

<https://doi.org/10.31891/2307-5732-2026-369-26>

УДК 697.1:621.577

СЛОБОДЯН НАТАЛІЯ

Вінницький національний технічний університет

<https://orcid.org/0000-0002-2111-1434>e-mail: NSlobodian61@gmail.com

ГОНЧАРУК ВІКТОР

Вінницький національний технічний університет

<https://orcid.org/0009-0003-1654-6737>e-mail: sanderlend@ukr.net

ВИБІР СХЕМИ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМИ МІКРОКЛІМАТУ РЕМОНТНОГО ПРИМІЩЕННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА З ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ

Стаття присвячена обґрунтуванню схеми та режиму роботи системи забезпечення мікроклімату ремонтних приміщень автомобільного господарства на основі теплового насоса з низькотемпературним тепловим акумулятором. Показано, що тепловий режим таких приміщень має імпульсний характер: відкривання воріт і прогрів холодних автомобілів становлять 36 % розрахункового теплового навантаження. Розроблено нестационарну модель теплового балансу «повітря – плита підлоги – автомобіль – буферний бак», у якій гравітаційний повітрообмін через відчинені ворота подано змінним у часі тепловим опором. Встановлено, що комбінована тепловіддача (тепла підлога і фанкойли від спільного буфера) відновлює температуру робочої зони після відкривання воріт за 7,7 хв проти 62 хв для теплої підлоги, а мінімально достатній об'єм буфера становить близько 100 л на 1 кВт теплопродуктивності теплового насоса. Запропоновано критерій мінімуму питомих приведених витрат на теплоту з обмеженням за критичним сезонним коефіцієнтом перетворення, визначено показники економічної ефективності та побудовано карту доцільності варіантів залежно від цін на газ і електроенергію.

Ключові слова: тепловий насос, мікроклімат, ремонтне приміщення, тепловий акумулятор, нестационарний тепловий режим, сезонний коефіцієнт перетворення, NPV.

SLOBODIAN NATALIA, HONCHARUK VIKTOR

Vinnytsia National Technical University

SELECTION OF THE LAYOUT AND TECHNICAL AND ECONOMIC JUSTIFICATION OF A HEAT PUMP CLIMATE CONTROL SYSTEM FOR VEHICLE REPAIR PREMISES

The article substantiates the layout and operating conditions of a climate control system for vehicle repair premises based on a heat pump and low-temperature thermal energy storage, taking into account the intermittent nature of the thermal load. The relevance of the study is determined by the specific operating conditions of vehicle repair facilities, where frequent gate openings, the entry of cold vehicles, and ventilation requirements cause significant short-term heat losses and complicate the efficient operation of low-temperature heating systems.

A transient heat balance model comprising four interconnected components—indoor air, floor slab, vehicle, and buffer tank—is developed. Buoyancy-driven air exchange through open gates is represented as a nonlinear, time-dependent heat loss mechanism. The model is used to evaluate the dynamic response of the indoor climate system and compare alternative heat emission configurations. The results demonstrate that a combined system consisting of underfloor heating and fan coil units supplied from a common thermal buffer restores the working-zone temperature within 7.7 minutes after gate opening, compared with 62 minutes for underfloor heating alone. The minimum sufficient buffer volume is estimated at approximately 100 litres per 1 kW of heat pump heating capacity, while the recommended supply temperature is 35 °C.

A technical and economic assessment of five heating options is performed, including gas and electric boilers, air-to-water and ground-source heat pumps, and a ground-source heat pump combined with solar collectors and thermal storage. A selection criterion based on minimum leveled heat costs is proposed, subject to constraints on the seasonal performance factor, unmet heating demand, and temperature recovery time. Under the analysed 2026 energy tariffs, the ground-source heat pump achieves a seasonal performance factor of 3.84, exceeding the critical value of 3.54 required for lower operating costs than a gas boiler. However, its economic competitiveness depends on capital investment and energy prices. For facilities without gas supply, heat pump systems demonstrate a discounted payback period of 3–5 years compared with electric heating, alongside a 2.8–4.6-fold reduction in carbon dioxide emissions.

