

ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРЕРОЗПОДІЛУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ НА ПІДПРИЄМСТВАХ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ СИСТЕМОЮ ПОВІТРЯНОГО ТЕПЛОНАСОСА

Піддубний В. А., Кравченко М. Ф., Стадник І. Я., Михайлик В. С.

ВСТУП

Фізичні параметри Земної кулі, що стосуються магнітосфери, атмосфери, літосфери та гідросфери, характеризуються таким переліком, який відповідає умовам існування всього біологічного світу і людського суспільства. В цьому визначенні енергетична складова має не менш важливе значення ніж матеріальна, незважаючи на її відмінності від координат, пори року або часу доби. Адже навіть за суворих умов Арктики і Антарктики показники повітря достатньо віддалені від абсолютного нуля. Тим більше це відповідає зонам проживання людини з показниками температури повітря більше 0°C.

Існування гідросфери і літосфери Землі також супроводжується енергетичними потенціалами, створеними взаємодіями планетарного масштабу. При цьому стабілізація енергетичного балансу у цій взаємодії забезпечує існування біосфери за прийнятих умов. З цієї точки зору автори¹ вважають, що збереження вказаного балансу або як мінімум суворі обмеження щодо його порушення мають вирішальне значення. Тому використанню відновлювальних ресурсів альтернативи не існує і одним з таких напрямків є використання технологій перерозподілу енергетичних потенціалів доквілля на основі теплових насосів, кондиціонерів, холодильних установок.

Властивості теплових насосів забезпечують їх значне використання у зв'язку з можливостями трансформацій енергетичних потенціалів в достатньо широкому інтервалі температур. Разом з тим вирішення прикладних задач часто потребує розширення цих інтервалів, оскільки у світовому вимірі одна третина

¹ Пути решения проблем энергетики и экологии в пищевых технологиях [Текст] / О.Г. Бурдо, С.Г. Терзиев, А.В. Зыков, С.И. Милинчук // XVII Międzynar. Konf. Nauk. z cyklu „Inżynieria procesowa w ochronie środowiska”. – Opole, 1999. – Р. 33-36.

енергоспоживання пов'язана з промисловим сектором, яке в кінцевому рахунку витрачається як теплота.

1. Виникнення передумов проблеми та формулювання проблеми

Значна кількість сучасних досліджень спеціалістів стосується саме тематики можливостей трансформацій енергетичних потенціалів. Так оцінці потенціалу промислових (високотемпературних) теплових насосів для регенерації відпрацьованого тепла присвячено дослідження², яке доповнюється вивченням перспектив відновлення низькотемпературних відходів теплової енергії³. В роботі⁴ подано, що розширення теоретичної бази доповнюється експериментальними дослідженнями характеристик теплового насоса триплексної петлі для рекуперації теплоти відпрацьованого повітря взимку. Автори⁵ досить чітко провели технічне доповнення у пошуку потенціалів енергозбереження. Вони вказали, що використання теплових труб на геотермальних джерелах є актуальним.

Хочеться відзначити, що в роботі авторів⁶ традиційні шляхи в технічному представленні теплообмінних процесів логічно доповнюються варіантами рекуперації теплоти в сушильних установках харчової промисловості.

В дослідженнях рекуперації теплових потоків одночасно з водозберігаючою модифікацією для когенераційної системи з парогазовим комбінованим пароциклом автори⁷ свою увагу

² George Kosmadakis (2019), Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries, *Applied Thermal Engineering*, Volume 156, 25 June 2019, Pages 287-298.

³ Z.Y. Xu, R.Z. Wang, Chun Yang (2019), Perspectives for low-temperature waste heat recovery, *Energy*, Volume 176, 1 June 2019, Pages 1037-1043.

⁴ Lei Wang, Guoyuan Ma, Anna Ma, Feng Zhou, Fuping Li (2018), Experimental study on the characteristics of triplex loop heat pump for exhaust air heat recovery in winter, *Energy Conversion and Management*, Volume 176, 15 November 2018, Pages 384-392.

⁵ Hyunjeong Lim, Chanjoong Kim, Yeonjoo Cho, Minsung Kim (2017), Energy saving potentials from the application of heat pipes on geothermal heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, Volume 126, 5 November 2017, Pages 1191-1198.

⁶ J.F. Wang, C. Brown, D.J. Cleland (2018), Heat pump heat recovery options for food industry dryers, *International Journal of Refrigeration*, Volume 86, February 2018, Pages 48-55.

⁷ Hongsheng Zhang, Hongbin Zhao, Zhenlin Li (2019), Waste heat recovery and water-saving modification for a water-cooled gas-steam combined cycle cogeneration system with absorption heat pump, *Energy Conversion and Management*, Volume 180, 15 January 2019, Pages 1129-1138.

присвячували абсорбційним тепловим насосам. На думку авторів⁸ увага до геотермальних теплових насосів, які визнані як одна з перспективних технологій, потребує техніко-економічної оцінки у зв'язку з високими капітальними інвестиціями та витратами на встановлення і технологічне забезпечення. В експериментальних дослідженнях вирішується завдання створення системи осушення свіжого повітря з використанням теплових насосів, укомплектованих теплообмінними апаратами, в яких здійснено покриття робочих поверхонь осушувачем. В роботі⁹ досліджуються відцентрові теплові насоси з утилізацією відпрацьованої теплоти зі значною тепловою потужністю і високою температурою подачі води.

Тому раціональне використання теплових насосів з одночасним нагріванням і охолодженням локальних зон здійснюється на основі ексергетичного аналізу. Тут прототип теплового насоса працює у трьох основних режимах. Досить чітко ці режими розглянуті авторами¹⁰, які відзначили, що:

- перший – режим опалення, який забезпечує одержання гарячої води з використанням теплоти доступної в навколишньому повітрі;
- другий – режим охолодження холодної води і відведення теплоти до навколишнього повітря;
- при третьому режимі забезпечується подавання гарячої води завдяки теплоті, віднятої від холодної води.

Так, автори¹¹ відзначили, що рекуперація промислових теплових відходів в системному підході оцінюється на рівні обмеження негативних впливів на екологію навколишнього середовища.

⁸ Yuanlong Cui, Jie Zhu, Ssennoga Twaha, Junze Chu, Hongyu Bai, Kuo Huang, Xiangjie Chen, Stamatis Zoras, Zohreh Soleimani (2019), Techno-economic assessment of the horizontal geothermal heat pump systems: A comprehensive review, *Energy Conversion and Management*, Volume 191, 1 July 2019, Pages 208-236.

⁹ Bin Hu, Shengzhi Xu, R.Z. Wang, Hua Liu, Luyao Han, Zhiping Zhang, Hongbo Li (2019), Investigation on advanced heat pump systems with improved energy efficiency, *Energy Conversion and Management*, Volume 192, 15 July 2019, Pages 161-170.

¹⁰ Paul Byrne, Redouane Ghoubali (2019), Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling, *Applied Thermal Engineering*, Volume 149, 25 February 2019, Pages 414-424.

¹¹ Elliot Woolley, Yang Luo, Alessandro Simeone (2018), Industrial waste heat recovery: A systematic approach, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Volume 29, October 2018, Pages 50-59.

Останні досягнення в системах теплових насосів¹² пов'язані з прямим використанням сонячних випромінювань, що є провідним для навколишнього середовища за допомогою низькотемпературної енергії довкілля та сонячної радіації. Показано, що інтеграція сонячних колекторів-випарників з технологіями фотоелектричної енергії в комбінації з термічним зберіганням і використанням теплових труб є перспективним для застосування в різних кліматичних умовах. Отже, теплотехнічні системи, в яких здійснюються фазові переходи з відносною нескладністю регенерації, залишаються актуальними для теоретичних і практичних досліджень.

