

**Л. А. Боднар, к.т.н., Д. В. Степанов, к.т.н., доц., А. М. Довгаль,
інженер**

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ
РОБОТИ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ВОДОГРІЙНОГО КОТЛА
ПОТУЖНІСТЮ 40 кВт**

Проаналізовано результати експериментальних досліджень енергетичних показників газогенераторного котла на деревині. Запропоновано методику розрахунку теплообміну в топці та конвективній частині котла.

Ключові слова: газогенераторний котел, коефіцієнт тепловіддачі, поправковий коефіцієнт.

Вступ. Постановка задачі

Щорічне подорожчання енергетичних ресурсів призводить до зростання частки використання поновлюваних джерел енергії. Одним з найбільш перспективних видів відновлювальних джерел енергії є біомаса. Спалювання біомаси за даними [1] є найбільшим джерелом забруднення атмосферного повітря. Незважаючи на останню обставину, поновлювані джерела енергії займуть найближчим часом вагоме місце в теплоенергетиці.

Газогенераторні котли є відносно новими на сучасному ринку опалювального обладнання. Перевагою газогенераторних котлів є високий для такого типу обладнання ККД – до 85 – 90% і простота регулювання потужності. Крім того такі котли екологічно чисті в роботі, в порівнянні з котлами на рідкому паливі. Газогенераторний котел як правило виконується з двокамерною топкою. В першу камеру подається паливо і тільки частина необхідного для повного спалювання повітря. Тут відбувається часткове спалювання і газифікація палива. У другій камері за рахунок подачі вторинного повітря відбувається остаточне допалювання утвореного генераторного газу.

У вітчизняній літературі практично немає експериментальних даних по ефективності роботи таких котлів. Немає в літературі також теоретично і експериментально обґрунтованих методів розрахунку газогенераторних котлів.

З огляду на те, що таке обладнання працює більш ефективно, ніж котли з прямим спалюванням, дослідження і впровадження газогенераторних котлів є **актуальною** задачею.

Схема експериментального стенду

Експериментальний стенд створено на заводі виробнику згідно до ДСТУ 3948 – 2000. Схема стенду наведена на рис.1.

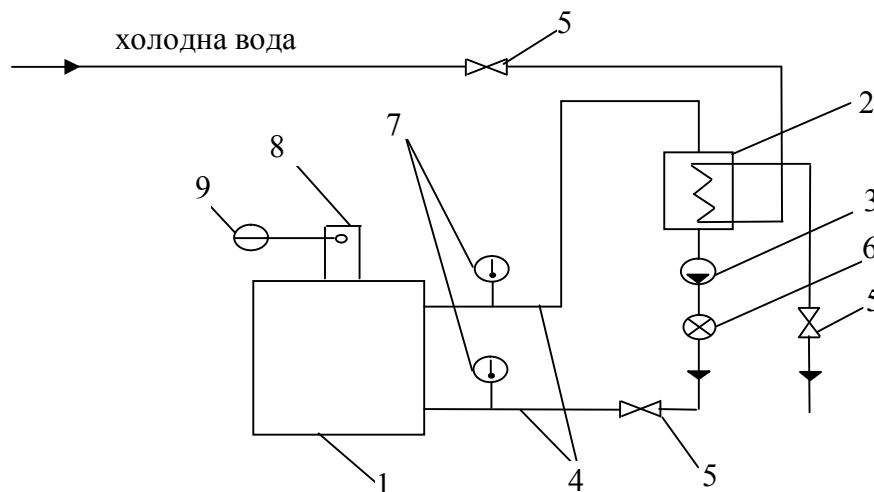


Рисунок 1 – Експериментальний стенд для дослідження інтенсифікації теплообміну в газотрубному елементі водогрійного котла потужністю 40 кВт: 1 – котел; 2 – теплообмінник; 3 – циркуляційний насос; 4 – подавальний та зворотний трубопроводи котлової води; 5 – крани; 6 – лічильник; 7 – термометри; 8 – димова труба; 9 – газоаналізатор

Результати досліджень

На підприємстві-виробнику котлів малої потужності були проведені налагоджувальні випробування експериментального зразка газогенераторного водогрійного котла потужністю 40 кВт розробленого інженером Довгалем А. М. Під час експерименту вимірювались екологічні показники котла, температура прямої і зворотної мережної води, а також температура димових газів на виході з котла.

Для отримання екологічних показників котла, температури димових газів на виході з котла використано газоаналізатор ОКСИ 5М.

Для газогенераторних двокамерних котлів нами не знайдено методик теплового та аеродинамічного розрахунку.

