

УДК: 621.036; 697.4

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОМБІНОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ В УМОВАХ ЗРОСТАННЯ ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ

Петраш В.Д.¹, Барішев В.П., Шевченко Л.Ф., к.т.н., Голубенко А.В.Одеська державна академія будівництва та архітектури, вул. Дідріхсона, 4,
м. Одеса, 65029, Україна¹д.т.н., професор, petrash6@odaba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0413-233X²к.т.н., доцент, baryshev@odaba.edu.ua, 0009-0007-9086-3211³доцент, bgedyx7@ukr.net, ORCID: 0000-0003-3296-3007⁴аспірант, andrey.ovk@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3891-7813<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2025.7>

Дослідження присвячене розв'язанню актуальної задачі підвищення енергетичної ефективності комбінованого теплопостачання в умовах зростання парокомпресійної генерації теплоти на основі енергії доохолодження відпрацьованого енергоносія з теплової мережі, початкової холодної води та відхідних газів. Науковим результатом дослідження стали встановлені залежності дійсного коефіцієнта перетворення та відношення генерованої теплоти в підсистемі з ТНУ до загальної потужності генерованої теплоти для теплопостачання від режимних параметрів і температурних умов структурних підсистем за тривалістю опалювального періоду. Результати дослідження запропонованої системи доповнюють основу її інженерного розроблення з урахуванням характерних умов функціонування.

The research is devoted to solving the urgent problem of increasing energy efficiency of combined heat supply with increasing vapour-compression heat generation on the basis of aftercooling energy of the waste energy carrier from the heating network, initial cold water and flue gases. The scientific result of the study is the generalised dependences of the actual conversion coefficient and the ratio of the generated heat in the subsystem with HPU to the total heat generation for heat supply on the regime parameters and temperature conditions of the structural subsystems for the duration of the heating period. The results of research of the proposed system create a basis for its engineering development taking into account the characteristic conditions of combined heat supply.

Бібл. 15, рис. 3.

Ключові слова: теплопостачання, двоступенева генерація теплоти, коефіцієнт перетворення.

Вступ

Постановка задачі. Розв'язання актуальної задачі загальної проблеми енергозбереження спрямоване на підвищення ефективності запропонованої системи комплексного теплопостачання цивільних будівель і промислових підприємств. Необхідність подальшого дослідження для практичного застосування зазначених систем зумовлена їх розвитком і модернізацією на основі підвищених енергетичних та екологічних можливостей теплонасосних технологій для умов варіативного поєднання характерних низькотемпературних джерел. Актуальним також є пошук оцінки загального впливу вихідних параметрів і режимних умов роботи структурних підсистем для підвищення енергетичної ефективності при збільшенні теплової потужності ТНУ за двоступеневою схемою генерації теплоти з наявністю характерних низькотемпературних джерел. Більшість комплексних систем теплопостачання варіативно мають у своєму розпорядженні значний енергетичний ресурс для використання теплоти низькотемпературних джерел (банно-пральних комбінатів, плавальних басейнів,

підприємств громадського харчування) та промислового призначення (виготовлення бетонних розчинів і будівельних конструкцій, багатопрофільних переробних підприємств харчової промисловості), температура яких перебуває в широких межах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останніми роками аналітичні дослідження щодо практичного використання побутових і промислово-технологічних теплових відходів, як низькотемпературних джерел теплоти в роботі традиційних і високотемпературних теплових насосів, стають дедалі актуальнішими. Для аналізу можливостей більш повного застосування теплових насосів у централізованому теплопостачанні авторами [1, 2] досліджувалися теплотехнічні параметри відповідних систем, а саме температури теплоносія в розподільчих і зворотних магістралях, які мають тенденцію зниження. Подача теплоти технологічним споживачам з температурою вище 120 °С може бути здійснена з використанням високотемпературних теплових насосів [1], а теплоносії у розподільчому та зворотному трубопроводах можуть

використовуватися як низькотемпературні джерела теплоти. Авторами [1, 3, 4] проаналізовано три варіанти схем теплових насосів та сім видів робочих тіл для теплопостачання з температурою подачі 140 °С, в яких теплоносій у розподільчій і зворотній магістралях розглядався як низькотемпературні джерела теплоти.

Авторами [5] на основі результатів енергетичного та екологічного моделювання обґрунтовано можливість інтеграції теплових насосів у системах опалення будівель та централізованого теплопостачання із загальною оцінкою їхньої ефективності. Зазначається, що централізоване теплопостачання є більш перспективним як у новобудовах міських районів, так і в існуючих будівлях. Аналогічно авторами [6, 7] проаналізовано умови та переваги теплових насосів на основі результатів моделювання. Обґрунтовано, що теплові насоси мають вищий енергетичний та економічний потенціал використання їх у системах централізованого теплопостачання порівняно з існуючим його рівнем.

Досліджено умови вискоєфективного використання ТНУ [8] для глибокого охолодження газів, які відходять, при комбінованій роботі з водогрійним котлом. Зазначається, що максимум енергетичної ефективності котла з тепловим насосом досягається за цілком певної оптимальної температури доохолодження відхідних газів після теплогенератора.

Авторами [9] досліджено запропоновану систему централізованого теплопостачання з розширеними можливостями застосування теплових насосів, яка дає змогу збільшити пропускну спроможність теплових мереж із переходом на низькотемпературний графік відпуску теплоти. Вона знижує теплові втрати в магістралях, збільшуючи їхній ресурс і надійність роботи за умови зменшення аварійності та зниження викидів відхідних газів. У роботі [10] визначено умови і межі зміни основних характеристик ТНУ з електро- і газотурбінним приводом компресора з урахуванням співвідношення цін на енергоносії, за яких досягається підвищення ефективності ТНУ та економія палива понад 20%.

Запропоновано [11] схему теплопостачання, у якій як пікове джерело теплоти використовують тепловий насос, конденсатори якого встановлені на кожному розподільчому трубопроводі, а на зворотних трубопроводах - випарники. Таке рішення дає змогу підвищити ефективність систем централізованого теплопостачання з виключенням коригування температури теплоносія в розподільних трубопроводах теплової мережі.

Авторами [12] для розробленої системи комплексного теплопостачання встановлено модифіковану залежність дійсного коефіцієнта перетворення енергетичних потоків з використанням ТНУ на основі енергії

доохолодження відпрацьованого теплоносія з теплової мережі, вихідної холодної води та газів, які відходять. Для запропонованої системи теплопостачання авторами [13] виконано аналітичне обґрунтування можливостей збільшення загальної потужності генерованої теплоти з аналізом умов підвищення її ефективності. Результати аналітичного дослідження запропонованої системи створюють основу для її інженерної розробки.