Визначена у формі феноменологічного аналізу термодинамічної ефективності повітряного теплонасоса при використанні енергетичних потенціалів довкілля у системі тепlopостачання і перерозподілі енергетичних ресурсів та перспектив використання на підприємствах харчової промисловості.

2. Аналіз існуючих методів вирішення проблеми та формулювання завдання для оптимального розвитку техніки

Розглянуто систему перерозподілу і трансформацій енергетичних ресурсів середовищ. Теоретичний і практичний досвід спеціалістів з термодинаміки дозволив, у тому числі, узагальнити взаємозв'язок між теплоємністю повітря і температурою. Так мольна теплоємність при $p = \text{const}$, кДж/(кмоль·К) відображується залежностями у дійсному значенні в інтервалі 0...1000°C:

$$c_{\mu p} = 28,7558 + 0,0057208t \quad (1)$$

і в середньому обчисленні

$$\bar{c}_{\mu p} \Big|_0^t = 28,827 + 0,002708t. \quad (2)$$

Числові значення теплоємностей наведено в табл. 1, з якої витікає можливість певних співставлень.

Оцінка енергетичного потенціалу в 1 м³ повітря при температурі 303 К за тиску 1 бар він складає:

$$Q_{nom} = c_p \nu T = 1,2971 \cdot 1,0 \cdot 303 = 393,0213 \text{ кДж.} \quad (3)$$

¹² Guo-Hua Shi, Lu Aye, Dan Li0, Xian-Jun Du (2019), Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 109, July 2019, Pages 349-366.

Таблиця 1

Теплоємність повітря

Температура, °С	Теплоємність							
	Мольна, кДж/(моль·К)				Масова, кДж/(кг·К)		Об'ємна, кДж/(м ³ ·К)	
	c_{mp}	c_{mv}	$\bar{c}_{mp} \Big _0^t$	$\bar{c}_{mv} \Big _0^t$	$\bar{c}_p \Big _0^t$	$\bar{c}_v \Big _0^t$	$c_p \Big _0^t$	$c_v \Big _0^t$
0	29,073	20,758	29,073	20,758	1,0036	0,7164	1,2971	0,9261
100	29,266	20,951	29,152	20,833	1,0061	0,7193	1,3004	0,9295
200	29,676	21,361	29,299	20,984	1,0115	0,7243	1,3071	0,9362
300	30,266	21,951	29,521	21,206	1,0191	0,7319	1,3172	0,9462

Охолодження цього об'єму повітря до 272 К означає передачу теплоти Q приймачу. Одночасно відмітимо, що той же об'єм повітря за -30°C або 243 К має потенціал 315,1953 кДж. Таким чином технологічні можливості щодо перерозподілу енергетичних потенціалів відкривають перспективи їх трансформацій і використання, обумовлені другим законом термодинаміки.

Повітря це суміш газів. Склад повітря не є постійною величиною і змінюється в залежності від місцевості, регіону і навіть кількості людей знаходяться поруч з вами. В основному повітря складається з Азоту приблизно на 78% і кисню на 21%, решта це домішки різних з'єднань. Його хімічна формула – O_2 . За нормальних умов (температура 0°C , тиск 101,3 кПа) кисень перебуває в газовому стані, не має смаку, запаху, трохи важчий за повітря.

Визначалася температура потоку на вході й виході насоса, після чого усереднювалось значення температури. Для вимірювання температури потоку у середині трубопроводу використовували кілька термопар. Дані первинних перетворювачів температури надходили на АЦП, перетворювалися в цифровий сигнал і вводилися в ПК. Інтервал реєстрації даних – 10 с. Вимірювання проводили хромель-копелевими термопарами, вимірювальний прилад марки Ехpert (виробник Україна).

Через рівні проміжки часу заміряли температуру поверхні т поверхні. Температуру поверхні модуля визначали закарбованою в поверхню термопарою. Через рівні проміжки часу заміряли тиск повітря P . Вимірювання проводилися мановакуумметром ОБМВ1-1006ф (виробник Україна). За значенням тиску по таблицях властивостей водяної пари визначалася його температура.

Визначення параметрів навколишнього повітря робили за допомогою психрометра марки ВІТ-2 (виробник Україна). Відбувалася

реєстрація параметрів повітря, а саме його температури, вологості, вологовмісту, ентальпії. Вимірювання зазначених параметрів проводилося за допомогою модуля АЦП «Arduino» і ЕОМ.

Для визначення параметрів повітря, що надходить з насоса, використовувався цифровий датчик вологості SHT 10, що дозволяло з високою точністю визначити характеристики повітря безпосередньо в потоці в ході експериментів. Інтерфейс програми перетворювача АЦП був виконаний таким чином, що зміна параметрів повітря від часу відбивалося у вигляді графічних залежностей у режимі онлайн. Використання такої схеми разом із застосуванням частотного регулювання привода насоса дозволяло оперативну втручати в хід експерименту, спрощувало його планування.

Моделювання течії рідини проводили за допомогою обчислювального програмного комплексу загального призначення ANSYS CFD компанії ANSYS, Inc. Програмні комплекси дозволяють проводити моделювання і обрахунок течії рідин і газів, процесів тепло– і масообміну, реагуючих потоків. ANSYS CFD повністю інтегрований в середовище ANSYS Workbench, що є основою інженерного моделювання, в неї інтегровані всі інструменти і програмні комплекси ANSYS.

Середовище ANSYS Workbench дозволяє отримати загальний доступ до таких інструментів як: зв'язок з CAD-комплексами, побудова і модифікація геометрії і розрахункової сітки. Програмний комплекс широко використовується для моделювання процесів, що відбуваються в насосах, вентиляторах, компресорах, газових і гідротурбінах тощо. Постпроцесор ANSYS CFD-Post, який входить в програмний комплекс, може використовуватися для створення високоякісних анімацій, ілюстрацій та графіків.

Використано теоретичне моделювання умов створення і відтворення процесів перерозподілу енергетичних потенціалів довкілля і рекуперації вторинних ресурсів на основі положень та закономірностей технічної термодинаміки. Дослідження процесу проводились за планом Бокса-Бенкена, що дозволяє отримувати максимальну кількість об'єктивної інформації про вплив чинників за допомогою найменшого числа дослідів.

Оброблення отриманого експериментального масиву даних проводили за загальновідомими методиками та методами статистичної обробки для отримання емпіричної математичної моделі $Q_{ke} = f_Q(x_1; x_2; x_3)$ з використанням методик кореляційного і регресійного аналізу апроксимуючої функції, яка характеризує

вплив факторів і їх взаємодію на параметр оптимізації, тобто продуктивність роботи.

На основі побудованого рівняння регресії визначено внесок кожної незалежної змінної у варіацію досліджуваної залежної змінної величини, тобто вплив факторів на результативний показник¹⁰.

Обробку експериментального масиву даних провели з використанням пакету прикладної програми «Statistica-12» для комп'ютера. Коефіцієнти рівняння регресії або апроксимуючої функції, за умови ортогональності та симетрії план-матриці планованого факторного експерименту, визначали згідно з стандартною методикою за відомими залежностями.

Отримані результати були статистично опрацьовані з використанням стандартного програмного пакету Microsoft Office

3. Моделювання і оптимізація оцінки енерговитрат в процесах трансформації вторинних контурів

Теоретичні та експериментальні дослідження виконувалися на базі проблемної науково-дослідної лабораторії Національного університету харчових технологій. Дослідження склалися з трьох частин. Першою з них була оцінка енергетичних потенціалів повітря докілья, як найбільш доступного середовища.

Ця частина досліджень покладена в основу створення сучасного повітряного теплового насоса (патент України 17167) з виконанням феноменологічних досліджень, які стосуються перерозподілу теплових потоків на основі другого закону термодинаміки за використанням замкнутого циркуляційного повітряного контуру.