Оскільки газогенераторні котли двокамерні, то в площу стін $F_{ст}$ включаємо суму площ камери завантаження і допалювання. Оскільки паливо знаходиться в циліндричній камері завантаження, то виникає питання, щодо визначення поверхні шару. Попередні розрахунки показали, що вибір способу визначення поверхні шару R (середній поперечний переріз камери, нижня частина палива над соплом газифікації) призводить до різниці у визначенні температури на виході з топки до 3 %. Тому в першому наближенні поверхню шару пропонуємо визначати за формулою $R = d \cdot h$ (де d – діаметр камери завантаження (газифікації), h – глибина топки). Коефіцієнт $M_0 = 0,46$ обираємо як для шарових топкок. Коефіцієнт теплової ефективності екранів ψ дорівнює добутку ступеню екранування χ та коефіцієнта, що

враховує термічний опір забруднення або закриття ізоляцією ζ з НМ [2]. Величину χ для ВКМП пропонуємо записати у вигляді

$$\chi = \frac{H_{\text{екр}}}{F_{\text{ст}}} \quad (1)$$

де $H_{\text{екр}}$ – площа екранованої поверхні топки, м^2 ;
 $F_{\text{ст}}$ – загальна площа стін топки, м^2 .

Коефіцієнт ζ , який враховує зниження теплосприйняття екрану при його забрудненні чи закритті його поверхні теплоізоляцією, вибирається з таблиці 6.3 Нормативного методу [2]. Для топок газогенераторних котлів на відходах деревини, з утепленими керамікою камерами, пропонуємо прийняти $\zeta = 0,1$, як для екранів закритих шамотною цеглою.

Нами проведений тепловий розрахунок котла з використанням розробленої нами математичної моделі [3]. При визначенні коефіцієнта надлишку повітря була взята до уваги методика [4].

Топка котла виконана двокамерною із сталі та кераміки. Між камерою завантаження і камерою допалювання розташоване сопло для газифікації. Продукти згорання видаляються за допомогою витяжного вентилятора. Конвективна частина котла складається з 30 труб діаметром 58/51 і довжиною 0,57 м. Вологість деревини становить 45 %, теплота згорання деревини 9,23 МДж/кг, навантаження котла 40 кВт. Температурний режим води 70/50 °С. ККД котла знаходився в межах 82,5–84 %. Витрата палива знаходилась в межах 18,8–19,5 кг/год.

Розрахункова температура на виході з топки складає 540 – 720 °С. Оскільки котел новий, коефіцієнт забруднення прийнятий $\psi=0,95$.

Таблиця 1 – Результати експерименту

Температура відхідних газів, °С	197,7	190,3	193	187	196,7	192,9
Вміст кисню у відхідних газах, %	8,1	8,2	9,3	9,6	10,5	9,1
Температурний режим води $t_{\text{пр}}/t_{\text{зв}}$, °С	70/50	70/50	70/50	70/50	70/50	70/50

Авторами порівняні експериментальні дані (табл.1) температури на виході з котла і розрахункові (рис.2). Розрахункова температура димових газів на виході залежить від прийнятих за основу залежностей для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку димових газів. Нами показано [5], що результати розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку димових газів за різними залежностями для однакових початкових умов суттєво відрізняються. Це призводить до складнощів під час розрахунків теплообміну в реальних об'єктах, зокрема котлах. При цьому спостерігаються відмінності

між експериментальними і розрахунковими даними. В роботі закордонних авторів [6], наголошується також на необхідності врахування поправки на гідродинамічну стабілізацію потоку. В цій же роботі проведено ґрунтовні дослідження роботи котла на пелетах потужністю 50 кВт та котла на деревині потужністю 4 МВт і показано вплив вибору залежності для розрахунку теплообміну в конвективній частині і поправкових коефіцієнтів запропонованих різними авторами на кінцеві результати розрахунку. Авторами порівняно експериментальні та розрахункові значення температур димових газів на виході з котла. Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в конвективній частині взято формулу Міхєєва (2) і враховано поправкові коефіцієнти наведені в роботі іноземних авторів [6] (рис.2).

$$\alpha_1 = 1,4 \cdot \frac{\lambda_\Gamma}{d_{\text{BH}}} \left(\frac{w_\Gamma \cdot d_{\text{BH}}}{v_\Gamma} \cdot \frac{d_{\text{BH}}}{L} \right)^{0,4} \text{Pr}_\Gamma^{0,33} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_\Gamma}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25} \quad (2)$$

