

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.594; 536,7; 482

Перспективи застосування компресорних тепловикористальних холодильних машин на CO₂ у тригенераційних системахБ. В. Косой¹, С. В. Гайдук^{2✉}, Б. Г. Грудка³, В. К. Босий⁴¹⁻⁴Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна 112, м. Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ²gayduck.sergei@gmail.comORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0001-5353-8881>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1627-2986>;³<https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>

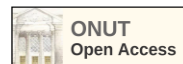
У статті представлено комплексний термодинамічний аналіз тепловикористальної компресорної холодильної машини на CO₂, інтегрованої у тригенераційну систему з одночасним виробництвом холоду, тепла та електроенергії. Розглянуто актуальні обмеження абсорбційних холодильних машин, що традиційно використовуються в таких системах, зокрема низьку ефективність при змінних теплових навантаженнях, обмежений діапазон робочих температур, складність їхньої адаптації до динамічних теплових режимів та характерні для LiBr- і NH₃-систем експлуатаційні проблеми, які обмежують їх застосування в сучасних енергетичних комплексах. Показано, що впровадження компресорної установки з робочою речовиною CO₂ дозволяє суттєво підвищити енергетичну ефективність, забезпечити гнучке регулювання теплових потоків та розширити можливості використання вторинних і середньопотенціальних джерел теплоти різної природи. У роботі розроблено математичну модель тепловикористальної компресорної холодильної машини з урахуванням реальних термодинамічних властивостей CO₂, ізентропного ККД компресора, теплових втрат, а також впливу температурно-теплових режимів газового нагрівача та проміжних теплообмінників. Проведені розрахунки свідчать, що за тиску 300 бар та температури 600 °C коефіцієнт перетворення COP досягає 1,81, що перевищує показники абсорбційних установок у 2-5 разів і демонструє значний запас підвищення ефективності при оптимізації робочих параметрів. Окрему увагу приділено можливостям відбору теплоти з проміжних точок циклу, що забезпечує ефективне використання середньопотенціального тепла, стабілізує роботу тригенераційного комплексу та підвищує загальний тепловий коефіцієнт корисної дії. Отримані результати підтверджують перспективність використання CO₂ як екологічно безпечного, високоефективного та технологічно гнучкого робочого тіла. Показано технічну доцільність та енергетичні переваги впровадження тепловикористальних компресорних холодильних машин у сучасні тригенераційні системи, що створює підґрунтя для подальших досліджень і практичної реалізації таких установок у розподіленій енергетиці

Ключові слова: Тригенерація; CO₂; Тепловикористальна холодильна машина; Компресорний цикл; Енергетичний баланс; Термодинамічний аналіз; Надкритичний цикл

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v6i13.3281>

© The Author(s) 2025. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

1. Вступ

Зростання енергетичної залежності, підвищення вимог до енергоефективності та актуальність

адіабатного декарбонізаційного переходу стимулюють розвиток високоефективних децентралізованих енергетичних систем. Одним з найбільш перспективних рішень є системи тригенерації –

технології, які забезпечують одночасне виробництво електричної енергії, тепла та холоду з одного джерела первинної енергії. Ефективність таких систем значною мірою визначається характеристиками утилізації скидної теплоти та технологією отримання холодопродуктивності.

Використання тригенераційних систем забезпечує значне підвищення загального коефіцієнта корисного використання палива, покращує гнучкість управління енергетичними потоками та сприяє зниженню експлуатаційних витрат [1, 2].

2. Схеми тригенерації та вибір об'єкта дослідження.

2.1. Типові енергетичні схеми тригенерації

Сучасні підходи до проектування систем тригенерації можна класифікувати за трьома схемами енергетичного балансу (рис. 1, 2 та 3.).

Перша класична схема – типова тригенераційна система

Схематично енергетичний баланс типової тригенераційної системи наведено на рис. 1. Основним елементом є енергетична установка (ЕУ) – газопоршневий або газотурбінний двигун, що працює на рідкому чи газоподібному паливі (ПЕ). У процесі виробництва електроенергії (ЕЕ) утворюється значна кількість скидного тепла, яке можна ефективно використовувати.

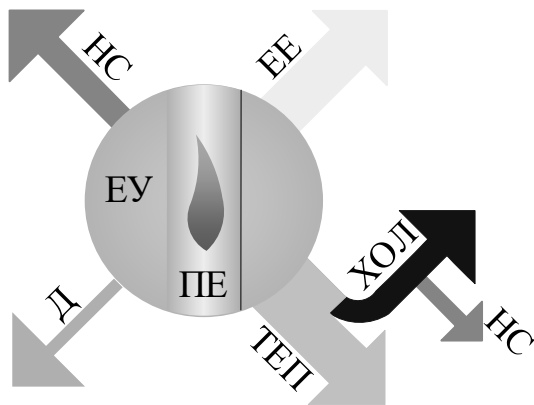


Рисунок 1 – Схема енергетичного балансу системи тригенерації

У класичній тригенераційній схемі теплова енергія, що вивільняється при роботі двигуна, утилізується з метою отримання теплової енергії (ТЕП) для опалення, гарячого водопостачання або технологічних потреб, а також холоду (ХОЛ) – через тепловикористальні холодильні машини, що працюють на основі використання частини цієї

теплоти.

У системі існує два основних виходи теплової енергії в навколишнє середовище (НС) та через холодильну машину. Крім того, присутні внутрішні необоротні втрати (Д), пов'язані з деструкцією енергії під час її перетворення.