Друга частина дослідження стосується термодинамічних особливостей досягнення фазових переходів води, як основного наповнювача середовищ харчової промисловості з розробкою математичних формалізацій та оцінкою енерговитрат в процесах догрівання рідинної фази і здійсненням трансформацій ентропії.

Третя частина присвячена реалізації фазових переходів з оцінкою енергетичних потенціалів вторинної пари. Це створює основу для здійснення рекуперативних процесів за рахунок підвищення тисків і температур в компенсаційних процесах і наступної конденсації з одержанням рідинної фази H_2O в замкнутих енергетичних контурах.

У даній статті ми розглядаємо першу і другу частину досліджень, які обґрунтовують наш подальший напрямок теоретичного спрямованого математичного аналізу. Історично такі можливості

людство отримало після створення теплових машин. У 1852 р. лорд Кельвін запропонував нове для свого часу використання теплової машини для опалення приміщень. Кельвін назвав таку машину тепловим насосом, завданням якого було охолодження холодного зовнішнього повітря і передачу отриманої теплової енергії за більш високої температури повітрю в приміщенні. Такий протиприродний процес переходу теплоти від холодного середовища до нагрітого здійснювався за рахунок споживання механічної роботи. Кожна одиниця механічної роботи, підведена до ідеального теплового насоса, перш ніж потрапити в опалюване приміщення «прихоплювала» 5...8 одиниць теплоти зовнішнього повітря. Тому 427 кГм роботи на вході в тепловий насос перетворювались у 6...9 ккал теплоти на виході. Одна ж кілокалорія, що утворюється при спалюванні певної кількості палива, нічим не доповнюється і залишається одною кілокалорією.

Нехай, спалюючи якусь кількість палива безпосередньо, підведемо в опалюване приміщення 1 ккал теплоти. Якщо ту ж кількість палива спалити в тепловому двигуні, то в механічну роботу вдасться перетворити лише біля 20 %, що еквівалентно 85 кГм. Якщо ці 85 кГм підвести до теплового насоса, то він забезпечить передачу в приміщення у 6 разів більше теплоти, тобто $6 \cdot 85 = 510$ кГм або 1,2 ккал. Наведені співвідношення вказують на доцільність використання первинних енергетичних потенціалів палива в ланцюгу «тепловий двигун – тепловий насос». Таким чином доцільно звернути увагу на еквівалентність у цих термодинамічних перетвореннях. Так значення ККД теплових двигунів складно або взагалі неможливо збільшити за 20 %. Але в тепловому насосі за рахунок генерованої механічної енергії досягається повернення теплоти на рівні втраченої.

Загальну будову та принцип роботи макетного зразка лабораторної установки та «Повітряного теплового насоса» наведено на рис. 1 і 2. Лабораторний комплекс дозволяє отримати залежність параметрів теплонасосної установки від температурних режимів системи тепlopостачання і кондиціонування (рис.1, а, 1, б).

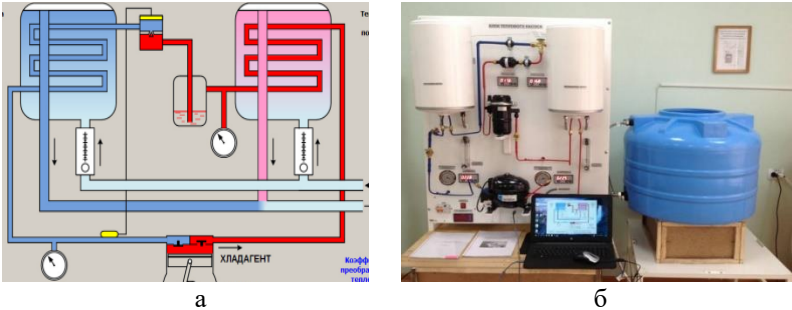


Рис. 1. Програмний модуль (а) і загальний вид лабораторної експериментальної установки (б)

На рис. 1, а подано програмний модуль, а на рис. 1, б – загальний вид лабораторної експериментальної установки.

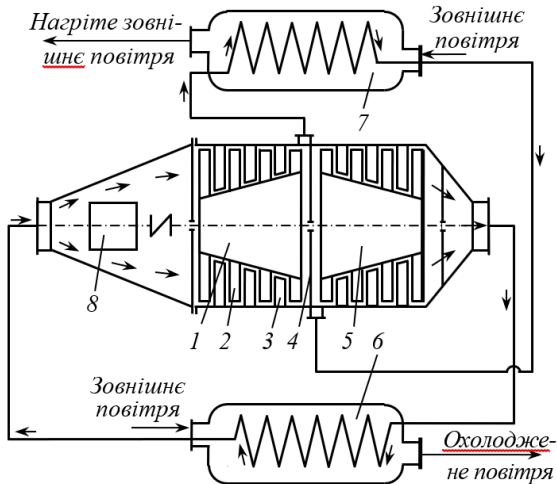


Рис. 2. Повітряний тепловий насос

Метою досліджень було встановлення оптимальних параметрів розробленого теплового насоса (рис. 2), який складається з компресора 1 з лопатями 2, напрямних апаратів 3, перегородки 4, детандера 5, теплообмінних апаратів 6 та 7 і приводного двигуна 8. Він працює наступним чином. Приводний двигун 8 надає обертальний рух ротору компресора 1 і за рахунок взаємодії повітряного потоку з лопатями 2 та напрямними апаратами 3

відбувається його стискання з підвищенням температури. Таке стиснуте повітря надходить в зону розділення внутрішнього об'єму насоса і потрапляє в теплообмінний апарат 7, через який подається потік зовнішнього повітря. Останній сприймає теплову енергію, охолоджуючи стиснуте повітря. Охолоджене повітря подається до детандера 5, в якому, розширюючись до заданої кінцевої величини тиску, віддає свою енергію. В цьому процесі температура його різко знижується до температури, значно нижчої за температуру навколишнього середовища. За рахунок цього при контактуванні в теплообмінному апараті 6 з потоком зовнішнього повітря відбувається теплопередавання від останнього до повітря, що циркулює в замкнутому контурі. Надалі цикл повторюється, а охолоджене зовнішнє повітря спрямовується на подальші технологічні потреби.

Попереднє грубе регулювання частоти обертання валу ротора компресора відповідного діаметра задавали (встановлювали) за допомогою команд з панелі керування електродвигуном керуючого мультисистемного пристрою регулювання та зчитування даних Altivar 71 за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0. Технічні можливості цього пристрою та програмного забезпечення дозволяють плавно змінювати частоту обертання вала електродвигуна макетного зразка лабораторної установки в межах від 0 до 1300 об/хв. При цьому числові значення частоти обертання валу електродвигуна (похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксувалося за допомогою давача типу E40S6-10Z4-6L-5, який підключено одночасно до ротора електродвигуна та мультисистемного пристрою.

Числові дані енергетичних затрат і величини крутного моменту на валу електропривода залежно від навантаження в конкретний момент часу проведення експерименту відображалися у вигляді табличних даних та графічних залежностей на моніторі ПК.

Варто нагадати, що теплонасосною називають установку, яка перетворює низькопотенційну природну теплову енергію або теплоту вторинних низькотемпературних енергоресурсів в енергію більш високого температурного потенціалу, що вже придатна для практичного використання. Перетворення відбуваються в зворотному термодинамічному циклі, і перенос енергії з нижнього температурного рівня на більш високий виконується за рахунок деякої кількості механічної (електричної) енергії, яка ззовні підводиться до компресора теплового насоса та його конструкції.

У зв'язку з тим, що під час проведення експериментів незалежні змінні вхідні фактори, тобто неоднорідні, тобто всі вони мають різні фізичні одиниці вимірювання та різні порядки арифметичних числових значень одиниць вимірювання, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від введених позначень кодованих величин до дійсних (натуральних) значень.

