

Л.Т. Струтинська

## Особливості розподілу температури поверхні у дифузійних каталітичних джерелах тепла для термогенераторів

*Інститут термоелектрики НАН та МОН України, 58002, м. Чернівці,  
Головпошта, а/с 86, тел.(03722) 4-55-32, E-mail: anatysh@inst.cv.ua*

Представлено результати моделювання теплових процесів у дифузійних каталітичних джерелах тепла, визначено їх раціональні теплові потужності для ефективного використання у термогенераторах. Комп'ютерними методами досліджено розподіл температури поверхні дифузійного каталітичного джерела тепла в складі термогенератора в залежності від теплової потужності та форми джерела тепла.

**Ключові слова:** фізична модель, каталітичне джерело тепла, термогенератор.

*Стаття постуила до редакції 07.02.2008; прийнята до друку 15.12.2008.*

### Вступ

Особливості використання каталітичних джерел тепла (КДТ) у термоелектричних генераторах (ТЕГ) визначаються їх енергетичними і температурними характеристиками, а також кінетичними і газодинамічними умовами згоряння органічного палива. Стабільне згоряння у таких джерелах можливе лише за умови оптимального теплового і хімічного регулювання процесом, а низький ККД термоелектричних мікрогенераторів, у яких використовується каталітичне згоряння органічного палива, зумовлений переважно термоелектричною складовою пристрою [1,2]. Разом з цим, створення термоелектричних мікрогенераторів вимагає вирішення ряду питань, не пов'язаних з термоелектрикою.

Найважливішими для визначення оптимальних умов згоряння палива у каталітичних ТЕГ є теплофізичні питання. Великі втрати тепла у мікроджерелах, які призводять до зменшення ККД термогенератора, вимагають досконалого теплового проектування. Визначальні розміри мікрокамер згоряння або мікрооб'ємів каталізатора суттєво більші від середнього вільного пробігу молекул повітря й газових палив, тому фізико-хімічні параметри середовищ по суті такі ж, як і у макроаналогів. Тобто можна використати стандартні гіпотези передачі тепла. Поряд з цим, малі розміри мікропристроїв зумовлюють особливості фізики рідин і газів, згоряння газів і перенесення тепла, які пов'язані з роботою таких пристроїв.

Малі числа  $Re$  і малі діаметри каналів для проходження газової суміші породжують потенційну

проблему приготування паливо-повітряної суміші у мікропристроях згоряння і переважно таких, що працюють на рідкому паливі. Це зумовлено тим, що фазовий перехід від рідини до пари у мікроканалах відбувається стрибкоподібно й нестабільно. Оскільки поверхнева енергія краплі обернено пропорційна радіусу її кривизни, то зменшення розмірів пристрою вимагає збільшення тиску й енергії для розпилення [3], що викликає додаткові труднощі проектування мікрогенераторів.

Важливим питанням теплового регулювання є температура твердої фази. Число Фур'є збільшується зі зменшенням довжини каталітичного каналу або зменшенням об'єму каталізатора, в якому рухається газове середовище. Це призводить до квазістійкої поведінки температури твердого тіла. Однак у мікропристроях складно зберігти таку ж швидкість газового потоку, різницю температур і концентрацію реагентів, які є у макропристроях [3].

Найбільш детально процеси каталітичного горіння досліджено для систем з сумісною подачею реагентів [4]. Однак, такі системи вимагають використання додаткових пристроїв для підготовки паливо-повітряної суміші, дотримання вимог до створення стехіометричного співвідношення паливо-повітря. Виконання цих вимог стає проблематичним за умови використання каталітичних джерел тепла для ТЕГ мілі ватного та ватного діапазону електричних потужностей. Стабільне горіння у мікрооб'ємах каталізатора таких ТЕГ є визначальним для забезпечення їх оптимального теплового режиму термогенератора.

