

УДК 536.24



Анатичук Л.І.

Анатичук Л.І. *ак. НАН України*,^{1,2}
Прибила А.В. *кандидат фіз.-мат. наук*^{1,2}

¹Інститут термоелектрики НАН і МОН України,
вул. Науки, 1, Чернівці, 58029, Україна,
e-mail: anatysh@gmail.com;

²Чернівецький національний університет імені
Юрія Федьковича, вул. Коцюбинського 2,
Чернівці, 58012, Україна
e-mail: anatysh@gmail.com



Прибила А.В.

ПРО ХОЛОДИЛЬНИЙ КОЕФІЦІЄНТ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ РІДИНА-РІДИНА З ВРАХУВАННЯМ ЕНЕРГІЇ НА ПЕРЕМІЩЕННЯ ТЕПЛОНОСІЯ

У роботі наводяться результати досліджень холодильного коефіцієнта термоелектричного теплового насоса рідина-рідина з врахуванням енергії на переміщення теплоносія, зокрема для його використання у якості високоефективного нагрівника для приладу очистки води космічного призначення. Бібл. 9, Рис. 2.

Ключові слова: термоелектричний тепловий насос, ефективність, дистилятор, теплообмінник.

Вступ

Загальна характеристика проблеми. Застосування термоелектричних теплових насосів (ТТН) у системах кондиціонування повітря й рідини, випарниках спеціального призначення пов'язане з їх унікальними перевагами [1 – 5].

Прикладом ефективного використання термоелектричних теплових насосів є системи регенерації води з рідких відходів життєдіяльності на борту пілотованих космічних апаратів (урини, конденсату атмосферної вологи, санітарно-гігієнічної води) [4, 5].

У роботі [6] наводяться результати розрахунків граничних можливостей термоелектричних теплових насосів рідина-рідина із використанням сучасних методів комп'ютерного проектування. В [7] виконані дослідження впливу на ефективність термоелектричного теплового насоса якості системи теплообміну, що забезпечує передачу теплового потоку до і від термоелектричних модулів. Проте вказані дослідження були проведені без врахування впливу енергії на переміщення теплоносія в системі теплообміну термоелектричного теплового насоса, що є істотним в умовах даної задачі.

Метою роботи є дослідження холодильного коефіцієнта термоелектричного теплового насоса рідина-рідина з врахуванням енергії на переміщення теплоносія, що дозволить визначити оптимальне співвідношення між енергією затраченою на прокачування теплоносія і загальною ефективністю термоелектричного теплового насоса.

Фізична модель ТТН

Фізична модель термоелектричного теплового насоса рідина-рідина представлена на

рис. 1. Вона складається з системи теплообмінників 1, що забезпечують проходження теплового потоку Q_G через гарячу сторону термоелектричних модулів, власне термоелектричних модулів 3, теплообмінників 2, що забезпечують проходження теплового потоку Q_X через холодну сторону термоелектричних модулів і системи гідравлічно зв'язаних каналів 4, що забезпечують циркуляцію рідини в термоелектричному тепловому насосі.

В моделі враховано втрати перепаду температур у теплообмінниках, а також витрати енергії на прокачування через систему теплообміну теплоносія.

Для забезпечення оптимальної роботи термоелектричних модулів, кожен з них має індивідуальне джерело живлення.

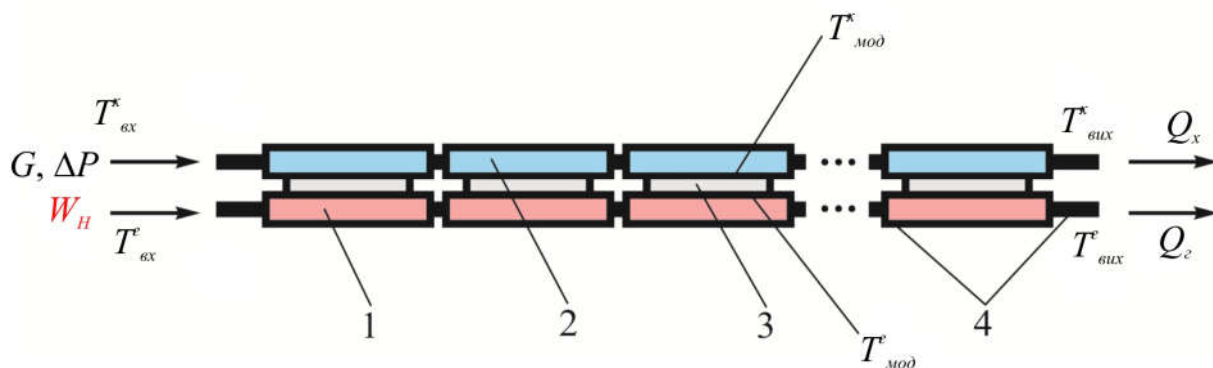


Рис. 1. Фізична модель термоелектричного теплового насоса.