Друга типова схема – система з додатковою генерацією електричної енергії (ДЕЕ).

Конфігурація енергетичного балансу в першій схемі (рис. 1.) зазнала змін: скидне тепло використовується не лише для забезпечення тепла й холоду, а й для додаткового виробництва електроенергії (ДЕЕ). Цей варіант зображено на рис. 2.

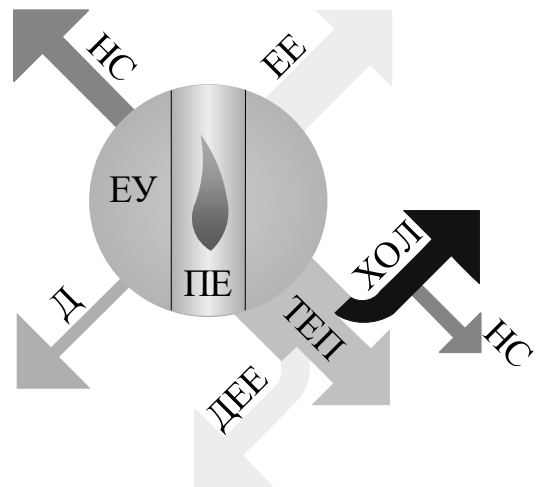


Рисунок 2 – Схема енергетичного балансу системи тригенерації з ДЕЕ

У таких системах частина теплової енергії спрямовується до парових або газових мікротурбін, а також до органічних циклів Ренкіна, у яких здійснюється додаткове виробництво електроенергії (ДЕЕ). Згенеровану електроенергію можна використовувати як для власних потреб об'єкта, так і для подачі в мережу.

Це дозволяє ще більше зменшити питомі витрати палива та підвищити коефіцієнт використання первинної енергії.

Третє схемне рішення – система з компресорною холодильною машиною, живленою додатково згенерованою електроенергією. Передбачається використання компресорної холодильної машини (КХМ), що живиться від додатково згенерованої електроенергії (ДЕЕ). Схему такої системи подано на рис. 3.

У компресорній холодильній машині (КХМ) можуть застосовуватись різні типи робочих речовин, зокрема фреони (типу HFC, HCFC тощо), з урахуванням екологічних вимог. Умовою стабіль-

ної роботи є дотримання енергетичного балансу: кількість додатково згенерованої електроенергії (ДЕЕ) повинна бути не меншою за енергоспоживання КХМ. [3].

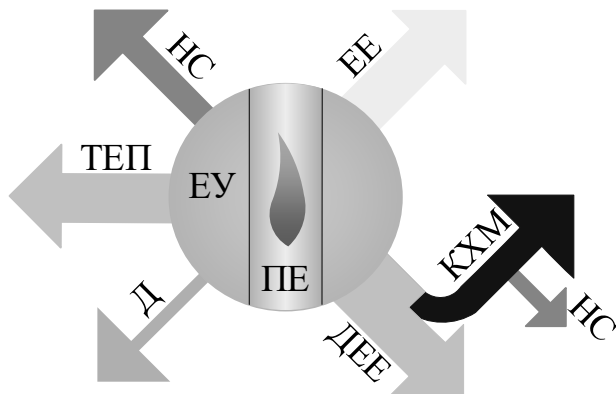


Рисунок 3 – Схема енергетичного балансу системи тригенерації з компресорною холодильною машиною

2.2. Обмеження абсорбційних холодильних машин

Порівнюючи всі три енергетичні баланси, можна з впевненістю констатувати, що у всіх трьох розглянутих системах енергетична установка (ЕУ) є джерелом первинної енергії, а робочі речовини холодильних машин що застосовуються мають різні фізико-хімічні властивості. Це визначає:

- температурні обмеження для генерації холоду (для бромід-літєвих ХМ – до $\sim 95 \dots 110$ °С, для водоаміачних – до $\sim 130 \dots 150$ °С, для компресорних – залежно від типу холодоагенту та тиску.
- низька гнучкість при зміні навантаження;
- обмежена холодопродуктивність при високих температурах навколишнього середовища;
- ступінь утилізації тепла, яка вища у системах з абсорбційними тепловикористальними холодильними машинами, однак гнучкість та керуваність вища у компресорних системах.

Розглянуті абсорбційні холодильні машини орієнтовані на використання джерел теплоти з відносно низькими температурними параметрами ($90 \dots 250$ °С), що безпосередньо пов'язано з властивостями робочих сумішей, зокрема утворенням твердого осаду бромиду літію, розпадом аміаку та хімічною корозією конструкційних матеріалів. Коефіцієнт перетворення для абсорбційних холодильних машин становить $COP = 0,35 \dots 0,8$ [4], що є відносно низьким порівняно з компресорними системами.

Ці фактори обумовлюють потребу у пошуку альтернативних рішень.

2.3. Вибір об'єкта дослідження.

У даній роботі пропонується провести аналіз можливості заміни абсорбційної холодильної машини на компресорну тепловикористальну установку з використанням діоксиду вуглецю (CO_2) у якості робочої речовини (рис. 4).

У 2012 р. було запропоновано схемне рішення компресорної тепловикористальної холодильної машини з використанням CO_2 [5]. У подальших дослідженнях проаналізовано різні способи регенерації теплоти в схемному рішенні. У даній роботі запропоновано використати схемне рішення компресорної тепловикористальної холодильної машини з використанням CO_2 із застосуванням регенерації теплоти у прямому циклі як одну з передумов підвищення енергетичної ефективності системи та економії первинної енергії. Така конфігурація розглядається як перспективна альтернатива абсорбційним системам.