The proposed model and decision-making criterion can be used to select heat pump capacity, thermal storage volume, and heat distribution configurations for vehicle repair facilities, supporting energy-efficient system design under variable operating conditions.

Keywords: heat pump, indoor climate, vehicle repair premises, thermal storage, transient thermal regime, seasonal performance factor, NPV.

Стаття надійшла до редакції / Received 10.09.2026

Прийнята до друку / Accepted 28.09.2026

Опубліковано / Published 15.10.2026



This is an Open Access article distributed under the terms of the [Creative Commons CC-BY 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

© Слободян Наталія, Гончарук Віктор

Постановка проблеми у загальному вигляді

та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Ремонтні приміщення автомобільного господарства – бокси станцій технічного обслуговування, майстерні автопарків, шиномонтажні дільниці – належать до виробничих приміщень з тривалим перебуванням працівників, для яких санітарні норми встановлюють оптимальну температуру робочої зони 17–19 °C і допустиму не нижче 15 °C [1]. Особливістю таких приміщень є поєднання великого об'єму, значного повітрообміну для розбавлення оксиду вуглецю і оксидів азоту, частого відкривання воріт великого розміру та заїзду холодних, нерідко засніжених автомобілів. Тепловтрати тут мають не рівномірний, а імпульсний характер.

В умовах зростання цін на енергоносії для небутових споживачів і нестабільності енергопостачання власники таких об'єктів розглядають заміну газових і електричних котлів тепловими насосами (ТН) та сонячними

колекторами. Проте ТН ефективно працює лише за низької і стабільної температури теплоносія, тоді як імпульсне навантаження ремонтного приміщення спонукає проєктувальників підвищувати температуру подачі або встановлювати ТН із запасом потужності. Обидва рішення знижують сезонний коефіцієнт перетворення і погіршують економіку. Тому узгодження джерела теплоти з динамікою навантаження є актуальним науково-практичним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Енергетичну доцільність теплових насосів для виробничих об'єктів України розглянуто, зокрема, у роботі А. М. Ялової, Н. В. Бондар, Р. В. Старовойта [2], де показано вплив температурного рівня джерела і споживача на ефективність установки. Узагальнення експлуатаційних характеристик побутових і комерційних ТН виконано І. Staffell та співавторами [3]; запропоновані ними залежності коефіцієнта перетворення COP від різниці температур джерела і споживача використовуються як незалежна база для перевірки моделей. Роль теплових акумуляторів для зменшення навантаження ТН досліджено А. Artesoni, N. J. Hewitt, F. Polonara [4]: показано, що акумуляування дозволяє вимикати ТН на кілька годин без порушення комфорту, а ефект залежить від теплової інерції системи тепловіддачі. Гравітаційний повітрообмін через великі вертикальні прорізи описано в класичній роботі W. G. Brown, K. R. Solvason [5]; температуру ґрунту як джерела теплоти прийнято розраховувати за моделлю Т. Kusuda, Р. R. Achenbach [6]. Для оцінювання відповідності розрахункових і вимірних показників енергоспоживання використовують метрики ASHRAE Guideline 14 [7].

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття

Відомі дослідження стосуються переважно житлових і громадських будівель зі стабільним навантаженням. Нормативні методики розглядають навантаження як квазістаціонарне і не дозволяють оцінити, як швидко відновлюється температура робочої зони після відкриття воріт, який об'єм акумулятора є достатнім і за яких цін на енергоносії ТН вигідніший за газовий або електричний котел. Для ремонтних приміщень автомобільного господарства ці питання залишаються невирішеними.

Формулювання цілей статті

Метою статті є обґрунтування схеми і режиму роботи системи мікроклімату ремонтного приміщення автомобільного господарства з тепловим насосом і тепловим акумулятором з урахуванням імпульсного теплового навантаження, а також техніко-економічне порівняння варіантів систем.

Виклад основного матеріалу

Особливості теплового навантаження ремонтного приміщення

Розрахунки виконано для ремонтного бокса на два пости розміром 12×9 м і висотою 4,5 м у м. Вінниця (розрахункова температура зовнішнього повітря -21°C). Огороджувальні конструкції з сендвіч-панелей мають коефіцієнти теплопередачі $0,30 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$ для стін і $0,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$ для покриття; двоє секційних воріт 3×3 м відчиняються 8 разів за зміну по 1,5 хв; за зміну заїжджає 4 автомобілі; кратність загальнообмінної вентиляції в робочий час – $1,0 \text{ год}^{-1}$. Структуру розрахункового навантаження наведено на рис. 1.