У роботі [14] обґрунтовано, що зниження температури відпрацьованого теплоносія призводить до підвищення ефективності використання палива в котлах, зниження споживання електроенергії в роботі циркуляційних насосів та втрат теплоти в магістральних трубопроводах. Зазначається, що отримання економічного ефекту вимагає як нових технічних рішень, так і наукового обґрунтування з економічним аналізом особливостей джерела теплоти, характеристик палива та умов підвищення використання споживаної теплоти.

Розробкою [15] запропоновано інтегрований устрій комбінованих систем централізованого теплопостачання на основі ТЕЦ для віддалених споживачів із застосуванням можливостей теплонасосних технологій у системах гарячого водопостачання, які забезпечуються на основі енергетичного потенціалу відпрацьованого теплоносія з ТЕЦ.

Таким чином, з аналізу результатів останніх досліджень випливає, що спільне використання наявного потенціалу теплоти низькотемпературних джерел, які варіативно поєднуються на основі термотрансформаторних технологій, дає змогу забезпечити подальший розвиток сучасного теплопостачання для підвищення ефективності систем зі зниженням витрат палива, яке використовується, та шкідливого екологічного впливу газів, які надходять до навколишнє середовище. Загальна ефективність систем генерації, розподілу і споживання теплоти на основі пароконденсійної трансформації енергетичних потоків залежить як від структурно-функціонального устрою комбінованої системи, так і від мінливих режимів роботи підсистем комунально-побутового і промислово-технологічного призначення в різні періоди року. Отже, подальше дослідження процесів комбінованого використання енергії доохолодження відпрацьованого теплоносія з теплової мережі, вихідної холодної води та газів, які відходять, дасть змогу розширити загальний обсяг генерованої теплоти з підвищенням енергоекологічної ефективності використання первинної енергії на основі теплонасосних технологій, що зумовлює необхідність розв'язання відповідних завдань у розв'язанні загальної проблеми енергозбереження.

Матеріали та методи досліджень. Метою роботи стало розв'язання задач стосовно подальшого розвитку запропонованого комплексного теплопостачання в умовах зростання парокompресійної генерації теплоти на основі інтегрованого низькотемпературного енергетичного потенціалу відпрацьованого теплоносія з теплової мережі, вихідної холодної води загального призначення та відхідних газів. Для їх вирішення передбачається аналітичний аналіз умов підвищення енергетичної ефективності використання інтегрованого потенціалу джерел за умов збільшення парокompресійної генерації теплоти для характерних режимів функціонування відповідних підсистем у різні періоди року. Розв'язання відповідних завдань передбачається на основі аналітичного обґрунтування структурно-функціонального устрою з пошуком шляхів забезпечення енергоефективної роботи запропонованої системи теплопостачання для характерних режимів і температурних умов її функціонування.

Методика проведення дослідження базується на подальшому розвитку структурно-функціонального устрою запропонованої системи з її теоретичним дослідженням для вирішення сформульованих завдань.

На рис. 1 представлено схему загального устрою системи, яка забезпечує спільне доохолодження відпрацьованого теплоносія з теплової мережі (ВТТМ), початкової холодної води загального призначення та відхідних газів на основі використання енергоефективної трансформації інтегрованої теплоти для абонентських систем комунально-побутового та промислово-технологічного призначення. Устрій та робота запропонованої системи викладено в [12, 13]. Нижче наведено короткий опис її функціонування.

Відпрацьований теплоносій по трубопроводу 1 надходить у теплообмінник 2 для попереднього його охолодження в процесі експлуатаційного регулювання системи теплопостачання. Після випарника 3 частина ВТТМ за допомогою триходового температурного регулятора 4 по відгалуженій ділянці 5 за допомогою циркуляційного насоса 6 надходить до рекуперативного теплообмінника 10 і частково до рециркуляційного трубопроводу 8. В подальшому рециркуляційна частина ВТТМ надходить по трубопроводу 9 в трубопровід 1 теплової мережі. ВТТМ після доохолодження в рекуперативному теплообміннику 2 з рециркуляційною його частиною надходить послідовно у випарник 3 і конденсатор 19 теплового насоса. Потім за допомогою триходового температурного регулятора ВТТМ змішується з байпасною його частиною, яка надходить по трубопроводу 24 з відповідною температурою

і спільним потоком прямує в теплогенератор 15. Зазначеним рішенням забезпечується енергоефективний процес спільної генерації теплоти в ТНУ і теплогенераторі 15 із загальним розподілом і споживанням її абонентськими системами. Пари робочого тіла теплонасосного контуру після випарника 3 і догрівання в рекуперативному теплообміннику 16 стискаються компресором 17 з тепловим еквівалентом приводної потужності W . Стиснуті пари робочого тіла за допомогою запірних клапанів 18 з розподільним трубопроводом надходять паралельно в першу 20 та другу 19 частини конденсатора. Конденсат робочого тіла після кожної з них проходить послідовно через рекуперативний теплообмінник 16 і дросельний вентиль 21. В подальшому робоче тіло надходить у випарник 3 для наступного циклу. Таким рішенням забезпечується стабілізація необхідного зниження температури охолодження ВТТМ, який надходить до циркуляційного насоса 22 на вході в теплогенератор 15. Це забезпечує підтримання раціонального температурного режиму спільного відбору теплоти до охолодження вихідної холодної води з трубопроводу 11, ВТТМ з теплової мережі 1, а також з відпрацьованих газів у теплообміннику 14. Вихідна холодна вода для комунально-побутового та технологічного призначення з трубопроводу після доохолодження в рекуперативному теплообміннику 10 надходить до теплообмінника 2, а потім трубопроводом 27 до конденсатора 20. В подальшому вона за допомогою триходового температурного регулятора за відповідної температури спрямовується в баки-акумулятори 29 і 30 для гарячого водопостачання з дворівневою температурою. Частина доохолодженої початкової холодної води загального призначення з трубопроводу 11 зі зниженою температурою після рекуперативного теплообмінника 10 за допомогою триходового температурного регулятора 12 відгалуженим трубопроводом 13 надходить у теплообмінник 14 для доохолодження відпрацьованих газів після теплогенератора 15. Зазначена частина нагрітої води, в залежності від співвідношення температур та витрат відпрацьованих газів і води, нагрівається до відповідної температури, після чого вона надходить по трубопроводу 32 до розподільного температурного регулятора 31 з датчиком різниці температур з відгалуженими ділянками. Через відгалуження вода надходить у баки-акумулятори 29 і 30. Трубопроводом 33 з відповідною температурою і витратою вона надходить у системи теплотехнологічного призначення. Закономірно, що її температура і витрата визначається технологічними умовами та тепловими балансами в теплообмінниках 2 і 10 з відповідними температурами, забезпечуючи ефективну роботу