Математичний та комп'ютерний опис моделі

Для опису потоків тепла й електрики скористаємося законами збереження енергії

$$\operatorname{div} \vec{E} = 0 \quad (1)$$

й електричного заряду

$$\operatorname{div} \vec{j} = 0, \quad (2)$$

де

$$\vec{E} = \vec{q} + U \vec{j}, \quad (3)$$

$$\vec{q} = \kappa \nabla T + \alpha T \vec{j}, \quad (4)$$

$$\vec{j} = -\sigma \nabla U - \sigma \alpha \nabla T. \quad (5)$$

Тут \vec{E} – щільність потоку енергії, \vec{q} – щільність теплового потоку, \vec{j} – щільність електричного струму, U – електричний потенціал, T – температура, α , σ , κ – коефіцієнти термоЕРС, електропровідності й теплопровідності.

Враховуючи (3) – (5), можна одержати

$$\vec{E} = -(\kappa + \alpha^2 \sigma T + \alpha U \sigma) \nabla T - (\alpha \sigma T + U \sigma) \nabla U. \quad (6)$$

Тоді закони збереження (1), (2) набувають вигляду:

$$-\nabla[(\kappa + \alpha^2 \sigma T + \alpha U \sigma) \nabla T] - \nabla[(\alpha \sigma T + U \sigma) \nabla U] = 0, \quad (7)$$

$$-\nabla(\sigma \alpha \nabla T) - \nabla(\sigma \nabla U) = 0. \quad (8)$$

Цими нелінійними диференціальними рівняннями другого порядку в частинних похідних (7) і (8) визначаються розподіли температури T й потенціалу U у термоелементах.

Рівняння, що описує процес переносу тепла в стінках теплообмінників у стаціонарному випадку, записується в такий спосіб:

$$\nabla(-k_1 \cdot \nabla T_1) = Q_1. \quad (9)$$

Тут k_1 – коефіцієнт теплопровідності стінок теплообмінника, ∇T_1 – градієнт температури, Q_1 – тепловий потік.

Процеси тепло- і масообміну теплоносіїв у каналах теплообмінників у стаціонарному випадку описуються рівняннями [8]

$$-\Delta p - f_D \frac{\rho}{2d_h} v |\vec{v}| + \vec{F} = 0, \quad (10)$$

$$\nabla(A\rho\vec{v}) = 0, \quad (11)$$

$$\rho A C_p \vec{v} \cdot \nabla T_2 = \nabla \cdot A k_2 \nabla T_2 + f_D \frac{\rho A}{d_h} |\vec{v}|^3 + Q_2 + Q_{wall}, \quad (12)$$

де p – тиск, ρ – щільність теплоносія, A – поперечний переріз труби, \vec{F} – сума всіх сил, C_p – теплоємність теплоносія, T_2 – температура, \vec{v} – вектор швидкості, k_2 – теплопровідність теплоносія, f_D – коефіцієнт Дарсі, $d = \frac{4A}{Z}$ – ефективний діаметр, Z – периметр стінки труби, Q_2 – тепло, яке виділяється за рахунок в'язкого тертя [Вт/м] (з одиниці довжини теплообмінника), Q_{wall} – тепловий потік, що надходить від теплоносія до стінкам труби [Вт/м]

$$Q_{wall} = h \cdot Z \cdot (T_1 - T_2), \quad (13)$$

де h – коефіцієнт тепловіддачі, який визначається з рівняння

$$h = Nu \cdot k_2 / d. \quad (14)$$

Для визначення числа Нуссельта використовується рівняння Gnielinski ($3000 < Re < 6 \cdot 10^6$, $0.5 < Pr < 2000$)

$$Nu = \left(\frac{f_d}{8} \right) (Re - 1000) Pr \left/ 1 + 12.7 \left(\frac{f_d}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right., \quad (15)$$

де $Pr = \frac{C_p \mu}{k_2}$ – число Прандтля, μ – динамічна в'язкість, $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ – число Рейнольдса.

