

operation of tillage machines and units, the working surfaces are subjected to uneven wear, which reduces the life of parts and increases the cost of their replacement and restoration.

The working bodies of tillage agricultural machines (ploughshare, plow shelf, cultivator paw, harrow disc) work in conditions of abrasive operation, shock loads and the impact of external aggressive environment. Their repair is to restore the original size of parts and wear resistance of functional work surfaces. During the operation of tillage machines and units, the working surfaces are subjected to uneven wear, which reduces the life of parts and increases the cost of their replacement and restoration.

The current level of operation of agricultural machinery is characterized by increased speeds and high productivity, which, in turn, leads to increased wear of parts. accordingly, the reliability of the recovered machines will depend on the wear resistance and fatigue strength of the recovered parts. The leading place in the repair of machines is occupied by welding and surfacing processes, which account for about 80% of all restorative parts.

Surfacing makes it possible to obtain layers of any thickness and chemical composition on the working surfaces of parts; apply a welded layer with different properties, ie high hardness and wear resistance. In this work we use point (point) hardening, which consists in micro-dripping of the hard alloy into the surface structure of parts that undergo intense abrasive wear. The geometry of the hardening point is a spherical sector, which facilitates the rapid removal of heat from the surfacing bath in the base metal and the environment, so the hardening points harden at high speed and in a short time. At point strengthening of details one of the main conditions providing stable quality of process - coordination of welding current and arc voltage. The sawtooth profile of the ploughshare blade (cultivator paws) is maintained throughout its service life. providing effective cutting even with the blades worked.

share plough, friction surface, abrasive wear, operating longevity, point welding

Одержано (Received) 17.01.2022

Прорецензовано (Reviewed) 03.02.2022

Прийнято до друку (Approved) 31.03.2022

УДК 621.577:658

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.47-54](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.47-54)

М.В. Босий, ст. викл., **В.М. Кропивний**, проф. канд. техн. наук., **О.В. Кузик**, доц. канд. техн. наук., **А.В. Кропивна**, доц., канд. техн. наук. **Л.А. Молокост**, ст. викл.

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, України
e-mail: bosiytmv@ukr.net; kuzykov1985@gmail.com*

Термодинамічна енергоефективність парокомпресійного теплового насоса на ґрунтових водах

В статті розглянуто термодинамічну енергоефективність парокомпресійного теплового насоса (ПКТН) при використанні природних джерел теплової енергії довкілля, зокрема ґрунтових вод. Представлені схема ПКТН «вода-вода» для системи тепlopостачання, температурні рівні в загальній системі ПКТН «вода-вода» та наведено приклад роботи циклу ПКТН «вода-вода» в $p-h$ діаграмі для пропана (R290). Приведено результати термодинамічного дослідження енергоефективності застосування ПКТН при використанні ґрунтових вод як джерела низькопотенційної теплової енергії. Розглянуто застосування чистих вуглеводнів як робочих речовин для ПКТН, а також метод оцінки енергоефективності за ексергетичним аналізом термодинамічних процесів перетворення енергії, що відбуваються в ПКТН, робочим тілом якого є холодильний агент R290. Енергетичну ефективність ПКТН оцінювали коефіцієнтом перетворення ТН COP, він за розрахунками дорівнює 4,5. Термодинамічну ефективність ПКТН в системах тепlopостачання розглядали за допомогою ексергетичного ККД в залежності від середньотермодинамічних температур теплоносіїв в конденсаторі і випарнику, який характеризує досконалість перетворення енергії і становить 44 %.

тепловий насос, низькопотенційне джерело енергії, енергоефективність, коефіцієнт перетворення ТН (COP), ексергетичний ККД ТН, система тепlopостачання

© М.В. Босий, В.М. Кропивний, О.В. Кузик, А.В. Кропивна, Л.А. Молокост, 2022

Постановка проблеми. Скорочення запасів твердих, рідких і газоподібних видів органічного палива та зростанням цін на енергоносії сприяє впровадженню технологій з використанням поновлюваних альтернативних джерел енергії, які відкривають можливість до енергозбереження і зменшення викидів парникових газів в атмосферу [1,2,5].

