

АНАЛІЗ СХЕМНИХ РІШЕНЬ КОМПРЕСОРНОЇ ТЕПЛОВИКРИСТАЛЬНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ З R744

Л. І. Морозюк

Доктор технічних наук, доцент
Кафедра холодильних машин,
установок і кондиціонування повітря*
E-mail: lara.morozyuk@mail.ru

С. В. Гайдук

Кандидат технічних наук, асистент,
завідувач лабораторій кафедри
Кафедра холодильних установок
і кондиціонування повітря*
E-mail: gayduck.sergei@yandex.ua

Б. Г. Грудка

Аспірант
Кафедра криогенної техніки*
E-mail: bogdangennadievich@gmail.com

*Інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського
Одеська національна академія харчових технологій
вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 62026

Розвиток досліджень компресорних тепловикористальних машин пов'язаний з використанням робочої речовини R744. Розроблено нові схемно-циклові рішення з регенерацією тепла в прямому та зворотному циклах машини, за перехресного теплообміну в циклах. Визначення енергетичної досконалості прийнятих рішень з одночасним розв'язанням задач енергозбереження здійснено енергетичним та ексергетичним методами термодинамічного аналізу

Ключові слова: тепловикористальна компресорна холодильна машина, регенерація тепла, R744, термодинамічний аналіз, ексергетична ефективність

Развитие исследований компрессорных теплоиспользующих машин связано с использованием рабочего вещества R744. Разработаны новые схемно-цикловые решения с регенерацией тепла в прямом и обратном циклах машины, при перекрестном теплообмене в циклах. Определение энергетического совершенства принятых решений с одновременным решением задач энергосбережения выполнено энергетическим и эксергетическим методами термодинамического анализа

Ключевые слова: теплоиспользующая компресорная холодильная машина, регенерация тепла, R744, термодинамический анализ, эксергетическая эффективность

1. Вступ

Енергоперетворювальні системи відповідно до останнього корисного ефекту поділяються на три групи: теплові машини, холодильні машини та теплові насоси (рис. 1). Теплові машини перетворюють первинну теплову енергію в електричну, механічну й теплову. Корисним ефектом холодильної машини є отримання холоду різного температурного потенціалу, теплового насосу – отримання тепла різного температурного потенціалу.

Отримати два останні корисні ефекти можливо, але «необходимо совершить компенсирующий процесс, благодаря которому суммарная энтропия веществ, участвующих во всех процессах оставалась бы, по крайней мере, неизменной» [1]. Другий закон термодинаміки не визначає характеру компенсуючого процесу, тому для його здійснення можна використовувати будь-який корисний ефект теплової машини: електричну, механічну та теплову енергію. Зрозуміло, холодильні машини та теплові насоси завжди пов'язанні з тепловими машинами. Проаналізуємо цей зв'язок з огляду робочих речовин, які здійснюють усі процеси.

Варіант перший – тепла та холодильна машина (тепловий насос) працюють а різними робочими речовинами. У цьому випадку здійснюється механічний

компенсуючий процес, а машини мають назву – компресорні.

Варіант другий – тепла та холодильна машина (тепловий насос) мають єдину робочу речовину – низькокиплячу (чисту або суміш) згідно умов холодильної машини (теплового насоса). При цьому здійснюється комплексний термодинамічний цикл, який складається з двох взаємопов'язаних простих – прямого (теплова машина) і зворотного (холодильна машина). Такі машини отримали назву – тепловикористальних.

У середині свого класу машини поділяються на групи за компенсуючим процесом. Механічний компенсуючий процес, в якому механічна робота розширення в прямому циклі безпосередньо передається на стиснення в зворотному, асоціює з механічним компресором, а машина має назву компресорна тепловикористальна.

Тепловикористальні холодильні машини мають сторічну історію, їхні шляхи розвитку були досить складними і суперечливими у різні часи становлення холодильної техніки. Компресорні машини з'явилися останніми в класифікаційній групі. Теоретичні та експериментальні дослідження почалися в 50-х роках минулого століття реалізацією циклу Чистякова-Плотнікова на низькокиплячих робочих речовинах з використанням турботехніки в агрегаті «турбіна-компресор».

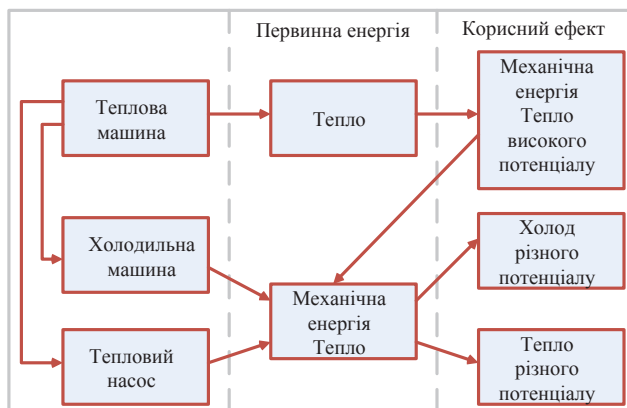


Рис. 1. Взаємозв'язок теплових і холодильних машин

Загальні результати дослідно-конструкторських та експериментальних досліджень оприлюднені в роботі [2–5], які стали останньою заключною науковою інформацією в області компресорних тепловикористальних машин за цілою низкою різних обставин. Науково-дослідні роботи в цьому напрямку припинені.

Однією з причин з'явилася заборона на відомі робочі речовини холодильної техніки. Ситуація на ринку робочих речовин виявилася досить складною, пропонуються до використання маловивчені в науковому плані робочі речовини. Повернення до дослідження компресорних машин спонукали авторів до розгляду R744 (діоксиду вуглецю) у якості робочої речовини нового покоління тепловикористальних машин. Тим більше, що R744 в даний час є одним з найбільш затребуваних робочих речовин в енергетиці та холодильній техніці [6–10]. В роботі [6] фірми GEA та ВООК інформують спеціалістів щодо конструкцій компресорів з R744. В роботі [7] йдеться про теоретичні дослідження комбінованих установок (енергетичних та холодильних) як елементів мобільних систем. Роботу [8] присвячено 100-річчю холодильної техніки і впливу R744 на її розвиток. Технології підігрівання води тепловими насосами з R744 розглянуто в роботі [9]. Теплові насоси з циклом у надкритичній області R744 та устаткування для використання тепла, що відводиться, презентовані в роботі [10].

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Науково-технічна інформація щодо використання R744 у якості робочої речовини в холодильній техніці та енергетиці та створення нового покоління машин присутня в роботах останніх 15 років.

Реалізовано енергетичні до критичний [11, 12] та надкритичний цикли Брайтона [13, 14]. Машини, які працюють за циклом Брайтона, використовуються а атомних електростанціях. Результати досліджень показали високу ефективність в порівнянні з аналогічними циклами Ренкіна [15]. Широко відомі каскадні холодильні машини для отримання низьких температур на рівні $-110...-30$ °C з R744 як у верхньому каскаді, так і в нижньому [16, 17], одноступеневі пароконпресорні машини з процесами у надкритичній області розглянуто у цілому ряді робіт. Наприклад, в роботі [18] запропоновано до використання

поршневий детандер як розширювальний пристрій з високим ККД. Комерційні холодильні машини розглядаються з проміжним холодоносієм R744 в роботі [19], а робота [20] присвячена питанням впровадження холодильних машин з R744 в системи тригенерації з акумуляцією енергії. Аналіз схемно-циклових рішень пароконпресорних машин з R744, які працюють у надкритичній області, проведено в роботі [21]. Теоретичним дослідженням надкритичних циклів з R744 в системах супермаркетів присвячено роботу [22]. Робота [23] – оглядова для надкритичних циклів холодильних машин та теплових насосів. Системи кондиціонування повітря на транспорті презентовані в [7]. В усіх вказаних машинах привід компресора здійснюється від електродвигуна та в транспортних – від турбіни, яка працює від вихлопних газів. Про практичну реалізацію R744 в тепловикористальних машинах або створення схемно-циклового рішення подібної машини інформації немає. Системи тригенерації, у яких одним із елементів є тепловикористальна холодильна машина, з компресорними машинами у технічній літературі не розглянуті.