Для визначення коефіцієнта Дарсі f_D використовуємо рівняння Churchill для всього спектру чисел Рейнольдса й усіх значень e/d (e – шорсткість поверхні стінки)

$$f_D = 8 \left[\frac{8}{Re} + (A + B)^{-1.5} \right]^{1/12}, \quad (16)$$

$$\text{де } A = \left[-2.457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27(e/d) \right) \right]^{16}, \quad B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}.$$

З розв'язку рівняння (7–12) ми одержимо розподіли температур, електричного потенціалу (для термоелементів), швидкостей і тиску (для теплоносія).

Для розв'язку розглянутих вище диференціальних рівнянь із відповідними граничними умовами був використаний пакет прикладних програм Comsol Multiphysics.

Результати комп'ютерного моделювання

Нижче наведено результати розрахунків параметрів термоелектричного насоса відповідно до фізичної моделі зображеної на рис.1. Було досліджено вплив затрат енергії $W_{\text{нас}}$ на прокачування теплоносія через систему теплообміну на інтегральний холодильний коефіцієнт $\varepsilon_{\text{инт}}$ термоелектричного теплового насоса. Було визначено оптимальну кількість термоелектричних модулів N для забезпечення необхідної холодопродуктивності Q_0 , а також оптимальний струм живлення $I_{\text{онт}}$ кожного з модулів, що забезпечує найвищий інтегральний холодильний коефіцієнт $\varepsilon_{\text{инт}}$.

Вхідні дані для розрахунків:

холодопродуктивність – 600 Вт;

температура теплоносія на вході в гарячий теплообмінний контур – 36 °С;

температура теплоносія на вході в холодний теплообмінний контур – 31 °С;

витрати теплоносія в кожному контурі – 22 мл/с.

Отже, в результаті моделювання встановлено, що з ростом потужності живлення рідинного насоса, що забезпечує циркуляцію теплоносія в системі теплообміну, інтегральний холодильний коефіцієнт термоелектричного теплового насоса зростає (ε на рис.2), що зумовлено зменшенням втрат перепаду температур у системі теплообміну внаслідок зростання швидкості циркуляції теплоносія v_m .

Врахування у виразі для холодильного коефіцієнту термоелектричного теплового насоса (17) витрат енергії на прокачування теплоносія (18) призводить до того, що холодильний коефіцієнт спочатку різко зростає, досягає максимуму $\varepsilon \approx 2.12$ в області $W_{\text{нас}} = 15$ Вт (що відповідає швидкості прокачування теплоносія $v_m = 0.4$ м/с), а потім поступово знижується внаслідок того, що витрати енергії на перекачування теплоносія починають досягати рівня витрат енергії на функціонування термоелектричних модулів.

$$\varepsilon = Q_0 / W_{\text{тм}}, \quad (17)$$

$$\varepsilon_{\text{втр}} = Q_0 / W_{\text{тм}} + W_{\text{нас}}, \quad (18)$$

де Q_0 – холодопродуктивність ТТН, $W_{\text{тм}}$ – потужність живлення термоелектричних модулів,

$W_{\text{нас}}$ – потужність живлення рідинних насосів системи теплообміну.