2.4. Переваги використання CO_2 як робочої речовини.

Порівняльний аналіз властивостей і переваг CO_2 у холодильних та енергетичних установках [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12] свідчить, що він має низьку ключових характеристик:

- Висока об'ємна продуктивність – забезпечує зменшення масо габаритних параметрів основних елементів установки;
- Низька критична температура – дозволяє реалізувати роботу в надкритичній області без фазового переходу;
- Покращені теплофізичні характеристики – коефіцієнт тепловіддавання на 60-70 % вищий, ніж у традиційних холодоагентів;
- Економічність – низька вартість та широко доступність;
- Добре вивчені термодинамічні властивості, що полегшує моделювання та інженерні розрахунки;
- Хімічна інертність – не вступає в реакцію з більшістю конструкційних металів;
- Висока розчинність у поліефірних мастилах, що покращує роботу компресорів;
- Екологічна безпечність: $ODP = 0$; $GWP = 1$;
- Пожежо та вибухобезпечність – CO_2 не горить;
- Позитивний досвід застосування як теплоносія у ядерних реакторах (MAGNOX, AGR) для

відведення теплоти від активної зони до парогенератора [13];

- Підвищена ефективність у надкритичних

циклах – використання CO_2 дозволяє підвищити ефективність перетворення енергії понад 50 % у порівнянні з традиційним циклом Ренкіна.

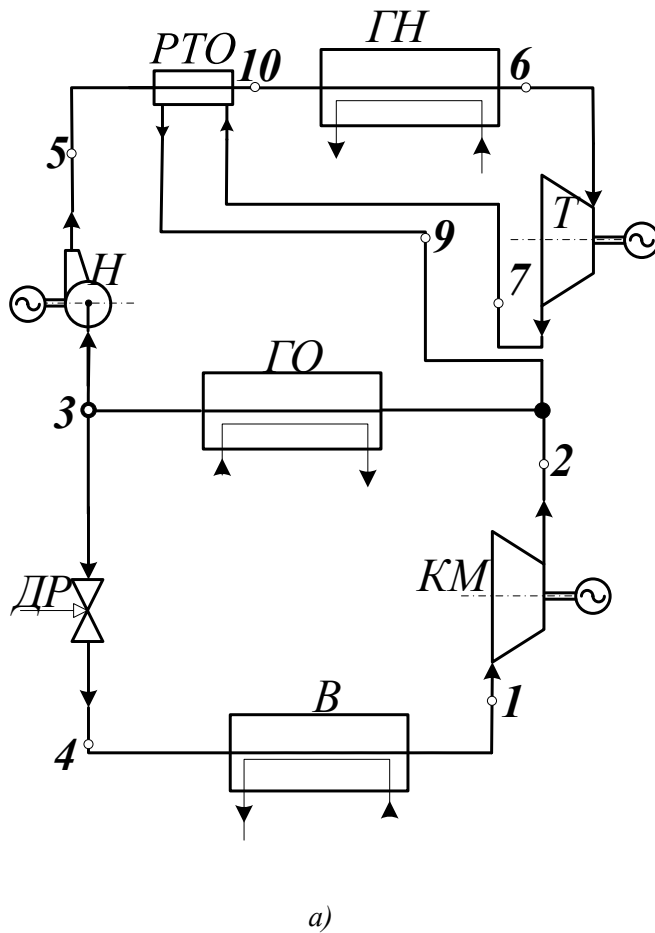


Рисунок 4 – Схема (а) та цикл (б) тепловикористальної холодильної машини з CO_2

Враховуючи всі наведені вище ключові характеристики CO_2 , компресорна тепловикористальна холодильна машина з його використанням має значні перспективи впровадження у складі сучасних тригенераційних систем. Застосування CO_2 дозволяє розширити температурні діапазони роботи тепловикористальної холодильної машини в порівнянні із сорбційними системами.

3. Методика дослідження та математична модель

Існує кілька методів термодинамічного аналізу реальних циклів, що ґрунтуються на законах термодинаміки. Один із них – енергетичний, суть якого полягає у визначенні коефіцієнтів перетворення енергії в циклі (COP). Цей метод базується на застосуванні першого закону термодинаміки.

3.1. Загальні припущення

Математичне моделювання CO_2 -циклу виконано з урахуванням таких припущень:

- сталий режим роботи, відсутність акумулювання енергії;
- теплообмінники моделюються у припущенні квазіізотермічного теплообміну;
- турбіна, компресор і насос описуються через ізентропні ККД;
- втрата тиску у трубопроводах не враховується;
- властивості CO_2 визначені за допомогою реальних рівнянь стану (моделювання орієнтовано на REFPROP);
- генератор і електродвигун мають ККД.

3.2. Енергетичні рівняння моделі

Для проведення такого аналізу розроблено математичну модель згідно з наступним алгоритмом.