Ряд з наведених вище проблем вирішено шляхом використання у складі мікроТЕГ дифузійних каталітичних джерел на газовому паливі, в яких

використана зустрічна подача палива і повітря на каталізатор і які позбавлені цих недоліків. В таких джерелах тепла паливо на каталізатор надходить під невеликим тиском, повітря – шляхом природної конвекції. Вони надійні, забезпечують автономну роботу в широкому діапазоні витрат палива, а також при порушенні стехіометричного співвідношення паливо-повітря. Особливістю використання дифузійних джерел тепла у складі ТЕГ є наявність повітряного проміжку між поверхнею каталітичного джерела і теплоприймальною поверхнею термоелектричного перетворювача. Це в свою чергу обумовлює особливості теплопередачі в системі джерело тепла – гарячий радіатор (поверхня ТЕБ), газодинамічні і кінетичні умови процесу згоряння палива на твердому каталізаторі, а також особливості розподілу температури поверхні каталізатора, що в значній мірі визначає енергетичні характеристики як джерела тепла, так і термоелектричного генератора.

**Мета роботи** – моделювання теплових процесів у дифузійних каталітичних джерелах тепла, визначення їх раціональних теплових потужностей для ефективного використання у термогенераторах.

## I. Результати дослідження

Найбільш раціональною геометричною формою каталітичного джерела тепла з точки зору оптимального теплообміну з теплоприймальною поверхнею термоперетворювача є циліндр. Фізична модель каталітичного джерела тепла у складі термоелектричного генератора наведена на рис.1.

Тепловий баланс термоелектричного мікрогенератора описується такою системою рівнянь:

$$Q = Q'_1 + Q_3 + Q'_4 + Q''_4 + Q_5, \\ Q_1 = Q'_1 - Q_6, \quad (1)$$

де  $Q = g_f G$  – загальна теплова потужність джерела тепла ( $g_f$  – витрата палива,  $G$  – теплота згоряння палива);  $Q'_1$  – теплова потужність, яка надходить від джерела тепла до гарячого радіатора шляхом конвекції та випромінювання;  $Q_1$  – корисна теплова потужність (теплова потужність, що надходить до термоперетворювача ТЕГ);  $Q_3$  – втрати теплової потужності з продуктами реакції;  $Q'_4$ ,  $Q''_4$  – втрати теплової потужності з бічних поверхонь каталізатора шляхом конвекції та випромінювання відповідно;  $Q_5$  – втрати теплової потужності по елементах конструкції джерела тепла;  $Q_6$  – теплова потужність, яка втрачається на елементах конструкції мікроТЕГ через теплову ізоляцію.

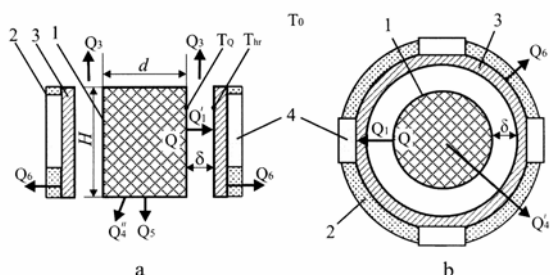
Теплова потужність  $Q'_1$  визначена за виразом [5]:

$$Q'_1 = h_r (T_Q - T_{hr}) S_r + \varepsilon \sigma_0 [T_Q^4 - T_{hr}^4] S_k, \quad (2)$$

де  $h_r$  – коефіцієнт конвективного теплообміну в проміжку між джерелом тепла та гарячим радіатором;  $T_Q$  – температура тепловіддаючої поверхні каталітичного джерела тепла;  $T_{hr}$  – температура теплоприймальної поверхні гарячого радіатора;  $S_k$  – площа тепловіддаючої бічної поверхні каталітичного джерела тепла;  $S_r$  – площа теплоприймальної поверхні гарячого радіатора,  $\sigma_0$  – стала Стефана-Больцмана;  $\varepsilon$  – приведений ступінь чорноти для випадку коаксіального розташування циліндричного джерела тепла та гарячого радіатора [5].

