



Анатичук Л.І.

**ПРО ВПЛИВ ТЕПЛООБМІННИХ
СИСТЕМ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ
ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИХ
ПРИЛАДІВ**

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



Прибила А.В.

- Досліджено узагальнені моделі термоелектричних перетворювачів енергії в режимах генерації і охолодження з урахуванням впливу теплообмінних систем на їх енергетичні характеристики. Показано, що недостатньо якісні і не спеціалізовані теплообмінні пристрої знижують енергетичні характеристики на 30 – 50%. Аналізуються можливості покращення такої ситуації.

Вступ

Загальна характеристика проблеми. Діяльність, направлена на покращення ефективності термоелектричних термоелектричної апаратури [1], в першу чергу зосереджена на самих термоелектричних перетворювачах енергії і зводиться до підвищення добротності [2] термоелектричних матеріалів для таких перетворювачів. Однак ефективність термоелектричних приладів залежить не тільки від якості термоелектричних перетворювачів енергії. Не меншою мірою 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 цього часу не приділяється відповідної уваги. Попередній аналіз показує, що реальні значення коефіцієнта корисної дії, холодильного та опалювального коефіцієнтів є значно нижчими від очікуваних навіть за досягнутих значеннях добротності матеріалу. Це пов'язано із тим, що у проектуванні та оптимізації термоелектричної апаратури переважно користуються спрощеними фізичними моделями [3 – 8], що не враховують якості систем теплообміну, теплові та електричні втрати, що можуть значно погіршити їх енергетичні характеристики.

Тому метою роботи є дослідження фізичних моделей генераторів та приладів охолодження з урахуванням впливу систем теплообміну.

Режим генерації електричної потужності

Фізична модель термоелектричного генератора зображена на рис. 1. Генерація електричної потужності W здійснюється термоелектричним модулем 7. Тепловий потік Q_2 отримується від гарячого теплоносія 2 з температурою $T_{2.m}$ та витратою G за допомогою теплообмінника, що складається з рідинно-повітряного радіатора 3 та рідинного теплообмінника 5. Рух рідини забезпечується рідинним насосом 4, що споживає електричну потужність W_2 , а рух повітря інтенсифікується вентилятором 1, що споживає електричну потужність W_1 . З обох сторін термоелектричного модуля містяться теплопровідні шари 12, 13, що покращують тепловий контакт між елементами генератора. З боку гарячої сторони термоелектричного модуля розміщено металевий елемент 6, по якому відбувається перетікання тепла Q_2 від теплообмінника 5 до термоелектричного модуля 7. Відвід тепла від холодної сторони термоелектричного модуля здійснюється теплообмінником, що складається з

рідинного теплообмінника 8 та рідинно-повітряного радіатора 10. Рух рідини забезпечується рідинним насосом 9, що споживає електричну потужність W_3 , а рух повітря інтенсифікується вентилятором 11, що споживає електричну потужність W_4 .

Термоелектричний генераторний модуль характеризується такими показниками, як генерована електрична потужність W та коефіцієнт корисної дії η , що визначається відношенням отриманої електричної потужності W до затраченої теплової Q . Проте під час роботи термоелектричний генератор (ТЕГ) витрачає електричну енергію на своє функціонування, крім того, завжди мають місце температурні та теплові втрати на елементах його конструкції Q_6 . Тому реальна електрична потужність ТЕГ буде меншою $W_p = W - W_1 - W_2 - W_3 - W_4$, відповідно і реальний ККД буде визначатися величиною W_p і реальним тепловим потоком Q_p , що буде враховувати всі втрати на елементах конструкції ТЕГ $\eta_{ТЕГ} = W_p/Q_p$.