3.2.1. Робота турбіни

Адіабатна робота розширення в турбіні

$$w_T = h_6 - h_7, \text{кДж} / \text{кг} \quad (1)$$

Дійсна робота, отримана в турбіні

$$w_{T\partial} = (h_6 - h_7) \cdot \eta_T = w_T \cdot \eta_T, \text{кДж} / \text{кг} \quad (2)$$

Потужність турбіни:

- на валу (без електрогенератора)

$$W_T = M_{\text{анп}} \cdot w_T, \text{кВт} \quad (3)$$

- на виході з електрогенератора

$$W_{T\text{ед}} = W_T \cdot \eta_{\text{ед}}, \text{кВт} \quad (4)$$

3.2.2. Робота насоса

Адіабатна робота насосу

$$w_n = h_5 - h_3, \text{кДж} / \text{кг} \quad (5)$$

Дійсна робота насосу

$$w_{H\partial} = \frac{h_5 - h_3}{\eta_H} = \frac{w_H}{\eta_H}, \text{кДж} / \text{кг} \quad (6)$$

Потужність насоса:

- без врахування втрат електродвигуна

$$W_H = M_{\text{ас}} \cdot w_H, \text{кВт} \quad (7)$$

- з врахуванням втрат (ККД) електродвигуна

$$W_{H\text{ед}} = W_H / \eta_{\text{ед}}, \text{кВт} \quad (8)$$

3.2.3. Робота компресора

Адіабатна робота стиснення в компресорі

$$w_{KM} = h_2 - h_1, \text{кДж} / \text{кг} \quad (9)$$

Дійсна робота, затрачена в компресорі

$$w_{KM\partial} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{KM}} = \frac{w_{KM}}{\eta_{KM}}, \text{кДж} / \text{кг} \quad (10)$$

Потужність компресора:

без врахування втрат електродвигуна

$$W_{KM} = M_{\text{азв}} \cdot w_{KM}, \text{кВт} \quad (11)$$

з врахуванням втрат (ККД) електродвигуна

$$W_{KM\text{ед}} = W_{KM} / \eta_{\text{ед}}, \text{кВт} \quad (12)$$

3.2.4. Теплові навантаження

Теплове навантаження на газовий нагрівач

$$q_{ГН} = h_6 - h_{10}, \text{кДж} / \text{кг} \quad (13)$$

Теплове навантаження на випарник

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{кДж} / \text{кг} \quad (14)$$

Теплове навантаження на газовий охолоджувач зворотного циклу

$$q_{\text{зоб}} = h_2 - h_3, \text{кДж} / \text{кг} \quad (15)$$

Теплове навантаження на газовий охолоджувач прямого циклу

$$q_{\text{зопц}} = h_9 - h_3, \text{кДж} / \text{кг} \quad (16)$$

Тепловий баланс теплообмінника РТО

$$h_{10} - h_5 = h_7 - h_9, \text{кДж} / \text{кг} \quad (17)$$

Теплове навантаження на газовий нагрівач

$$Q_{ГН} = M_{\text{анп}} \cdot q_{ГН}, \text{кВт} \quad (18)$$

3.2.5. Баланси масових витрат

Масова витрата робочої речовини в зворотному циклі

$$M_{\text{азв}} = \frac{Q_0}{q_0}, \text{кг} / \text{с} \quad (19)$$

Баланс роботи машини

$$M_{\text{анп}} \cdot (h_6 - h_7) \cdot \eta_{\text{ед}} - M_{\text{анп}} \cdot \frac{h_5 - h_3}{\eta_{\text{ед}}} - M_{\text{азв}} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\eta_{\text{ед}}} = 0 \quad (20)$$

Масова витрата робочої речовини в прямому циклі з балансу (13)

$$M_{\text{анр}} = \frac{M_{\text{азв}} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\eta_{\text{ед}}}}{\frac{1 \cdot (h_3 - h_5 + \eta_{\text{ез}} \cdot \eta_{\text{ед}} \cdot h_6 - \eta_{\text{ез}} \cdot \eta_{\text{ед}} \cdot h_7)}{\eta_{\text{ед}}}}, \text{ кг / с}$$

3.2.6. Коефіцієнт перетворення системи

$$\text{COP} = \frac{Q_0}{Q_{\text{ГН}}} \quad (21)$$

3.3. Вхідні параметри для розрахунку

Термодинамічний аналіз режиму роботи тепловикористальної холодильної машини з CO₂ буде виконано на основі вихідних параметрів:

- Максимальна температура робочої речовини в газовому нагрівачі $t_{\text{ГН}} = 100 \dots 600^\circ\text{C}$;
- Тиск робочої речовини в газовому нагрівачі $p_{\text{ГН}} = p_6 = 100 \dots 300 \text{ бар}$;
- Тиск робочої речовини в газовому охолоджувачі – $p_3 = 75 \text{ бар}$;
- Мінімальна температура в газовому охолоджувачі – $t_3 = 30^\circ\text{C}$;
- Температура кипіння $t_0 = 5^\circ\text{C}$;
- ККД турбіни $\eta_{\text{Т}} = 0,85$;
- ККД насоса $\eta_{\text{Н}} = 0,9$;
- ККД компресора $\eta_{\text{КМ}} = 0,8$;
- ККД електродвигуна $\eta_{\text{ЕД}} = 0,95$;
- ККД електрогенератора $\eta_{\text{ЕГ}} = 0,95$;
- холодопродуктивність $Q_0 = 100 \text{ кВт}$

3.4. Метод проведення дослідження

Алгоритм аналізу включає:

1. Визначення термодинамічних станів робочої речовини (p, T, h, s) для кожної точки циклу.
2. Розрахунок питомих робіт і питомих теплових потоків.
3. Розрахунок інтегральних показників: масових витрат, потужностей, COP.
4. Побудову графіків залежностей рис. 5-14.
5. Інтерпретацію результатів та оцінку інженерних наслідків.