Втрати теплової потужності  $Q_3$  з продуктами реакції горіння палива визначено за формулою:

$$Q_3 = g_f \left[ \left( c_2 \left( \frac{T_Q + T_{hr}}{2} - 100 \right) + \lambda' + c_3 (100 - T_0) \right) m_2 + (m_1 c_1 + m_0 c_0) \left( \frac{T_Q + T_{hr}}{2} - T_0 \right) \right], \quad (3)$$



**Рис. 1.** Модель циліндричного каталітичного джерела тепла за наявності теплоприймальної поверхні, а – вертикальний; б – горизонтальний перерізи ТЕГ: 1 – поверхня каталізатора; 2 – теплова ізоляція; 3 – гарячий радіатор; 4 – термоелектричний модуль.

де  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  – відповідно теплоємності повітря,  $\text{CO}_2$ , водяної пари, води;  $\lambda'$  – питома теплота пароутворення води; коефіцієнти  $m_1$  і  $m_2$  визначають відповідно масові частки  $\text{CO}_2$  і  $\text{H}_2\text{O}$ , які утворюються при згорянні одиниці маси палива, а коефіцієнт  $m_0$  – масу повітря.

Втрати теплової потужності  $Q'_4$  з верхнього торця джерела тепла [6]:

$$Q'_4 = h_l (T_Q - T_0) S_T + \varepsilon_l \sigma_0 (T_Q^4 - T_0^4) S_T, \quad (4)$$

де  $h_l$  – коефіцієнт конвективного теплообміну при відведенні тепла від верхнього торця джерела тепла;  $\varepsilon_l$  – ступінь чорноти поверхні каталітичного джерела тепла;  $S_T$  – площа торця. Втрати теплової потужності з нижнього торця  $Q''_4$  складають  $0,5 \cdot Q'_4$  [5, 6].

Втрати теплової потужності  $Q_5$  по конструктивних елементах джерела тепла:

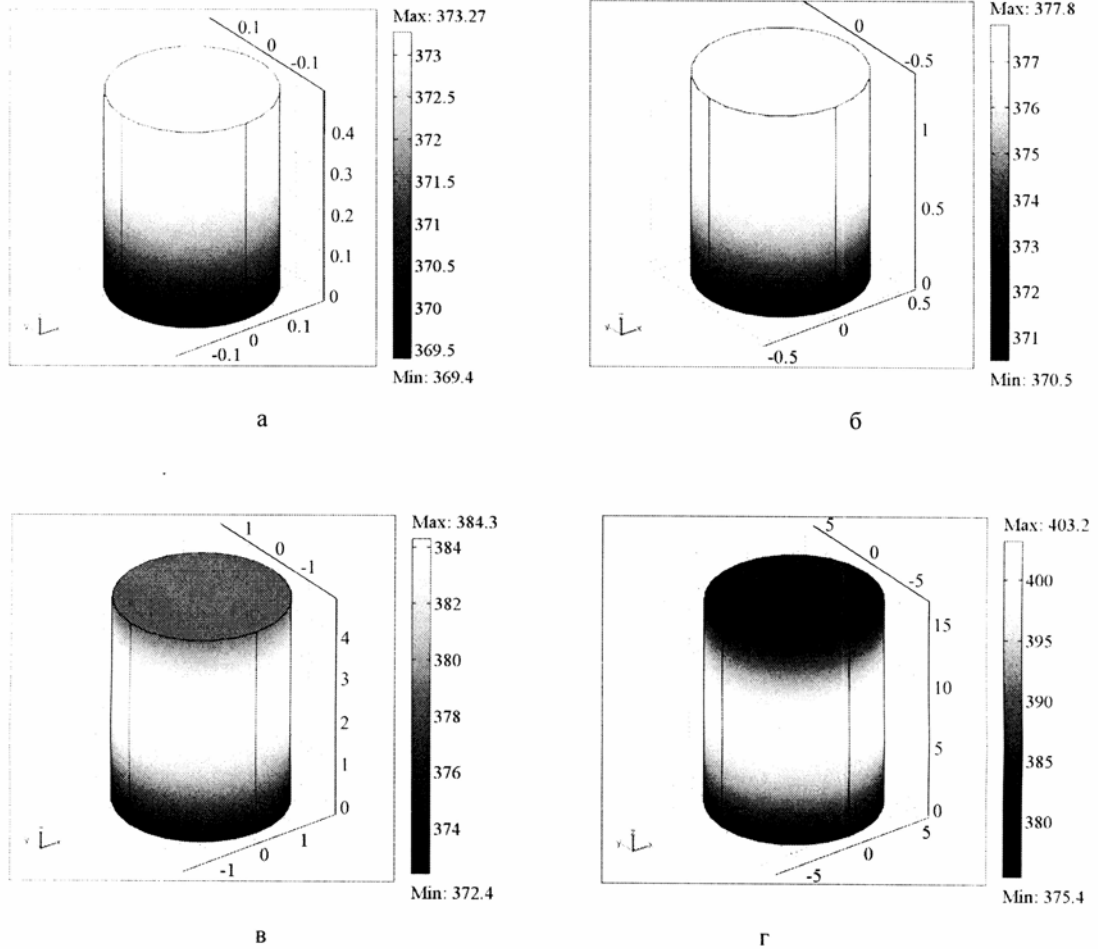


Рис. 2. Розподіл температури поверхні КДТ тепловою потужністю, Вт 1 – (а), 10 – (б); 100 – (в) і 1000 – (г) за умови теплообміну з теплоприймальною поверхнею термогенератора.

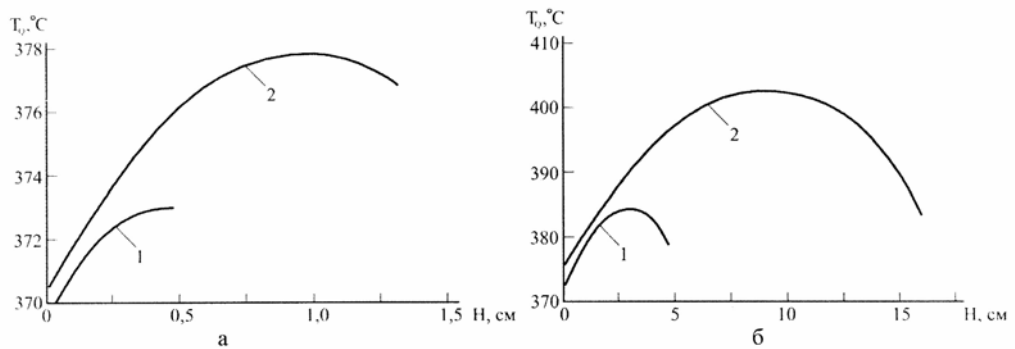


Рис. 3. Температурні профілі циліндричного каталітичного джерела тепла різної теплової потужності, Вт: а – 1 (1), 10 (2); б – 100 (1) і 1000 (2).

$$Q_5 = \frac{S_i \lambda'_i}{l_i} (T_Q - T_0), \quad (5)$$

де  $S_i$  – площа перерізу газопідвідної трубки;  $\lambda'_i$  – теплопровідність матеріалу газопідвідної трубки;  $l_i$  – довжина газопідвідної трубки.

Теплова потужність  $Q_6$ , яка втрачається на елементах конструкції ТЕГ через теплову ізоляцію:

$$Q_6 = \frac{\lambda'_i S_i}{L_i} (T_{hr} - T_{cr}), \quad (6)$$

де  $\lambda'_i$  – теплопровідність ізоляційного матеріалу;  $S_i$  – площа поверхні гарячого радіатора, яка не зайнята термоелектричною батареєю;  $L_i$  – товщина шару теплоізоляції;  $T_{cr}$  – температура холодного радіатора ( $T_{cr} = 50^\circ\text{C}$ ).