Альтернативою застосування традиційних теплоенергетичних установок є використання теплових насосів (ТН). ТН ефективні енергозберігаючі пристрої, які економлять паливно-енергетичні ресурси, знижують забруднення довкілля та задовольняють потреби споживачів у виробництві технологічної теплоти [3-5].

Найбільш екологічне та найефективніше джерело енергії для системи опалення є використання енергії землі, що міститься у ґрунті та воді. ТН типу «вода-вода» працюють з високими показниками ефективності, це є актуальним у використанні їх в системах тепlopостачання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. ТН застосовують для переносу теплової енергії від тіла з більш низькою температурою до тіла з більш високою температурою, які працюють за зворотним циклом Карно, вони утилізують низькопотенційну теплоту природних, технологічних і побутових джерел. При використанні ТН первинної енергії витрачається в 1,2-2,3 рази менше, ніж у разі прямого спалювання палива [6,7]. ТН витрачає електричну енергію більш ефективно, ніж інше енергетичне обладнання. По оцінкам розробників ТН при використанні 1 кВт·год електричної енергії виробляється (3-4) кВт·год теплової енергії [2, 5, 7].

Класифікація ТН за принципом дії наступна: парокомпресійні (ПКТН), абсорбційні (АБТН), струминні (СТН), термоелектричні (ТЕТН). Найбільш широкого використання набули ПКТН.

ТН – це основний компонент більш загальної системи під назвою «теплонасосна установка» (ТНУ), до якої входять: устаткування, прилади і комунікації, що забезпечують експлуатаційні зв'язки ТН з низькопотенційними джерелами теплоти та об'єктами теплоспоживання [4, 5].

ТНУ застосовують для тепlopостачання, гарячого водопостачання житлових і виробничих будівель, забезпечення тепловою енергією потрібного потенціалу ряду технологічних процесів (сушіння, дистиляція, теплове оброблення); тепло- та холодопостачання сільськогосподарських об'єктів (молочних ферм, фруктових садових, зернохранилищ та ін.) [1-5, 7].

Використання в тепlopостачанні потоків низькопотенційних вторинних енергоресурсів значно розширює ресурсну базу тепlopостачання, робить її менш залежною від постачання паливних ресурсів.

Наразі більше уваги приділяється використанню новітньої технології ТН, як альтернативних джерел тепlopостачання для промислових та побутових потреб.

Для тепlopостачання використовують наступні потоки низькопотенційних природних джерел теплоти (атмосферне повітря -10...+15 °С; повітря витяжної вентиляції приміщень + 15...+25 °С; ґрунтові води + 8...+15 °С; ґрунт 5...+10 °С; природні води 4...+17 °С) та вторинних енергоресурсів (вода систем оборотного водопостачання 25...40 °С; технологічні скидання рідин і газів 40...65 °С; теплоносії сонячних колекторів 20...40 °С) [4,5]. На показники ефективності роботи ТН впливають температури підведення до ТН і відведення від нього теплоти, а також довкілля [2, 3].

Перспективним є використання ТН в комбінованих схемах за умови поєднання з іншими технологіями, наприклад, поновлюваними джерелами енергії – сонячної та геотермальною [4].

З екологічної точки зору при виборі робочих речовин для теплонасосної техніки перспективним є застосування чистих вуглеводнів та їх сумішей [4, 6, 10]. Використання в ТН пропан-бутанової суміші замість R22 приведе до підвищення коефіцієнта перетворення ТН на 5-10% [9].

Природні холодоагенти, на яких працюють ТН, з точки зору термодинамічних характеристик є найпоширенішими і безпечними для довкілля. Наприклад, холодоагент R290 сучасний і безпечний при використанні в ТН і відноситься до групи вуглеводнів, його виробництво не вимагає великих витрат, легко виділяється з природного газу. Він не руйнує озоновий шар ($ODP = 0$) і має низький потенціал впливу на глобальне потепління ($GWP = 3$) [10,11].