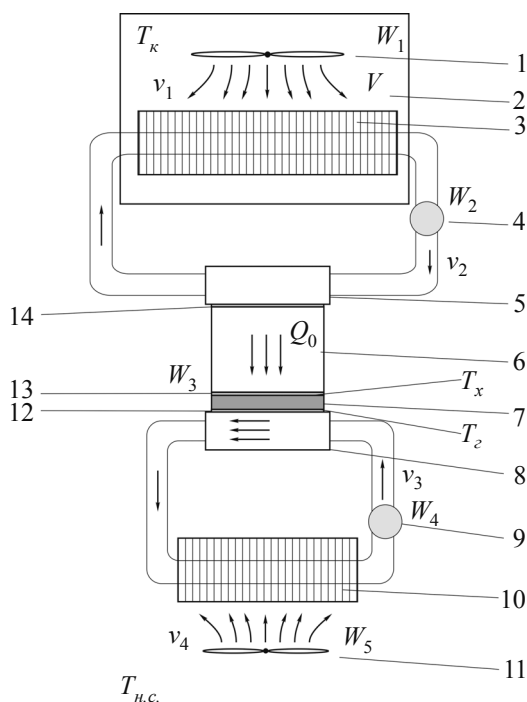


Рис. 1. Фізична модель термоелектричного генератора: 1, 11 – вентилятори, 2 – об'єм, заповнений гарячим теплоносієм, 3 – рідинно-повітряний радіатор, 4, 9 – рідинні насоси, 5 – рідинний теплообмінник, 6 – елемент, через який перетікає тепловий потік, 7 – термоелектричний модуль, 8 – рідинний теплообмінник, 10 – рідинно-повітряний радіатор, 12 – 14 – тепловий контакт між елементами конструкції ТЕГ.

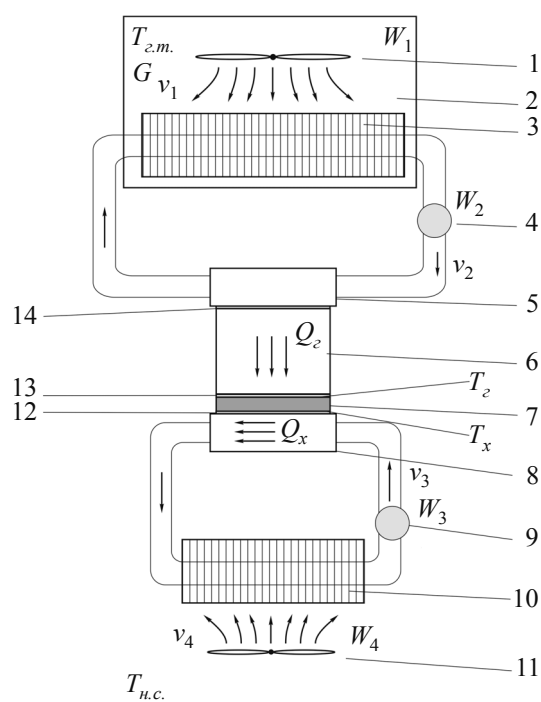


Рис. 2. Фізична модель термоелектричного теплового насоса: 1, 11 – вентилятори, 2 – камера охолодження, 3 – рідинно-повітряний радіатор, 4, 9 – рідинні насоси, 5 – рідинний теплообмінник, 6 – елемент, через який перетікає тепловий потік, 7 – термоелектричний модуль, 8 – рідинний теплообмінник, 10 – рідинно-повітряний радіатор, 12 – 14 – тепловий контакт.

$$\eta_{ТЕГ} = \frac{W_k}{Q_3}, \quad (1)$$

де $\eta_{ТЕГ}$ – ККД ТЕГ, W_k – корисна електрична потужність, Q_3 – затрачена тепла потужність.

$$W_k = W_{ТЕГ} - W_{ел.вум.}, \quad (2)$$

де W_{TEB} – електрична потужність термоелектричної батареї, $W_{ел.вум.}$ – електрична потужність, що використовується на додаткове живлення ТЕГ (живлення електричних вентиляторів та електричних рідинних насосів).

