



Анатичук Л.І.

ПРО ВПЛИВ СИСТЕМИ ТЕПЛООБМІНУ НА ККД ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО ГЕНЕРАТОРА

*Анатичук Л.І., Прибила А.В.
(Інститут термоелектрики, вул. Науки, 1,
Чернівці, 58029, Україна)*



Прибила А.В.

-
- *Подаються результати розрахунку ККД термоелектричного генератора з урахуванням впливу системи теплообміну. Визначено оптимальні параметри системи теплообміну для досягнення найвищої ефективності.*

Вступ

Загальна характеристика проблеми. Покращення ККД термоелектричних генераторів електричної енергії (ТЕГ) [1] в більшості випадків зводиться до підвищення добротності [2] термоелектричних матеріалів. Однак ефективність таких генераторів залежить не тільки від якості термоелектричних перетворювачів енергії. Не меншою мірою міри вона залежить і від теплообмінних приладів та систем, якими підводяться і відводяться теплові потоки до та від термоелектричних перетворювачів енергії. При цьому, покращенню якості теплообмінних приладів і систем до нині не приділяється належної уваги. Попередній аналіз показує, що реальні значення коефіцієнта корисної дії термоелектричних генераторів значно нижчі від очікуваних навіть за досягнутих значеннях добротності матеріалу. Це пов'язано з тим, що при проектуванні та оптимізації термоелектричної апаратури переважно користуються спрощеними фізичними моделями [3 - 5], що не враховують якості систем теплообміну, теплові та електричні втрати, що можуть значно погіршити їх енергетичні характеристики.

У праці [6] розглянуто методику розрахунку ККД ТЕГ для узагальнених фізичних моделей термоелектричних перетворювачів енергії. Мета пропонованої праці – аналіз впливу реальної системи теплообміну на ККД термоелектричного генератора. Для цього зроблено розрахунок ККД ТЕГ із врахуванням експериментально визначених конструктивних та енергетичних характеристик системи теплообміну, визначено оптимальні параметри системи теплообміну для досягнення найвищої ефективності ТЕГ.

Фізичні моделі ТЕГ

Фізичні моделі ТЕГ зображено на рис. 1–2. Генерація електричної потужності W здійснюється термоелектричними генераторними модулями 4. Джерелом тепла Q_s слугує бензиновий пальник потужністю 2.3 кВт, що забезпечує температуру викидних газів $T_{h.t.} = 800$ °С за витрати $G = 165.4$ г/год. У камері бензинового пальника 1 розміщено повітряний радіатор 2, що забезпечує відбір тепла Q_h від викидних газів та його передачу на термоелектричні модулі. Відвід тепла Q_c від холодної сторони термоелектричних модулів здійснюється рідинно-повітряним теплообмінником (рис. 1), що складається з рідинних теплообмінників 5 та рідинно-повітряного радіатора 7. Рух рідини забезпечується рідинним насосом 6, що споживає електричну потужність W_1 , а рух повітря інтенсифікується повітряними вентиляторами 8, що споживають електричну потужність W_2 , W_3 . Крім того, в

моделі враховано втрати за рахунок наявності теплових контактних опорів між елементами конструкції термоелектричного генератора 9, 10, 11.

У випадку, показаному на рис. 2, відвід тепла здійснюється повітряним теплообмінником 5 та інтенсифікується вентиляторами 6, що споживають потужність W_1, W_2 .

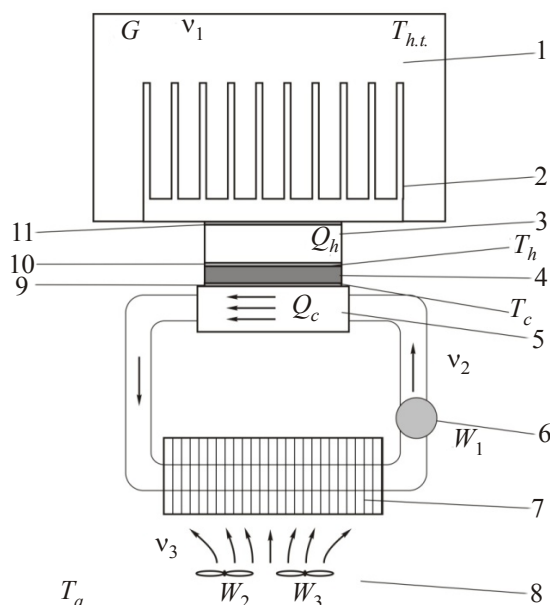


Рис. 1. Фізична модель термоелектричного генератора з відводом тепла водоповітряним теплообмінником:

- 1 – камера бензинового пальника потужністю 2.3 кВт,
- 2 – повітряний теплообмінник,
- 3 – теплоперехід між повітряним радіатором і термоелектричними модулями,
- 4 – термоелектричні генераторні модулі,
- 5 – рідинні теплообмінники,
- 6 – водяний насос,
- 7 – рідинно-повітряний теплообмінник,
- 8 – електричні вентилятори,
- 9 – 11 – тепловий контакт між елементами конструкції термоелектричного генератора.

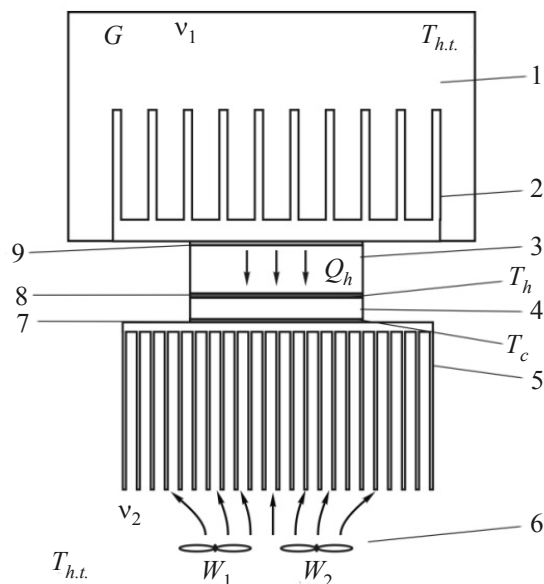


Рис. 2. Фізична модель термоелектричного генератора з відводом тепла повітряним теплообмінником:

- 1 – камера бензинового пальника потужністю 2.3 кВт,
- 2 – повітряний теплообмінник,
- 3 – теплоперехід між повітряним радіатором і термоелектричними модулями,
- 4 – термоелектричні генераторні модулі,
- 5 – холодний повітряний теплообмінник,
- 6 – електричні вентилятори,
- 7 – 9 – тепловий контакт між елементами конструкції термоелектричного генератора.

Розрахунок ККД термоелектричного генератора

Зроблено розрахунок ККД для двох фізичних моделей термоелектричного генератора за методикою, описану в [9]

$$\eta_{TEG} = \frac{W_u}{Q_{con}}, \quad (1)$$

де η_{TEG} – ККД ТЕГ, W_u – корисна електрична потужність, Q_{con} – затрачена тепла потужність.

$$W_u = W_{Thb} - W_l, \quad (2)$$

де W_{Thb} – електрична потужність термоелектричної батареї, W_l – електрична потужність, що використовується на додаткове живлення ТЕГ (живлення електричних вентиляторів та електричного водяного насоса).

$$W_{Thb}(T_h, T_c) = Q_h \cdot \eta_{Thb}(T_h, T_c), \quad (3)$$

$$Q_h = Q_c + W_{Thb}(T_h, T_c), \quad (4)$$

де Q_h – тепловий потік до термоелектричного модуля, Q_c – тепловий потік після термоелектричного модуля, T_h – температура гарячої сторони термоелектричного модуля, T_c – температура холодної сторони термоелектричного модуля, $\eta_{Thb}(T_h, T_c)$ – ККД термоелектричної батареї.