4. Результати та їх обговорення

Поведінка газового нагрівача.

Питоме теплове навантаження зростає зі збільшенням тиску та температури CO₂. Найбільш виражений приріст спостерігається при підвищенні тиску, за якого суттєво змінюється теплоємність робочої речовини (рис. 5).

Однак, враховуючи те, що зі збільшенням тиску та температури зростає питома робота турбіни, це призводить до зниження теплового навантаження на газовий нагрівач (рис. 11).

Робота турбіни.

Питома робота турбіни досягає максимуму при високих значеннях температури та тиску у газовому нагрівачі. Зростання тиску з 100 до 300 бар може збільшити роботу в декілька раз, що формує основу високого COP (рис. 6.)

Робота насоса та компресора.

Робота насоса лінійно залежить від тиску, тоді як температура не робить суттєвого внеску (рис. 7). Робота компресора в CO₂-циклі залишається майже сталою у досліджуваному діапазоні.

Характеристики прямого та зворотного циклів

Зміна параметрів у газовому нагрівачі значно впливає на теплові процеси прямого циклу (рис. 5-8), але майже не змінює характеристик зворотного. Це вказує на можливість незалежного керування обома контурами.

Потужності турбіни і насосів.

Максимум потужності турбіни спостерігається при: тиску: $p \approx 300 \text{ бар}$ та температурі: $T \approx 280^\circ\text{C}$.

Подальше підвищення температури призводить до зростання ентропії та зменшення корисної роботи (рис. 9).

Мінімальна потужність насоса відзначається при (рис. 10): максимально високих температурах та мінімальних тисках у газовому нагрівачі.

Зміна COP.

COP зростає від 0,39 при низьких p - T до 1,81 за умов високих параметрів (рис. 12). У порівнянні з абсорбційними системами приріст становить у 2,2...5,2 рази.

Температурний ресурс на виході турбіни.

Температура в точці t_9 може використовуватися як джерело середньопотенціального тепла. Досягнення значення 80°C свідчить про можливість живлення систем гарячого водопостачання, підігрівачів та регенеративних контурів.

За умови можливості варіювання кількості теплоти, що передається в РТО, граничну температуру 80°C можна підвищувати (рис. 13-14).

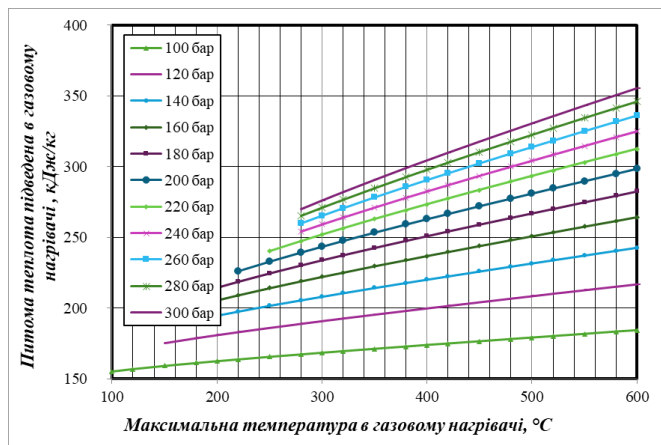


Рисунок 5 – Залежність питомого теплового навантаження в газовому нагрівачі $q_{гн}$ від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

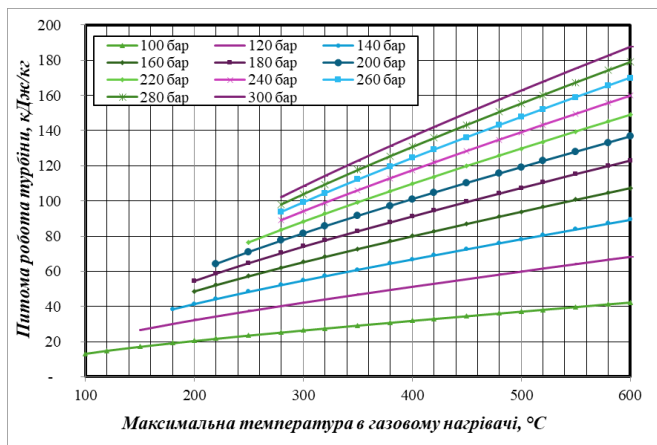


Рисунок 6 – Залежність питомої роботи турбіни w_T від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

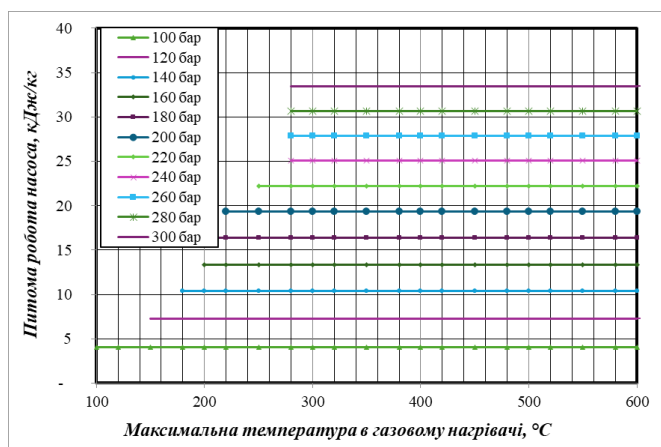


Рисунок 7 – Залежність питомої роботи насоса w_H від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