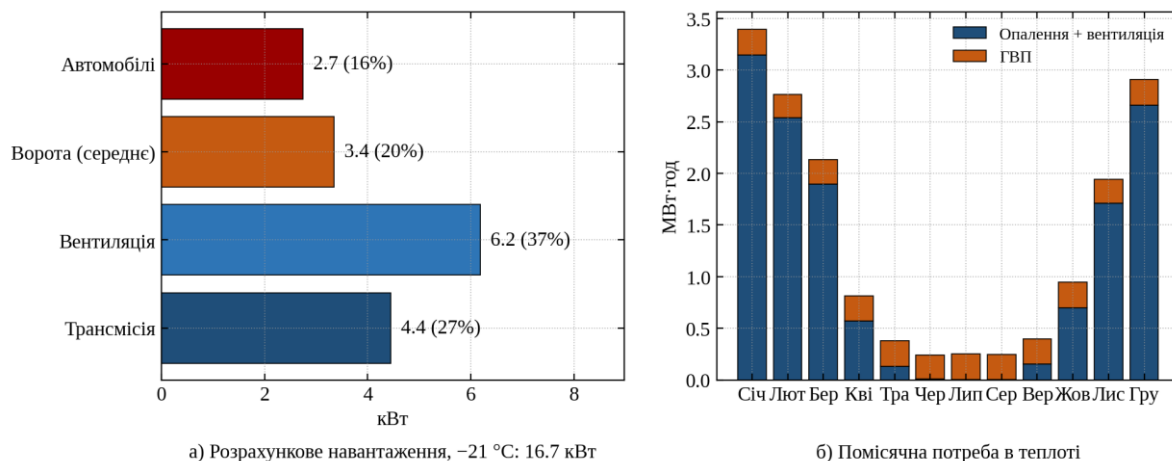


Рис. 1. Структура розрахункового теплового навантаження (а) та помісячна потреба в теплоті (б)

Розрахункове навантаження становить 16,7 кВт. Трансмісійні втрати дають лише 27 %, вентиляція – 37 %, а втрати через ворота і на прогрів автомобілів разом – 36 %. Одне відкриття воріт при -21°C спричиняє втрати близько $4,2 \text{ кВт}\cdot\text{год}$. Отже, понад третина навантаження має імпульсний характер, і саме вона визначає вимоги до системи тепловіддачі та акумуляування.

Модель нестационарного теплового режиму приміщення

Для опису реакції приміщення на відкриття воріт складено систему рівнянь теплового балансу чотирьох вузлів: повітря робочої зони, плити підлоги, автомобіля і буферного бака. Рівняння балансу повітря має вигляд:

$$C_a \cdot dT_a/dt = hA_{пл}(T_s - T_a) + Q_{фк} + Q_{вн} - (UA + H_b)(T_a - t_3) - Q_{вор} - hA_a(T_a - T_c), \quad (1)$$

де C_a – ефективна теплоємність повітря разом з легким обладнанням, Дж/К; T_a , T_s , T_c – температури повітря, поверхні плити підлоги та автомобіля, $^\circ\text{C}$; $hA_{пл}$, hA_a – тепловіддача від плити і до кузова автомобіля,

Вт/К; $Q_{\text{фк}}$ – тепло від фанкойлів, Вт; $Q_{\text{вн}}$ – внутрішні надходження, Вт; U_A , H_v – коефіцієнти трансмісійних і вентиляційних втрат, Вт/К; t_3 – температура зовнішнього повітря, °С.