З 2010 року в Одеській державній академії холоду (ОНАХТ, Україна) на кафедрі холодильних машин і установок було проведено дослідження, в результаті якого запропоновано схемно-циклове рішення компресорної тепловикористальної холодильної машини з R744 у якості робочої речовини [24]. Термодинамічний аналіз із залученням Першого та Другого законів (енергетичний та ексергетичний аналіз дійсних циклів) довів, що створене нове схемно-циклове рішення може мати практичну реалізацію й конкурентно спроможне з існуючими тепловикористальними машинами, сорбційними та ежекторними [25].

З огляду на удосконалення та підвищення енергетичної ефективності запропонованої тепловикористальної компресорної машини з розгалуженою можливістю утилізації або використання самостійного джерела тепла з будь-яким температурним потенціалом, продовжуються дослідження нових схем та циклів.

Важливе значення в розвитку енергетичної стратегії має регенерація тепла, яка підвищує енергетичну ефективність енергоперетворювальних систем. Регенерація тепла в прямому циклі зменшує кількість тепла, підведеного від зовнішнього високопотенційного джерела, або створює запас тепла для додаткової реалізації його в циклі. Регенерація тепла в зворотному циклі сприяє підвищенню холодопродуктивності машини і експлуатаційної надійності компресора [26].

Враховуючи корисні властивості регенерації тепла в енергоперетворювальних системах, оцінимо можливість її використання в схемно-цикловому рішенні тепловикористальної холодильної машини з R744 у якості робочої речовини.

3. Мета та завдання дослідження

Метою дослідження є синтез та аналіз схемно-циклових рішень компресорних тепловикористальних машин з R744 з регенерацією тепла для створення високоєфективних енергоперетворювальних систем на засадах енергозбереження та екологічної безпеки.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі завдання:

- здійснити синтез схемних рішень з регенерацією тепла в прямому та зворотному циклах;
- провести аналіз впливу окремих схемних рішень регенерації тепла на температурний режим роботи машини в цілому;
- розвинути енергетичний та ексергетичний методи термодинамічного аналізу нових схемно-циклових рішень;
- показати на прикладі використання термодинамічних методів аналізу для оцінки енергетичної досконалості циклів з регенерацією тепла.

4. Синтез схемно-циклових рішень

4.1. Принципова схема тепловикористальної холодильної машини

В газовому нагрівачі (ГН) R744 за високим тиском нагрівається зовнішнім високопотенційним джерелом тепла (рис. 2) [24]. З високою температурою розширюється в турбіні (Т) до середнього тиску. Отримана робота витрачається в компресорі (КМ) та насосі (Н).

Пара низького тиску з випарника (В) стискається в компресорі (КМ) до середнього тиску.

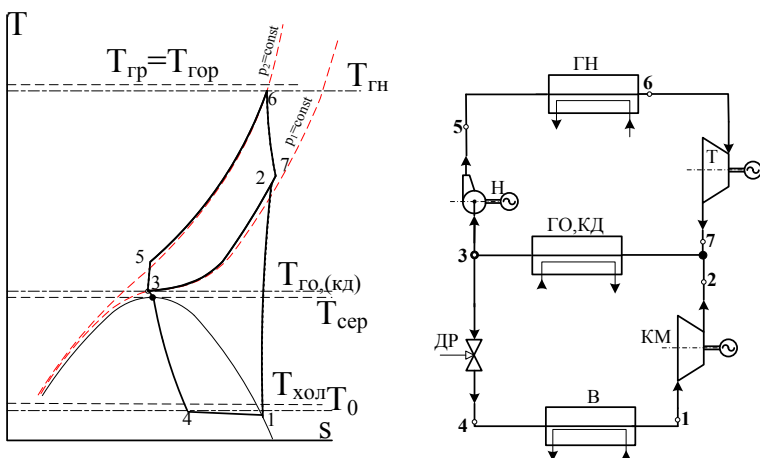


Рис. 2. Принципова схема та цикл компресорної тепловикористальної холодильної машини: ГН – газовий нагрівач; КМ – компресор; ГО – газовий охолоджувач; КД – конденсатор; В – випарник; ДР – дросель; Т – турбіна; Н – насос

Два потоки пари середнього тиску змішуються, охолоджуються або конденсуються (ГО або КД) шляхом відведення тепла в навколишнє середовище. Після конденсації (охолодження) потоки розподіляються. Один поступає в насос (Н) а другий – в дросельний вентиль (ДВ).

Процес отримання холоду реалізуються в випарнику при теплообміні з охолоджуванним об'єктом.

Енергетичний аналіз – визначення коефіцієнту перетворення енергії в циклі – COP. Метод базується на першому законі термодинаміки [26, 27].

Математичну модель аналізу побудовано за таким алгоритмом:

Питомі характеристики циклу:

Теплове навантаження газового нагрівача

$$q_{ГН} = h_6 - h_5, \text{ кДж/кг}, \quad (1)$$

де h – ентальпія робочої речовини у відповідних точках циклу.

Адіабатна робота розширення в турбіні

$$w_T = h_6 - h_7, \text{ кДж/кг}. \quad (2)$$

Дійсна робота турбіни

$$w_{Тд} = (h_6 - h_7) \cdot \eta_T = w_T \cdot \eta_T, \text{ кДж/кг}, \quad (3)$$

де η_T – коефіцієнт корисної дії турбіни.

Адіабатна робота насоса

$$w_H = h_5 - h_3, \text{ кДж/кг}. \quad (4)$$

Дійсна робота насоса

$$w_{Нд} = (h_5 - h_3) / \eta_H = w_H / \eta_H, \text{ кДж/кг}, \quad (5)$$

де η_H – коефіцієнт корисної дії насоса.

Адіабатна робота стиснення в компресорі

$$w_{КМ} = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}. \quad (6)$$

Дійсна робота компресора

$$w_{КМд} = (h_2 - h_1) / \eta_{КМ} = w_{КМ} / \eta_{КМ}, \text{ кДж/кг}, \quad (7)$$

де $\eta_{КМ}$ – коефіцієнт корисної дії компресора. Теплове навантаження випарника

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг}. \quad (8)$$

Теплове навантаження газового охолоджувача в зворотному циклі

$$q_{гозв} = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг}. \quad (9)$$

Теплове навантаження газового охолоджувача в прямому циклі

$$q_{гопр} = h_7 - h_3, \text{ кДж/кг}. \quad (10)$$

Загальні характеристики елементів машини

Масова витрата робочої речовини в зворотному циклі

$$M_{азв} = Q_0 / q_0, \text{ кг/с}, \quad (11)$$

де Q_0 – холодопродуктивність машини.

Баланс роботи машини

$$M_{анп} \times (h_6 - h_7) \times \eta_{er} - M_{анп} \times ((h_5 - h_3) / \eta_{ед}) - M_{азв} \times ((h_2 - h_1) / \eta_{ед}) = 0, \quad (12)$$

де $M_{анп}$, $M_{азв}$ – масові витрати робочої речовини в прямому та зворотному циклах відповідно, кг/с.

Масова витрата робочої речовини в прямому циклі з балансу (12)

$$M_{анп} = \frac{M_{азв} \cdot (h_2 - h_1) / \eta_{ед}}{\left((1 \cdot (h_3 - h_5 + \eta_{er} \cdot \eta_{ед} \cdot h_6 - \eta_{er} \cdot \eta_{ед} \cdot h_7)) / \eta_{ед} \right)}, \text{ кг/с}, \quad (13)$$

де $\eta_{ед}, \eta_{ер}$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна та електрогенератора.