Розрахунок затраченої теплової потужності виконано відповідно до відомої витрати палива в бензиновому пальнику $G = 165.4$ г/год і теплотворної здатності палива $\lambda = 10.4$ ккал/г і становить $Q_c = 2.3$ кВт

$$Q_c = G \cdot \lambda. \quad (5)$$

Температура викидних газів на виході термоелектричного генератора визначається за співвідношенням:

$$Q_h = C \cdot m \cdot (T_{ht}^{in} - T_{ht}^{out}) = C \cdot G \cdot \rho \cdot (T_{ht}^{in} - T_{ht}^{out}) \quad (6)$$

де C – теплоємність теплоносія, m – маса теплоносія, G – витрата теплоносія, ρ – густина теплоносія, T_{ht}^{in} – температура газового теплоносія на вході, T_{ht}^{out} – температура газового теплоносія на виході з термоелектричного генератора.

Для проектування ТЕГ використано експериментальні залежності ККД термоелектричних генераторних модулів Алтек-1061 (рис. 3).

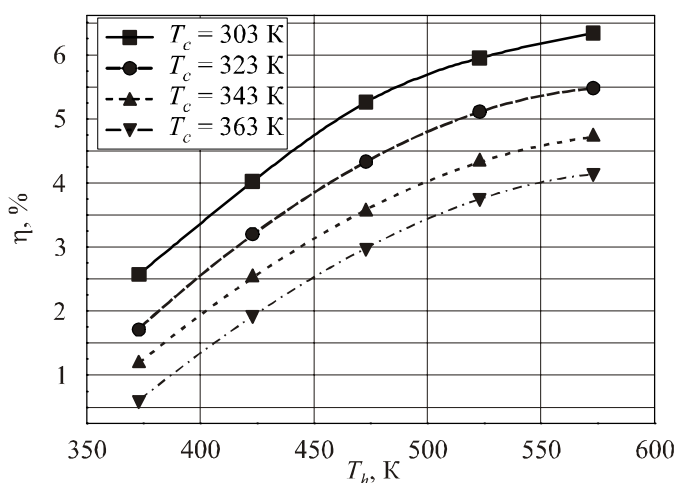


Рис. 3. ККД термоелектричних модулів Алтек-1061.

Для визначення впливу системи теплообміну ТЕГ та температурних втрат на його елементах записано рівняння теплового балансу

$$Q_h = \alpha_1(v_1) \cdot S_1 \cdot (T_{ht} - T_1), \quad (7)$$

де $\alpha_1(v_1)$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні повітряного радіатора, що є функцією від швидкості руху гарячого теплоносія v_1 , S_1 – площа зовнішньої поверхні рідинно-повітряного радіатора, що контактує із гарячим теплоносієм, T_{ht} – температура газового теплоносія, T_1 – температура поверхні повітряного радіатора, що контактує із гарячим теплоносієм.

Конструкція повітряного теплообмінника, що використана у розрахунках, має габаритні

розміри $120 \times 100 \times 20$ мм і складається із 10 секцій зі змінною висотою ребра для забезпечення однакової температури на термоелектричних модулях. Зі швидкістю теплоносія $v_1 = 7.5$ м/с і температурою газів на вході $Q_h = \alpha_1(v_1) \cdot S_1 \cdot (T_{ht} - T_1) = 1073$ К та на виході $T_{ht}^{out} = 615$ К середня температура поверхні теплообмінника становить $T_1 = 590$ К.

Знаючи температурний опір матеріалу теплообмінника та його геометрію, знаходимо температуру основи теплообмінника T_2

$$Q_h = \chi_2 \cdot (T_2 - T_1), \quad (8)$$

де χ_2 – тепловий опір повітряного теплообмінника, T_2 – температура основи повітряного теплообмінника.

$$Q_h = \chi_3 \cdot (T_3 - T_2), \quad (9)$$

де χ_3 – тепловий опір металевого теплопровідного елемента, T_3 – температура, що дотикається до електроізоляційної слюдяної пластини.