Втрати через відчинені ворота визначаються дво напрямленою гравітаційною течією через проріз [5]:

$$Q_{\text{вор}} = \rho \cdot c_p \cdot C_d \cdot (B \cdot H / 3) \cdot \sqrt{(g \cdot H \cdot (T_a - t_3) / \bar{T})} \cdot (T_a - t_3), \quad (2)$$

де C_d – коефіцієнт витрати прорізу; B , H – ширина і висота воріт, м; $\bar{T}$ – середня абсолютна температура, К. Оскільки витрата повітря пропорційна кореню з різниці температур, втрати через ворота зростають пропорційно $(T_a - t_3)^{1,5}$, тобто ворота діють як змінний у часі нелінійний тепловий опір. Холодний автомобіль розглядається як окремий теплоємнісний вузол, температура якого в момент заїзду дорівнює зовнішній. Систему розв'язано явним методом з кроком 10 с. У граничному стаціонарному випадку добове теплоспоживання за моделлю відрізняється від квазістаціонарного розрахунку на 1,1 %, а при варіюванні C_d , теплоємності повітря і коефіцієнтів тепловіддачі в межах літературних значень основні висновки не змінюються.

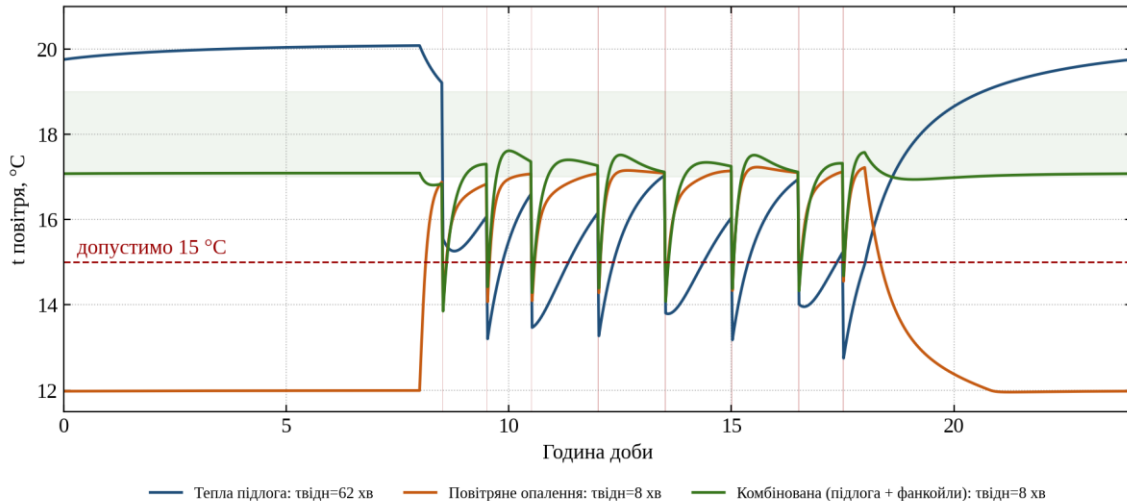


Рис. 2. Температура робочої зони протягом доби з 8 відкриттями воріт при $t_3 = -10$ °С

Як видно з рис. 2, тепла підлога сама по собі утримує середню температуру, але після кожного відкриття воріт відновлення триває в середньому 62 хв, і понад 4 год робочого часу температура нижча за допустимі 15 °С. Повітряне опалення відновлює температуру за 8 хв, проте потребує вищої температури теплоносія. Комбінована тепловіддача – плита підлоги для базового навантаження і фанкойли для компенсації піків від того самого низькотемпературного буфера – відновлює температуру за 7,7 хв без підвищення температури подачі, а час нижче 15 °С скорочується до 0,4 год.

Рекомендована схема системи мікроклімату

За результатами моделювання запропоновано схему, наведену на рис. 3. Тепловий насос «грунт–вода» теплопродуктивністю близько 0,6 розрахункового навантаження заряджає низькотемпературний буфер з електричним резервом. Від буфера працюють тепла підлога з температурою подачі 35 °С і фанкойли, що вмикаються за температурою повітря після відкриття воріт. Гаряче водопостачання має пріоритет, сонячні колектори застосовуються лише для його догріву.