Потужність турбіни:

– на валу (без електрогенератора)

$$W_T = M_{анр} \cdot w_T, \text{ кВт}; \tag{14}$$

– на виході з електрогенератора

$$W_{Тер} = W_T \cdot \eta_{ер}, \text{ кВт}. \tag{15}$$

Потужність насоса:

– без електродвигуна

$$W_H = M_{анр} \cdot w_H, \text{ кВт}; \tag{16}$$

– з врахуванням втрат електродвигуна

$$W_{Нед} = W_H / \eta_{ед}, \text{ кВт}. \tag{17}$$

Потужність компресора:

– без електродвигуна

$$W_{КМ} = M_{азв} \cdot w_{КМ}, \text{ кВт}; \tag{18}$$

– з врахуванням втрат електродвигуна

$$W_{КМед} = W_{КМ} / \eta_{ед}, \text{ кВт}. \tag{19}$$

Теплове навантаження газового нагрівача

$$Q_{ГН} = M_{анр} \cdot q_{ГН}, \text{ кВт}. \tag{20}$$

Коефіцієнт перетворення енергії COP

$$COP = Q_0 / Q_{ГН}. \tag{21}$$

Енергетичний аналіз дозволяє визначити максимальну ефективність, але не висвітлює ефективність окремо кожного з елементів та взаємний вплив їх при зміні параметрів роботи.

Ексергетичний аналіз оцінює термодинамічну досконалість як окремих елементів, так і циклу в цілому, базуючись на другому законі термодинаміки. Математичну модель такого аналізу розроблено для схемно-циклового рішення, що розглядається, відповідно до нього проведено аналіз, результати опубліковано в роботі [25].

4. 2. Схема з регенерацією тепла в зворотному циклі

Введемо регенеративний теплообмінник РТО₁ в схему машини (рис. 3, а, б). Аналіз проведено за допомогою циклу (рис. 3) та характеру теплових потоків в теплообмінних апаратах, поданого в системі координат Q-t (теплове навантаження – температура), рис. 4.

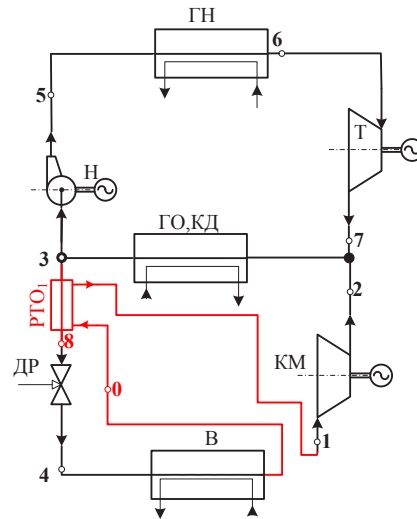
Аналіз констатує, що регенерація тепла в зворотному циклі призводить до збільшення питомої холодопродуктивності на величину $\Delta q'_0$,

$$\Delta q'_0 = пл.(b'-4-4'-a') = h_4 - h_{4'}, \tag{22}$$

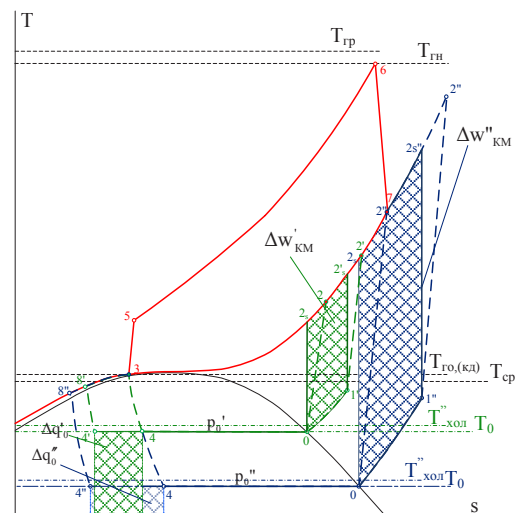
що є позитивним показником для циклу. Однак збільшує роботу компресора на величину $\Delta w'_{КМ}$

$$\Delta w'_{КМ} = пл(0-1'-2'-2_s) = (h_{2s'} - h_1) - (h_{2s} - h_0). \tag{23}$$

За співвідношенням $\Delta q'_0 / \Delta w'_{КМ} \gg 1$, COP машини залишається без змін.



а



б

Рис. 3. Схема та цикл машини з регенерацією тепла в зворотному циклі: а – схема; б – цикл; РТО – регенеративний теплообмінник

Зі зниженням температури від $T'_{хол}$ до $T''_{хол}$ ($p_0' > p_0''$) співвідношення $\Delta q''_0 / \Delta w''_{КМ} < 1$, COP машини зменшується.

Збільшення роботи компресора зворотного циклу потребує додаткової витрати робочої речовини в прямому циклі $M_{анр}$ відповідно до рівняння (12), та додаткового підведення тепла в газовому нагрівачі.

Можна сказати, що фактично регенерація тепла в зворотному циклі тепловикористальної холодильної машини з R744 не призведе до підвищення енергетичної ефективності машини, що підтверджує і проведений аналіз іншими дослідниками [28]. Таке явище є наслідком аномальної поведінки властивостей R744, пов'язане з критичними явищами, які в класичній термодинаміці мають назву фазового переходу другого роду.

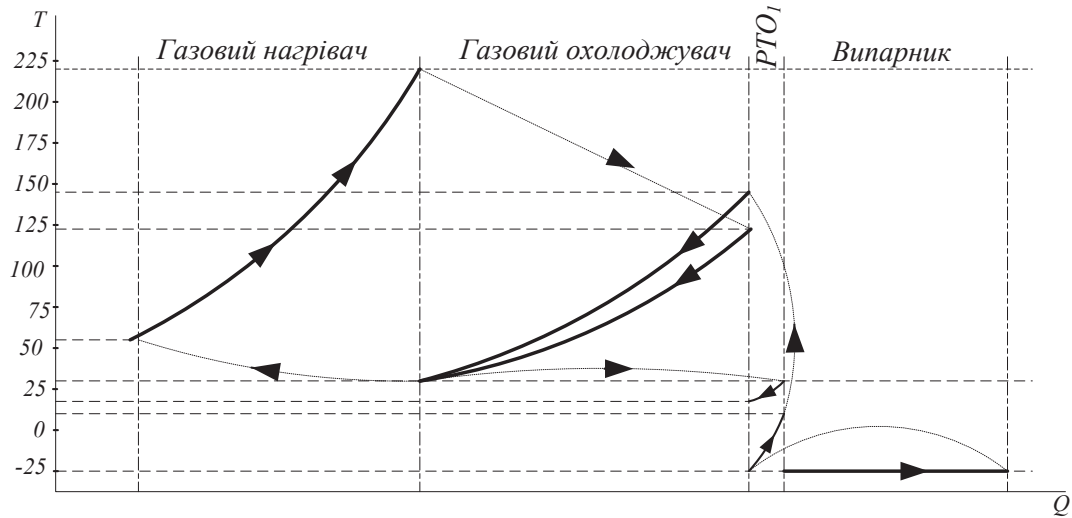


Рис. 4. Теплові потоки в машині з РТО₁

При фазовому переході другого роду спостерігається зміна питомої ізобарної теплоємності (рис. 5) [29], коефіцієнта стиснення та коефіцієнта теплового розширення. поверхневий натяг зникає. через це при безперервному переході речовини перегрівання або переохолодження неможливі [30].

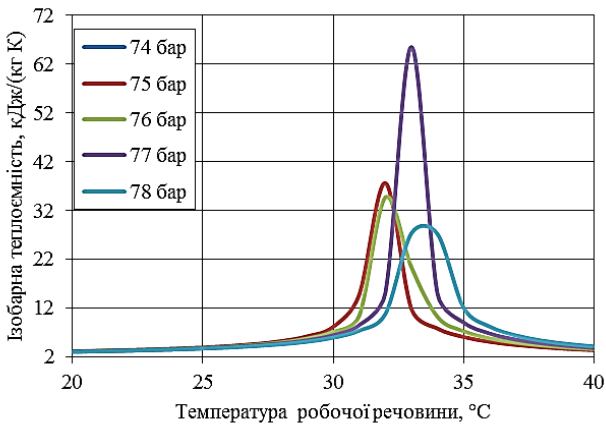


Рис. 5. Залежність ізобарної теплоємності R744 в області критичної точки за тисками 74...78 бар

4. 3. Схема з регенерацією тепла в прямому циклі

У порівнянні зі зворотним циклом, прямий цикл має широкий температурний діапазон реалізації регенерації та певні температурні обмеження, за яких регенерація тепла є неможливою.