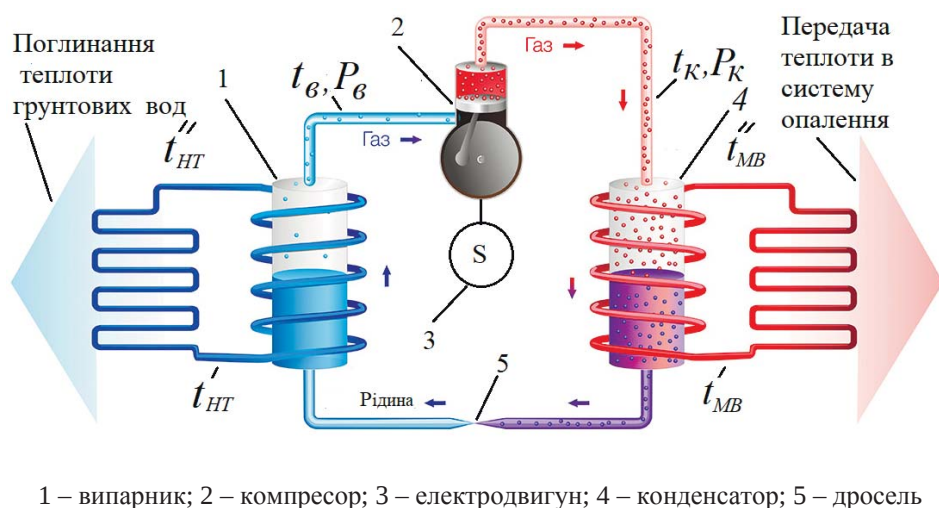
ПКТН дозволяють максимально економити первинні високопотенційні енергоресурси в порівнянні з котельними установками, ця економія становить 60% і вище в залежності від коефіцієнта перетворення [5].

Таким чином, проведення досліджень з підвищення енергоефективності використання ПКТН в системах теплопостачання є актуальним.

Постановка завдання. Метою статті є дослідження термодинамічної енергоефективності використання ПКТН «вода-вода» в системі теплопостачання.

Виклад основного матеріалу. Принцип дії ПКТН «вода-вода» базується на енергообміні робочої речовини з джерелами низької і високої температур. При цьому робоча речовина (холодоагент), здійснює зворотний термодинамічний цикл з витратою роботи. Особливістю ПКТН «вода-вода» є зміна агрегатного стану робочої речовини, тому що більшість процесів проходять в області насиченої пари. ПКТН «вода-вода» функціонує з вищими значеннями T_K і T_B , не змінюючи при цьому цикл ТН, $T_B \approx T_{н.с.}$, $T_K > T_{н.с.}$.

Розглянемо вплив температур на показники енергоефективності роботи ПКТН «вода-вода», схема якого наведена на рис. 1, а температурні рівні в системі ПКТН «вода-вода» зображені на рис. 2.



1 – випарник; 2 – компресор; 3 – електродвигун; 4 – конденсатор; 5 – дросель

Рисунок 1 – Схема ПКТН «вода-вода» для системи теплопостачання

Джерело: розроблено автором на підставі [2,4]

На рис. 2 представлені температурні рівні в загальній системі ПКТН «вода-вода». T_K і T_B – температури конденсації і випаровування робочої речовини; $T_{тп}$, $T_{тх}$ – середні термодинамічні температури проміжних теплоносіїв (використовуються для передачі теплоти від нижнього джерела теплоти T_x до випарника і від конденсатора до приміщення, верхнього джерела теплоти T_n).

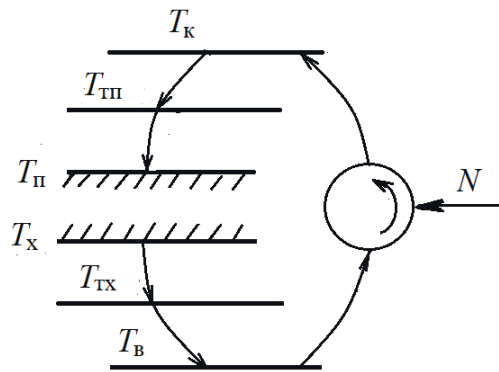


Рисунок 2 – Схема температурних рівнів в системі ПКТН «вода-вода»

Джерело: на підставі [16]

Робочі температури ТН при заданих температурах джерел теплоти T_X і $T_T = T_П$ визначаються таким чином: температура кипіння робочої речовини: $T_B = T_X - \Delta T_X - \Delta T_B$; температура конденсації: $T_K = T_П + \Delta T_{оп} + \Delta T_K$ [16].