Керування: критерій $K \rightarrow \min$; $SPF > SPF_{\text{кр}}$; $t_{\text{відн}} \leq 10$ хв

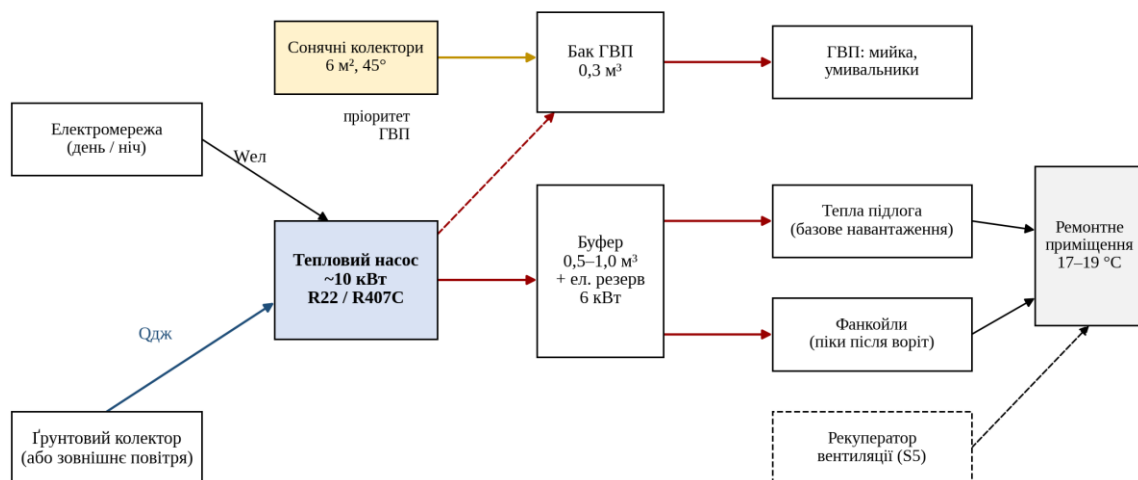


Рис. 3. Рекомендована схема системи мікроклімату ремонтного приміщення

Розрахунок холодної доби для ТН 10 кВт показав, що зі збільшенням об'єму буфера від 100 до 1000 л робота резервного електронагрівача зменшується з 11,6 до 0 кВт·год на добу. Звідси мінімально достатній об'єм буфера – близько 100 л на 1 кВт теплопродуктивності ТН. Для недостатньо потужного ТН (8 кВт) збільшення буфера не компенсує нестачу потужності: акумулятор узгоджує джерело з навантаженням, але не замінює його.

Критерій вибору режиму та критичний сезонний коефіцієнт перетворення

Як критерій вибору режиму запропоновано мінімум питомих приведених витрат на 1 кВт·год корисної теплоти:

$$K = [CRF \cdot I + O + \Sigma(W_{\text{ел}} \cdot p_{\text{ел}})] / Q_{\text{кор}} \rightarrow \min, \quad (3)$$

де I – капітальні вкладення, грн; CRF – коефіцієнт повернення капіталу (ставка 12 %, строк 20 років); O – річні витрати на обслуговування, грн; $W_{\text{ел}}$ – погодинне споживання електроенергії, кВт·год; $p_{\text{ел}}$ – ціна електроенергії з урахуванням тарифних зон, грн/кВт·год; $Q_{\text{кор}}$ – корисна теплота, кВт·год. Критерій мінімізується за обмежень на частку непокритої теплоти (не більше 2 %), час відновлення температури після відкривання воріт (не більше 10 хв) і сезонний коефіцієнт перетворення SPF , який має перевищувати критичне значення:

$$SPF_{\text{кр}} = p_{\text{ел}} / p_{\text{т.альт}}, \quad (4)$$

де $p_{\text{т.альт}}$ – ціна теплоти від альтернативного джерела, грн/кВт·год. Для газового котла при ціні газу 28,5 грн/м³ теплота коштує 3,33 грн/кВт·год, і при ціні електроенергії 11,8 грн/кВт·год $SPF_{\text{кр}} = 3,54$ (із застосуванням нічного тарифу – 3,13). Результати річного погодинного розрахунку наведено на рис. 4.