Розглянемо температурні обмеження на використання регенерації тепла (рис. 6).

Регенерація тепла можлива лише за наявності різниці температур $\Delta t = (t_7 - t_5)$ між потоками робочої речовини на виході з насоса t_5 та після розширення в турбінні t_7 за умови $\Delta t > 0$ ($t_7 > t_5$).

Відповідно можна сказати, що регенерація тепла в прямому циклі за низьких температур гріючого джерела не має практичної реалізації за високих – обмеження відсутні.

Введемо в схему машини регенеративний теплообмінник РТО₂ між потоками робочої речовини після турбіни та перед газовим нагрівачем. Розглянемо вплив

регенерації тепла на зміну циклу та схеми машини (рис. 7, а, б), та діаграму теплових потоків (рис. 8).

Відповідно до рис. 7, б та 8 регенерація тепла в прямому циклі призводить до зниження кількості тепла, підведеного в газовому нагрівачі, на величину $\Delta Q_{гн}$. Відповідно до рівняння (1) зменшується загальна кількість підведеного тепла в газовому нагрівачі $\Delta Q_{гн}$ при незмінному тепловому навантаженні на випарник Q_0 . Регенерація сприяє зростанню COP циклу

$$COP = Q_0 / (Q_{гн} - \Delta Q_{гн}). \tag{24}$$

Одночасно, завдяки регенерації, зменшується теплове навантаження на газовий охолоджувач, виникає економія матеріальних ресурсів, зв'язаних з циркуляцією теплоносія в газовому охолоджувачі.

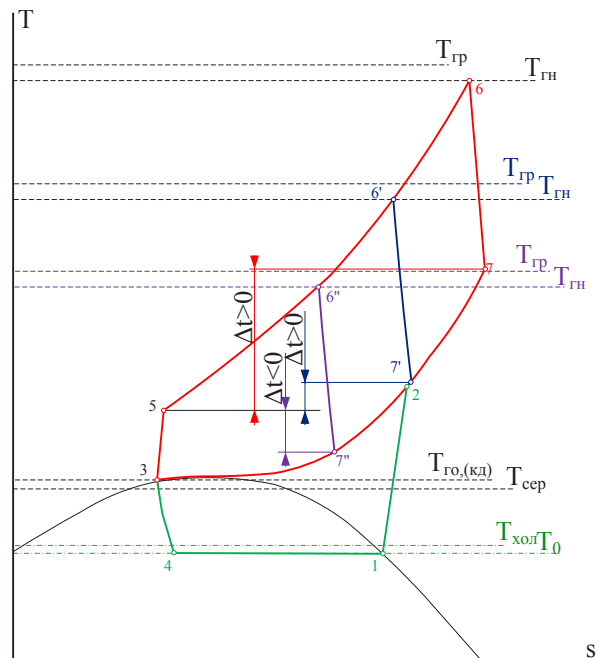


Рис. 6. Передумови реалізації регенерації тепла в прямому циклі

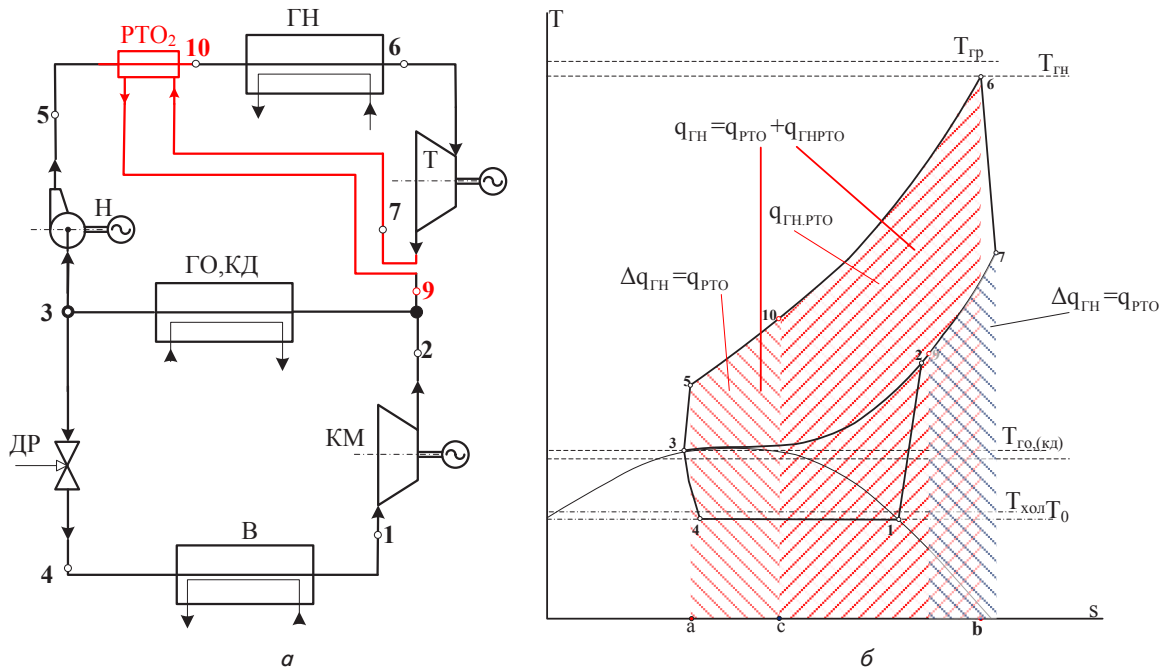


Рис. 7. Схема та цикл машини з регенерацією тепла в прямому циклі: а – схема; б – цикл

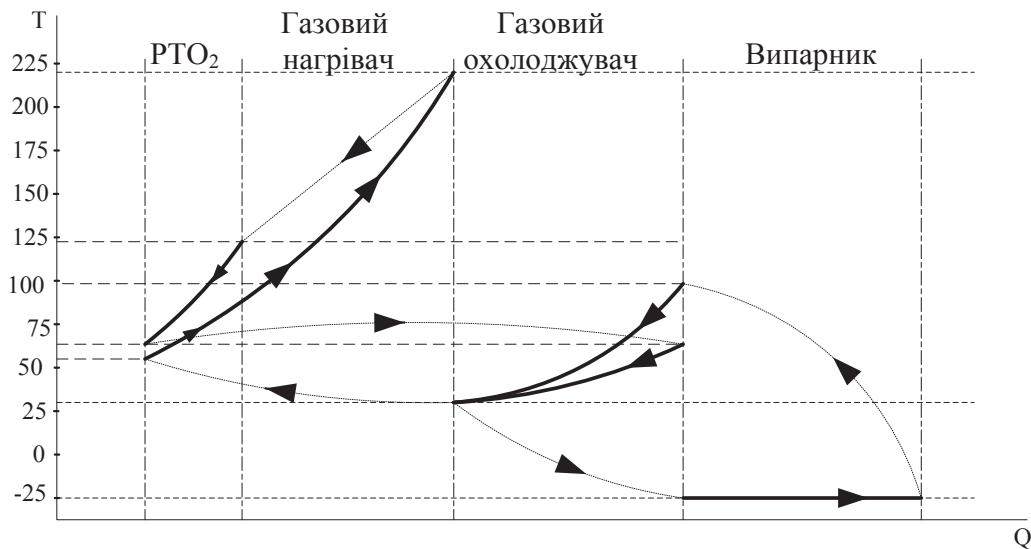


Рис. 8. Теплові потоки в машині з PTO₂

4. 4. Схема з перехресною регенерацією тепла між циклами

Існує спосіб подальшого удосконалення машини – використання перехресної регенерації тепла між потоками робочої речовини в прямому та зворотному циклах. Розглянемо схему та цикл машини (рис. 9, а, б) та теплові потоки в машині (рис. 10). Потік суміші газів станом (7 та 2) в теплообміннику PTO₃ охолоджується потоком робочої речовини у стан 5 після насоса. Як результат, температура пари на вході до газового нагрівача підвищується, що призводить до зменшення теплового навантаження на газовий нагрівач.