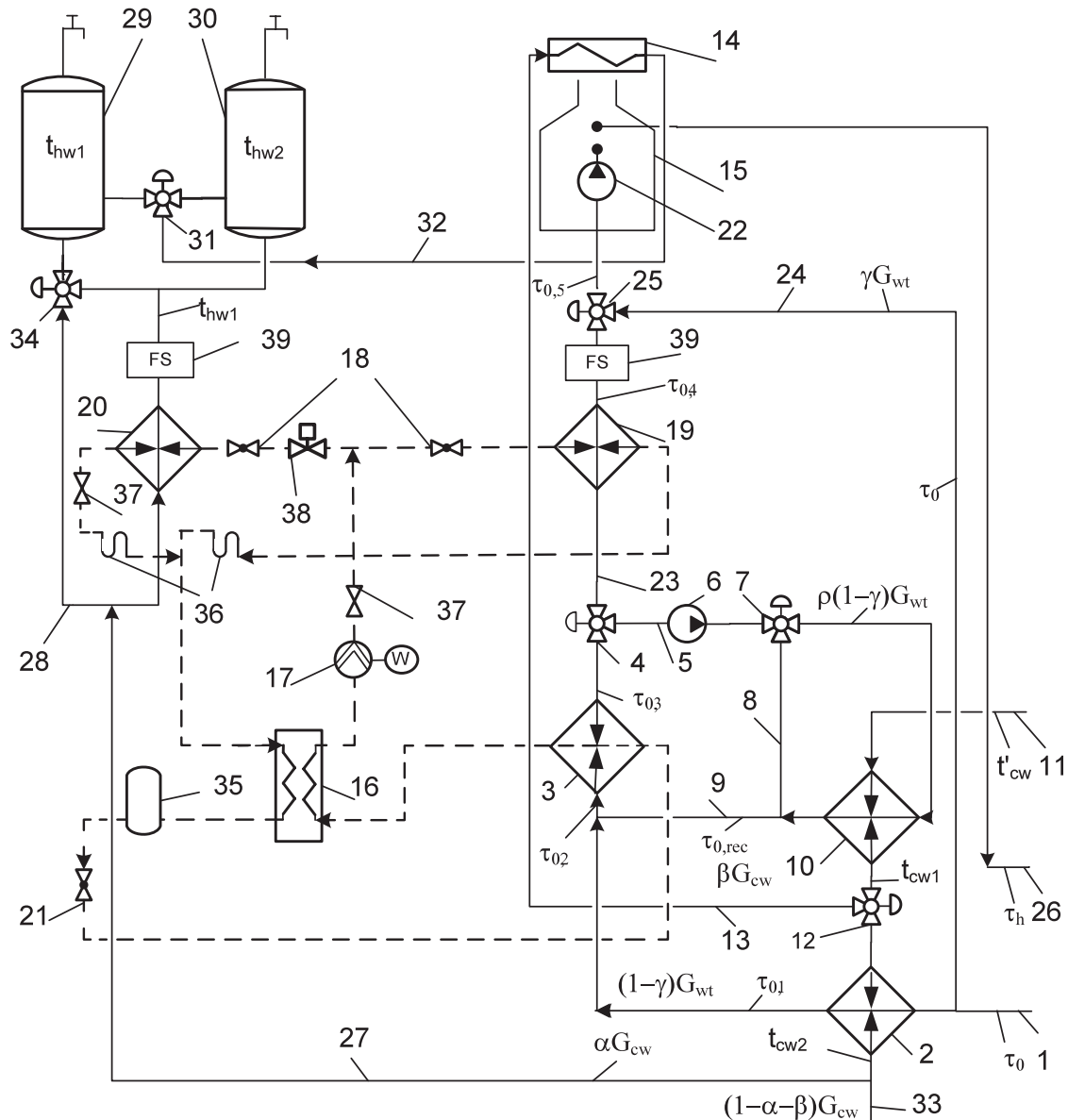


Рисунок 1: Принципова схема системи комбінованого теплопостачання з двоступеневою генерацією теплоти на основі інтегрованої енергії доохолодження відпрацьованого теплоносія, початкової холодної води та відпрацьованих газів. 1 – зворотний трубопровід теплової мережі; 2 – рекуперативний теплообмінник; 3 – випарник теплового насоса; 4 – триходовий температурний регулятор; 5 – рециркуляційний трубопровід; 6 – циркуляційний насос; 7 – триходовий температурний регулятор; 8 – відгалужена ділянка рециркуляційного трубопроводу; 9 – загальний рециркуляційний трубопровід; 10 – теплообмінник; 11 – трубопровід початкової холодної води; 12 – триходовий температурний регулятор; 13 – трубопровід до теплообмінника доохолодження відпрацьованих газів; 14 – теплообмінник відбору теплоти відпрацьованих газів; 15 – теплогенератор; 16 – рекуперативний теплообмінник теплового насоса; 17 – компресор теплового насоса із зовнішнім приводом; 18 – запірний клапан; 20, 19 – паралельно з'єднані перша і друга частини конденсатора; 21 – дросель-вентиль; 22 – циркуляційний насос;

- 23 – трубопровід відпрацьованого теплоносія з мережі; 24 – байпасний трубопровід;
 25 – триходовий температурний регулятор; 26 – магістральний трубопровід теплової мережі;
 27, 28 – розподільні трубопроводи для дворівневого гарячого водопостачання;
 29, 30 – баки-акумулятори для дворівневого гарячого водопостачання;
 31 – двоходовий температурний регулятор з датчиком різниці температур для розподілу
 гарячої води; 32, 33 – трубопроводи для гарячого водопостачання і теплотехнологічного
 призначення; 34 – триходовий температурний регулятор; 35 – ресивер; 36 – гідравлічний затвор;
 37 – зворотний клапан; 38 – соленоїдний клапан; 39 – реле потоку; 40 – живильний насос

Figure 1. Schematic diagram of the design of a thermotransformer system of decentralized heat supply based on the integrated energy of post-cooling used heat carrier from the network, initial cold water and exhaust gases.