За допомогою програми COMSOL визначено

Характеристики джерел тепла різної теплової потужності

Теплова потужність джерела тепла	1Вт	10Вт	100Вт	1000Вт
$Q, \text{Вт/см}^3$	25	10	2,5	1,7
$h_1, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	25	9,3	2,6	0,7
$h_2, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	13,5	5	1,4	0,4
$h_r, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	9	4	3	2,4
$d \times H, \text{мм} \times \text{мм}$	3,7 \times 4,8	10 \times 13	36 \times 47	124 \times 161
$V, \text{см}^3$	0,05	1,0	47,6	1,96 \cdot 10^3
$S_c, \text{см}^2$	0,56	4,08	52,9	640
$\delta, \text{мм}$	1	2,25	3	3,8
Re	2,07	4,8	13,7	74,2

$d$  – діаметр джерела тепла,  $H$  – висота джерела тепла,  $V$  – об'єм джерела тепла,  $S_c$  – площа тепловіддаючої поверхні;  $\delta$  – величина проміжку між джерелом тепла та гарячим радіатором; Re – число Рейнольдса, що характеризує режим руху газу у каталітичній насадці.

розподіл температур в системі каталітичне джерело тепла – гарячий радіатор. Теплові потоки, втрати тепла, коефіцієнти теплообміну враховані при визначенні температурного розподілу, знайдено за формулами (1)–(6) з використанням ресурсів програмного пакету Mathcad 11.

Тепловий баланс між каталітичним джерелом тепла та гарячим радіатором, за яким знайдено розподіл температури джерела тепла, описується рівнянням:

$$n(k_r \nabla T_{hr}) = h_r(T_Q - T_{hr}) + \varepsilon \sigma(T_Q^4 - T_{hr}^4), \quad (7)$$

де  $k_r$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу радіатора;  $\sigma$  – стала Стефана-Больцмана,  $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$

– оператор Гамільтона.

Ліва частина рівняння (7) характеризує теплову потужність, що витрачається на нагрівання гарячого радіатора з врахуванням теплопровідності матеріалу радіатора, права частина визначає конвективний теплообмін у проміжку між джерелом тепла та гарячим радіатором і враховує теплову потужність, що надходить шляхом випромінювання.

Розподіл температури верхнього торця джерела тепла визначено з врахуванням втрат тепла шляхом конвекції і випромінювання [6]:

$$n(k_c \nabla T_Q) = h_1(T_Q - T_0) + \varepsilon_r \sigma(T_Q^4 - T_0^4), \quad (8)$$

де  $T_Q$  – температура поверхні верхнього торця каталітичного джерела тепла;  $T_0$  – температура навколишнього середовища,  $k_c$  – коефіцієнт теплопровідності джерела тепла (1,08 Вт/м·К).

Питома теплова потужність  $Q$  визначає температурний розподіл каталітичного джерела тепла і описується рівнянням:

$$\nabla(-k_c \nabla T_Q) = Q. \quad (9)$$

Відповідні граничні умови на поверхні гарячого радіатора визначаються рівнянням:

$$n(k_r \nabla T_{hr}) = 0. \quad (10)$$

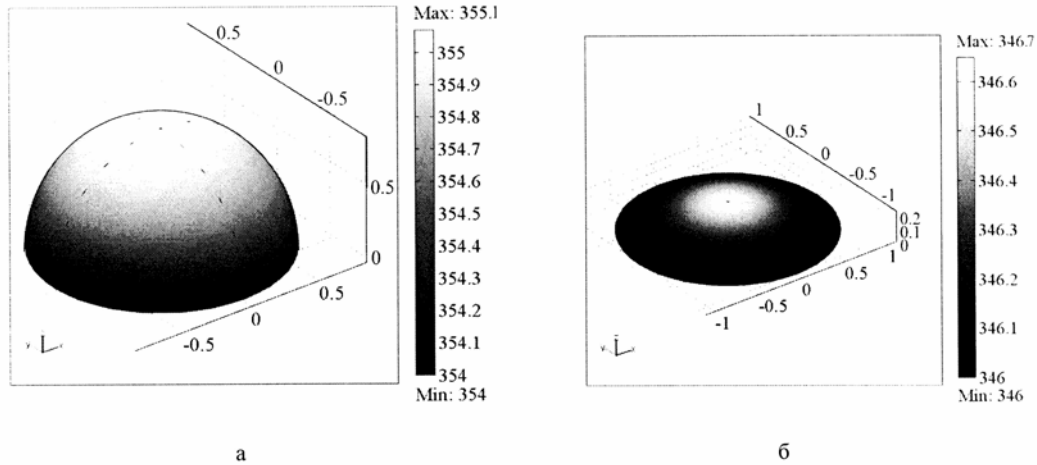
Математична модель реалізована чисельним методом за умови середньої температури теплоприймальної поверхні термоперетворювача 300 °С. Знайдений розподіл температури поверхні та температурний профіль за висотою каталітичних джерел тепла потужністю від 1 до 1000 Вт при

наявності теплоприймальної поверхні гарячого радіатора ТЕГ наведено на рис. 2, 3.

Видно, що при збереженні сталого оптимального відношення діаметру циліндру до його висоти (1:1,3) зі збільшенням теплової потужності джерела тепла суттєво змінюється характер розподілу температури каталітичної поверхні джерела тепла. Зона максимальних температур зміщується від верхнього торця до середини циліндра, градієнт температури  $\Delta T$  збільшується від 4 °С (для 1 Вт) до 20 °С (для 1000 Вт), а максимальна температура в зоні реакції збільшується від 373 °С до 403 °С. Збільшення температурного градієнту по висоті джерела тепла в складі термогенератора призводить до порушення оптимального режиму роботи термоелектричного перетворювача на різних рівнях гарячого радіатора. Отже з точки зору збереження ізотермічності роботи поверхні каталізатора раціональною є теплова потужність дифузійного джерела тепла на рівні 100 Вт і менше.

З врахуванням отриманих результатів визначено характеристики циліндричних каталітичних джерел тепла різної потужності (табл.1) за умови забезпечення повного згоряння палива (пропан-бутанової суміші) на каталізаторі, стехіометричного співвідношення палива та повітря, оптимальних робочих температур теплоприймальної поверхні гарячого радіатора: значення питомої теплової потужності джерела тепла  $Q$ , коефіцієнтів конвективного теплообміну  $h_1$  і  $h_2$ , коефіцієнт конвективного теплообміну між джерелом тепла та гарячим радіатором  $h_r$ , геометричні параметри джерела тепла, оптимальну величину проміжку між джерелом тепла та гарячим радіатором  $\delta$ .

З табл. 1 видно, що зі збільшенням теплової потужності джерела тепла від 1 до 1000 Вт питома теплова потужність зменшується майже у 15 разів. Повітряний проміжок між джерелом тепла і теплоприймальною поверхнею гарячого радіатора збільшується від 1 до 3,8 мм. За розрахованими значеннями критерію Рейнольда режим руху у пористому каталізаторі джерела тепла потужністю 1–100 Вт переважно ламінарний, а у більш потужному (1000 Вт) – турбулентний режим руху [7]. Низькі



**Рис. 4.** Розподіл температури поверхні КДТ об'ємом  $1,07\text{см}^3$  у формі півсфери (а) і сегмента (б) у випадку теплообміну з теплоприймальною поверхнею при питомій тепловій потужності  $10\text{Вт}/\text{см}^3$ .

значення критерію Рейнольда зумовлені малими діаметрами пор каталізатора, низькою витратою реагентів та малими товщинами шару пористого каталізатора. Тобто характер руху газового середовища у мікроб'ємі каталізатора переважно ламінарний і перемішування реагентів здійснюється шляхом дифузії [7].