Алгоритм проведення експериментальних досліджень повітряного теплового насосу, формалізованого у вигляді схеми структурної моделі, наведено на рис. 3. Він передбачає визначення функціональних закономірностей впливу окремих вхідних змінних факторів і їх вплив на вихідну величину, або параметр оптимізації. Для перевірки адекватності теоретичних досліджень (теоретичної моделі) продуктивності роботи Q_k проведено експериментальні дослідження макетного зразка лабораторної установки, яку наведено на рис. 1 і 2. Для отримання емпіричного рівняння регресії, що характеризує зміну продуктивності роботи Q_k залежно від параметрів ротора компресора, реалізували планований трифакторний експеримент типу ПФЕ 3³.

Загальну кількість експериментів є N однієї повторності визначали за формулою $Ne = P^k$
де P – кількість рівнів варіювання змінного вхідного фактора;
 k – кількість діючих змінних вхідних факторів у експерименті.

При цьому експерименти провели в трикратній повторності. Несиметрична план-матриця проведення планованого трифакторного експерименту Бокса-Бенкіна типу ПФЕ 3³ для трьох факторів і трьох рівнів варіювання факторами мала загальне число експериментів рівним 27.

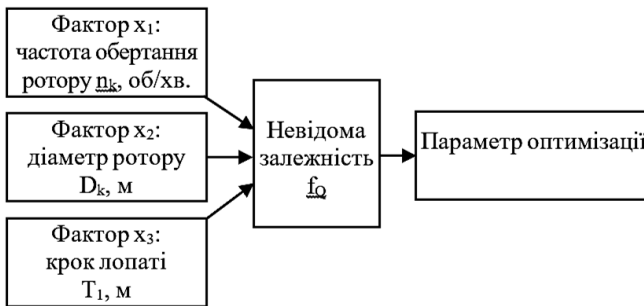


Рис. 3. Схема моделі планованого експерименту типу ПФЕ 33

При цьому незалежними змінними факторами приймали: частоту обертання ротора компресора n_k , яку кодували індексом x_1 , тобто $n_k \rightarrow x_1$; діаметр ротору компресора D_k , який кодували індексом x_2 , тобто $D_k \rightarrow x_2$; крок лопаті T_1 , кодували індексом x_3 , тобто $T_1 \rightarrow x_3$.

Структурну модель планованого трифакторного¹³ експерименту типу ПФЕ 3³ наведено на рис. 3.

Таким чином, для дослідження продуктивності роботи Q_{ke} було вибрано апроксимуючу математичну модель у вигляді функціональної залежності

$Q_{ke} = f_Q(x_1; x_2; x_3)$. При складанні план-матриці експериментів ввели кодовані позначення верхнього (+1), нижнього (-1) та нульового (0) рівнів варіювання факторами¹³, тобто трифакторний експеримент провели на трьох рівнях варіювання вхідними факторами або реалізували планований експеримент типу ПФЕ 3³.

Результати кодування змінних вхідних факторів, верхній і нижній рівень варіювання кожного фактора та інтервал його варіювання наведено у табл. 2.

У зв'язку з тим, що під час проведення експериментів незалежні змінні вхідні фактори, тобто $n_k \rightarrow x_1; D_k \rightarrow x_2; T_1 \rightarrow x_3$ неоднорідні, тобто всі вони мають різні фізичні одиниці вимірювання та різні порядки арифметичних числових значень одиниць вимірювання, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від введених позначень кодованих величин до дійсних (натуральних) значень. Зробили рандомізовану план-матрицю планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3³.

Таблиця 2

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтервал варіювання	Рівні варіювання натуральні/кодовані		
	натуральні	кодовані				
Частота обертання, n_k , об/хв	X_1	x_1	100	100/-1	200/0	300/+1
Діаметр D_k , м	X_2	x_2	0,04	0,12/-1	0,16/0	0,2/+1
Крок T_1 , м	X_3	x_3	0,03	0,05/-1	0,08/0	0,11/+1

¹³ Шенк А. Общая методика планирования и проведения экспериментов: пер. с англ. Москва: Колос, 1985. 185 с.

Після оцінювання статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірки адекватності математичної моделі логарифмічної функції, отримано рівняння регресії, яке характеризує функціональну зміну продуктивності роботи у натуральних величинах¹³.

$$Q_{ke} = 0.81 + 0.61 \ln(n_k) + 1.33 \ln(D_k) + 0.31 \ln(T_1) \quad (4)$$

При рівні вірогідності $p = 0.95$ та значення t -альфа критерію рівному 2.053, отримали такі статистичні дані: коефіцієнт множинної детермінації $D = 0.893$; коефіцієнт множинної кореляції $R = 0.945$; стандартне відхилення оцінки $s = 0,150$; F -критерій Фішера дорівнює 64.212. Коефіцієнт D значимий з рівнем вірогідності $P = 1.00000$.

Рівняння регресії (4) характеризує зміну продуктивності роботи повітряного теплового насосу залежно від конструктивно-кінематичних параметрів у таких межах зміни вхідних факторів: частоти обертання n_k (від 100 до 300 об/хв); діаметра D_k (від 0,12 до 0,2 м); кроку лопаті T_1 (від 0,05 до 0,11 м). Функціональна зміна продуктивності роботи залежно від зміни Q_{ke} факторів має прямо пропорційний характер – зі збільшенням частоти обертання, діаметра та кроку значення продуктивності також зростає.

Згідно з рівнянням регресії (4) побудовано поверхню відгуку функціональної зміни продуктивності роботи Q_{ke} у вигляді функціонала:

$Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k)$ (рис. 3, а); $Q_{ke} = f_Q(n_k; T_1)$ (рис. 3, б); $Q_{ke} = f_Q(D_k; T_1)$ (рис. 3, в).

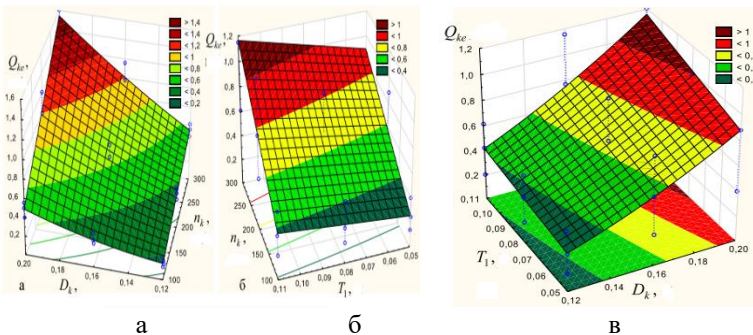


Рис. 4. Поверхня відгуку зміни продуктивності роботи у вигляді функціонала: (а); б); (в)

При цьому домінуючими факторами, які мають значний функціональний вплив на приріст продуктивності роботи Q_{ke} є частота обертання n_k та діаметр D_k , що характерно графічній інтерпретації поверхні відгуку, а це регулювання енергетичного потенціалу-тобто температури.

На рис. 5 наведено діаграми зміни продуктивності роботи Q_{ke} теплового насоса, яка побудована на основі отриманих середніх результатів проведених експериментальних досліджень за трикратної повторності кожного пронумерованого експерименту факторного поля згідно з рандомізованою план-матрицею планованого експерименту типу ПФЕ 3^3 .

На основі графо-аналітичного аналізу (рис. 5.) можна констатувати, що характер функціональної зміни продуктивності роботи Q_{ke} теплового насоса, яку отримано для граничних значень відповідних точок композиційного плану трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 цілком адекватний характеру зміни Q_{ke} , що описується згідно з апроксимуючою моделлю $Q_{ke} = f_Q(x_1; x_2; x_3) = Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_l)$, що також характерно залежності, яку наведено на рис. 6.