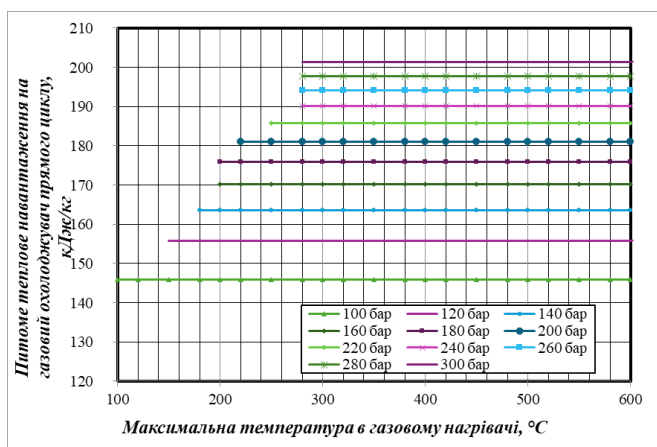


Рисунок 8 – Залежність питомого теплового навантаження на газівий охолоджувач у прямому циклі $q_{оПЦ}$ від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

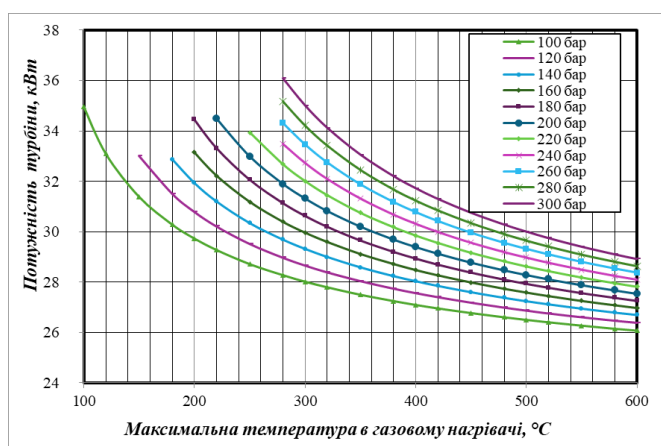


Рисунок 9 – Залежність потужності турбіни W_T від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

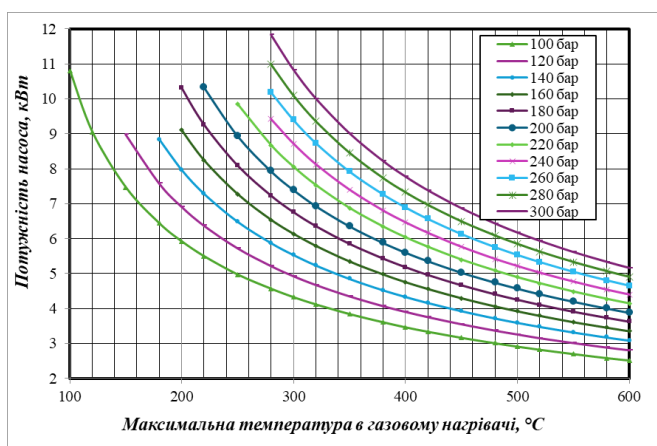


Рисунок 10 – Залежність потужності насоса W_H від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

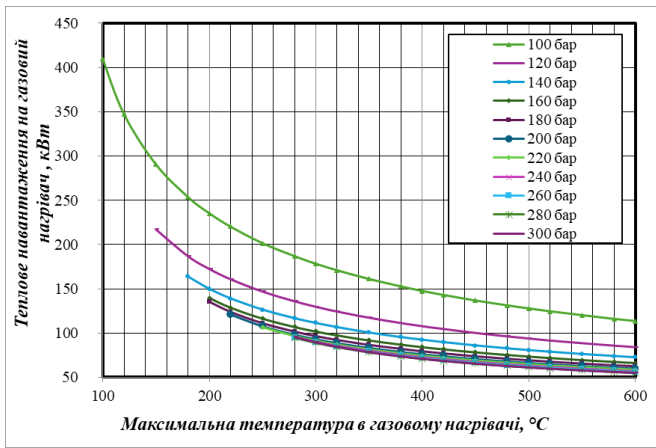


Рисунок 11 – Залежність теплового навантаження на газовий нагрівач $Q_{гн}$ від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

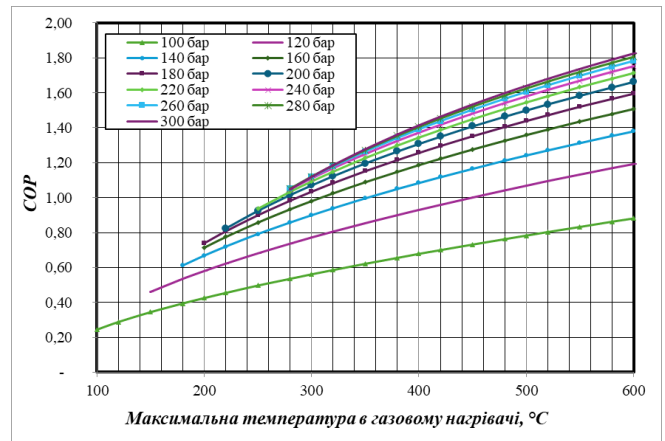


Рисунок 12 – Залежність коефіцієнта перетворення COP від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