$$W_{TEB}(T_2, T_x) = Q_2 \cdot \eta_{TEB}(T_2, T_x), \quad (3)$$

$$Q_2 = Q_x + W_{TEB}(T_2, T_x). \quad (4)$$

У формулах Q_2 – тепловий потік до термоелектричного модуля, Q_x – тепловий потік після термоелектричного модуля, T_2 – температура гарячої сторони термоелектричного модуля, T_x – температура холодної сторони термоелектричного модуля, $\eta_{TEB}(T_2, T_x)$ – ККД термоелектричної батареї.

$$Q_3 = C \cdot m \cdot (T_{г.м.} - T_{н.с.}) = C \cdot G \cdot \rho \cdot (T_{г.м.} - T_{н.с.}), \quad (5)$$

де C – теплоємність теплоносія, m – маса теплоносія, G – витрата теплоносія, ρ – густина теплоносія, $T_{г.м.}$ – температура газового теплоносія, $T_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища.

Тепловий потік і температури гарячої та холодної сторін термоелектричного модуля визначаються із рівнянь теплового балансу

$$Q_2 = \alpha_1(v_1) \cdot S_1 \cdot (T_{г.м.} - T_1), \quad (6)$$

де $\alpha_1(v_1)$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні рідинно-повітряного радіатора, S_1 – площа зовнішньої поверхні рідинно-повітряного радіатора, що контактує із гарячим теплоносієм, T_1 – температура поверхні рідинно-повітряного радіатора, що контактує із гарячим теплоносієм;

$$Q_2 = \chi_1 \cdot (T_1 - T_2), \quad (7)$$

де χ_1 – тепловий опір гарячого рідинно-повітряного радіатора, T_2 – температура внутрішньої поверхні рідинно-повітряного радіатора;

$$Q_2 = \alpha_2(v_2) \cdot S_2 \cdot (T_2 - T_3), \quad (8)$$

де $\alpha_2(v_2)$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, S_2 – площа внутрішньої поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, T_3 – середня температура рідини між входом і виходом в рідинно-повітряний теплообмінник;

$$Q_2 = \alpha_3(v_2) \cdot S_3 \cdot (T_3 - T_4), \quad (9)$$

де $\alpha_3(v_2)$ – коефіцієнт тепловіддачі рідинного теплообмінника, S_3 – площа внутрішньої поверхні рідинного теплообмінника, T_4 – температура поверхні рідинного теплообмінника, що дотикається до рідини;

$$Q_2 = \chi_2 \cdot (T_4 - T_5), \quad (10)$$

де χ_2 – тепловий опір гарячого рідинного теплообмінника, T_5 – температура поверхні гарячого рідинного теплообмінника, що дотикається до металевого теплопровідного елемента;

$$Q_2 = \chi_3 \cdot (T_5 - T_6), \quad (11)$$

де χ_3 – тепловий контактний опір між гарячим рідинним теплообмінником і металевим теплопровідним елементом, T_6 – температура поверхні металевого теплопровідного елемента, що дотикається до гарячого рідинного теплообмінника;

$$Q_z = \chi_4 \cdot (T_6 - T_7), \quad (12)$$

де χ_4 – тепловий опір металевого теплопровідного елемента, T_7 – температура поверхні металевого теплопровідного елемента, що дотикається до термоелектричного модуля;

$$Q_z = \chi_5 \cdot (T_7 - T_z), \quad (13)$$

де χ_5 – тепловий контактний опір між металевим теплопровідним елементом і термоелектричним модулем;

$$Q_z = \chi_6 \cdot (T_z - T_x) + W_{TEB}(T_z, T_x), \quad (14)$$

де χ_6 – тепловий опір термоелектричного модуля;

$$Q_x = \chi_7 \cdot (T_x - T_8), \quad (15)$$

де χ_7 – тепловий контактний опір між термоелектричним модулем і рідинним теплообмінником, T_8 – температура поверхні рідинного теплообмінника, що дотикається до термоелектричного модуля;

$$Q_x = \chi_8 \cdot (T_8 - T_9), \quad (16)$$

де χ_8 – тепловий опір водяного теплообмінника, T_9 – температура поверхні холодного рідинного теплообмінника, що контактує з рідиною;