Значення критерію Рейнольдса у шарі волокнистого каталізатора розраховано за методом Кармана [7] (критичне значення критерію Рейнольдса, яке визначає перехід від ламінарного режиму руху до турбулентного,  $Re_{кр} = 20 \div 40$ ):

$$Re = \frac{v \cdot d_0}{\nu} \cdot \frac{\varphi}{1 - \varepsilon}, \quad (11)$$

де  $v$  – лінійна швидкість палива в каталізаторі,  $\nu$  – кінематична в'язкість палива ( $3,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ),  $\varphi$  – фактор форми або опір форми волокон каталізатора,  $\varepsilon$  – вільний об'єм каталізатора ( $0,88 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ),  $d_0$  – діаметр каналів між волокнами ( $d_0 = d \cdot \varepsilon$ ).

Лінійна швидкість палива в каталізаторі

$$v = \frac{g_t \cdot (3,6 \cdot 10^6)^{-1}}{\rho \cdot S}, \quad (12)$$

де  $\rho$  – густина палива ( $2,16 \text{ кг}/\text{м}^3$ );  $g_t$  – витрата палива;  $S$  – площа перерізу шару каталізатора ( $S = \pi(d/2)^2$ ).

Фактор форми каталізатора визначено за формулою Блазіуса [8]:

$$\varphi = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (13)$$

З врахуванням (12) і (13) отримано:

$$Re = \left( \frac{v \cdot d_0 \cdot 0,3164}{\nu \cdot (1 - \varepsilon)} \right)^{4/5}. \quad (14)$$

Вплив форми (циліндр, напівсфера, сегмент) каталітичного джерела тепла на його теплофізичні характеристики за умови теплообміну з теплоприймальною поверхнею ТЕГ досліджено на

джерелах з об'ємом каталізатора  $1 \text{ см}^3$  за питомою тепловою потужністю на рівні  $10 \text{ Вт}/\text{см}^3$  (рис. 4). Порівняно з циліндричним варіантом дифузійні джерела тепла сферичної форми  $d = 16 \text{ мм}$  (рис. 4а) і у формі сегмента  $d = 20 \text{ мм}$  (рис. 4б) характеризуються суттєво меншим градієнтом температур поверхні, який складає  $1-2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Разом з цим максимальна температура поверхні значно зменшується від  $378$  до  $355^\circ\text{C}$  для сфери і до  $346^\circ\text{C}$  – для сегмента (табл.2). За умови теплообміну з теплоприймальною поверхнею коефіцієнт теплообміну в повітряному проміжку також зменшується від циліндра до сфери і сегмента. Головним чинником цього є зміна швидкості газової суміші зі зміною кута її руху у повітряному проміжку поверхні каталізатора – теплоприймальною поверхнею ТЕГ та у пористому шарі каталізатора [9]. При цьому погіршується дифузія повітря в шар каталізатора. Як наслідок, зменшується повнота згоряння палива і температура каталізатора.

## Висновки

На основі запропонованої фізичної моделі, комп'ютерними методами знайдено розподіли температури поверхні дифузійних каталітичних джерел тепла в термогенераторах у залежності від теплової потужності та форми джерела тепла.

За умови оптимального співвідношення діаметру дифузійного джерела тепла і його висоти (1:1,3) зі збільшенням потужності джерела тепла від  $1$  до  $1000 \text{ Вт}$  максимальна температура в зоні реакції збільшується на  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , а градієнт температури поверхні каталізатора зростає до  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , що вимагає перерозподілу надходження горючого газу та повітря до різних ділянок пористого каталізатора.