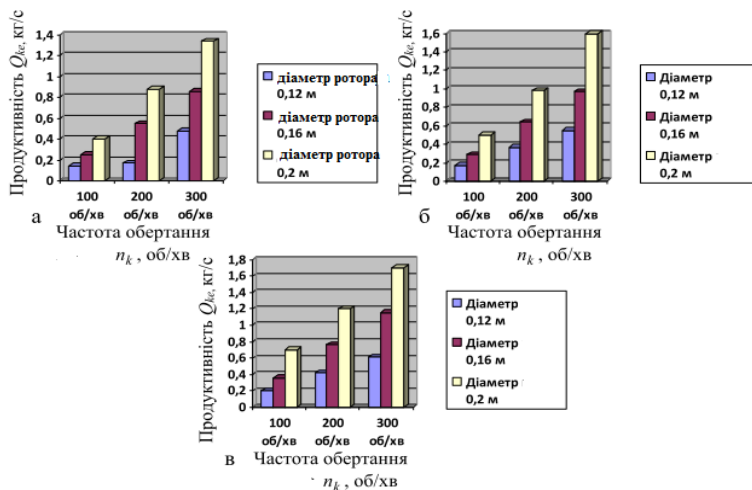


Рис. 5. Діаграма зміни продуктивності роботи Q_{ke} теплового насоса а, б, в – $T_l = 0,05; 0,08$ і $0,11$ м

При цьому розбіжність експериментальних значень продуктивності роботи Q_{ke} насоса, що отримано згідно з рівнянням

регресії (4) та дослідних значень продуктивності Q_k роботи (графічні залежності рис. 6) знаходиться у межах 5...10 %.

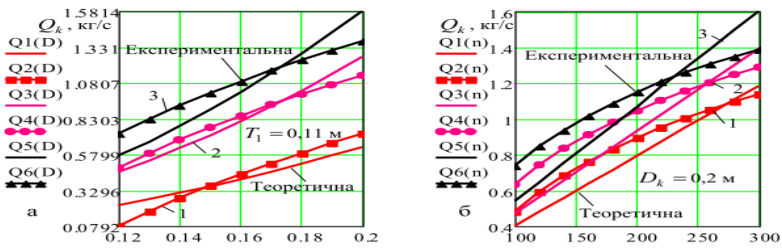


Рис. 6. Залежність зміни продуктивності роботи Q_e як функціонал:
 а – $Q_k = f_{Q_k}(D)$, 1, 2, 3 – відповідно, $n_k = 100; 200; 300$ об/хв;
 б – $Q_k = f_{Q_k}(n_k)$, 1, 2, 3 – відповідно, $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м.

Названа особливість енергетичних трансформацій ґрунтується на другому законі термодинаміки з вказівкою на необхідність використання компенсаційних систем за рахунок підвищення температур і тисків енергоносіїв в замкнених контурах. Важливою перевагою теплового насоса є те, що він реалізує «зворотні» процеси в режимах нагрівання та охолодження приміщень в якості ідеального кондиціонера.

В основу технічної реалізації теплових насосів і холодильних машин покладено зворотний цикл Карно, який є єдиним надбанням людства в реалізації принципу енергетичного перерозподілу в існуючих паралельних системах.

Повернувшись до умови (3) отримаємо оцінку теплового потоку, що відводиться від охолоджуваного середовища:

$$Q' = c_p v' (T_{(n)} - T_{(k)}) = c_p v' (t_{(n)} - t_{(k)}), \text{ кВт}, \quad (5)$$

де v' – об'ємний потік газової фази, що підводиться до випарника у складі теплового насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; $T_{(n)}$, $T_{(k)}$, $t_{(n)}$ і $t_{(k)}$ – початкові і кінцеві абсолютні температури і температури у градусах Цельсія.

Аналогічним чином можливо визначити енергетичні потенціали рідинних фаз озер, річок, морів та океанів, що у значній мірі знаходить використання.

В дослідженні¹⁴ наведена оцінка співвідношення перерозподілу енергетичних потоків, за якою від 60 до 70 % енергетичні витрати стосуються саме циркуляційних контурів.

Розуміння такого становища у значній кількості випадків¹⁵ підштовхувало до спроб використання цієї енергетичної складової на користь енергетичних ресурсів. Слід додатково звернути увагу на те, що кінематичні параметри газорідного середовища оцінюються як наближено стабільні. Переведення їх до режимів, характерних для перехідних процесів, слід оцінювати як перспективний напрямок інтенсифікації енергетичних ресурсів.

Інший напрямок¹⁶ стосується використання вторинних енергетичних ресурсів, які супроводжують більшість промислових технологій. Їх енергетичні потенціали стосуються твердих і рідинних фаз вхідних сировинних потоків, до яких в процесах перетворень додаються потенціали парових фаз та газів. Останнє стосується як значної кількості технологічних процесів, так і окремих комплексів. Вирішення задач рекуперації вторинних енергетичних ресурсів найбільш доцільно вирішувати в паралельних синхронізованих потоках. Це в значній мірі стосується теплотехнічних систем, в яких здійснюються фазові переходи у зв'язку з відносною нескладністю регенерації в них.

У випадках асинхронних ситуацій виникає потреба використовувати енергоматеріальні накопичувальні пристрої. Однак позитивні результати щодо паралельних конструкцій систем є цілком досяжними навіть в механічних системах, в яких генеруються перехідні процеси. При цьому окрім енергетичних ефектів можливим є регулювання ходу машин з обмеженнями сукупних динамічних навантажень.

У загальному переліку процесів, які мають місце в харчових, хімічних, мікробіологічних та інших технологіях, присутні механічні, гідравлічні, аеродинамічні, теплові взаємодії або різні комбінації з них (рис. 7). Прояви таких взаємодій перебувають в

¹⁴ Нікітін, А. А. Розрахунок геотермального теплообмінника в програмі ELCUT / А. А. Нікітін, В. А. Крилов, А. С. Улюбленців // Збірник наукових праць. II Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні методи і засоби досліджень теплофізичних властивостей речовин». – СПб. : НДУ ІТМО, 2012. С. 191-196.

¹⁵ Маркова, Т. Д. Механізми управління використанням джерел енергії доквілля в Україні : дис. канд. екон. наук: 08.00.06 / Маркова Тетяна Дмитрівна. Одеса, 2014. 226 с.

¹⁶ Снежкін, Ю. Ф. Теплові насоси в системах теплохолодопостачання: монографія / Ю. Ф. Снежкін, Д. М. Чалаєв, В. С. Шаврин, Н. О. Дабіжа. К.: Поліграф-Сервіс, 2008. 104 с.

послідовних та паралельних системах з відповідними інтенсивними та екстенсивними параметрами, основу яких складають рушійні фактори, аеро– та гідродинамічні стани середовищ, поверхні тепло– та масопередачі, засоби підвищення енергетичних потенціалів, компенсатори енергетичних втрат тощо. Технічна організація технологій в цілому і на рівні перебігу окремих процесів потребують взаємодій матеріальних, енергетичних та інформаційних потоків, завданням яких є досягнення відповідних технологічних ефектів, що стосуються нагрівання-охолодження, випаровування-конденсації, утворення концентрованих середовищ, створення газонасичених систем, аерації та ін. При цьому принциповими залишаються зусилля в напрямку мінімізації енергетичних витрат і обмеження дисипативних втрат у доквілля за відомого рівня можливостей при реалізації цих положень. Оцінюючи загальний стан звернемось до прикладу особливостей лише однієї складової конвективного теплообміну.