$$Q_x = \alpha_4(v_3) \cdot S_4 \cdot (T_9 - T_{10}), \quad (17)$$

де $\alpha_4(v_3)$ – коефіцієнт тепловіддачі рідинного теплообмінника, S_4 – площа поверхні рідинного теплообмінника, T_{10} – середня температура рідини між входом і виходом в холодний рідинний теплообмінник;

$$Q_x = \alpha_5(v_3) \cdot S_5 \cdot (T_{10} - T_{11}), \quad (18)$$

де $\alpha_5(v_3)$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, S_5 – площа внутрішньої поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, T_{11} – середня температура рідини між входом і виходом в холодний рідинно-повітряний теплообмінник;

$$Q_x = \chi_9 \cdot (T_{11} - T_{12}), \quad (19)$$

де χ_9 – тепловий опір рідинно-повітряного теплообмінника, T_{12} – температура поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, що контактує з навколишнім середовищем;

$$Q_x = \alpha_6(v_4) \cdot S_6 \cdot (T_{12} - T_{н.с.}), \quad (20)$$

де $\alpha_6(v_4)$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, S_6 – площа поверхні рідинно-повітряного теплообмінника, що контактує з навколишнім середовищем.

Підставивши (2 – 5) в (1), отримуємо:

$$\eta_{TEG} = \frac{W_k}{Q_z} = \frac{W_{TEB} - W_{ел.вум.}}{C \cdot G \cdot \rho \cdot (T_{z.м.} - T_{н.с.})} = \frac{Q_z \cdot \eta_{TEB}(T_z, T_x) - W_{ел.вум.}}{C \cdot G \cdot \rho \cdot (T_{z.м.} - T_{н.с.})}. \quad (21)$$

Використавши в (21) рівняння теплового балансу (6) – (20) отримуємо

$$\eta_{TEG} = \frac{\alpha_1 \cdot S_1 \cdot (T_{z.m.} - T_{n.c.}) \cdot \eta_{TEB}(T_z, T_x)}{1 + \alpha_1 \cdot S_1 \cdot [N_1 + N_2 \cdot (1 - \eta_{TEB}(T_z, T_x))]} - W_{el.sum.}, \quad (22)$$

$$N_1 = \frac{1}{\chi_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot S_2} + \frac{1}{\alpha_3 \cdot S_3} + \frac{1}{\chi_2} + \frac{1}{\chi_3} + \frac{1}{\chi_4} + \frac{1}{\chi_5} + \frac{1}{\chi_6}, \quad (23)$$

$$N_2 = \frac{1}{\chi_7} + \frac{1}{\chi_8} + \frac{1}{\alpha_4 \cdot S_4} + \frac{1}{\alpha_5 \cdot S_5} + \frac{1}{\chi_9} + \frac{1}{\alpha_6 \cdot S_6}.$$

де

Режим теплового насоса

Фізична модель термоелектричного теплового насоса зображено на рис. 2. Термоелектричне охолодження і нагрів здійснюється за допомогою термоелектричного модуля 7, що споживає електричну потужність W_3 . Перенос тепла з камери охолодження (нагріву) 2 об'ємом V і температурою T_k здійснюється за допомогою теплообмінника, що складається з рідинно-повітряного радіатора 3 та рідинного теплообмінника 5. Рух рідини забезпечується рідинним насосом 4, що споживає електричну потужність W_2 , а рух повітря інтенсифікується вентилятором 1, що споживає електричну потужність W_1 . З обох сторін термоелектричного модуля містяться теплопровідні шари 12, 13, що покращують тепловий контакт з елементами теплового насоса. З боку холодної сторони термоелектричного модуля розміщено металевий елемент 6, по якому відбувається перетікання тепла Q_0 від теплообмінника 5 до термоелектричного модуля 7. Відвід тепла від гарячої сторони термоелектричного модуля здійснюється теплообмінником, що складається з рідинного теплообмінника 8 та рідинно-повітряного радіатора 10. Рух рідини забезпечується рідинним насосом 9, що споживає електричну потужність W_4 , а рух повітря інтенсифікується вентилятором 11, що споживає електричну потужність W_5 . Із зовнішнього середовища у камеру охолодження (нагріву) відбувається натікання тепла Q_1 .