Виявилось, що експериментальні значення температури на виході з котла знаходяться в діапазоні між розрахунковими значеннями температури, отриманими за формулою (2) з поправковим коефіцієнтом Міллса та авторів [6]. Поправковий коефіцієнт на початкову ділянку має вигляд

$$\varepsilon_1 = 1 + C / (L / d)^m \quad (3)$$

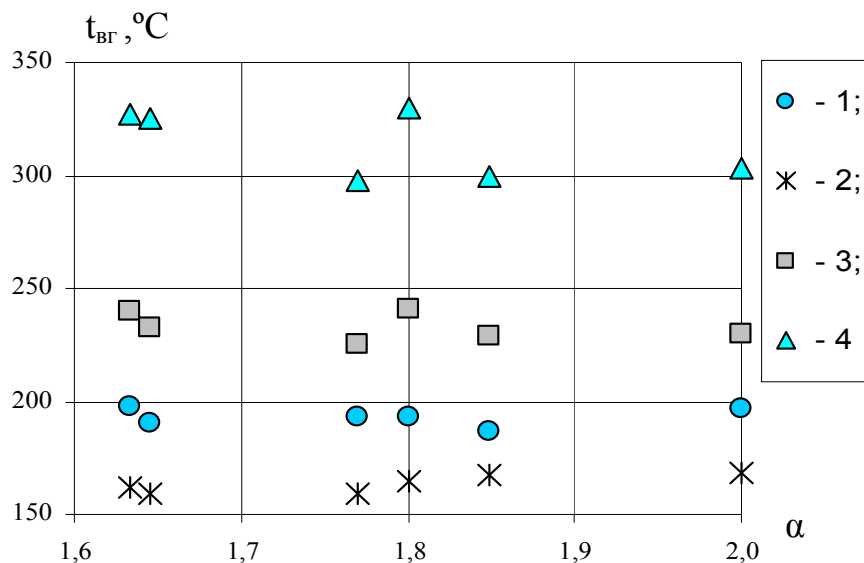


Рисунок 2 – Порівняння експериментальних та розрахункових значень температури відхідних газів газогенераторного котла: 1 – експериментальні дані; 2 – розраховані за (2) з коефіцієнтами в поправці (3) $c = 5,7$, $m = 0,6$; 3 – за (2) з $c = 2,4$, $m = 0,68$; 4 – за (2).

Формула Міхєєва без поправки на початкову ділянку гідродинамічної стабілізації дає найбільші розходження між розрахунковими та

експериментальними значеннями температури на виході з газотрубного пучка (до 40 %).

Для інженерних розрахунків таких котлів з достатньою точністю, на нашу думку, можна користуватись методикою розрахунку топки запропонованою нами, а для визначення інтенсивності конвективного теплообміну в пучку без інтенсифікації користуватись загальновідомою формулою Міхеєва для ламінарного режиму течії (2) з поправкою на початкову ділянку, запропоновану Міллсом [6].

Отже, запропоновані особливості розрахунку теплообміну в топці та конвективній частині котлів на твердому паливі підтвердились під час проведення експериментальних досліджень.

ВИСНОВКИ

Авторами проведено експериментальні дослідження показників роботи газогенераторного котла на деревині потужністю 40 кВт. Проаналізовано результати і на основі власних досліджень та робіт іноземних авторів запропоновано методику для інженерних розрахунків теплообміну в топці та конвективній частині котла. Запропоновано розраховувати теплообмін в конвективній частині котла за формулою Міхеєва з врахуванням поправкового коефіцієнта запропонованим в роботі іноземних авторів. Наведено рекомендації з розрахунку теплообміну в топці газогенераторного котла.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Жовмир Н. М. Анализ нормативных требований к эмиссии загрязняющих веществ при сжигании биомассы/ Жовмир Н. М.//Промышленная теплотехника. – 2012. – №1. – С. 77 – 86.
2. Тепловой расчет котлоагрегатов (нормативный метод). – СПб: НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
3. Степанов Д. В. Енергетична та екологічна ефективність водогрійних котлів малої потужності/ Д. В. Степанов, Л. А. Боднар// . Монографія – 2011 р. – 151 С.
4. Установки котельные. Установки, работающие на газообразном, жидком и твердом топливе. Нормы выбросов загрязняющих веществ: СТБ 1626.1-2006.– [Дата введения 2006-07-01].–Минск, 2006.–8 с.
5. Степанов Д. В. Залежності для теплових розрахунків в жаротрубних пучках котлів малої потужності / Степанов Д. В., Ткаченко С. Й., Боднар Л. А., Загаєцька Т. Ю.// Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. - № 2. – С. 31 - 40.
6. 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) – pp. 939 – 953.

Рекомендовано до друку кафедрою теплоенергетики Вінницького національного технічного університету.

Боднар Лілія Анатоліївна, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри теплоенергетики Вінницького національного технічного університету, тел.598339, Bodnar06@ukr.net, сайт

Степанов Дмитро Вікторович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики Вінницького національного технічного університету, тел.598339, StepanovDV@mail.ru.

Довгаль Анатолій Миколайович, інженер.

Контактний телефон +380963516494 – Боднар Л. А.