Як показано на рис. 1, у місцях дотику елементів конструкції термоелектричного генератора має місце тепловий контактний опір, величина якого із експериментальних даних становить $\chi_c = 0.035$ К/Вт. Наявність контактної теплової опору за відомої густини теплового потоку призводить до спаду температури $\Delta T = 4.5$ К

$$Q_h = \chi_c \cdot (T_h - T_3), \quad (10)$$

де χ_c – тепловий контактний опір.

Тепловий потік і температури на 10 термоелектричних модулях становлять відповідно: $T_h = 563$ К, $T_c = 323$ К за теплового потоку $Q_c = 1430$ Вт.

$$Q_h = \chi_m \cdot (T_h - T_c) + W_{Thb}(T_h, T_c), \quad (11)$$

де χ_m – тепловий опір термоелектричного модуля.

Розрахунок втрат по холодній частині термоелектричного генератора здійснюється аналогічно.

$$Q_c = \chi_4 \cdot (T_c - T_4), \quad (12)$$

де χ_4 – тепловий контактний опір між термоелектричним модулем і рідинним теплообмінником, T_4 – температура поверхні рідинного теплообмінника, що дотикається до термоелектричного модуля.

Використано 10 водяних теплообмінників габаритними розмірами $45 \times 42 \times 6$ мм, рух рідини в яких забезпечується водяним насосом потужністю 8 Вт

$$Q_c = \chi_4 \cdot (T_4 - T_5), \quad (13)$$

де χ_4 – тепловий опір водяних теплообмінників, T_5 – температура поверхні холодного рідинного теплообмінника, що контактує з рідиною,

$$Q_c = \alpha_2(v_2) \cdot S_2 \cdot (T_5 - T_6), \quad (14)$$

де $\alpha_2(v_2)$ – коефіцієнт тепловіддачі рідинного теплообмінника, що є функцією від швидкості руху рідини v_2 , S_2 – площа поверхні рідинного теплообмінника, T_6 – середня температура

рідини між входом і виходом в холодний рідинний теплообмінник

$$Q_c = \alpha_3(v_3) \cdot S_3 \cdot (T_6 - T_7), \quad (15)$$

де $\alpha_3(v_3)$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, що є функцією від швидкості руху рідини v_3 , S_3 – площа внутрішньої поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, T_{11} – середня температура рідини між входом і виходом в холодний рідинно-повітряний теплообмінник,

$$Q_c = \chi_5 \cdot (T_7 - T_8), \quad (16)$$

де χ_5 – тепловий опір рідинно-повітряного теплообмінника, T_8 – температура поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, що контактує з навколишнім середовищем,

$$Q_c = \alpha_4(v_4) \cdot S_4 \cdot (T_8 - T_a), \quad (17)$$

де $\alpha_4(v_4)$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, що є функцією від швидкості руху повітря v_4 , T_a – температура навколишнього середовища, S_4 – площа поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, що контактує з оточуючим середовищем.

У розрахунку використано стандартний рідинно-повітряний теплообмінник з габаритними розмірами $270 \times 160 \times 40$ мм, параметри якого досліджено експериментально. До такого теплообмінника прикріплені два повітряні вентилятори потужністю по 6 Вт, що інтенсифікують теплообмін між поверхнею теплообмінника і навколишнім середовищем з температурою $T_a = 290$ К.

Підставивши (2 – 5) в (1), отримуємо

$$\eta_{TEG} = \frac{W_u}{Q_{con}} = \frac{W_{Thb} - W_l}{G \cdot \lambda} = \frac{Q_h \cdot \eta_{Thb}(T_h, T_c) - W_l}{G \cdot \lambda}. \quad (18)$$

Використовуємо в (18) рівняння теплового балансу (7) – (17)

$$\eta_{TEG} = \frac{\alpha_1(v_1) \cdot S_1 \cdot (T_{ht} - T_{ct}) \cdot \eta_{Thb}(T_h, T_c) - W_l}{1 + \alpha_1(v_1) \cdot S_1 \cdot (N_1 + N_2 \cdot (1 - \eta_{Thb}(T_h, T_c)))} \cdot G \cdot \lambda, \quad (19)$$