Пониження температурних напорів ($\Delta T_X, \Delta T_B, \Delta T_K, \Delta T_{оп}$) зменшує необоротності і підвищує ефективність енергетичних перетворень в ПКТН [16].

На рис. 3 наведено приклад роботи циклу ПКТН «вода-вода» в $p-h$ діаграмі для робочого тіла пропана. Лінія 4-1 відповідає процесу кипіння пропана у випарнику ПКТН при температурі кипіння $+3^\circ\text{C}$ і тиску кипіння 0,50 МПа (т. 4 – пропан у стані вологої насиченої пари; т. 1' – суха насичена пара; лінія 1'-1 – підігрів насичених парів пропана теплотою гарячого рідкого пропана до стану перегрітої пари. У випарнику ПКТН «вода-вода» завдяки охолодженню низькотемпературного теплоносія $\Delta t_{нт} = t'_{нт} - t''_{нт}$ випаровується рідина пропана (процес 4-1) за умови незмінної температури $t_B = t'_{нт} - \Delta t_{нт}$, де $\Delta t_{нт} = 3-5^\circ\text{C}$ – кінцева різниця температур у випарнику. Суха насичена пара пропана, яка утворилась у випарнику, адіабатно стискається в компресорі (процес 1-2), внаслідок чого підвищується тиск і температура пропана. В конденсаторі ПКТН «вода-вода» пара пропана після компресора конденсується за умови сталої температури $T_K = \text{const}$ (процес 2-3), віддаючи теплоту мережевій воді системи теплофікації, яка підігрівається від температури $t'_{мв}$ до температури $t''_{мв} = t_K - \Delta t_K$ (конденсація пропану відбувається при температурі конденсації $+73^\circ\text{C}$ і тиску конденсації 2,8 МПа). Далі конденсат пари пропана дрослюється ($h_3 = h_4$) в дросельному вентилі (процес 3-4) і з температурою T_B знов надходить у випарник.

Енергетична ефективність ПКТН залежить від характеристик теплових джерел, що беруть участь у термотрансформації: від температурного рівня нагрівання середовища споживача теплового навантаження і від температури надходження утилізованого низькопотенційного середовища [2-5].

За ексергетичним методом оцінюємо енергоефективність термодинамічних процесів перетворення енергії, що відбуваються у ТН [2-5].

Аналіз енергоефективності ПКТН «вода-вода», проводився для робочого тіла холодоагента R290 [2]. Для R290 температура випаровування становить $t_B = 2...5^\circ\text{C}$, а конденсації – $t_K = 73^\circ\text{C}$. Вибираємо низькопотенційне джерело теплоти – ґрунтову воду, яка на вході у випарник має температуру $t'_{нт} = 8...15^\circ\text{C}$, а на виході з нього $t''_{нт} = 4...10^\circ\text{C}$. Температура мережевої води (теплоносія) на вході в конденсатор становить $t'_{мв} = 35^\circ\text{C}$, а на виході з нього – $t''_{мв} = 55^\circ\text{C}$.