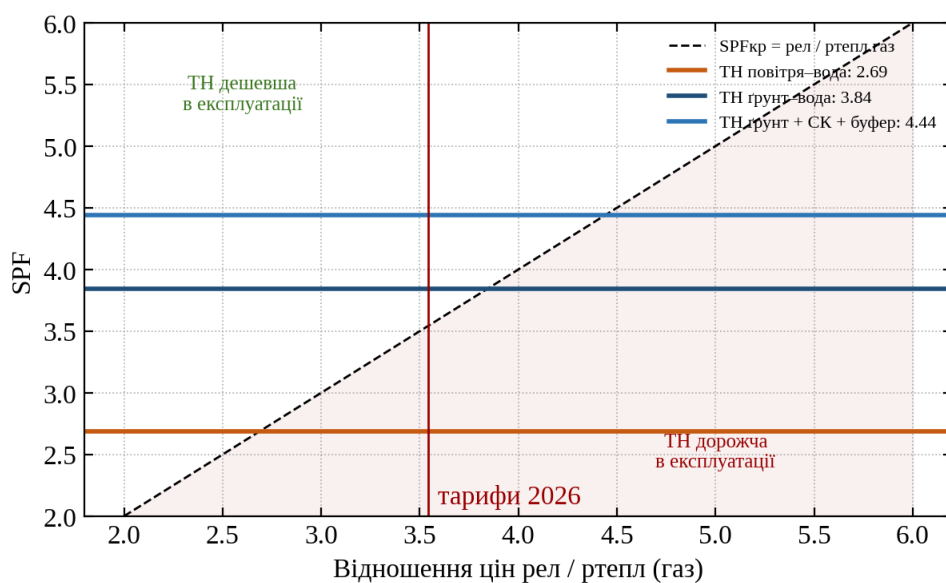


Рис. 4. Сезонний коефіцієнт перетворення варіантів і критичне значення SPF

Ґрунтовий ТН з $SPF = 3,84$ лежить вище межі, тобто в експлуатації він дешевший за газовий котел; із сонячними колекторами і буфером SPF зростає до 4,44. Повітряний ТН ($SPF = 2,69$) за поточних цін дорожчий за газ в експлуатації. Мінімум критерію для системи з ґрунтовим ТН – 7,52 грн/кВт·год – досягається при температурі подачі 35 °C і буфері 1,0 м³; підвищення температури подачі до 45–55 °C погіршує критерій на 6–15 %.

Експериментальна перевірка моделі теплового насоса

Модель ТН перевіряється на власному стенді ґрунтового ТН теплопродуктивністю близько 10 кВт із реєстрацією тисків кипіння і конденсації та температур холодильного контуру з періодом 1 с. Щоб не вимірювати витрати теплоносіїв, коефіцієнт перетворення визначається методом енергетичного балансу компресора:

$$COP = (1 - f) \cdot (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1), \quad (5)$$

де h_1, h_2, h_3 – ентальпії холодоагенту на всмоктуванні, нагнітанні та після конденсатора, що визначаються за вимірними тисками і температурами, кДж/кг; f – частка втрат теплоти корпусом компресора, яка визначається калібрувальним дослідом. Оцінювання методом Монте-Карло дає розширену невизначеність COP 4,1 % при термopарах $\pm 0,5$ K і $f \pm 0,03$ та 2,7 % після калібрування. Програма досліджень включає повний факторний план 3² за температурою розсолу (0, 5, 10 °C) і температурою води (35, 45, 55 °C). Попередня перевірка розрахункових значень COP за узагальненими даними [3] дає середню відносну похибку 3,2 %, що відповідає критеріям [7].

Техніко-економічне обґрунтування

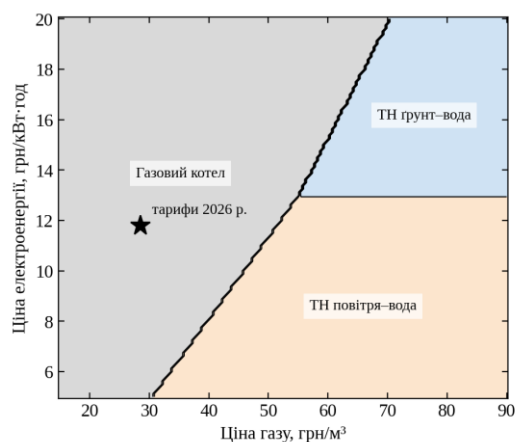
Порівнювалися варіанти: S0 – газовий котел; S1 – електрокотел; S2 – ТН «повітря–вода»; S3 – ТН «ґрунт–вода»; S4 – S3 зі сонячними колекторами 6 м² і буфером. Показники наведено в табл. 1.