- 1 – return pipeline of the heating network; 2 – recuperative heat exchanger; 3 – heat pump evaporator;
 4 – three-way temperature regulator; 5 – recirculation pipeline; 6 – circulation pump;
 7 – three-way temperature regulator; 8 – branch section of the recirculation pipeline;
 9 – common recirculation pipeline; 10 – heat exchanger; 11 – initial cold water pipeline;
 12 – three-way temperature regulator; 13 – pipeline to the heat exchanger for post-cooling of exhaust gases;
 14 – heat exchanger for extracting heat from exhaust gases; 15 – heat generator;
 16 – regenerative heat exchanger of the heat pump; 17 – heat pump compressor with external drive;
 18 – shut-off and regulating valve; 20, 19 – first and second parts of the capacitor connected in parallel;
 21 – throttle valve; 22 – circulation pump; 23 – waste coolant pipeline from the network
 24 – bypass pipeline; 25 – three-way temperature regulator; 26 – main pipeline of the heating network;
 27, 28 – distribution pipelines for two-level hot water supply;
 29, 30 – storage tanks for two-level hot water supply; 31 – two-way temperature regulator with temperature
 difference sensor for hot water distribution; 32, 33 – pipelines for hot water supply and heat technology
 purposes; 34 – three-way temperature regulator; 35 - receiver; 36 - hydraulic shutter; 37 - check valve;
 38 - solenoid valve; 39 - flow switch; 40 - feed pump

ТНУ. При цьому окрім основного призначення, розширюються можливості її додаткового використання і як низькопотенційного джерела з підвищеною температурою вихідної холодної води, яка надходить в подальшому для відповідного технологічного застосування. Отже, вихідна холодна вода загального призначення послідовно використовується для попереднього охолодження ВТТМ теплоносія та доохолодження відпрацьованих газів для подальшого використання її в СГВ з можливістю паралельного нагрівання другої частини в конденсаторі 20 для підвищення енергетичної ефективності роботи парокомпресійного теплового насоса.

Позитивною особливістю в роботі системи є також можливість збільшення складової парокомпресійного теплового потоку під час нагрівання води для СГВ як у перехідний, так і в міжопалювальний період з можливістю роботи ТНУ в моноенергетичному режимі.

Аналітичне дослідження енергетичної ефективності комбінованого теплопостачання при підвищенні парокомпресійної генерації теплоти. Енергетична ефективність парокомпресійних ТНУ визначається дійсним коефіцієнтом перетворення у вигляді співвідношення енергетичних потоків згідно [8] із залежністю:

$$\varphi = \frac{Q_c}{W_c}, \quad (1)$$

де Q_c – теплова потужність конденсаторів 19 і 20 із загальним тепловим потоком $Q_{c1} + Q_{c2}$;

W_c – тепловий еквівалент зовнішньої приводної потужності в роботі компресора теплового насоса, яку можна подати у вигляді $W_c = Q_{c1} + Q_{c2} - Q_v$

Рівняння теплової потужності відповідних конденсаторів 19, Q_{c1} , 20, Q_{c2} випарника Q_v , з урахуванням режимних параметрів α , γ , β , $\frac{G'_{cw}}{G'_{wt}}$ і відповідних

температур [12, 13], записуються у вигляді:

$$Q_{c1} = c_p \alpha G'_{cw} \left(t_{hw} - t_{cw} - \frac{1}{\bar{G}} \frac{(1-\gamma)}{(1-\beta)} (\tau_o - \tau_{o,1}) \right); \quad (2)$$

$$Q_{c2} = c_p (1-\gamma) G'_{wt} (\tau_{o,4} - \tau_{o,3}); \quad (3)$$

$$Q_v = c_p (1+\rho) (1-\gamma) G'_{wt} (\tau_{o,2} - \tau_{o,3}). \quad (4)$$

Стабілізація температури відпрацьованого теплоносія $\tau_{o,2}$ на вході в випарник 3 і температури холодної води t_{cw2} на вході в конденсатор 20 має суттєве значення для забезпечення енергоефективного процесу в двоступеневій схемі генерації теплоти за тривалістю опалювального періоду. Відомо, що згідно з теплотехнологічними вимогами до теплонасосних установок, температура ВТТМ $\tau_{o,2}$ на вході в випарник обмежується $20 \div 25$ °С. Виконання цієї вимоги може бути забезпечено при рециркуляції ВТТМ трубопроводами 8, 9, тобто за бездіяльності теплообмінника 10.

Проаналізуємо енергетичну ефективність роботи системи в цьому режимі. Зазначимо суттєве функціональне значення теплообмінника 2 в забезпеченні зазначених вимог. Для прийнятих температур (вихідної холодної води і ВТТМ після теплообмінника 2, відповідно t_{cw2} і $\tau_{o,1}$ з урахуванням обґрунтованих значень режимних параметрів β , γ за змінних значень t'_{cw} і τ_o), співвідношення витрат вихідної холодної води G'_{cw} і ВТТМ із теплової мережі G'_{wt} ($\bar{G} = G'_{cw}/G'_{wt}$) однозначно визначаються взаємозв'язком їхніх температурних і режимних умов у вигляді [12, 13]:

$$\bar{G} = \frac{(1-\gamma)(\tau_o - \tau_{o,1})}{(1-\beta)(t_{cw2} - t'_{cw})}. \quad (5)$$

Логічно проаналізувати ефективність перетворення енергетичних потоків у процесі двоступеневої генерації теплоти для умов рециркуляції ВТТМ за бездіяльності теплообмінника 10. Закономірно, що в цьому режимі роботи системи температура холодної води на вході в теплообмінник 2 дорівнює відповідному її значенню на вході в систему, тобто $t_{cw1} = t'_{cw}$. При цьому температура ВТТМ у трубопроводі 9 контуру рециркуляції $\tau_{o,rec}$ дорівнює його температурі після випарника $\tau_{o,3}$. В результаті залежність коефіцієнта рециркуляції ρ теплоносія по трубопроводах 8 і 9, після випарника 3 згідно з [12, 13] визначається у вигляді:

$$\rho = \frac{(\tau_{o,1} - \tau_{o,2})}{(\tau_{o,2} - \tau_{o,rec})}. \quad (6)$$

Для аналізованого варіанта двоступеневої генерації теплоти з рециркуляцією ВТТМ та бездіяльності теплообмінника 10 коефіцієнт ρ , згідно із залежністю (6), однозначно визначається відповідними температурами $\tau_{o,rec}$, $\tau_{o,1}$ і $\tau_{o,2}$. Водночас значення температур t_{cw2} , $\tau_{o,1}$ і режимних параметрів β і γ за відповідних температур t'_{cw} і τ_o , згідно з рівнянням 5, однозначно визначають співвідношення водних потоків $\bar{G}$.