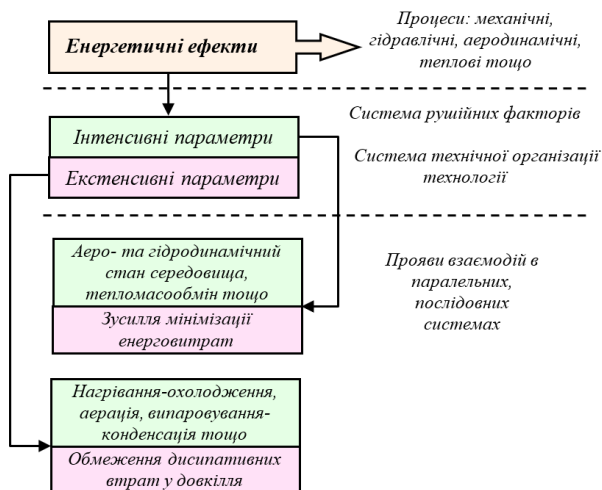


Рис. 7. Оцінка загального стану процесів при енергетичних ефектах

За конвекції теплота передається під час перемішування холодних і теплих шарів рідин або газів і тому цей процес нероздільно пов'язаний з механічним рухом рідинних і газових потоків. Їх теоретична база стосується відповідних розділів гідро- і аеродинаміки, однак рівень складності, навіть, стосовно простих

випадків в математичних формалізаціях настільки значний у поєднанні з тепловими процесами, що це привело до обмежень відповідних наукових інтересів. Проте саме конвекція в механізмах теплопередачі в системах опалення, технологічних апаратів, електроприводах, гальмах, компресорах, холодильних установках тощо за рівнем значущості привела до розвитку і розв'язання прикладних задач. У більшості вони стосуються визначення коефіцієнтів теплопередачі, які можуть залежати від теплопровідності середовищ, в'язкості, густини, теплоємності, кінематичних параметрів, геометрії об'ємів середовищ. Але впливи всіх цих параметрів поєднуються явищем пограничного шару. Саме ця уявна сорочка створює основну перепону теплопередачі, бар'єри якої найбільш ефективно долаються в режимах фазових переходів кипіння і конденсації за рахунок активації коефіцієнтів теплопередачі. Додатковий позитивний ефект фазового переходу стосується одержання теплоносія з термодинамічним параметром, доповненим теплотою пароутворення.

Фазові переходи відкривають додаткові можливості трансформації параметрів тиску і температур, що дозволяє долати природні заборони, особливості яких сформульовані другим законом термодинаміки. У класичному визначенні це досягається доповненням замкнутих або частково замкнутих контурів *компенсаційним процесом* механічного стискання або введенням додаткового теплового потенціалу з підвищенням тиску і температури теплоносія контуру. Наслідком таких перетворень у зворотному циклі Карно досягається можливість передання теплоти від менш нагрітих середовищ і тіл до більш нагрітих, а мета таких перетворень може стосуватись задачі охолодження (нагрівання) локальної зони. У першому випадку має місце використання холодильної машини, а у другому – теплового насоса.

Разом з тим, на доповнення інформації щодо створення лордом Кельвіном повітряного теплового насоса з трансформацією енергетичних потенціалів повітряних потоків за рахунок взаємозв'язків між тиском і температурою, відмітимо наслідки продовження спроб створення їх осучаснених конструкцій, які розглядаємо в даній роботі.

Це стосується розробки за патентом України 17167 «Повітряний тепловий насос» (рис. 8). Створення початкових енергетичних потенціалів в таких системах здійснюється за рахунок використання первинних енергоджерел. Останні у більшості випадків стосуються

ресурсів генерованої парової фази, електроенергії, енергії гідравлічних систем, систем стиснутого повітря або хімічної енергії вхідних сировинних потоків. Присутність останніх є незмінним фактором всякої технології, за якою енергетичний потенціал перероблюваної сировини повинен бути максимально збереженим. Однак, очевидно, що відповідний набір енергоматеріальних трансформацій має забезпечуватись впливами зовнішніх енергетичних потоків за рахунок яких досягаються задані температури технологічної обробки середовищ. остання може здійснюватись без досягнення режимів фазових переходів або з їх реалізацією. Розглянемо трансформацію енергетичних потенціалів повітряних потоків за рахунок взаємозв'язків між конструктивними параметрами насоса і процесом.

Система реалізації енергетичних потенціалів. Потенціал апаратів для підвищення енергетичної ефективності й інтенсифікації процесів режиму фазових переходів і генерування парової, газової фази або парогазових сумішей досить високий. Розробка нових конструкцій теплообмінних, випарних апаратів, визначення раціональних режимів їхньої експлуатації можливі тільки на основі даних отриманих при всебічних дослідженнях процесів, що протікають в апаратах.

Звертання до особливостей перебігу циклів холодильних установок або теплових насосів є доцільним з точки зору інтересів створення аналогій щодо систем промислових апаратів, в яких відбуваються режими фазових переходів і генерування парової, газової фази або парогазових сумішей. Існування замкнутого контуру в холодильному циклі передбачає поєднання в ньому випарника як генератора парової фази (рис. 8), компресора, конденсатора і дроселя, що працюють в синхронізованих паралельних режимах з відповідними термодинамічними параметрами.

У замкнутому циркуляційному контурі А холодильного агента відбуваються фазові переходи за рахунок підведення теплового потоку q_0 від зони охолодження з контуром В і відведення теплового потоку q_k від конденсатора в контурі С. В залежності від технологічних завдань контури В і С можуть бути замкнутими або незамкнутими.

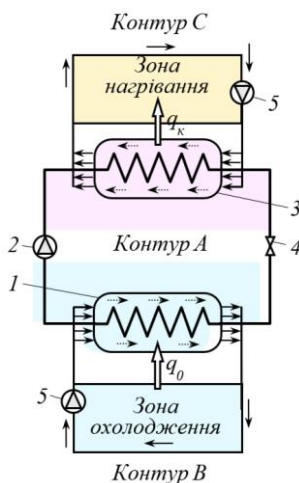


Рис. 8. Система реалізації холодильного циклу: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – дросель; 5 – вентилятор

Звідси витікає висновок про те, що загальний енергетичний баланс контуру А доповнюється енергетичними витратами роботи ℓ_k компресора 2, що відповідає умові: $q_k = q_o + \ell_k$, (6) а в цілому для системи в підрахунках балансів необхідно враховувати енерговитрати в контурах В і С. При цьому вирішення технологічних задач досягається в одному з контурів В або С, або одночасно в обох. Важливо, що влаштування енергоматеріальних зв'язків контурів В і С відповідно з випарником і конденсатором можуть реалізовуватися за рахунок конвективних потоків повітря середовища, що утворюються як відгук на існування гравітаційного поля. Таке рішення присутнє у влаштуванні більшості побутових і промислових холодильних установок і систем.

У зв'язку з останнім зони охолодження і нагрівання можуть існувати як локальні, однак у випадках, коли вони виконуються незамкненими, то це означає, що вони сполучаються між собою через середовище довкілля, а технічні системи холодильних систем, теплових насосів та кондиціонерів виконують роль програмованих енергоперерозподільувачів. Важливим при цьому є співвідношення потенціалів синтезованих енергетичних потоків в напрямку від зони В до зони С і потенціалу компенсаційних процесів, яке може складати до 5-10 одиниць. Це означає можливість створення потужних енергоємних систем за рахунок використання в них

компенсаційних процесів, обмежена структура яких тільки і є кінцевим негативним результатом впливу на екосистему. Останнє твердження пов'язано з тим, що синтезовані теплові потоки по завершенню технологічних процесів дисипують з вирівнюванням температур у відповідності до закону найбільш вірогідного стану.

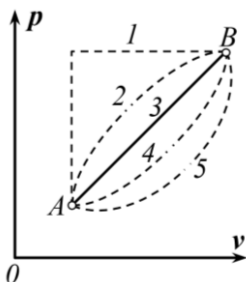


Рис. 9. Залежність $p = p(v)$ в трансформаціях термодинамічних параметрів

З точки зору інтересів подальших обмежень негативних впливів на довкілля заслуговує на увагу енергетичне забезпечення електроприводу компресора-компенсатора. Використання сучасних систем трансформації світової енергії в електричну в таких випадках практично вирішувало б проблеми енергоекономічної безпеки максимальним чином.