Таблиця 1.

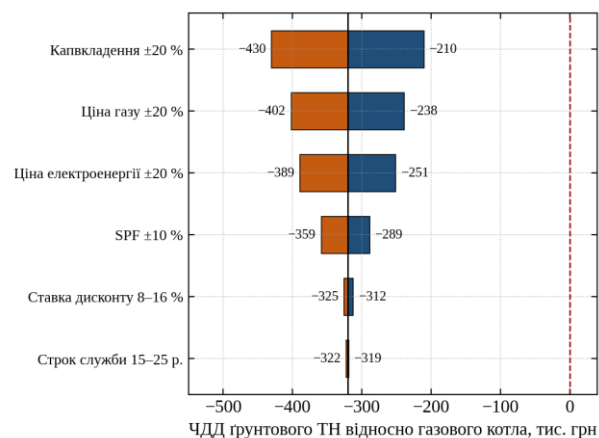
Річні та економічні показники варіантів систем (ставка 12 %, строк 20 років)

Варіант	SPF (ККД)	Витрати на енергію, тис. грн/рік	Інвестиції, тис. грн	К, грн/(кВт·год)	ЧДД відносно електрокотла, тис. грн	CO ₂ , т/рік
S0 Газовий котел	0,92	54,7	150	4,69	—	3,61
S1 Електрокотел	0,99	195,8	115	12,96	—	6,30
S2 ТН «повітря–вода»	2,69	64,9	345	7,08	722	2,26
S3 ТН «грунт–вода»	3,84	46,2	495	7,30	695	1,60
S4 = S3 + колектори + буфер	4,44	39,6	592	7,78	636	1,38

Відносно газового котла за тарифів 2026 р. жоден варіант з ТН не окупається за 20 років: чистий дисконтований дохід (ЧДД) ґрунтового ТН становить –320 тис. грн, а безбиткова ціна газу – 51–55 грн/м³. Для об'єктів без газопостачання, де базою порівняння є електрокотел, дисконтований строк окупності становить 3–5 років, ЧДД – 0,64–0,72 млн грн, а викиди CO₂ зменшуються у 2,8–4,6 раза. Щоб висновок не залежав від одного сценарію цін, побудовано карту доцільності і виконано аналіз чутливості (рис. 5).



а) Варіант з мінімальними приведеними витратами



б) Чутливість ЧДД (базове значення –320 тис. грн)

Рис. 5. Варіант з мінімальними приведеними витратами залежно від цін на газ і електроенергію (а) та чутливість ЧДД ґрунтового ТН відносно газового котла (б)

Тепловий насос стає вигіднішим за газовий котел при ціні газу понад 51 грн/м³, а при зменшенні капітальних вкладень на 30 % (грантове фінансування) – понад 39 грн/м³. За відсутності газу повітряний і ґрунтовий ТН за чинних цін мають практично однакові річні приведені витрати (121 і 123 тис. грн), а при ціні електроенергії понад 13 грн/кВт·год перевагу отримує ґрунтовий ТН, який до того ж має менші викиди CO₂ і меншу пікову електричну потужність. Найбільше на ЧДД впливають капітальні вкладення і ціна газу, найменше – ставка дисконту і строк служби. Через ефект заміщення кожна кіловат-година сонячної теплоти в парі з ґрунтовим ТН економить лише 0,28 кВт·год електроенергії, тому колектори доцільні за питомих капітальних вкладень не більше 8 тис. грн/м².

Висновки

У статті обґрунтовано схему і режим роботи системи мікроклімату ремонтного приміщення автомобільного господарства з тепловим насосом і тепловим акумулятором. Основні результати такі:

1. Тепловий режим ремонтних приміщень автомобільного господарства має імпульсний характер: для бокса на два пости ворота і прогрів автомобілів становлять 36 % розрахункового навантаження 16,7 кВт.