Термоелектричний модуль охолодження характеризується холодопродуктивністю (теплопродуктивністю) Q_0 , тобто кількістю теплоти, що перетікає з камери охолодження (нагріву) через термоелектричний модуль, а також холодильним (опалювальним) коефіцієнтом термоелектричного модуля ε_1 , що є відношенням холодопродуктивності (теплопродуктивності) Q_0 до затраченої електричної потужності W_3 . Проте на практиці важливими є реальні значення холодопродуктивності (теплопродуктивності), які будуть зменшуватися за рахунок теплових втрат на елементах конструкції, а також за рахунок натікання тепла із зовнішнього середовища Q_n . Холодильний та опалювальний коефіцієнти теплового насоса будуть визначатися відношенням реальної холодопродуктивності теплопродуктивності Q_p до загальної затраченої електричної потужності $W_p = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5$.

$$\varepsilon_{TH} = \frac{Q_p}{W_p}, \quad (26)$$

де ε_{TH} – холодильний коефіцієнт, W_p – затрачена електрична потужність, Q_p – холодопродуктивність теплового насоса.

$$Q_p = Q_{TEB}(T_z, T_x) - Q_1, \quad (27)$$

де Q_{TEB} – холодопродуктивність термоелектричної батареї.

Тепловий потік і температури гарячої та холодної сторін термоелектричного модуля

визначаються із рівнянь теплового балансу з урахуванням значень усіх теплових втрат на елементах конструкції, як це було описано в попередньому пункті.

Отже,

$$\varepsilon_{TH} = \frac{Q_{TEB}(T_x, T_x) - Q_n}{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5}. \quad (28)$$

Аналіз результатів

Отримані співвідношення для ККД та холодильного коефіцієнтів дають можливість зробити аналіз впливу на них систем теплообміну. Для аналізу було використано значення реально існуючих теплообмінних систем. Встановлено, що використання неспеціалізованих систем теплообміну призводить до зниження ККД ТЕГ на величину від 30 до 50% і холодильного коефіцієнту теплових насосів до 55%.

Такі результати засвідчують необхідність створення високоефективних, спеціалізованих для термоелектрики рідинних, повітряних та повітряно-рідинних теплообмінників. Необхідна також оптимізація потужностей вентиляторів та рідинних насосів у проектуванні термоелектричних приладів, у тому числі при допомозі сучасних комп'ютерних методів розрахунку.

Оцінки показують, що таким шляхом можуть бути покращені ефективності термоелектричних генераторів та холодильників до 1.2 – 1.5 раз.

Висновки

1. Отримано співвідношення для ККД та холодильного коефіцієнтів термоелектричних приладів із врахуванням впливу систем теплообміну.
2. Встановлено, що використання неспеціалізованих систем теплообміну призводить до зниження ККД ТЕГ на величину від 30 до до 50% і холодильного коефіцієнту теплових насосів до 55%.
3. Розраховано, що використання спеціалізованих систем теплообміну дасть можливість покращити ефективність термоелектричних генераторів та холодильників до 1.2 – 1.5 раза.

Література

1. Анатичук Л.И. Термоэлектричество. Т. 2. Термоэлектрические преобразователи энергии / Л.И. Анатичук. – Киев, 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. Каганов М.А. Термоэлектрические тепловые насосы (теоретические основы расчета) / М.А. Каганов, М.Р. Привин // Энергия, 1970. – 86 с.
5. <http://www.lairdtech.com>
6. <http://www.kryotherm.ru>
7. <http://www.fujitaka.com>
8. <http://www.hi-z.com>

Надійшла до редакції 07.06.2012.