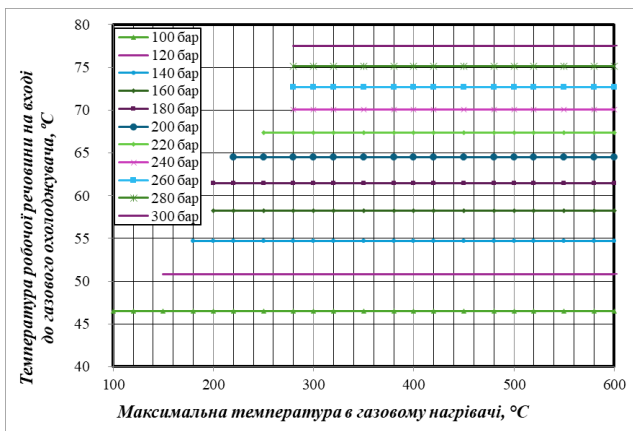


Рисунок 13 – Залежність температури робочої речовини (t_9) на вході до газового охолоджувача від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

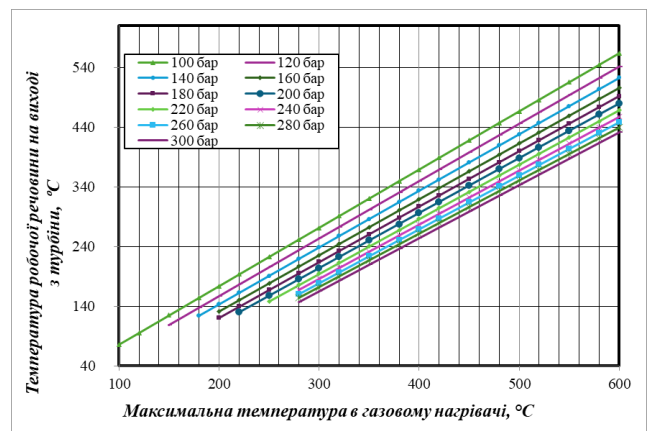


Рисунок 14 – Залежність температури робочої речовини (t_7) на виході із турбіни від тиску $p_{гн}$ та максимальної температури $t_{гн}$ в газовому нагрівачі

5. Висновки

Компресорні тепловикористальні холодильні машини на CO_2 демонструють високий потенціал у складі тригенераційних систем завдяки широкому робочому діапазону температур та тисків.

Термодинамічний аналіз підтверджує, що досягнутий $\text{COP} = 1,81$ перевищує аналогічні показники абсорбційних холодильних машин у 2-5 разів.

CO_2 забезпечує високу інтенсивність теплообміну, низькі втрати та можливість ефективної роботи в надкритичному режимі.

Запропонована схема із регенерацією теплоти має значний потенціал для підвищення загальної енергоефективності тригенераційних комплексів.

Доцільними напрямками подальших досліджень є оптимізація регенеративного теплообмінника, експериментальна перевірка моделі та техніко-економічний аналіз впровадження компресорних тепловикористальних холодильних машин з CO_2 на об'єктах різного призначення.

Особистий внесок авторів CRediT

Особистий внесок авторів CRediT

Косой Б.В.: формальний аналіз, перевірка, написання – огляд та редагування. **Гайдук С.В.:** концептуалізація ідеї, методологія, верифікація, програмне моделювання, написання – оригінальний проект, адміністрування. **Грудка Б.Г.:** постановка задачі, дослідження, формальний аналіз, аналіз та узагальнення даних, написання – огляд та редагування. **Босий В.К.:** обробка даних, аналіз та узагальнення даних.

Acknowledgment

This project has received funding through the EURIZON project, which is funded by the European Union under grant agreement No. 871072.

Література

1. Dupuy A., Percembli A. A., Grosu L., Tran K.-H., Dobrovicescu A. Trigeneration Systems: A State-of-the-Art Review // *Energies*. – 2025. – Vol. 18(10). – P. 2594. <https://doi.org/10.3390/en18102594>.
2. Abedin M. J., Saidur R., & Mekhilef S. Review of cogeneration and trigeneration systems // *African Journal of Engineering Research*. – 2018. – Vol. 6(3). – P. 39-54. <https://doi.org/10.30918/AJER.63.18.016>.
3. Méndez-Cruz L. E., Gutiérrez-Limón M.-Á., Lugo-Leyte R., Sales-Cruz M. Thermodynamic Optimization of Trigeneration Power System // *Energies*. – 2024. – Vol. 17(12). – P. 3048. <https://doi.org/10.3390/en17123048>.
4. Морозюк Л.І., Грудка Б.Г. Енергетична ефективність абсорбційно-резорбційної холодильної машини в системі тригенерації малої енергетики // *Холодильна техніка та технологія*. – 2016. – Т.52 (№4). – С. 4-10.
5. Морозюк Л.І., Гайдук С.В. Компресорна тепловикористальна холодильна машина. Патент № 72660. – ОДАХ, 2012.
6. Pérez-García V., Belman-Flores J. M., Navarro-Esbrí J., Rubio-Maya C. Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO₂ as refrigeration mode: Based on simulation // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 51. – P. 1038-1046. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.018/>
7. Baek J., Groll E., Lawless P. Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle // *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. – 2002. – <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/584>
8. Brown J. S., Yana-Motta S. F., Domanski P. A. Comparative analysis of automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a // *International Journal of Refrigeration*. – 2002. – Vol. 25(1). – P. 19-32. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00011-1/](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00011-1/)
9. Chen Y., Lundqvist P. G. Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications // *Proceedings of the 7th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*. – 2006.
10. Fukuta M., Higasiyama M., Yanagisawa T., Ogi Y. Observation of CO₂ transcritical expansion process // *Engineering, Environmental Science*. – 2008.
11. Khaliq A. Exergy Analysis of Gas Turbine Trigeneration System for Combined Production of Power Heat and Refrigeration // *Refrigeration*. – 2009. – Vol. 32, No. 3. – P. 534-545.
12. Padalkar A. S., Kadam A. D. Carbon dioxide as natural refrigerant // *International Journal of Applied Engineering Research*. – 2010. – Vol. 1(1). – P. 261.
13. Shaw S., Thornton D. A history of dosimetry for the advanced gas-cooled reactors // *EPJ Web of Conferences*. – 2006. – Vol. 106. – P. 02009.