Термодинамічний аналіз енергетичних ресурсів. Виходячи із вище сказаного, для проведення активної енергозберігаючої політики є суттєво важливий науково обґрунтований аналіз енергетичних процесів. Сучасні закони термодинаміки включають в себе вивчення властивостей енергії в її перетвореннях у двох підходах до ефективного використання: енергетичний та ексергетичний. Такі підходи пов'язані з використанням двох термодинамічних характеристик енергії – кількості і якості: кількості – в енергетичному, обох – в ексергетичному. Так автори¹⁷ розглядають можливість одержати роботу, коли характеристики системи (тиск, температура, швидкість, хімічний склад і потенційна енергія системи) відрізняються від характеристик стану (параметрів) навколишнього середовища. Ця можливість повністю втрачається, коли система і навколишнє середовище знаходяться в рівновазі та

¹⁷ P. Kudelya, S. Dubovskyi Energy and exergy approaches to the problem of rational energy use. Енергетика: економіка, технології, екологія. 2020. № 2, p. 7-16.

спокої по відношенню один до одного. Величина роботи, як кількісна міра якості енергії, входить в рівняння енергетичного балансу (Перший закон термодинаміки), а умова перетворюваності $S_{\text{ген}} \geq 0$ – в рівняння ентропійного балансу (Другий закон). Тому пропонують використання низькопотенційного тепла при оптимізації генерації електричної енергії з урахуванням глибинних температур та теплообміну свердловин з бічними породами. При цьому теоретичною основою для розрахунку теплового двигуна з розподіленими параметрами ними обрано цикл Ренкіна.

Розрахунок проведено на основі загальних енерговитрат на магістральне транспортування газу для багатониткової мережі, що включає компресорні станції, ділянки теплообміну із зовнішнім середовищем, перемички та відгалуження.

Моделювання та оптимізацію потоку газу через трубопровідну мережу використано ієрархічну модель, яка базується на одновимірних ізотермічних рівняннях Ейлера динаміки рідини. Тому на основі аналізу топологічної структури теплової мережі, її гідравлічних і термодинамічних параметрів, розроблено метод зворотного відліку теплового потоку мережі. Врахування зовнішнього припливу тепла на ділянках трубопроводів мінімізує загальні витрати тепла і покращує управління технологічними процесами.

На основі вище викладеного фізичний стан системи визначається значеннями двох змінних величин з числа трьох, а саме тиску, об'єму і температури. Між цими трьома параметрами існує функціональний зв'язок. Надалі будемо вважати тиск p і об'єм v незалежними змінними і тоді цей зв'язок відобразимо у формі:

$$T = f(p, v). \quad (7)$$

Сукупність значень p і v визначає положення деякої точки на площині p - v . Кожній такій точці відповідає певне значення температури T (рис. 9).

$$\text{Диференціал} \quad dT = \frac{\partial f}{\partial p} dp + \frac{\partial f}{\partial v} dv \quad (8)$$

є повним диференціалом. За зміни стану системи від параметрів в точці А до параметрів точки В температура в точці В може бути визначена у формі:

$$T_B = f(p_B, v_B). \quad (9)$$

Визначення значень роботи, що здійснюється системою в результаті зміни її стану за переходу параметрів від точки А до точки В і, вважаючи процес зворотним, відобразимо залежністю:

$$W_{A-B} = \int_{v_A}^{v_B} p \, dv. \quad (10)$$

Графічною інтерпретацією наведеного інтегралу є площа під кривою переходу на діаграмі p - v . Оскільки перехід від точки А до точки В можливо здійснити різними траєкторіями, то це означає, що ці площі будуть різними. Їх площа в тій чи іншій мірі визначається конструктивними параметрами та частотою обертання привода. Звідси витікає, що значення роботи W залежить не тільки від координат точок А і В, а і від обраних траєкторій переходу. Логічно припустити, що і кількість теплоти, яка сприймається в цьому переході системи також залежить від останніх, однак різниця між кількістю сприйнятої теплоти Q і енергії W від форми траєкторії переходу не залежить. Висновок про сталість різниці $Q - W$, яка відповідає тільки стану системи в точках А і В, вказує на зміну внутрішньої енергії u :

$$\Delta u_{A \rightarrow B} = (Q - W)_{A \rightarrow B} = F(p_B, v_B) - F(p_A, v_A). \quad (11)$$

В іншій формі вираз (11) має вид:

$$du = dQ - dW = \frac{\partial u}{\partial p} dp + \frac{\partial u}{\partial v} dv. \quad (12)$$

Для випадку замкнутої траєкторії від точки А одержуємо криволінійний інтеграл від du , тоді маємо:

$$\int_{v_A}^{v_A} du = u_A - u_A = 0. \quad (13)$$

Записаний криволінійний інтеграл має назву циркуляції і позначається символом $\oint_{(\ell)}$, де ℓ – замкнута крива.

Підведення теплового потоку Q до середовища означає відповідні зміни в значення ентропії. Остання визначається лише змінними, що характеризують фізичний стан системи, і в переході від точки А до точки В зміни ентропії не залежать від його траєкторії.

При цьому

$$\Delta S_{A \rightarrow B} = \int_A^B \frac{dQ_{3\theta}}{T}, \quad (14)$$

де $dQ_{3\theta}$ – кількість теплоти, що проходить через границі системи в період зворотного процесу.

В елементарному процесі маємо:

$$ds = \frac{dQ_{3\theta}}{T}; \quad dQ_{3\theta} = T ds. \quad (15)$$

Заміна значень dQ і dW в умові (12) приводить до виду:

$$du = T ds - p dv, \quad (16)$$

в якому присутні функції точки і повні диференціали.

Інтегрування (16) приводить до значення u як функції змінних s і v у формі:

$$u = f_u(s, v), \quad (17)$$

або, розкриваючи умову (17), запишемо:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial s} \right)_v ds + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_s dv, \quad (18)$$

а співставленням з умовою (16) одержимо:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial s} \right)_v = T \quad \text{і} \quad \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_s = -p. \quad (19)$$

Якщо умова (19) відома для даної маси всякої однорідної рідини, то параметри T , p і u можуть бути вираховані для всякого фізичного стану середовища, який визначається незалежними змінними s і v . Тому продуктивність теплового насоса встановлює значення внутрішньої енергії u процесу.

ВИСНОВКИ

Процес підведення і відведення тепла в низько потенційного джерело енергії є функцією часу і простору. Температурне поле формується конструктивними параметрами насоса. Аналіз даних продуктивності, а це утворених температурних полів показав переважання потоку тепла в радіальному напрямку і малу величину теплового потоку в осьовому напрямку. Незважаючи на це, з огляду на конструкцію, утворення теплового потоку і відведення тепла з контуру є стабілізуючими чинниками, забезпечують квазістаціонарний стан.

Виконаний феноменологічний аналіз матеріалів, наведених в дослідженнях дозволяє відмітити перспективні напрямки

використання замкнутих енергетичних контурів в наступному переліку:

- Технології перерозподілу енергетичних потенціалів довкілля на основі теплових насосів, холодильних установок та кондиціонерів;

- Рекупераційні трансформації теплових потоків промислових середовищ на основі термодинамічних зв'язків між тисками і температурами газових і парових фаз;

- Технології створення і трансформацій парових, газових та парогазових потоків з застосуванням режимів адіабатних фазових переходів;

- Створення технологій на основі використання динамічних систем, в яких реалізуються неперервні процеси нагрівання, витримки і охолодження потоків середовищ за використання первинних потенціалів в замкнутій системі без вихідних потоків з наступною компенсацією лише втрат в довкілля з наступним переходом до динамічних режимів;

- В системах охолодження середовищ в значних об'ємах технологічних апаратів харчової галузі на основі використання сорочок охолодження або зовнішніх теплообмінних апаратів важливий недолік стосується поступового зниження температурних перепадів на теплообмінних поверхнях і обмежень щодо рекуперації теплової енергії. Уникнення таких недоліків пов'язано з переходом на динамічну систему з забезпеченням сталих температурних перепадів.