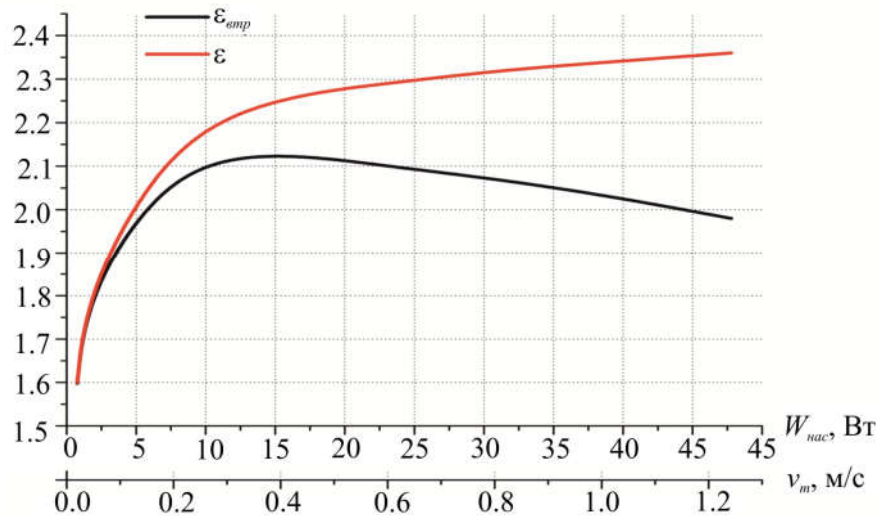


Рис. 2. Залежність інтегрального холодильного коефіцієнту термоелектричного теплового насоса (з врахуванням затрат енергії на прокачування $\epsilon_{\text{втр}}$ і без її врахування ϵ) від енергії необхідної на прокачування теплоносія $W_{\text{нас}}$ (швидкості прокачування теплоносія у каналах теплообмінника v_m)

Порівняння отриманих результатів із результатами експериментальних досліджень термоелектричного теплового насоса [9], свідчить про те, що досягнуте на сьогоднішній день значення холодильного коефіцієнту ТТН $\epsilon = 1.85$ відповідає швидкості прокачування теплоносія $v_m \approx 0.1$ м/с (що відповідає рівню затрат енергії на прокачування теплоносія $W_{\text{нас}} \approx 4$ Вт). Це дозволяє зробити висновок про можливість подальшого покращення ефективності ТТН шляхом оптимізації живлення його системи теплообміну.

Висновки

1. Встановлено, що з ростом потужності живлення рідинного насоса інтегральний холодильний коефіцієнт термоелектричного теплового насоса (без врахування витрат енергії на прокачування теплоносія) зростає до теоретично можливого максимуму $\epsilon \sim 2.5$, що зумовлено зменшенням втрат перепаду температур у системі теплообміну внаслідок зростання швидкості циркуляції теплоносія v_m .
2. Врахування витрат енергії на прокачування теплоносія призводить до того, що холодильний коефіцієнт ТТН спочатку різко зростає, досягає максимуму $\epsilon \approx 2.12$ в області $W_{\text{нас}} = 15$ Вт (що відповідає швидкості прокачування теплоносія $v_m = 0.4$ м/с), а потім поступово знижується.
3. Порівняння отриманих результатів із результатами експериментальних досліджень ТТН, свідчить про те, що досягнуте на сьогоднішній день значення холодильного коефіцієнту ТТН $\epsilon = 1.85$ відповідає швидкості прокачування теплоносія $v_m \approx 0.1$ м/с (що відповідає рівню затрат енергії на прокачування теплоносія $W_{\text{нас}} \approx 4$ Вт).

Література

1. Розвер Ю. Ю. Термоелектричний кондиціонер для транспортних засобів / Ю. Ю. Розвер. // Термоелектрика. – 2003. – №2 – С. 52–53.

2. Анатичук Л. И. Исследование характеристик термоэлектрического охладителя потоков жидкости или газа / Л. И. Анатичук, Л. Н. Вихор, Ю. Ю. Розвер. // Термоэлектричество. – 2004. – №1. – С. 73–80.
3. Анатичук Л. І. Термоелектричний кондиціонер для приміщень / Л. І. Анатичук, Н. Сузукі, Ю. Ю. Розвер. // Термоелектрика. – 2005. – №3. – С. 53–56.
4. Разработка и испытание системы регенерации воды из жидких отходов жизнедеятельности на борту пилотируемых космических аппаратов с использованием термоэлектрического теплового насоса / В.Г. Риферт, В.И. Усенко, П.А. Барабаш [и др.] // Термоэлектричество. – 2011. – № 2. – С. 63 – 74.
5. Термоэлектрический тепловой насос как средство повышения эффективности систем очистки воды при космических полетах / Анатичук Л.И., Барабаш П.А., Риферт В.Г., Розвер Ю.Ю., Усенко В.И., Черкез Р.Г. // Термоэлектричество. – 2013. – № 6. – С. 78 – 83.
6. Анатичук Л.І., Прибила А.В. Про граничні можливості термоелектричного теплового насоса рідина-рідина // Термоелектрика. – 2017. – №4. – С. 33 – 39.
7. Анатичук Л.І., Прибила А.В. Про вплив якості теплообмінників на властивості термоелектричних теплових насосів рідина-рідина // Термоелектрика. – 2017. №5. – С. 27 – 33.
8. Michael V. Lurie. Modeling of Oil Product and Gas Pipeline Transportation, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KgaA, Weinheim, 2008. – P. 214.
9. Анатичук Л.І., Розвер Ю.Ю., Прибила А.В. Експериментальне дослідження термоелектричного теплового насоса рідина-рідина // Термоелектрика. – 2017. – № 3. – С. 33 – 39.