2. Нестационарна модель, у якій повітрообмін через ворота подано змінним тепловим опором, а автомобіль – окремим теплоємнісним вузлом, показала, що комбінована тепловіддача «тепла підлога + фанкойли від спільного буфера» відновлює температуру робочої зони за 7,7 хв проти 62 хв для теплої підлоги без підвищення температури подачі.

3. Мінімально достатній об'єм буферного акумулятора становить близько 100 л на 1 кВт теплопродуктивності ТН; раціональна температура подачі – 35 °С.

4. Критичний SPF для тарифів 2026 р. становить 3,54; ґрунтовий ТН (SPF = 3,84) дешевший за газовий котел в експлуатації, повітряний (SPF = 2,69) – ні.

5. Відносно газового котла системи з ТН окупаються лише при ціні газу понад 51 грн/м³; для об'єктів без газопостачання строк окупності становить 3–5 років, а вибір між повітряним і ґрунтовим ТН визначається ціною електроенергії (межа – близько 13 грн/кВт·год).

Подальші дослідження доцільно спрямувати на експериментальне уточнення параметрів моделі теплового насоса за результатами дослідів на холодильному контурі стенда та на уточнення графіка відкривань воріт за хронометражем діючих станцій технічного обслуговування.

Література

1. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. Київ : МОЗ України, 1999. 12 с.
2. Ялова А. М., Бондар Н. В., Старовойт Р. В. Енергетичне оцінювання застосування теплових насосів для оптимізації використання енергетичних ресурсів на залізорудній шахті. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2024. Вип. 6. С. 45–51. DOI: 10.31649/1997-9266-2024-177-6-45-51.
3. Staffell I., Brett D., Brandon N., Hawkes A. A review of domestic heat pumps. *Energy & Environmental Science*. 2012. Vol. 5, No. 11. P. 9291–9306. DOI: 10.1039/c2ee22653g.
4. Arteconi A., Hewitt N. J., Polonara F. Domestic demand-side management (DSM): Role of heat pumps and thermal energy storage (TES) systems. *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 51, No. 1–2. P. 155–165. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.09.023.
5. Brown W. G., Solvason K. R. Natural convection through rectangular openings in partitions – 1: Vertical partitions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1962. Vol. 5, No. 9. P. 859–868. DOI: 10.1016/0017-9310(62)90184-9.
6. Kusuda T., Achenbach P. R. Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States. NBS Report 8972. Washington : National Bureau of Standards, 1965.
7. ASHRAE Guideline 14-2014. Measurement of energy, demand, and water savings. Atlanta : ASHRAE, 2014.

References

1. DSN 3.3.6.042-99. Sanitarni normy mikroklimatu vyrobnychych prymishchen [Sanitary standards for the microclimate of industrial premises]. Kyiv : MOZ Ukrainy, 1999. 12 p. [in Ukrainian].
2. Yalova A. M., Bondar N. V., Starovoyt R. V. Enerhetychne otsiniuvannya zastosuvannya teplovykh nasosiv dlia optymizatsii vykorystannia enerhetychnykh resursiv na zalizorudnii shakhti [Energy assessment of heat pump application for optimising the use of energy resources at an iron ore mine]. *Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu*. 2024. Issue 6. P. 45–51. DOI: 10.31649/1997-9266-2024-177-6-45-51 [in Ukrainian].
3. Staffell I., Brett D., Brandon N., Hawkes A. A review of domestic heat pumps. *Energy & Environmental Science*. 2012. Vol. 5, No. 11. P. 9291–9306. DOI: 10.1039/c2ee22653g.
4. Arteconi A., Hewitt N. J., Polonara F. Domestic demand-side management (DSM): Role of heat pumps and thermal energy storage (TES) systems. *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 51, No. 1–2. P. 155–165. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.09.023.
5. Brown W. G., Solvason K. R. Natural convection through rectangular openings in partitions – 1: Vertical partitions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1962. Vol. 5, No. 9. P. 859–868. DOI: 10.1016/0017-9310(62)90184-9.
6. Kusuda T., Achenbach P. R. Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States. NBS Report 8972. Washington : National Bureau of Standards, 1965.
7. ASHRAE Guideline 14-2014. Measurement of energy, demand, and water savings. Atlanta : ASHRAE, 2014.