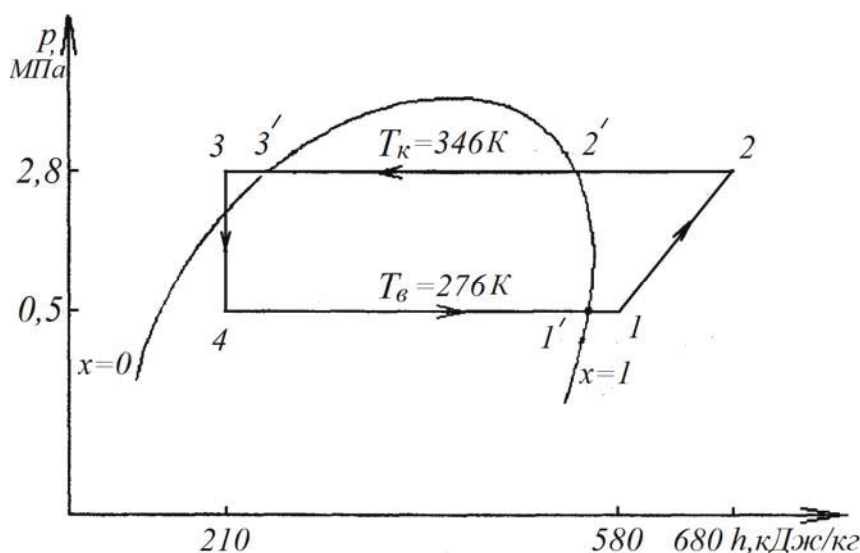


Рисунок 3 – Цикл роботи ПКТН «вода-вода» в p - h -діаграмі для робочого тіла R290
Джерело: розроблено автором на підставі [2,4]

Розглянемо визначення показників енергоефективності циклу ПКТН «вода-вода» для системи теплопостачання.

Питома теплота, яка підводиться до R290 у випарнику

$$q_v = h_1 - h_4, \quad (1)$$

де h_1, h_4 – ентальпії R290 на виході з випарника та вході у випарник.

Робота стиснення в компресорі

$$l_{ст} = h_2 - h_3. \quad (2)$$

Питома робота компресора

$$l_{км} = (h_2 - h_1) / \eta_{км}, \quad (3)$$

де $\eta_{км}$ – внутрішній ККД компресора.

Питома робота, яка витрачається на привід компресора

$$l_{пр} = l_{км} / \eta_{пр}, \quad (4)$$

де $\eta_{пр}$ – ККД привода компресора.

Питома теплота, яка віддається R290 в конденсаторі воді

$$q_k = h_2 - h_3 = q_v + l_{км}, \quad (5)$$

де h_2, h_3 – ентальпії R290 на вході в конденсатор та виході з нього.

Рівняння енергетичного балансу для ПКТН «вода-вода»

$$l_{ст} + q_v = q_k = q_{тн}. \quad (6)$$

За допомогою коефіцієнта перетворення теплоти COP оцінюємо енергетичну ефективність роботи ПКТН «вода-вода» [2-5]

$$COP = \mu = q_k / l_{пр} = (q_v + l_{км}) / l_{пр}. \quad (7)$$

Для визначення термодинамічної ефективності ПКТН «вода-вода» використовуємо ексергетичний метод.

Критерієм термодинамічної досконалості ПКТН «вода-вода», як відомо, є ексергетичний ККД [2-6, 12-16]

$$\eta_{\text{ex}} = e_{\text{вих.}} / e_{\text{вх.}} = e_{\text{к}} / (e_{\text{в}} + l_{\text{пр}}) = q_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{к}} / (q_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{в}} + l_{\text{пр}}), \quad (8)$$

де $e_{\text{вх.}}$, $e_{\text{вих.}}$ – ексергія входу у випарник і в компресор та виходу з конденсатора;

$\eta_{\text{с}}^{\text{в}} = 1 - T_{\text{нс}} / T_{\text{ср}}^{\text{в}}$ – ексергетична температурна функція для входу теплоти у випарник;

$\eta_{\text{с}}^{\text{к}} = 1 - T_{\text{нс}} / T_{\text{ср}}^{\text{к}}$ – ексергетична температурна функція для виходу теплоти з конденсатора;

$T_{\text{ср}}^{\text{в}}$ і $T_{\text{ср}}^{\text{к}}$ – середньотермодинамічні температури входу і виходу теплоти;

$T_{\text{нс}}$ – абсолютна температура довкілля.