Основні характеристики КДТ різної форми при питомій тепловій потужності 10 Вт/см<sup>3</sup>

Характеристика	циліндр	півсфера	сегмент
V, см <sup>3</sup>	1,01	1,07	1,07
S <sub>c</sub> , см <sup>2</sup>	4,1	4,0	3,4
δ, мм	2,25	1,7	1,9
d, мм	10	16	20
H, мм	13	-	3
T <sub>max</sub> , °C	378	355	346
ΔT, °C	7	1	1,6
h <sub>r</sub> , Вт/м <sup>2</sup> ·К	4	3,4	3,2
g <sub>i</sub> , г/год	0,76	0,8	0,8

$d$ ,  $H$ ,  $V$ ,  $S_c$  – відповідно діаметр, висота, об'єм та площа тепловіддаючої поверхні джерела тепла;  $\delta$  – величина проміжку між джерелом тепла та гарячим радіатором;  $h_r$  – коефіцієнт конвективного теплообміну між джерелом тепла та гарячим радіатором;  $g_i$  – витрата палива;  $T_{max}$  – максимальна температура поверхні КДТ;  $\Delta T$  – градієнт температур по висоті КДТ.

Показано, що оптимальною формою каталітичного джерела тепла з точки зору ефективного теплообміну з термоперетворювачем, регулювання теплового режиму джерела тепла і розподілу температури поверхні каталізатора є циліндрична форма, раціональний діапазон теплових потужностей каталітичного дифузійного джерела

тепла для ефективного використання у ТЕГ знаходиться в межах 1-100 Вт.

**Струтинська Л.Т.** – кандидат хімічних наук, старший науковий співробітник.

- [1] C. Zhang, K. Najafi, L.P. Bernal, P.D. Washabaugh. An Integrated Combustor-Thermoelectric Micro Power Generator // *Proc. of the 11<sup>th</sup> International Conference on Solid-State Sensor and Actuators.*- Munich, Germany.- June 10-14. (2001).
- [2] L. Sitzki, K. Borer, E. Schuster, P.D. Ronney, S. Wusson. Combustion in Microscale Heat-Recirculating Burners // *Proc. of the Third Asia-Pacific Conference on Combustion*, Seoul, Korea.- June 24-27.- (2001).
- [3] A.C. Fernandez-Pello. Micro-Power Generation Using Combustion: Issues and Approaches // *Proc. of the International Symposium on Combustion*, Sapporo, Japan.-July 21-26, pp. 1-45 (2002).
- [4] K. Maruta, K. Takeda, L. Sitzki, K. Borer, P. Ronney, S. Wussow. Catalytic Combustion in Microchannel for MEMS Power Generation // *Third Asia-Pacific Conference on Combustion*, Seoul, Korea - June 24-27, pp. 1-4. (2001).
- [5] С.И. Исаев, Б.М. Миронов, В.М. Никитин, В.И. Хвостов. *Основы термодинамики, газовой динамики и теплопередачи*. Машиностроение, М. 275с. (1968).
- [6] В.А. Григорьев, В.М. Зорин. *Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент*. Энергоиздат, М. 510 с. (1982).
- [7] П.Г. Романков, М.И. Курочкина. *Гидромеханические процессы химической технологии*. Химия, Л. 288 с. (1974).
- [8] Д.А. Франк-Каменецкий. *Диффузия и теплопередача в химической кинетике*. Наука, М. 491 с. (1967).
- [9] А.В. Болгарский, В.И. Голдобеев, Н.С. Идиатуллин. *Сборник задач по термодинамике и теплопередаче*. Высшая школа, М. 304 с. (1972).

L.T. Strutyńska

## Peculiarities of Surface Temperature Distribution in Diffusion Catalytic Heat Sources for Thermogenerators

*Institute of Thermoelectricity of the National Academy of Sciences and Ministry of Education of Ukraine, 58002, Chernivtsi Central Post Office Box 86, tel (03722) 4-55-32, E-mail: [anatysh@inst.cv.ua](mailto:anatysh@inst.cv.ua)*

Results of modeling thermal processes in diffusion catalytic heat sources are represented, their rational thermal powers for efficient use in thermogenerators are determined. Computer methods are used to study the surface temperature distribution of a diffusion catalytic heat source as part of thermogenerator depending on the thermal power and form of heat source.

**Key words:** physical model, catalytic heat source, thermogenerator.