пластин різної конфігурації суттєво покращує теплотехнічні показники котла. Пластина знижує температуру відхідних газів на 25 – 43 %, збільшуючи при цьому ККД котла на 6,52 – 15,7 %, а це, у свою чергу, призводить до зростання потужності котла. Найкращі показники ефективності спостерігають для зігнутої пластини. За зниження температури на виході з котла на 43,75 – 53,68 % ККД зростає на 7,9 – 24,5 %. Такого ефекту досягають за рахунок випромінювання від вставок до стінки труби.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Басок Б. И. Численное моделирование процессов аэродинамики в топке водогрейного котла со вторичным излучателем / Б. И. Басок., В. Г. Демченко, М. П. Мартыненко // Промышленная теплотехника. – 2006. – № 1. – С. 17 – 22.
2. Гришкова А. В. Уменьшение выбросов оксидов азота от водогрейных котлов путем внесения в топку промежуточного излучателя с оптимальными параметрами / А. В. Гришкова, Б. М. Красовский, А. Ю. Ракитин // Промышленная энергетика. – 2004. – № 5. – С. 32 – 33.
3. Петриков С. А. Прогрессивные способы интенсификации теплообмена в отопительных котлах / С. А. Петриков, Н. Н. Хованов // Промышленная энергетика. – 2003. – № 12. – С. 18 – 22.
4. Шахлина Н. А. Интенсификация теплообмена в газотрубных котлах с использованием профилированных поверхностей теплообмена : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.14.04 “Промышленная теплоэнергетика” / Н. А. Шахлина. – Екатеринбург, 2007. – 20 с.
5. Колядин Е. А. Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных утилизационных котлах : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.08.05 “Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)” / Е. А. Колядин. – Астрахань, 2007. – 20 с.
6. Investigation of turbulators for fire tube boilers using exergy analysis [Электронный ресурс] / Betul Ayhan // Turkey Journal engineering environmental science. – 2001. – №5. – P. 249 – 258. – Режим доступа до журн. : <http://mistug.tubitak.gov.tr/bdyim/toc.php?dergi=muh&yilsayi=2001/4>.
7. Neshumayev D. Experimental investigation of various turbulator inserts in gas-heated channels / D. Neshumayev, A. Laid, T. Tiikma // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2004. – vol. 28(8). – P. – 877 – 886.
8. Experimental and numerical investigation of combined heat transfer augmentation technique in gas-heated channels. In: Proceedings of the 4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 18 – 23 Sept. [Электронный ресурс] / D. Neshumayev, T. Tiikma // Cairo, Egypt. – 2005. – Режим доступа: <https://www.etis.ee/portaal/publicationInfo.aspx?PubVID=17&LanguageVID=2&FullTranslate=false>.
9. Neshumayev D. Radiation Heat Transfer of Turbulator Inserts in Gas Heated Channels / D. Neshumayev, T. Tiikma, // Heat Transfer Research. – 2008. – vol. 39 (5). – P. 403 – 412.
10. Котли опалювальні водогрійні теплопродуктивністю до 100 кВт: Методи випробування і контролю теплотехнічних показників : ДСТУ 3948–2000. – [Чинний від 2001-01-01]. – К. : Держстандарт України, 2000. — 33 с.
11. Пат. 19637 Україна, МПК<sup>7</sup> F 28 F 1/00. Вставка для теплообмінної труби / Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Боднар Л. А. заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200607988; – заявл. 17.07.06.; опубл. 15.12.06.; Бюл. № 12.
12. Степанов Д. В. Експериментальні дослідження інтенсифікованого теплообміну в жаротрубному водогрійному котлі / Д. В. Степанов, С. Й. Ткаченко, Л. А. Боднар // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. – № 2. – С. 44 – 47.
13. Тепловой расчет котлоагрегатов (нормативный метод). – СПб: НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
14. Yrjola J. Modelling and experimental studies on heat transfer in the convection section of a biomass boiler / J. Yrjola., J. Paavilainen // Int. J. Energy Research. – 2006. – vol 30 (12) – P. 939 – 953.
15. Modelling and experimental study on wood chips boiler system with fuel drying and with different heat exchangers. Doctoral Dissertation [Электронный ресурс] / J. Yrjola // Helsinki University of Technology. Department of Mechanical Engineering. Laboratory of Applied Thermodynamics. Режим доступа до дисертації <http://lib.tkk.fi/Diss/2006/isbn9512284391/isbn9512284391.pdf>.
16. Neshumayev D., Tiikma T. Radiation heat transfer of turbulator inserts in gas heated channels / D. Neshumayev, T. Tiikma // Heat Transfer Research. – 2008. – vol. 39(5). – P. 403 – 412.
17. Исаченко В. П. Теплопередача / Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. – Энергоиздат, 1981. – 412 с.

**Боднар Лілія Анатоліївна** – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри теплоенергетики, тел. 598339, [Vodnar06@ukr.net](mailto:Vodnar06@ukr.net).

**Степанов Дмитро Вікторович** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики, тел. 598339, [StepanovDV@mail.ru](mailto:StepanovDV@mail.ru).

**Бойчук Роман Едуардович** – студент інституту будівництва, теплоенергетики та газопостачання. Вінницький національний технічний університет.