Результати проведеного вище термодинамічного розрахунку ПКТН «вода-вода» наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Термодинамічний розрахунок ПКТН «вода-вода»

Параметр	Розмірність	Формула, рисунок	Розрахункові значення
Температура випаровування R290, $T_{\text{в}}$	К	Рис. 3	276
Ентальпія R290 після випарника, h_1	кДж/кг	Рис. 3	580
Тиск R290 у випарнику, $P_{\text{в}}$	МПа	Рис. 3	0, 5
Температура конденсації R290, $T_{\text{к}}$	К	Рис. 3	346
Ентальпія R290 після конденсатора, h_3	кДж/кг	Рис. 3	210
Тиск конденсації R290, $P_{\text{к}}$	МПа	Рис. 3	2,8
Ентальпія R290 на вході в компресор, h_1	кДж/кг	Рис. 3	580
Ентальпія R290 після компресора, h_2	кДж/кг	Рис. 3	680
Ентальпія R290 перед випарником, h_4	кДж/кг	Рис. 3	210
Питоме теплове навантаження випарника, $q_{\text{в}}$	кДж/кг	(1)	370
Питоме теплове навантаження конденсатора, (теплового насоса), $q_{\text{к}} = (q_{\text{тн}})$	кДж/кг	(5)	470
Робота стиснення в компресорі, $l_{\text{ст}}$	кДж/кг	(2)	100
Питома робота компресора, $l_{\text{км}}$	кДж/кг	(3)	94,14
Питома робота, яка витрачається на привід компресора, $l_{\text{пр}}$		(4)	104
Перевірка теплового балансу	-	(6)	470
Коефіцієнт перетворення теплоти, COP	-	(7)	4,5
Ексергетичний ККД ТН, η_{ex}	-	(8)	0,44

Джерело: розроблено автором на підставі [2,6]

Втрата ексергії через необоротну передачу теплоти і гідравлічного тертя тим більша, чим нижчий температурний рівень у процесі. Зміна $\Delta T_{\text{в}}$ більше впливає на термодинамічну ефективність циклу η_{ex} , ніж $\Delta T_{\text{к}}$. Тому вибору величини $\Delta T_{\text{в}}$, тобто, вибору теплообмінного апарату для процесу підведення теплоти до робочої речовини R290 від теплоносія з низькою температурою необхідно приділяти більше уваги [16].

Таким чином, показники енергоефективності роботи циклу ПКТН «вода-вода», коефіцієнт перетворення COP ТН «вода-вода» і ексергетичний ККД η_{ex} ТН «вода-вода» суттєво залежать від середньотермодинамічних температур входу і виходу теплоти, а також довкілля. Проведений аналіз впливу температур на енергоефективність ПКТН «вода-вода» дозволяє прогнозувати оптимальні температурні режими роботи.

Висновки.

1. Проведено термодинамічне дослідження ефективності застосування ПКТН «вода-вода» для системи опалення приміщення при використанні ґрунтових вод як джерела низькопотенційної теплової енергії.

2. Оцінка енергоефективності термодинамічних процесів перетворення енергії, що відбуваються в ПКТН «вода-вода», робочим тілом якого є холодильний агент R290, виконана методом ексергетичного аналізу.

3. Визначено енергетичну ефективність ПКТН «вода-вода» за коефіцієнтом перетворення COP ТН, який за розрахунками дорівнює 4,5.

4. Показано, що ексергетичний ККД ПКТН «вода-вода» в залежності від середньотермодинамічних температур випаровування та конденсації становить 44 %.