Для розглянутих умов роботи системи з двоступеневою генерацією теплоти залежність дійсного коефіцієнта перетворення ϕ на основі [12, 13] набуває вигляду:

$$\phi = \left[1 - \frac{(1-\gamma)(1+\rho)(\tau_{o,2} - \tau_{o,3})}{\alpha \bar{G}(t_{hw} - t_{cw2}) + (1-\gamma)(\tau_{o,4} - \tau_{o,3})} \right]^{-1}, \quad (7)$$

де t_{cw2} – температура холодної води після теплообмінника 2, яка визначається як:

$$t_{cw2} = t'_{cw} + \frac{1}{\bar{G}} \frac{(1-\gamma)}{(1-\beta)} (\tau_o - \tau_{o,1}). \quad (8)$$

Ефективність роботи системи з двоступеневою генерацією теплоти для комунально-побутового та промислово-технологічного призначення аналізувалася на основі (7) в залежності від змінних параметрів і режимних умов її роботи. Температура t'_{cw} початкової холодної води визначалася з урахуванням зміни температури зовнішнього повітря в опалювальний період року, а температура ВТТМ τ_o – відповідно до графіка експлуатаційного регулювання системи опалення з розрахунковими значеннями (95 - 70) °С. В якості режимних умов розглядалися обґрунтовані значення відповідних параметрів в діапазонах:

$\bar{G} = 0.1 \div 1.5$ та $\alpha = 0.1 \div 0.15$, при $\beta = 0.05$ та $\gamma = 0.1$.

На рис. 2 ілюструється графічна залежність дійсного коефіцієнта перетворення ϕ від зміни температури зовнішнього повітря t'_a по тривалості опалювального періоду для схеми з рециркуляцією ВТТМ в разі бездіяльності теплообмінника 10 з наступними початковими та режимними параметрами:

$t_{cw2} = 35$ °С, $\tau_{o,2} = 23$ °С, $\tau_{o,4} = 35$ °С і 45 °С з $\beta = 0,1$ і $\gamma = 0,1$.

З рис. 2 випливає, що значення дійсного коефіцієнта перетворення ϕ істотно зростає з 2,8 до 5,4 за умов зміни температури довкілля t'_a по тривалості опалювального періоду до його закінчення при $\tau_{o,4} = 35$ °С, і менш суттєво – з 2,1 до 2,6 при $\tau_{o,4} = 45$ °С.

Становить інтерес також аналіз спільного впливу теплоенергетичних параметрів та режимних умов в

роботі комбінованого теплопостачання на збільшення генерованої потужності в підсистемі з ТНУ в опалювальний період у разі рециркуляції ВТТМ після випарника трубопроводами 8, 9 в умовах бездіяльності теплообмінника 10.

Приводна потужність W компресора ТНУ, яка визначається на основі залежності дійсного коефіцієнта перетворення φ в роботі ТНУ при загальній потужності конденсаторів $Q_{hpu} = Q_{c1} + Q_{c2}$, має вигляд:

$$W = \frac{Q_{hpu}}{\varphi} = \frac{Q_{c1} + Q_{c2}}{\varphi}, \quad (9)$$

де тепловий потік Q_{hpu} , який генерується в ТНУ, визначається співвідношенням:

$$Q_{hpu} = \varphi \frac{W}{\eta_{cm}} = \frac{Q_{c1} + Q_{c2}}{\eta_{cm}}, \quad (10)$$

де η_{cm} – коефіцієнт корисної дії компресора ТНУ.

Загальний тепловий потік, який генерується в комбінованій системі теплопостачання з двоступеневою генерацією теплоти Q_c , визначається залежністю:

$$Q_c = Q_{chgu} + Q_{hw, eg} + Q_{hpu} + Q_{tech}, \quad (11)$$

Рівняння для відповідних теплових потоків комбінованого теплопостачання із загальною

потужністю Q_c , згідно із залежністю (11), подаються такими рівняннями:

Q_{chgu} – генерований тепловий потік в підсистемі з ТГУ після другого конденсатора, що враховує байпасну частину γ ВТТМ, визначається як:

$$Q_{chgu} = c_p(1 - \gamma)G'_{wt}(\tau_h - \tau_{0,4}) + c_p\gamma G'_{wt}(\tau_h - \tau_0); \quad (12)$$

$Q_{hw, eg}$ – генерований тепловий потік в підсистемі доохолодження відхідних газів визначається у вигляді:

$$Q_{hw, eg} = c_p\beta G'_{cw}(t_{hw, eg} - t_{cw1}); \quad (13)$$

Q_{hpu} – генерований тепловий потік в підсистемі з ТНУ з відповідними витратами $\alpha G'_{wt}$ для гарячого водопостачання та теплопостачання $(1 - \gamma)G'_{wt}$, визначається як:

$$Q_{hpu} = c_p\alpha G'_{wt}(t_{hw} - t_{cw2}) + c_p(1 - \gamma)G'_{wt}(\tau_{0,4} - \tau_{0,3}); \quad (14)$$

Q_{tech} – тепловий потік для побутового та промислово-технологічного призначення з відповідною витратою $(1 - \alpha - \beta)G'_{cw}$, визначається згідно залежності:

$$Q_{tech} = c_p(1 - \alpha - \beta)G'_{cw}(t_{cw2} - t_{cw1}). \quad (15)$$

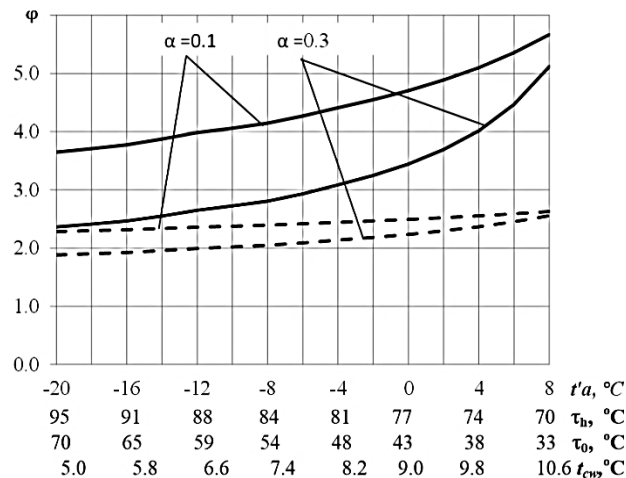


Рисунок 2. Залежність дійсного коефіцієнта перетворення φ з рециркуляцією відпрацьованого теплоносія в умовах бездіяльності теплообмінника 10 при зміні температури навколишнього середовища — $\tau_{0,4} = 35 ^\circ C$, - - - $\tau_{0,4} = 45 ^\circ C$.