Здійснення подібної регенерації можливе за умови: температура суміші значно вища за температуру робочої речовини після насоса. Температура газової суміші залежить від співвідношення температури та витрати робочої речовини у відповідних циклах (стан 7 та 2). З

двох температур завжди висока після турбіни. Температура нагнітання компресора може бути високою за двох обставин: низька температурах кипіння у зворотному циклі (великий ступінь стиснення) або наявності в зворотному циклі регенеративного теплообмінника PTO₁ (підвищена температура всмоктування в компресор).

В такому циклі зменшується кількість необхідного питомого тепла, підведеного в газовому нагрівачі, на величину $\Delta q_{ГН}$, що відповідно до рівняння (1) призводить до зменшення загального теплового навантаження газового нагрівача та зростання енергетичної ефективності машини.

На підставі зроблених висновків сформуємо схему та цикл холодильної машини з двома теплообмінниками PTO₁ і PTO₃ (рис. 11, а, б) та діаграму теплових потоків в теплообмінних апаратах (рис. 12).

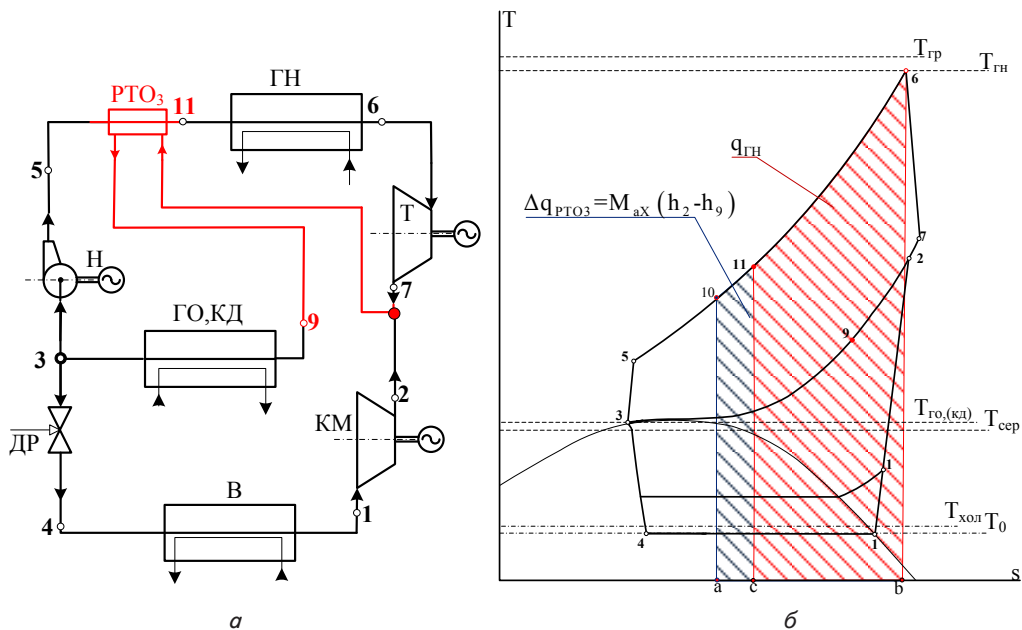


Рис. 9. Схема та цикл машини з перехресною регенерацією тепла в PTO₃: а – схема; б – цикл

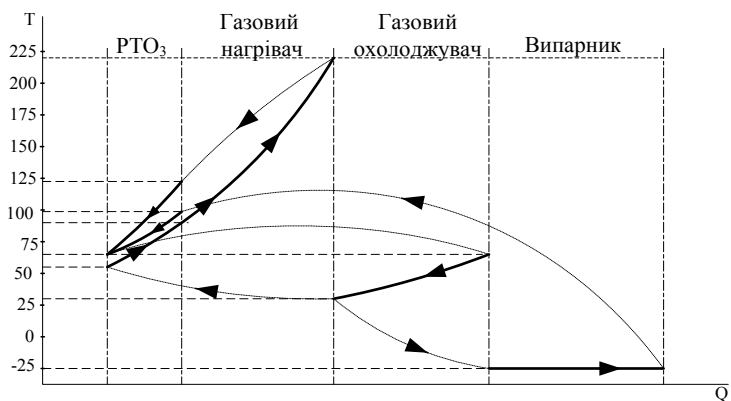


Рис. 10. Теплові потоки в машині з PTO₃

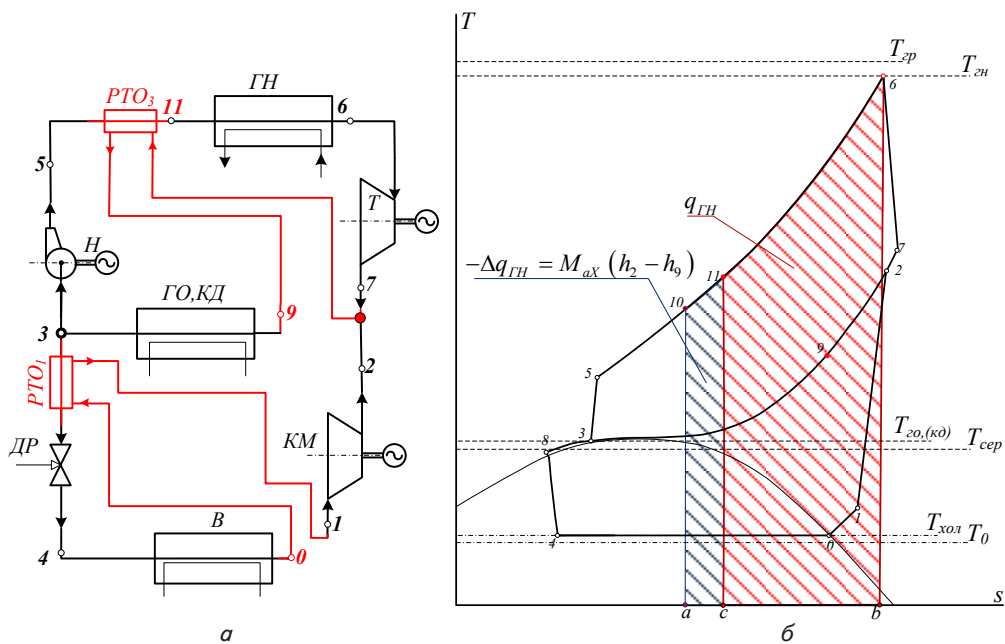


Рис. 11. Схема та цикл машини з перехресною регенерацією тепла PTO₃ та регенерацією тепла в зворотному циклі PTO₁: а – схема; б – цикл

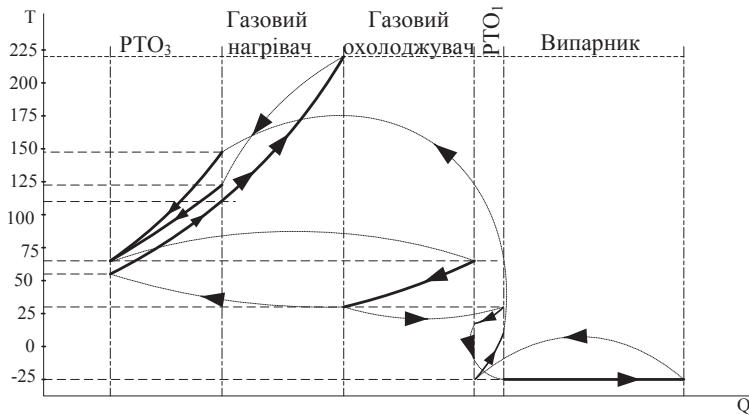


Рис. 12. Теплові потоки в машині з RTO₃ і RTO₂

Теплообмінник RTO₁ забезпечує потрібну температуру нагнітання в компресорі, яка повинна бути близькою до температури потоку газу після турбіни і одночасно підвищує експлуатаційну надійність компресора зворотного циклу.