Список літератури

1. Драганов Б.Х., Долінський А.А., Міщенко А.В., Письменний Є.М. (за ред. Драганова Б.Х.) Теплотехніка: підр. Київ «ІНКОС», 2005. 504 с.
2. Ткаченко С.Й., Остапенко О.П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2009. 176 с.
3. Остапенко О.П. Холодильна техніка та технологія. Теплові насоси: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2015. 123 с.
4. Арсеньєв В.М., Мелейчук С.С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку: навч. посіб. Суми.СДУ, 2018. 364с.
5. Арсеньєв В.М. Теплонасосная технология энергосбережения. Суми: Вид-во СДУ, 2009. 251 с.
6. Трубаев П.А. Гришко Б.М. Тепловые насосы: учеб. пособие. Белгород: Изд-во БГТУ, 2010. 134 с.
7. Босий М.В., Кузик О.В. Ефективність циклу теплового насоса для теплопостачання . *Центральнотермодинамічний науковий вісник. Технічні науки*. 2020. Вип. 3(34). С.136-142.
8. Малярєнко В.А. Енергетичні установки. Загальний курс: навч. посіб. Х.: “Видавництво САГА”, 2008. 320с.
9. Шевель В. И. Работа компрессоров серийного исполнения на смеси пропан-бутан в теплонасосном режиме работы . *Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: материалы XIII Международной научно-технической 62 конференции по компрессоростроению*. Сумы: СумГУ, 2004. С. 239-244.
10. Хмельнюк М. Г., Мартынюк М. О. Повышение эффективности установки низкотемпературной конденсации природного газа. *Технические газы*. 2008. № 4. С. 30-35.
11. Сайт. URL: <http://aerum.com.ua/gree-vypuskaet-kondicionery-na-propane/>
12. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / под ред. Бородянского В.М. М. : Энергия, 1979. 288 с.
13. Соколов Е.Я., Бродянский В.М.. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М. : Энергоиздат, 1981. 320 с.
14. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М. : Энергия, 1973. 296 с.
15. Арсеньєв В.М., Гречаненко В.А. Ексергетическа оцєнка ефєктивності теплонасосної технології енергосбереження. *Вісник Сумського державного університету*. 2002. №9(42). С.81-85.
16. Кудєля П.П., Соломаха А.С., Очеретянюк М.Д. Оцінка ефєктивності опалювальних теплових насосів з використанням методу циклів . *Відновлювальна енергетика*. 2016. №4. С.74-85.

Referencis

1. Draganov, B.H., Dolinsky, A.A., Mishchenko, A.V. & Written, E.M. (2005). *Heat engineering*. Draganova B.H. (Ed.). Kyiv: INCOS [in Ukrainian].
2. Tkachenko, S.Y. & Ostapenko, O.P. (2009). *Parokompresijni teplonasosni ustanovky v systemakh teplopостачання* [Steam compression heat pump installations in heat supply systems]. Vinnytsia: VNTU [in Ukrainian].
3. Ostapenko, O.P. (2015). *Kholodyl'na tekhnika ta tekhnolohiia. Teplovi nasosy* [Refrigeration equipment and technology. Heat pumps]. Vinnytsia: VNTU [in Ukrainian].
4. Arsenyev, V.M. & Meleischuk, S.S. (2018). *Teplovi nasosy: osnovy teorii i rozrakhunku* [Heat pumps: the basics of the theory and design]. Sumy, SDU [in Ukrainian].
5. Arsenyev, V.M. (2009). *Teplonasosnaja tehnologija energozberezhenja* [Heat pump technology of energy saving]. Sumy: SDU Publishing House [in Ukrainian].