Figure 2. Dependence of the actual conversion efficiency φ with recirculation of the waste heat carrier and inactivity of the heat exchanger 10 when the ambient temperature changes t'_a . — at $\tau_{0,4} = 35 ^\circ C$, - - - at $\tau_{0,4} = 45 ^\circ C$

Таким чином, відношення генерованої потужності в підсистемі з ТНУ до загальної потужності запропонованої системи теплопостачання $\bar{Q}_{hpu} = \frac{Q'_{hpu}}{Q'_c}$, представляється у вигляді:

$$\bar{Q}_{hpu} = \frac{\alpha \frac{G'_{cw}}{G'_{wt}} (t_{hw} - t_{cw2}) + (1 - \gamma) (\tau_{0,4} - \tau_{0,3})}{\tau'_r - \tau_{0,3} - \gamma (\tau'_0 - \tau_{0,3}) + \frac{G'_{cw}}{G'_{wt}} (\beta (t_{hw, eg} - t_{cw1}) + (t_{hw} - t_{cw2}) + (1 - \alpha - \beta) (t_{cw2} - t_{cw1}))} \quad (16)$$

На рис. 3. ілюструється залежність зміни відношення генерованої потужності в підсистемі з ТНУ до її загальної потужності для теплопостачання згідно з $\bar{Q}_{hpu}$ (16) від температури зовнішнього повітря t'_a по тривалості опалювального періоду, при значенні проміжної температури відпрацьованого теплоносія після конденсатора 19 на вході ТГУ $\tau_{0,4} = 35^\circ\text{C}$ і 45°C . При цьому співвідношення водних потоків розглядалося в діапазоні $\frac{G'_{cw}}{G'_{wt}} = 0.13 \div 1.60$, а дійсного коефіцієнта перетворення – $\varphi = 1.9 \div 5.7$ при режимних параметрах $\alpha = 0.1$ і 0.3 з $\beta = 0.1$ та $\gamma = 0.1$.

З аналізу графіків на рис. 3. випливає, що залежність відношення потужності, яка генерується в підсистемі з ТНУ до загальної потужності в запропонованій системі теплопостачання $\bar{Q}_{hpu}$, суттєво зростає від мінімальних значень при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t'_a = -20^\circ\text{C}$ до максимальних при відповідній температурі зовнішнього повітря $t'_a = 8.0^\circ\text{C}$ до кінця опалювального періоду, при всіх значеннях проміжної температури відпрацьованого теплоносія $\tau_{0,4}$ для зумовлених співвідношень водних потоків $\frac{G'_{cw}}{G'_{wt}} = 0.13 \div 1.60$ та відповідних значень дійсних коефіцієнтів перетворення $\varphi = 1.9 \div 5.7$ при $\alpha = 0.1, 0.3$, $\beta = 0.1$ та $\gamma = 0.1$. Найбільші значення $\bar{Q}_{hpu}$ відзначаються при проміжній температурі відпрацьованого теплоносія після конденсатора 19 $\tau_{0,4} = 45^\circ\text{C}$ при витраті води на гаряче водопостачання з $\alpha = 0.3$. В цих умовах відношення $\bar{Q}_{hpu}$ зростає від 0.39 при температурі зовнішнього повітря $t'_a = -20^\circ\text{C}$ до 0.57 при $t'_a = 8.0^\circ\text{C}$. Водночас відношення $\bar{Q}_{hpu}$ при $\tau_{0,4} = 45^\circ\text{C}$ і $\alpha = 0.1$ зростає від 0.32 при температурі зовнішнього повітря $t'_a = -20^\circ\text{C}$ до 0.56 при $t'_a = 8.0^\circ\text{C}$ до кінця опалювального періоду.

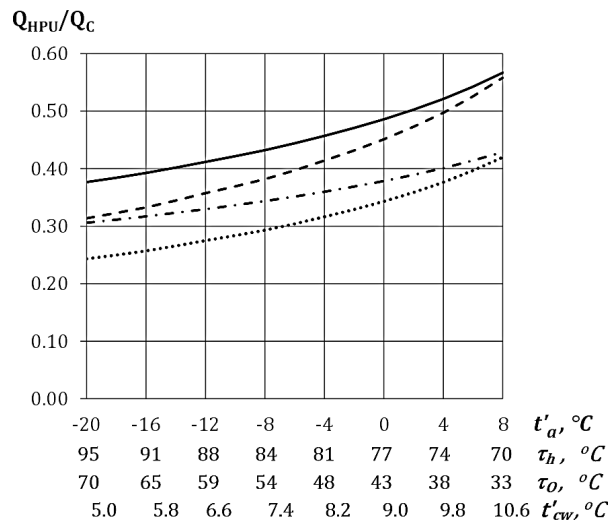


Рисунок 3. Залежність зростання генеруючої потужності в підсистемі з ТНУ $\bar{Q}_{hpu}$ при зміні температури навколишнього середовища t'_a . При $\alpha = 0.1, 0.3, \beta = 0.1$ і $\gamma = 0.1$ — $\tau_{0,4} = 45^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.3$; — — — $\tau_{0,4} = 45^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.1$; — · — — $\tau_{0,4} = 35^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.3$; — $\tau_{0,4} = 35^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.1$

Figure 3. Dependence of the increase of the generated power in the subsystem with HPU $\bar{Q}_{hpu}$ when the ambient temperature changes t'_a . At $\alpha = 0.1, 0.3, \beta = 0.1$ and $\gamma = 0.1$.