Такий тип регенерації тепла зменшує навантаження на газовий нагрівач аналогічно з схемно-цикловим рішенням (рис. 9). Два теплообмінника в схемі забезпечують підвищення COP циклу. Запропонована схема машини може мати практичну реалізацію.

4. 5. Алгоритм енергетичного та ексергетичного аналізу

Для аналізу додамо в математичні моделі додаткові залежності.

Енергетичний аналіз.

Енергетичний баланс RTO₁

$$h_1 - h_0 = h_3 - h_8. \tag{25}$$

Енергетичний баланс RTO₂

$$h_7 - h_9 = h_{10} - h_5. \tag{26}$$

Енергетичний баланс RTO₃

$$M_{\text{апр}} \cdot (h_7 - h_9) + M_{\text{азв}} \cdot (h_2 - h_9) = M_{\text{апр}} \cdot (h_{11} - h_5), \text{ кг/с.} \tag{27}$$

Питома холодопродуктивність циклу з RTO₁

$$q_0 = h_0 - h_4, \text{ кДж/кг.} \tag{28}$$

Питоме тепло, підведене в газовому нагрівачі:

$$\text{– з RTO2 } q_{\text{ГН}} = h_6 - h_{10}, \text{ кДж/кг,} \tag{29}$$

$$\text{– з RTO3 } q_{\text{ГН}} = h_6 - h_{11}, \text{ кДж/кг.} \tag{30}$$

Питоме тепло, відведене в газовому охолоджувачі прямого циклу:

$$q_{\text{гопр}} = h_9 - h_3, \text{ кДж/кг.} \tag{31}$$

Ексергетичний аналіз

Ексергія продукта і-того теплообмінника

$$E_{\text{пр. RTO}_i} = E_3 - E_8, \text{ кВт,} \tag{32}$$

де E – ексергія потоку робочої речовини у відповідних точках циклу

$$E_{\text{пр. RTO}_2} = E_{10} - E_5, \text{ кВт,} \tag{33}$$

$$E_{\text{пр. RTO}_3} = E_{11} - E_5, \text{ кВт.} \tag{34}$$

Ексергія палива і-того теплообмінника

$$E_{\text{пр. RTO}_1} = E_1 - E_0, \text{ кВт,} \tag{35}$$

$$E_{\text{пр. RTO}_2} = E_7 - E_9, \text{ кВт,} \tag{36}$$

$$E_{\text{пр. RTO}_3} = (E_7 + E_2) - E_9, \text{ кВт.} \tag{37}$$

Абсолютна деструкція ексергії і-того теплообмінника

$$E_{\text{д. RTO}_1} = E_{\text{п. RTO}_1} - E_{\text{пр. RTO}_1}, \text{ кВт,} \tag{38}$$

$$E_{\text{д. RTO}_2} = E_{\text{п. RTO}_2} - E_{\text{пр. RTO}_2}, \text{ кВт,} \tag{39}$$

$$E_{\text{д. RTO}_3} = E_{\text{п. RTO}_3} - E_{\text{пр. RTO}_3}, \text{ кВт.} \tag{40}$$

Ексергетична ефективність і-того теплообмінника

$$\eta_{\text{е. RTO}_1} = E_{\text{пр. RTO}_1} / E_{\text{п. RTO}_1}, \tag{41}$$

$$\eta_{\text{е. RTO}_2} = E_{\text{пр. RTO}_2} / E_{\text{п. RTO}_2}, \tag{42}$$

$$\eta_{\text{е. RTO}_3} = E_{\text{пр. RTO}_3} / E_{\text{п. RTO}_3}. \tag{43}$$

5. Приклад проведення енергетичного та ексергетичного аналізу схемних рішень тепловикористальної компресорної холодної машини з регенерацією тепла

Вихідні параметри: максимальна температура робочої речовини в газовому нагрівачі $t_{\text{ГН}} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$; тиск робочої речовини в газовому нагрівачі $p_{\text{ГН}} = p_6 = 200 \text{ бар}$, газовому охолоджувачі – $p_3 = 75 \text{ бар}$; мінімальна температура в газовому охолоджувачі – $t_3 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; температура кипіння $t_0 = -25 \text{ }^\circ\text{C}$; ККД турбіни $\eta_{\text{Т}} = 0,85$, насоса $\eta_{\text{Н}} = 0,9$ і компресора $\eta_{\text{КМ}} = 0,8$; ККД електродвигуна $\eta_{\text{ЕД}} = 0,95$, електрогенератора $\eta_{\text{ЕГ}} = 0,95$; холодопродуктивність $Q_0 = 100 \text{ кВт}$.

Результати розрахунків надано на рис. 13–24.

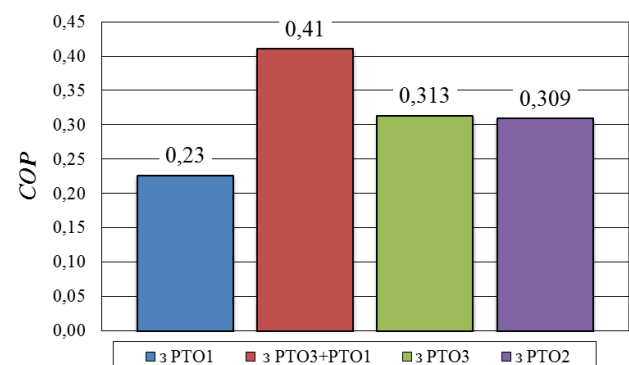


Рис. 13. Енергетична ефективність (COP)

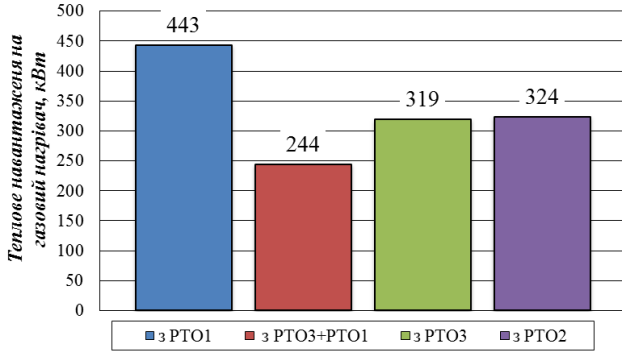


Рис. 14. Теплове навантаження на газовий нагрівач ($Q_{ГН}$)

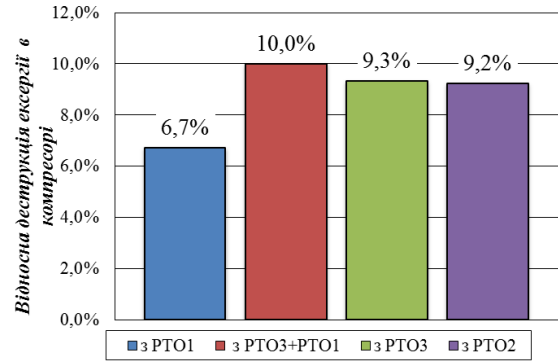


Рис. 18. Відносна деструкція ексергії в компресорі ($У_{ДКМ}$)

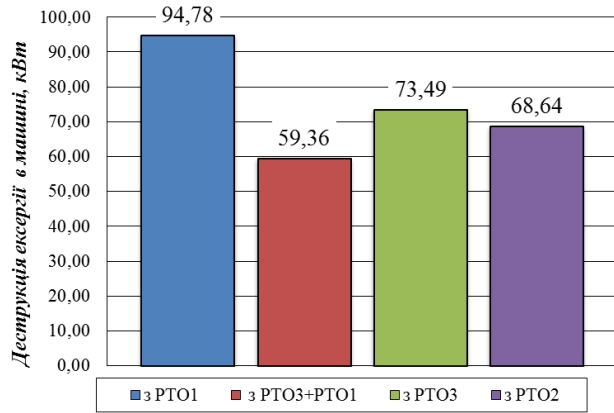


Рис. 15. Загальна деструкція ексергії в машині ($E_{ДМ}$)