Виконаний аналіз систем на основі використання зворотного циклу Карно дозволяє сформулювати на рівні узагальнення їх технічне призначення, що визначається можливостями перерозподілу енергетичних потенціалів природних або примусово створених середовищ або систем і синтезу на цій основі потужних теплових потоків у сполученні з досконалими методами контролю і керування значеннями їх термодинамічних параметрів. Перевагою методу є його поширення і використання на світовому рівні, яке можливо доповнити лише ефектом Пельтьє у доволі обмеженому використанні.

За результатами проведених теоретично-експериментальних досліджень із врахуванням термодинамічного аналізу, температурного поля потенційного джерела енергії встановлено основні раціональні параметри ротора теплового насоса: діаметр – 0,2 м; крок першого витка лопаті – 0,11 м; приріст кроку – 0,03 м; кількість лопатей, які встановлено між однією парою суміжних витків – 4 шт.; частота обертання ротора – 300 об/хв.

Подальший розвиток теоретичного підґрунтя стосується співвідношень геометричних параметрів холодильних установок або теплових насосів, особливостей енерговведення з вхідним газовим потоком та формування міжфазної поверхні. Існує необхідність в оцінці впливів співвідношень геометричних параметрів на рушійний фактор енергетичних потенціалів та гідродинаміки газорідних середовищ.

АНОТАЦІЯ

У статті зроблена оцінка енергетичних ресурсів складових доквілля і перспектив їх використання на основі перерозподілу зі створенням локальних зон охолодження і нагрівання. Наведено фізичне підґрунтя принципу і систем перерозподілу і трансформацій енергетичних ресурсів середовищ з висвітленням ролі компенсаційних процесів. Запропоновано використання замкнених енергетичних контурів з проміжними енергоносіями, які підлягають фазовим переходам випаровування і конденсації та дані енергетичних потенціалів повітря доквілля, які практично досяжні для використання на цій основі. Показано переваги улаштування систем для перерозподілу теплових потенціалів на основі використання фазових переходів матеріальних середовищ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пути решения проблем энергетики и экологии в пищевых технологиях [Текст] / О.Г. Бурдо, С.Г. Терзиев, А.В. Зыков, С.И. Милинчук // XVII Miedzy-nar. Konf. Nauk. z cyklu „Inzynieria procesowa w ochronie srodowiska”. Opole, 1999. P. 33-36.
2. George Kosmadakis (2019), Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries, Applied Thermal Engineering, Volume 156, 25 June 2019, Pages 287-298. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118376087>
3. Z.Y. Xu, R.Z. Wang, Chun Yang (2019), Perspectives for low-temperature waste heat recovery, Energy, Volume 176, 1 June 2019, Pages 1037-1043. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544219306140>
4. Lei Wang, Guoyuan Ma, Anna Ma, Feng Zhou, Fuping Li (2018), Experimental study on the characteristics of triplex loop heat pump for exhaust air heat recovery in winter, Energy Conversion and Management, Volume 176, 15 November 2018, Pages 384-392. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890418310550>

5. Hyunjeong Lim, Chanjoong Kim, Yeonjoo Cho, Minsung Kim (2017), Energy saving potentials from the application of heat pipes on geothermal heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, Volume 126, 5 November 2017, Pages 1191-1198. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117326595>

6. J.F. Wang, C. Brown, D.J. Cleland (2018), Heat pump heat recovery options for food industry dryers, *International Journal of Refrigeration*, Volume 86, February 2018, Pages 48-55. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700717304826>

7. Hongsheng Zhang, Hongbin Zhao, Zhenlin Li (2019), Waste heat recovery and water-saving modification for a water-cooled gas-steam combined cycle cogeneration system with absorption heat pump, *Energy Conversion and Management*, Volume 180, 15 January 2019, Pages 1129-1138. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890418313013>

8. Yuanlong Cui, Jie Zhu, Ssennoga Twaha, Junze Chu, Hongyu Bai, Kuo Huang, Xiangjie Chen, Stamatis Zoras, Zohreh Soleimani (2019), Techno-economic assessment of the horizontal geothermal heat pump systems: A comprehensive review, *Energy Conversion and Management*, Volume 191, 1 July 2019, Pages 208-236. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890419304303>

9. Bin Hu, Shengzhi Xu, R.Z. Wang, Hua Liu, Luyao Han, Zhiping Zhang, Hongbo Li (2019), Investigation on advanced heat pump systems with improved energy efficiency, *Energy Conversion and Management*, Volume 192, 15 July 2019, Pages 161-170. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890419304431>

10. Paul Byrne, Redouane Ghouali (2019), Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling, *Applied Thermal Engineering*, Volume 149, 25 February 2019, Pages 414-424. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118341723>

11. Elliot Woolley, Yang Luo, Alessandro Simeone (2018), Industrial waste heat recovery: A systematic approach, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Volume 29, October 2018, Pages 50-59. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2213138818301012>

12. Guo-Hua Shi, Lu Aye, Dan Li0, Xian-Jun Du (2019), Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 109, July 2019, Pages 349-366. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032119302564>

13. Шенк А. Общая методика планирования и проведения экспериментов: пер. с англ. Москва: Колос, 1985. 185 с.

14. Нікітін, А. А. Розрахунок геотермального теплообмінника в програмі ELCUT / А. А. Нікітін, В. А. Крилов, А. С. Улюбленців //

Збірник наукових праць. II Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні методи і засоби досліджень теплофізичних властивостей речовин». – СПб.: НДУ ІТМО, 2012. С. 191-196.

15. Маркова, Т. Д. Механізми управління використанням джерел енергії довкілля в Україні: дис. канд. екон. наук: 08.00.06 / Маркова Тетяна Дмитрівна. Одеса, 2014. 226 с.

16. Снежкін, Ю. Ф. Теплові насоси в системах теплохолодопостачання: монографія / Ю. Ф. Снежкін, Д. М. Чалаєв, В. С. Шаврин, Н. О. Дабіжа. К.: Поліграф-Сервіс, 2008. 104 с.

17. P. Kudelya, S. Dubovskyi Energy and exergy approaches to the problem of rational energy use. Енергетика: економіка, технології, екологія. 2020. № 2, p. 7-16/

Information about the authors:

Piddubnyi Volodymyr Antonovych,

Doctor of Technical Sciences, Professor,

Corresponding Member of the National Academy
of Agrarian Sciences of Ukraine,

Department of Technology and Organization of Restaurant Management
State University of Trade and Economics
19, Kyoto str., Kyiv, 02156, Ukraine

Kravchenko Mykhailo Fedorovych,

Doctor of Technical Science, Professor,

Professor at the Department of Technology
and Organization of Restaurant Business
State University of Trade and Economics

19, Kyoto St., Kyiv, 02156, Ukraine

Stadnyk Igor Yaroslavovych,

Doctor of Technical Sciences, Professor,

Department of Food Biotechnology and Chemistry
Ternopil Ivan Puluji National Technical University
6, Hohol str., Ternopil, 46001, Ukraine

Mykhailyk Vitalii Serhiiovych,

Postgraduate Student at the Department of Technology and Organization
of Restaurant Management

State University of Trade and Economics
19, Kyoto str., Kyiv, 02156, Ukraine