— — — — at $\tau_{0,4} = 45^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.3$; — — — — at $\tau_{0,4} = 45^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.1$;
— · — — — at $\tau_{0,4} = 35^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.3$; — at $\tau_{0,4} = 35^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.1$

Висновки та перспективи подальшого дослідження

1. Для вдосконаленої системи комбінованого теплопостачання з двоступеневою генерацією теплоти отримано узагальнену залежність визначення дійсного коефіцієнта перетворення в роботі ТНУ на основі енергії доохолодження відпрацьованого теплоносія, початкової холодної води та відпрацьованих газів по тривалості опалювального періоду. На її основі встановлено, що на значення дійсного коефіцієнта перетворення ТНУ досить суттєво впливає значення проміжної температури відпрацьованого теплоносія після конденсатора на вході в ТГУ.

2. Отримано узагальнену залежність для визначення відношення генерованої теплоти в підсистемі з ТНУ до загальної її генерації в системі теплопостачання від режимних параметрів роботи та температур в структурних підсистемах. Виявлено умови значного зростання генерованої теплоти в підсистемі з ТНУ відносно її загальної генерації в системі теплопостачання при зміні температури зовнішнього повітря по тривалості опалювального періоду та раціональних значень проміжної температури відпрацьованого теплоносія.

3. Встановлені залежності дають змогу проводити комплексну оцінку підвищення енергетичної ефективності системи та умов зростання генерованої потужності з урахуванням зміні температур характерних низькотемпературних джерел, співвідношення та розподілу водних потоків і холодної води для комунально-побутового та промислово-технологічного призначення.

4. Результати аналітичного дослідження умов зростання енергетичної ефективності та генерованої потужності в підсистемі з ТНУ для вдосконаленої системи комбінованого теплопостачання створюють підґрунтя для її інженерної розробки в енергоощадній технології теплопостачання будівель комунально-побутового та підприємств промислово-технологічного призначення.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Haochen Wang, Nefodov D., Richter M., Urbaneck T. Feasibility Study Concerning Process Heat Supply in District Heating System with Heat Pump. January 2024. Euroheat and Power (English Edition) Euroheat and Power (English Edition).
2. Arpagaus C. Hochtemperatur-Wärmepumpen Marktübersicht; Stand der Technik und Anwendungspotenziale. VDE Verlag GmbH, Berlin, Offenbach, 201С).
3. Höges C., Roskosch D., Brach J., Vering C., Venzik V., Müller D. Investigation of the föteractions between Refrigerant Energy Technol. Vol. 11 (2023).
4. Nefodov D.; Xiao S.; Richter M.; Urbaneck T. Nutzung eines Ferriwärme-Rücklaufs als Wärmequelle zur Versorgung eines Nahwärmenetzes mit Wärmepumpen - Teil 2. HLH Lüftung/Klima Heizung/Sanitär Gebäudetechnik VDI Fachmedien 72. (2021) Vol. 6, pp. 59-63.
5. Ochs F., Magni M., Dermentzis G. Integration of Heat Pumps in Buildings and District Heating Systems—Evaluation on a Building and Energy System Level. Energies 15(11):3889 May 2022.
6. Kontu K., Rinne S., Junnila S. Introducing modern heat pumps to existing district heating systems – Global lessons from viable decarbonizing of district heating in Finland. Cite <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.077>.
7. 22/6. Heat Roadmap Europe: Large - Scale Electric Heat Pumps in District Heating Systems / A. David [et al.] // Energies, 2017, Vol. 10, No 4. pp. 1–18. <https://doi.org/10.3390/en10040578>.
8. Клименко В.Н. Некоторые особенности внедрения парокомпрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов. Промышленная теплотехника, 2011, том 31, №. 5, сс. 42-48.
9. Степанов О.А., Третьякова П.А. Система централизованного теплоснабжения с применением тепловых насосов. Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика, 2015, том. 1, по. 4, сс. 43-51.
10. Чепурной М.Н., Ткаченко С. И., Резидент Н.В. Особенности применения парокомпрессионных тепловых насосных установок. Энергетика и электротехника. Научные труды ВНТУ, 2013, №. 2.
11. Батухтин А.Г. Использование тепловых насосов для повышения тепловой мощности и эффективности существующих систем централизованного теплоснабжения. Научные и технические ведомости// СПБ ГПУ, 2010, №. 2, сс. 28-33.
12. Petrash V., Baryshev V., Shevchenko L., Geraskina E. Efficiency of decentralized heat supply based on traditional heat generators with vapour-compression conversion of energy from low-temperature sources. Engineering for rural development. Jelgava, 22.-24.05.2024. pp. 1106–1113. DOI: 10.22616/ERDev.2024.23. TF228.
13. Petrash V.D., Baryshev V.P., Shevchenko L.F., Geraskina E.A., Golubenko A.V. Effectiveness of decentralized heat supply based on traditional heat generators with vapor compression energy transformation of low-temperature sources. Modern construction and architecture, 2024, no. 8, pp. 80-89.
14. Кисилев Н.Н., Леонова Ю.В. Влияние температуры обратной воды на эффективность работы районных отопительных котельных. Новости теплоснабжения, 2017, № 9, (205).
15. Андрющенко А. И. и соавт. Система централизованного теплоснабжения, горячего и холодного водоснабжения. Пат. № 2306489 РФ, 2007.

ENERGY EFFICIENCY OF COMBINED HEAT AND POWER SUPPLY IN THE CONTEXT OF INCREASING STEAM COMPRESSION HEAT GENERATION

Petrash V.D.¹, Baryshev V.P.² Shevchenko L.G.³,
Golubenko A.V.⁴

¹Doctor of Technical Sciences, Professor, petrash6@odaba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0413-233X

²Ph.D., Associate Professor, baryshev@odaba.edu.ua, 0009-0007-9086-3211

³PhD, Associate Professor, bgedyx7@ukr.net, ORCID: 0000-0003-3296-3007

⁴PhD student, andrey.ovk@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3891-7813