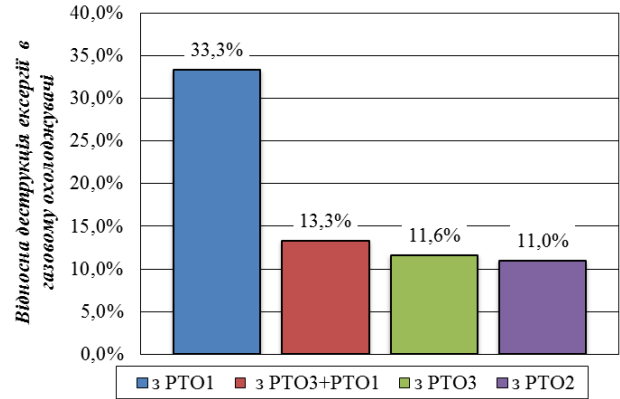


Рис. 19. Відносна деструкція ексергії в газовому охолоджувачі ($У_{ДГО}$)

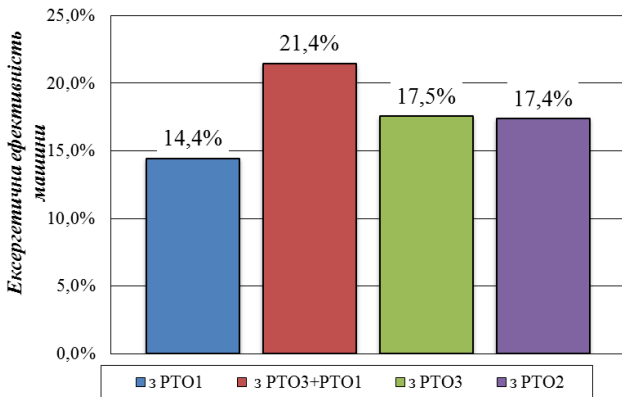


Рис. 16. Ексергетична ефективність машини ($\eta_{ЕМ}$)

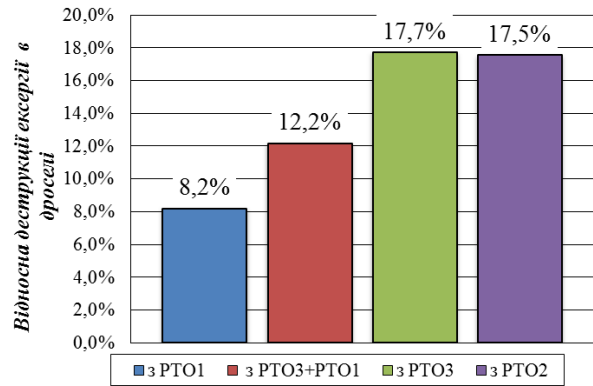


Рис. 20. Відносна деструкція ексергії в дроселі ($У_{ДДВ}$)

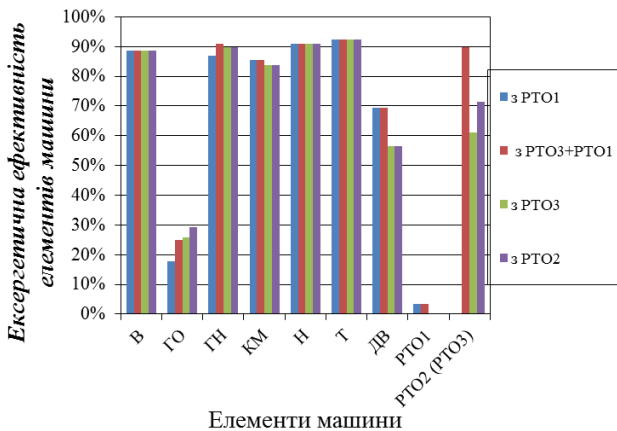


Рис. 17. Ексергетична ефективність елементів машини ($\eta_{Еі}$)

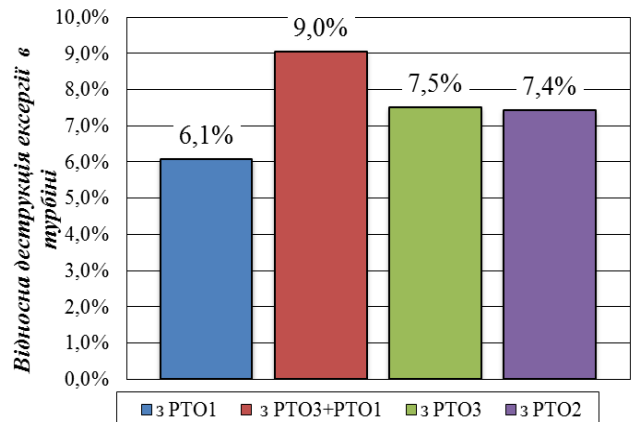


Рис. 21. Відносна деструкція ексергії в турбіні ($У_{ДТ}$)

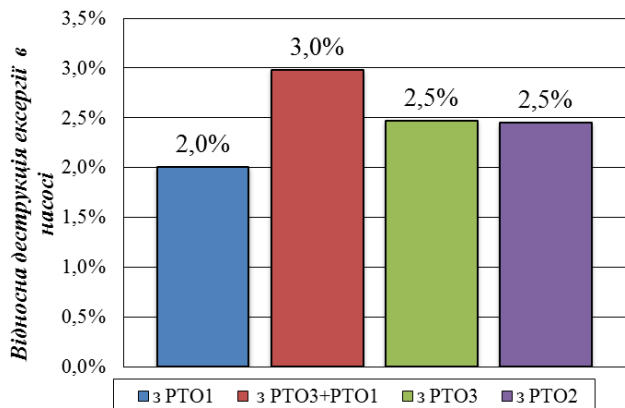


Рис. 22. Відносна деструкція ексергії в насосі (удн)

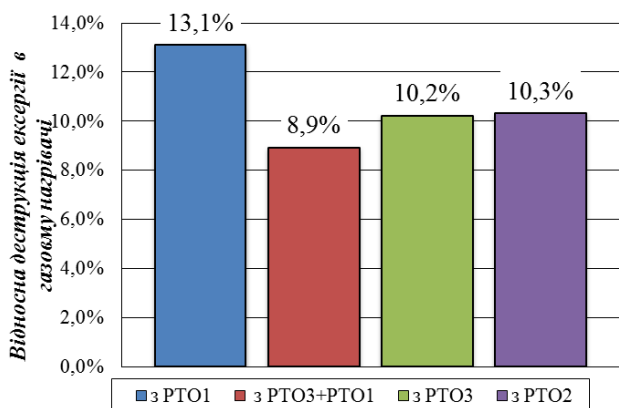


Рис. 23. Відносна деструкція ексергії в газовому нагрівачі (удн)

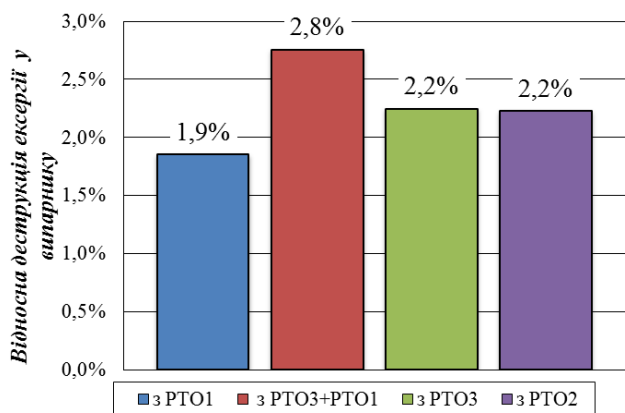


Рис. 24. Відносна деструкція ексергії у випарнику (удв)

На підставі розрахунків отримуємо висновки до задачі.

Використання регенерації тепла в прямому циклі RTO₂, та зворотному RTO₁, перехресної RTO₃ та одночасної – перехресної з регенерацією у зворотному циклі RTO₃+RTO₁ підвищує енергетичну ефективність машини. Найбільший вплив на COP циклу має одночасна перехресна регенерація тепла з регенерацією у зворотному циклі RTO₃ (рис. 13), завдяки зменшенню теплового навантаження на газовий нагрівач (рис. 14).