Надійшла до редакції 10.01.2018

Анатичук Л.І.^{1,2} *ак. НАН України,*
Прибила А.В.^{1,2} *канд.физ.-мат. наук*

¹Інститут термоелектричності НАН і МОН України,
ул. Науки, 1, Черновці, 58029, Україна; *e-mail: anatysh@gmail.com*;

²Черновицький національний університет ім. Юрія Федьковича,
ул. Коцюбинського, 2, Черновці, 58000, Україна *e-mail: anatysh@gmail.com*

О ХОЛОДИЛЬНОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ЖИДКОСТЬ-ЖИДКОСТЬ С УЧЕТОМ ЭНЕРГИИ НА ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В работе приводятся результаты исследований холодильного коэффициента термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость с учетом затрат энергии на перемещение теплоносителя, в частности для его использования в качестве высокоэффективного нагревателя для прибора очистки воды космического назначения. Библ. 9, Рис. 2.

Ключевые слова: термоэлектрический тепловой насос, эффективность, дистиллятор, теплообменник.

L.I. Anatychuk^{1,2} *acad. National Academy of Sciences of Ukraine,*
A.V. Prybyla^{1,2} *Candidate Phys.-math. Sciences*

¹Institute of Thermoelectricity of the NAS and MES of Ukraine,
1, Nauky str., Chernivtsi, 58029, Ukraine *e-mail: anatych@gmail.com;*

²Yu.Fedkovych Chernivtsi National University,
2, Kotsiubynskyi str., Chernivtsi, 58000, Ukraine
e-mail: anatych@gmail.com

ON THE COEFFICIENT OF PERFORMANCE OF THERMOELECTRIC LIQUID-LIQUID HEAT PUMPS WITH REGARD TO ENERGY LOSS FOR HEAT CARRIER TRANSFER

This paper presents the results of research on the coefficient of performance of thermoelectric liquid-liquid heat pump with regard to energy loss for heat carrier transfer, in particular, for its use as a high-performance heater for space –purpose water regeneration device. Bibl. 9, Fig. 2.

Key words: thermoelectric heat pump, efficiency, distillation unit, heat exchanger.

References

1. Rozver Yu.Yu. (2003). Thermoelectric air-conditioner for vehicles. *J. Thermoelectricity*, 2, 52 – 56.
2. Anatychuk L.I., Vikhor L.N., Rozver Yu.Yu. (2004). Investigation on performance of thermoelectric cooler of liquid or gas flows. *J. Thermoelectricity*, 1, 73 – 80.
3. Anatychuk L.I., Sudzuki N., Rozver Yu.Yu. (2005). Thermoelectric indoor air-conditioner. *J. Thermoelectricity*, 3, 53 – 56.
4. Rifert V.G., Usenko V.I., Barabash P.A., et al. (2011). Development and test of water regeneration system from liquid biowaste on board of manned spacecrafts with the use of thermoelectric heat pump. *J. Thermoelectricity*, 2, 63 – 74.
5. Anatychuk L.I., Barabash P.A., Rifert V.G., Rozver Yu.Yu., Usenko V.I., Cherkez R.G. (2013). Thermoelectric heat pump as a means of improving efficiency of water purification systems on space missions. *J. Thermoelectricity*, 6, 78 – 83.
6. Anatychuk L.I., Prybyla A.V. (2017). Limiting possibilities of thermoelectric liquid-liquid heat pump. *J. Thermoelectricity*, 4, 33 – 39.
7. Anatychuk L.I., Prybyla A.V. (2017). The influence of quality of heat exchangers on the properties of thermoelectric liquid-liquid heat pumps. *J. Thermoelectricity*, 5, 27 – 33.
8. Lurie Michael V. (2008). *Modeling of oil product and gas pipeline transportation*. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA.
9. Anatychuk L.I., Rozver Yu.Yu., Prybyla A.V. (2017). Experimental study of thermoelectric liquid-liquid heat pump. *J. Thermoelectricity*, 3, 33-39.

Submitted 10.01.2018