<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2025.7>

Abstract. This study addresses the pressing issue of improving the energy efficiency of combined heat supply systems with two-stage heat generation and expanding vapour-compression heat generation through the utilisation of subcooling energy from spent heat carrier in the district heating network, cold water of general-purpose supply, and exhaust gases. The objective of this research is to advance the previously proposed combined heat supply system by integrating the low-temperature energy potential of such sources as subcooled spent heat carrier from the network, general-purpose cold water, and exhaust gases. The system's development aligns with current trends in increasing the share of vapour-compression heat generation, driven by the need to enhance overall energy efficiency. To achieve this objective, the study conducts an analytical investigation into the conditions under which the energy efficiency of the system's structural subsystems can be improved, depending on their operational parameters and thermal conditions during different periods of the heating season. This approach makes it possible to identify the most rational modes of integrating these low-temperature sources into the heat supply system under varying shares of vapour-compression heat generation. The research methodology is based on the further development of a structural-functional diagram of the system, supported by theoretical justification. As a result of the analysis, relationships have been derived for the actual coefficient of performance (COP) and the share of thermal power generated by the heat pump subsystem

relative to the total thermal output of the system. These relationships are presented as functions of the operational parameters and temperature conditions of the structural subsystems throughout the heating season. The established dependencies enable a comprehensive assessment of the conditions necessary to improve energy efficiency and increase the share of generated heat, taking into account variations in the temperatures of low-temperature sources, as well as the ratios and distribution of water flows, including cold water used for municipal and industrial purposes. Based on a generalised formula for calculating the actual COP of the heat pump unit, it has been determined that this value significantly depends on the temperature of the spent heat carrier at the outlet of the condenser, prior to its entry into the heat-generating unit. The analysis of the share of thermal power produced by the heat pump subsystem has shown that, under rational values of the intermediate temperature of the spent heat carrier and with decreasing outdoor air temperature, it is possible to significantly increase the proportion of heat generated by the heat pump subsystem. The obtained analytical results provide a foundation for the engineering design of a combined heat supply system as a component of energy-saving technologies for buildings in both municipal and industrial sectors.

References 15, figures 3.

Key words: heat supply, two-stage heat generation, conversion factor.

1. Haochen Wang, Nefodov D., Richter M., Urbaneck T. Feasibility Study Concerning Process Heat Supply in District Heating System with Heat Pump. January 2024. Euroheat and Power (English Edition) Euroheat and Power (English Edition).
2. Arpagaus C. Hochtemperatur-Wärmepumpen Marktübersicht; Stand der Technik und Anwendungspotenziale. VDE Verlag GmbH, Berlin, Offenbach, 201C).
3. Höges C., Roskosch D., Brach J., Vering C., Venzik V., Müller D. Investigation of the föteractions between Refrigerant Energy Technol. Vol. 11 (2023).
4. Nefodov D.; Xiao S.; Richter M.; Urbaneck T. Nutzung eines Fernwärme-Rücklaufs als Wärmequelle zur Versorgung eines Nahwärmenetzes mit Wärmepumpen - Teil 2. HLH Lüftung/Klima Heizung/Sanitär Gebäudetechnik VDI Fachmedien 72. (2021) Vol. 6, pp. 59-63.
5. Ochs F., Magni M., Dermentzis G. Integration of Heat Pumps in Buildings and District Heating Systems – Evaluation on a Building and Energy System Level. Energies 15(11):3889 May 2022.

6. Kontu K., Rinne S., Junnila S. Introducing modern heat pumps to existing district heating systems – Global lessons from viable decarbonizing of district heating in Finland. Cite <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.077>.
7. 22/6. *Heat Roadmap Europe: Large - Scale Electric Heat Pumps in District Heating Systems* / A. David [et al.] // *Energies*, 2017, Vol. 10, No 4. pp. 1–18. <https://doi.org/10.3390/en10040578>.
8. Klimenko V. N. Nekotorye osobennosti vnedreniya parokompressionnykh termicheskikh nasosov dlya utilizatsii sbrosnoy teploty otopitel'nykh kotlov [Some features of the implementation of vapor compression thermal pumps for recycling waste heat from heating boilers]. *Promyshlennaya teplotekhnika – Industrial heating engineering*, 2011, vol. 31, no. 5, pp.42-48 (In Rus.).
9. Stepanov O. A., Tret'yakova P. A. Sistema tsentralizovannogo teplosnabzheniya s primeneniem teplovykh nasosov [Centralized heating system using heat pumps]. *Vestnik Tyumenskogo gosudarstvennogo universiteta. Fiziko-matematicheskoe modelirovanie. Neft', gaz, energetika – Journal of Tyumen State University. Physics and mathematics modeling. Oil, gas, energetics*, 2015, vol. 1, no. 4 (4), pp. 43-51. (In Rus.).
10. Chepurnoy M. N., Tkachenko S. I., Rezident N.V. Osobennosti primeneniya parokompressionnykh teplo-nasosnykh ustanovok. [Features of the use of vapor compression heat pump units]. *Energetika i elektrotekhnika. Nauchnye trudy VNTU – Energetics and electrical engineering. Scientific works of VNTU*, 2013, no. 2. (In Rus.).
11. Batukhtin A. G. Ispol'zovanie teplovykh nasosov dlya povysheniya teplovoy moshchnosti i effektivnosti sushchestvuyushchikh sistem tsentralizovannogo teplosnabzheniya [Using heat pumps to improve the heating capacity and efficiency of existing district heating systems]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti – Scientific and technical statements // SPb GPU*, 2010, no. 2, pp. 28-33. (In Rus.).
12. Petrash V., Baryshev V., Shevchenko L., Geraskina E. Efficiency of decentralized heat supply based on traditional heat generators with vapour-compression conversion of energy from low-temperature sources. *Engineering for rural development. Jelgava*, 22.-24.05.2024. pp. 1106–1113. DOI: 10.22616/ERDev.2024.23. TF228.
13. Petrash V.D., Baryshev V.P., Shevchenko L.F., Geraskina E.A., Golubenko A.V. Effectiveness of decentralized heat supply based on traditional heat generators with vapour compression energy transformation of low-temperature sources. *Modern construction and architecture*, 2024, no. 8, pp. 80-89.
14. Kisilev N. N., Leonova Yu. N. Vliyanie temperatury obratnoy setevoy vody na effektivnost' raboty rajonnykh otopitel'nykh kotel'nykh [The influence of return network water temperature on the operating efficiency of district heating boiler houses]. *Novosti teplosnabzheniya – Heat supply news*, 2017, no. 9, (205). (In Russian).
15. Andryushchenko A. I. e.a. Sistema tsentralizovannogo teplosnabzheniya, goryachego i kholodnogo vodosnabzheniya [District heating system, hot and cold water supply]. Pat. no. 2306489 RF, 2007.

Отримано 30.05.2025

Received 30.05.2025

Прийнято до друку 05.08.2025
Accepted for publication 05.08.2025