Схемне рішення машини з теплообмінниками RTO₃+RTO₁ має максимальну ексергетичну ефективність (рис. 16) та найменшу деструкцію ексергії в машині (рис. 15).

Ексергетичний аналіз елементів машини довів, що з використанням RTO₃+RTO₁ спостерігаються максимальні значення ексергетичної ефективності у елементах машини окрім газового охолоджувача та компресора (рис. 17).

Максимальне значення відносної деструкції ексергії спостерігається в компресорі з RTO₃+RTO₁ (рис. 18), газовому охолоджувачі з RTO₁ (рис. 19), в дроселі з RTO₃ (рис. 20), в турбіні з RTO₃+RTO₁ (рис. 21), насосі з RTO₃+RTO₁ (рис. 22), газовому нагрівачі з RTO₁ (рис. 23) та випарнику з RTO₃+RTO₁ (рис. 24). Саме цим елементам (відповідно до конкретного схемного рішення) потрібно приділяти максимальну увагу при проектуванні машини.

6. Висновки

1. Схемно-циклове рішення з регенерацією тепла у зворотному циклі не призводить до підвищення енергетичної ефективності циклу, а лише підвищує експлуатаційну надійність компресора та забезпечує працездатність RTO₃.

2. Перехресна регенерація тепла або регенерація тепла в прямому циклі призводять до підвищення енергетичної ефективності машини.

3. Температурний рівень охолоджуваного об'єкту визначає потрібний рівень температур гріючого джерела та системи регенерації тепла в циклі машини.

4. Регенерація тепла у компресорній тепловикористальній холодильній машині забезпечує підвищення енергетичної ефективності в 1,4...2,5 раз, за умови її здійснення у прямому циклі між потоками «після турбіни – після насосу»; при перехресній моделі – «загальний потік після турбіни і компресора – потік після насосу»; при одночасному використанні перехресної моделі і регенеративного теплообміну у зворотному циклі.

Література

1. Бошнякович, Ф. Техническая термодинамика. Т. 2 [Текст] / Ф. Бошнякович. – М.: Госэнергоиздат, 1956. – 372 с.
2. Баренбойм, А. Б. Холодильные центробежные компрессоры [Текст] / А. Б. Баренбойм. – Одесса, 2004. – 208 с.
3. Чистяков, Ф. М. Холодильные турбоагрегаты [Текст] / Ф. М. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1974. – 301 с.
4. Чистяков, Ф. М. Холодильные турбоагрегаты [Текст] / Ф. М. Чистяков; 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1967. – 286 с.
5. Чистяков, Ф. М. Холодильный турбоагрегат с приводом от турбины, работающей на холодильном агенте [Текст] / Ф. Чистяков, А. Плотников // Холодильная техника и технология. – 1952. – № 3. – С. 16–19.
6. CO₂ compressors – HG34 CO₂ T [Electronic resource]. – GEA BockCompressors. – Available at: http://www.bock.de/media/files/pdf/produktinformati-onen/96177_hg34_co2t_gb.pdf

7. Chen, Y. Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications [Text] / Y. Chen, P. Lundqvist // Paperpub. andpres. at 7 th IIR Gustav Lorentzen, Natural Working Fluids. – Trondheim, Norway, 2006. – 127 p.
8. George, C. History of Refrigeration [Text] / C. George, P. E. Briley // 100 Years of Refrigeration A Supplement to ASHRAE Journal. – 2004. – P. 531–534.
9. Hashimoto, K. Technology and market development of CO₂ Heat Pump Water Heaters (Eco Cute) in Japan [Text] / K. Hashimoto // IEA Heat Pump Centre Newsletter. – 2006. – Vol. 24. – P. 12–16.
10. Sarkar, J. Transcritical carbon dioxide based heat pumps: Process heat applications [Text] / J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ramgopal // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – 2004. – Vol. R031. – P. 1–9.
11. Hanfei, T. Thermal-economic analysis of a transcritical Rankine power cycle with reheat enhancement for a low-grade heat source [Text] / T. Hanfei // International Journal of Energy research. – 2013. – Vol. 37, Issue 8. – P. 857–867. doi: 10.1002/er.2886
12. Kim, Y. M. Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources [Text] / Y. M. Kim, C. G. Kim, D. Favrat // International Journal of Energy Research. – 2012. – Vol. 43, Issue 1. – P. 402–415. doi: 10.1016/j.energy.2012.03.076
13. Lillo, T. Development of a supercritical Carbon Dioxide Brayton cycle: improving pbr efficiency and testing material compatibility [Text] / T. Lillo, W. Windes, T. Totemeier, R. Moore. – Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INEEL). – 2004. – Vol. 02-190. – P. 28. doi: 10.2172/910960
14. Sarkar, J. Optimization of recompression S-CO₂ power cycle with reheating [Text] / J. Sarkara, S. Bhattacharyya // Energy Conversion and Management. – 2009. – Vol. 50, Issue 8. – P. 1939–1945. doi: 10.1016/j.enconman.2009.04.015
15. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle turbines promise giant leap in thermal-to-electric conversion efficiency [Electronic resource] / Sandia Labs News Releases, 2011. – Available at: https://share.sandia.gov/news/resources/news_releases/brayton-cycle-turbines/#.VrB1dbKLQdU
16. Горбенко, Г. А. Применение диоксида углерода в холодильных технологиях [Текст] / Г. А. Горбенко, И. В. Чайка, П. Г. Гакал, Р. Ю. Турна // Технические газы. – 2009. – № 4. – С. 18–22.
17. Lee, T. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems [Text] / T. Lee, C. Liu, T. Chen // International Journal of Refrigeration. – 2006. – Vol. 29, Issue 7. – P. 1100–1108. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.03.003
18. Baek, J. S. Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle [Text] / J. S. Baek, E. A. Groll, P. B. Lawless // International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. – 2002. – P. 584.
19. Giroto, S. Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant [Text] / S. Giroto, S. Minetto, P. Neksa // International Journal of Refrigeration. – 2004. – Vol. 27, Issue 7. – P. 717–723. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.07.004
20. Nyoman Suamir, I. Integration of trigeneration and CO₂ based refrigeration systems for energy conservation: a thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy [Text] / I Nyoman Suamir. – Department of Mechanical Engineering School of Engineering and Design Brunel University, 2012. – 253 p.
21. Man-Hoe, K. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems [Text] / K. Man-Hoe, J. Pettersen, C. W. Bullard // Progress in Energy and Combustion Science. – 2004. – Vol. 30, Issue 2. – P. 119–174. doi: 10.1016/j.pecs.2003.09.002
22. Samer, S. Theoretical evaluation of transcritical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions [Text] / S. Samer // International Journal of Refrigeration. – 2008. – № 31 (3). – P. 516–524.
23. Sarkar, J. Review on cycle modifications of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump systems [Text] / J. Sarkar // Journal Advanced Research Mechanical Engineering. – 2010. – Vol. 1, Issue 1. – P. 22–29.
24. А. с. UA № 72660, МПК F25B27/00. Компресорна тепловикористальна холодильна машина [Текст] / Морозюк Л. И., Гайдук С. В. – Одеська державна академія холоду. – № u201201563; заявл. 13.02.2012; опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16. – 4 с.
25. Морозюк, Л. И. Термодинамический анализ теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода [Текст] / Л. И. Морозюк, Т. В. Морозюк, С. В. Гайдук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 2, № 8 (68). – С. 36–44. doi: 10.15587/1729-4061.2015.39201
26. Мартыновский, В. С. Анализ действительных термодинамических циклов [Текст] / В. С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
27. Мартыновский, В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов [Текст] / В. С. Мартыновский; под ред. В. М. Бродянского. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
28. Наер, В. А. Анализ термодинамического цикла кондиционера, работающего на CO₂ [Текст] / В. А. Наер, А. В. Роженцев // Вестник международной академии холода. – 2002. – № 2. – С. 21–25.
29. Khaliq, A. Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration [Text] / A. Khaliq // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32, Issue 3. – P. 534–545. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.06.007
30. Базаров, И. П. Термодинамика [Текст] / И. П. Базаров. – М., 1991. – 376 с.