де

$$N_1 = \frac{1}{\chi_1} + \frac{1}{\chi_2} + \frac{1}{\chi_3} + \frac{1}{\chi_c} + \frac{1}{\chi_m}, \quad (20)$$

$$N_2 = \frac{1}{\chi_4} + \frac{1}{\chi_c} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot S_2} + \frac{1}{\alpha_3 \cdot S_3} + \frac{1}{\chi_5} + \frac{1}{\alpha_4 \cdot S_4} \quad (21)$$

Отже, ККД термоелектричного генератора з водоповітряною системою відводу тепла (рис. 1) потужністю $W = 67$ Вт із врахуванням впливу системи теплообміну становить $\eta_{TEG} = 2.7\%$.

Аналогічні розрахунки для ТЕГ із системою відводу тепла лише повітряними теплообмінниками (рис. 2) дають такі результати: електрична потужність становить $W = 48$ Вт, $\eta_{TEG} = 1.9\%$.

Вибір оптимальної системи теплообміну

Вихідна електрична потужність ТЕГ і його ефективність залежать від температурних та теплових умов на термоелектричних модулях, що забезпечуються системою підводу та відводу

тепла. В свою чергу, для підвищення ефективності системи теплообміну використовується примусовий обдув електричними вентиляторами та теплообмін з рідинним теплоносієм за допомогою рідинного насоса.

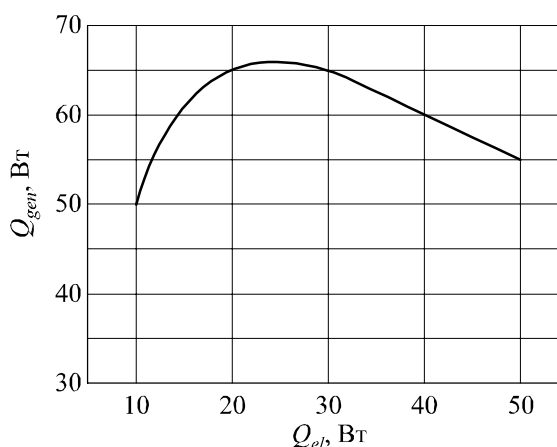


Рис. 3. Залежність вихідної електричної потужності ТЕГ від потужності, що споживається системою теплообміну.

На рис. 3 наведено залежність вихідної електричної потужності ТЕГ від потужності, що споживається системою теплообміну. Як видно із рисунка, виявлено оптимальну електричну потужність систему теплообміну $Q_{el} = 25$ Вт, яка забезпечує найбільшу ефективність ТЕГ.

Висновки

1. Розраховано ККД термоелектричного генератора із врахуванням впливу системи теплообміну, що становить 2.7% для генератора із комбінованою водоповітряною системою теплообміну і 1.9% із повітряною системою теплообміну.
2. Визначено оптимальні параметри системи теплообміну для досягнення найбільшої ефективності.
3. Встановлено, що для досягнення найбільшої вихідної електричної потужності ТЕГ необхідно використовувати систему теплообміну сумарною потужністю $Q_{el} = 25$ Вт.

Література

1. Анатичук Л.И. Термоэлектричество. Т. 2. Термоэлектрические преобразователи энергии / Л.И. Анатичук. – К.: Черновцы: Институт термоэлектричества, 2003. – 376 с.
2. Анатичук Л.И. Современное состояние и некоторые перспективы термоэлектричества / Л.И. Анатичук // Термоэлектричество. – 2007. – №2. – С. 7 – 20.
3. Михайловський В.Я. Фізичні моделі термогенераторів на органічному паливі. основні шляхи підвищення їх ефективності та розширення практичного застосування / В.Я. Михайловський // Термоелектрика. – 2005. – №2. – С. 7 – 43.
4. <http://www.fujitaka.com>
5. <http://www.hi-z.com>
6. Анатичук Л.І. Про вплив теплообмінних систем на ефективність термоелектричних приладів / Л.І. Анатичук, А.В. Прибила // Термоелектрика. – 2012. – №3. – С. 39 – 44.

Надійшла до редакції 11.10.2012.