Отримана в редакції 28.07.2025, прийнята до друку 29.08.2025

Prospects for the application of CO₂-based compressor heat-using refrigeration machines in trigeneration systems

Boris Kosoy¹, Sergey Gayduk^{2✉}, Bohdan Hrudka³, Valerii Bosyi⁴

¹⁻⁴Odesa National University of Technology, 112 Kanatna str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: 2gayduck.sergei@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0001-5353-8881>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1627-2986>;

³<https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>

The article presents a comprehensive thermodynamic analysis of a heat-using compressor refrigeration machine using CO₂, integrated into a trigeneration system that simultaneously produces cooling, heating, and electricity. The study examines the current limitations of absorption refrigeration machines traditionally employed in such systems, including low efficiency under variable thermal loads, a restricted range of operating temperatures, difficulties in adapting to dynamic thermal conditions, and the operational issues inherent to LiBr and NH₃ systems, which constrain their applicability in modern energy complexes. It is shown that the implementation of a CO₂-based compressor unit significantly improves energy efficiency, enables flexible regulation of heat flows, and expands the possibilities for utilizing secondary and medium-potential heat sources of various origins. A mathematical model of the heat-using compressor refrigeration machine has been developed, taking into account the real thermodynamic properties of CO₂, the isentropic efficiency of the compressor, heat losses, as well as the influence of thermal

conditions in the gas heater and intermediate heat exchangers. The conducted calculations demonstrate that at a pressure of 300 bar and a temperature of 600 °C, the coefficient of performance (COP) reaches 1.81, exceeding the performance of absorption units by a factor of 2-5 and indicating substantial potential for further efficiency improvement through optimization of operating parameters. Particular attention is given to the possibility of extracting heat from intermediate points of the cycle, which ensures effective utilization of medium-potential heat, stabilizes the operation of the trigeneration complex, and increases its overall thermal efficiency. The obtained results confirm the prospects of using CO₂ as an environmentally safe, highly efficient, and technologically flexible working fluid. The study demonstrates the technical feasibility and energetic advantages of integrating heat-using compressor refrigeration machines into modern trigeneration systems, forming a solid basis for further research and practical implementation of such units in distributed energy systems.

Keywords: Trigeneration; CO₂; Heat-using refrigeration machine; Compressor cycle; Energy balance; Thermodynamic analysis; Supercritical cycle.

References

1. Dupuy, A., Percembli, A. A., Grosu, L., Tran, K.-H., Dobrovicescu, A. (2025) Trigeneration Systems: A State-of-the-Art Review. *Energies*, 18(10), 2594..
2. Abedin, M. J., Saidur, R., Mekhilef, S. (2018) Review of cogeneration and trigeneration systems. *African Journal of Engineering Research* 6(3), 39-54
3. Méndez-Cruz, L. E., Gutiérrez-Limón, M.-Á., Lugo-Leyte, R., Sales-Cruz, M. (2024) Thermodynamic Optimization of Trigeneration Power System. *Energies*, 17(12), 3048.
4. Grudka, B., Morosuk, L. (2016) Energy efficiency of an absorption-resorption refrigeration machines included to the trigeneration system of small energy. *Refrigeration Engineering and Technology*, 52 (4), 4-10.
5. Morozjuk, L. I., Haiduk, S. V. (2012) Compressor heat-using refrigeration machine. UA Patent No. 72660. OSAR.
6. Pérez-García, V., Belman-Flores, J. M., Navarro-Esbrí, J., & Rubio-Maya, C. (2013) Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO₂ as refrigeration mode: Based on simulation. *Applied Thermal Engineering*, 51, 1038-1046.
7. Baek, J., Groll, E., & Lawless, P. (2002) Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.
8. Brown, J. S., Yana-Motta, S. F., Domanski, P. A. (2002) Comparative analysis of automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a. *International Journal of Refrigeration*, 25(1), 19-32.
9. Chen, Y., Lundqvist, P. G. (2006) Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications. *Proceedings of the 7th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*.
10. Fukuta, M., Higasiyama, M., Yanagisawa, T., Ogi, Y. (2008) Observation of CO₂ transcritical expansion process. *Engineering, Environmental Science*.
11. Khaliq, A. (2009) Exergy Analysis of Gas Turbine Trigeneration System for Combined Production of Power Heat and Refrigeration. *Refrigeration*, 32, 3, 534-545.
12. Padalkar, A. S., Kadam, A. D. (2010) Carbon dioxide as natural refrigerant. *International Journal of Applied Engineering Research*, 1(1), 261.
13. Shaw, S., Thornton, D. (2016) A history of dosimetry for the advanced gas-cooled reactors. *EPJ Web of Conferences*, 106, 02009.

Received 28 July 2025

Approved 29 August 2025

Available in Internet 30 September 2025