6. Trubaev, P.A. & Grishko, B.M. (2010). *Teplovye nasosy [Heat pumps]*. Belgorod: BSTU Publishing House [in Russian].
7. Bosiy, M.V. & Kuzyk, O.V. (2020). Efektyvnist' tsykladu teplovoho nasosa dlia teplopostachannia [Heat pump cycle efficiency for heat supply]. *Tsentrал'noukrains'kyj naukovyj visnyk. Tekhnichni nauky – Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical sciences*, Vol. 3 (34), 136-142 [in Ukrainian].
8. Malyarenko, V.A. (2008). *Enerhetychni ustanovky. Zahal'nyj kurs [Power plants. General course]*. Tutorial. H: SAGA Publishing House [in Ukrainian].
9. Shevel, V.I. (2004). Rabota kompressorov seriynogo ispolneniia na smeci propan-butan v teplonasosnom rezhime raboty [Operation of serial compressors on a propane-butane mixture in a heat pump operation mode]. *Compressor technology and pneumatics in the XXI century: materialy XIII Mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy 62 konferencii po kompressorostroeniju – XIII International Scientific and Technical Conference on Compressor Engineering* (P. 239-244). Sumy: Sumy State University, [in Ukrainian].
10. Khmelnyuk, M.G. & Martynyuk, M.O. (2008). Povyshenie jeffektivnosti ustanovki nizkotemperaturnoj kondensacii prirodnogo gaza [Increasing the efficiency of low-temperature condensation of natural gas]. *Tekhnicheskie gazy – Technical gases*. Odessa: ODAH. Technical Gases, 4, 30-35 in Ukrainian].
11. Site. *aerum.com.ua*. Retrieved from <http://aerum.com.ua/gree-vypuskaet-kondicionery-na-propan/> [in Ukrainian].
12. Martynovsky, V.S. (1979). *Cycles, schemes and characteristics of thermal transformers*. Brodyansky V.M. (Ed.). Moscow: Energy [in Russian].
13. Sokolov, E.Y. & Brodyansky, V.M. (1981). *Jenergeticheskie osnovy transformacii tepla i processov ohlazhdeniia [Energy bases of heat transformation and cooling processes]*. Moscow: Energoizdat [in Russian].
14. Brodyansky, V.M. (1973). *Jeksergeticheskij metod termodinamicheskogo analiza [Exergetic method of thermodynamic analysis]*. Moscow: Energy, [in Russian].
15. Arsenyev, V.M. & Grechanenko, V.A. (2002). Jeksergeticheskaja ocenka jeffektivnosti teplonasosnoj tehnologii jenergosberezhenij [Exergetic evaluation of the efficiency of heat pump technology of energy savings]. *Visnik Sums'kogo derzhavnogo universitetu – Bulletin of Sumy State University*, 9 (42), 81-85[in Ukrainian].
16. Kudelya, P.P., Solomakha, A.S. & Ocheretyanko, M.D. (2016). Otsinka efektyvnosti opaliuval'nykh teplovykh nasosiv z vykorystanniam metodu tsykliv [Evaluation of the efficiency of heating heat pumps using the method of cycles]. *Vidnovliuval'na enerhetyka – Renewable energy*, №4, 74-85 [in Ukrainian].

Mykola Bosiy, Sen. Lect., **Volodymyr Kropivnyi**, Prof., PhD in tech. sci., **Olexandr Kuzyk**, Assoc. Prof., PhD in tech. sci., **Alena Kropivna**, Assoc. Prof., PhD in tech. sci., **Ludmyla Molokost**, Sen. Lect.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Thermodynamic Energy Efficiency of a Groundwater Heat Pump

The thermodynamic energy efficiency of a steam compression heat pump (PKTN) using natural sources of environmental heat, in particular groundwater, is considered in the article.

The scheme of PKTN "water-water" for the heat supply system, temperature levels in the general system of PKTN "water-water" are presented and the example of work of the PKTN "water-water" cycle in the p-h diagram for propane (R290) is given. The results of a thermodynamic study of the energy efficiency of the use of PKTN when using groundwater as a source of low-potential thermal energy are presented. The article considers the use of pure hydrocarbons as working substances for PKTN, as well as a method for assessing energy efficiency by exergy analysis of thermodynamic energy conversion processes occurring in PKTN, the working fluid of which is the refrigerant R290. The energy efficiency of PKTN was estimated by the conversion coefficient of TH COP, it is calculated to be 4.5. The thermodynamic efficiency of PKTN in heat supply systems was considered using exergy efficiency depending on the average thermodynamic temperatures of heat carriers in the condenser and evaporator, which characterizes the perfection of energy conversion and is 44%.

A thermodynamic study of the effectiveness of PKTN "water-water" for the space heating system using groundwater as a source of low-potential thermal energy. Evaluation of energy efficiency of thermodynamic processes of energy conversion occurring in PKTN "water-water" whose working fluid is a refrigerant R290 (propane) is performed by the method of exergetic analysis. It is shown that the exergetic efficiency of PKTN "water-water" depending on the average thermodynamic temperatures of evaporation and condensation is 44%.

heat pump, low-potential energy source, energy efficiency, HP conversion factor (COP), exergy HP efficiency, heat supply system

Одержано (Received) 07.02.2022

Прорецензовано (Reviewed) 21.02.2022

Прийнято до друку (Approved) 31.03.2022