

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 536.7

Термодинамічний аналіз циклів машин когенерації комерційного призначення

Л. І. Морозюк¹, В. В. Соколовська-Єфименко², С. В. Гайдук³✉, О. С. Бодюл⁴^{1,2,3,4} Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна✉ e-mail: ³gayduck.sergei@gmail.com

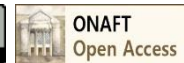
Економія енергетичних ресурсів та їх раціональне використання є головними умовами при створенні нових сучасних технологій і вдосконалення існуючих. В роботі розглянуто схемно-циклові рішення когенераційних машин комерційного призначення для підприємств торгівлі з двома температурними рівнями отримання холоду для короткострокового зберігання продуктів і одним рівнем отримання тепла для опалення та гарячого водопостачання. Синтез схем і циклів, визначення енергетичної ефективності прийнятих рішень здійснено з залученням термодинамічного аналізу «методом циклів». Метод побудовано на поетапному переході від зворотного циклу-зразка до циклу дійсної машини шляхом нарощування незворотних втрат енергії в процесах з реальними робочими речовинами та/або інженерними обмеженнями. Трансформація циклів і схем має таку послідовність: зразок у вигляді двох зворотних циклів Карно з єдиним температурним рівнем відведення тепла та двома рівнями підведення тепла, об'єднання циклів в єдиний з ізоентропним одноступеневим стисненням, введення зовнішньої незворотності в процеси підведення і відведення тепла за умови зберігання циклу Карно. Перехід до реального циклу здійснено через вибір робочих речовин з різними критичними температурами відносно до температурного режиму машини, що розглядається. Синтез циклів одного двоступеневого стиснення надано з конденсацією або з транскритичним охолодженням газу в процесі відведення тепла на прикладі R404a та CO₂ холодоагентів. На усіх етапах аналізу когенераційної машини розроблено способи оцінювання енергетичної ефективності циклів з трьома позитивними ефектами. На підставі проведеного термодинамічного аналізу «методом циклів» сформульовано рекомендації щодо синтезу схемно-циклових рішень з будь якою кількістю джерел холоду (тепла) з різним температурним потенціалом та визначення їх енергетичної ефективності.

Ключові слова: Когенераційна машина; Термодинамічний аналіз; «Метод циклів»; Схемно-циклове рішення; Холодоагенти R404a, CO₂

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i5-6.1654>

© The Author(s) 2019. 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

Економія енергетичних ресурсів та їх раціональне використання є головними умовами при створенні нових сучасних технологій і вдосконалення існуючих.

Попит на харчову продукцію з більш жорсткими вимогами до якості весь час зростає. Розширення асортименту продуктів у вигляді напівфаб-

рикатів з різним терміном зберігання і умовами реалізації викликає необхідність створення більш досконалих конструкцій холодильного обладнання, що мають високу продуктивність, енергетичну ефективність та екологічну безпеку. Виконання вимог вказаних чинників пов'язане в перш за все з значними змінами в номенклатурі робочих речовин холодильних машин. При цьому існує два напрямки вирішення цієї проблеми: застосування

в якості холодоагентів гідрофторвуглеців і їх сумішей і застосування натуральних холодоагентів. Застосування перших проблематично в холодильних машинах з підвищеною нормою річного витоку холодоагенту в атмосферу. Більшість других відрізняються підвищеною горючістю і вибухонебезпечністю, а в деяких випадках і високою токсичністю. Вказані показники обмежують їх застосування в машинах, які обслуговують цивільні об'єкти з великим потоком людей, торговельні центри, транспорт і інші об'єкти сфери обслуговування населення.

Серед натуральних холодоагентів, придатних для роботи в холодильних машинах самого різного призначення, виділяється діоксид вуглецю CO_2 , який, нетоксичний, характеризується доступністю і низькою собівартістю. У зв'язку з цим останнім часом CO_2 привертає увагу великої кількості дослідників в якості перспективного холодоагенту. Враховуючи викладене, актуальними є дослідження енергетичної ефективності схемних рішень машин у сукупності з потребами різних виробництв з метою створення систем «об'єкт-холодильна машина» на засадах енергозбереження.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Енергоперетворювальні системи з CO_2 робочою речовиною отримали нове життя, приблизно, 20 років назад, коли світова спільнота заборонила до використання головні холодильні хлоропохідні речовини.

Запропоновано транскритичний цикл з CO_2 , для систем кондиціювання повітря в автомобілях, створено цикл машини когенерації [1]. Принципи роботи машин засновано на використанні транскритичного холодильного циклу з регенерацією теплоти. Цикли відрізняла робота компресора за високими тисками та додатковим ізобарним відведенням корисного тепла, але схемні рішення довгий час не знаходили свого реального застосування. Причиною була відсутність відповідного обладнання (компресорів та теплообмінних апаратів високого тиску та температури). Різке збільшення відповідного устаткування призвело до використання компресорних холодильних машин з CO_2 в різних сферах суспільного виробництва [2].

Сьогодні світові фірми-виробники холодильного обладнання випускають холодильні компресори на CO_2 :

➤ фірма «Emerson Climate Technologies» – компресори марки Copeland Scroll™, продуктивністю до 27 кВт та робочими тисками до 4,2 МПа [3]

➤ фірма «GEA Bock» – компресори марок HG34CO2T, RKX26HG2CO2T продуктивністю до 100 кВт та робочими тисками до 15 МПа [4];

➤ фірма «BITZER» – компресори серії ECOLINE, OCTAGON продуктивністю до 99 м³/год та робочими тисками до 15 МПа [5];

➤ фірма «Danfoss» – компресори серії «green Compressor» продуктивністю до 2,5 кВт та робочими тисками до 12 МПа [6].

Теплообмінні апарати для роботи на CO_2 випускають:

- фірма «KochHeatTransfer» – кожухотрубний теплообмінник з витими трубами для спеціальних цілей з максимальним робочим тиском до 100 МПа. [7];

- фірма «Альфа Лаваль» – спіральний теплообмінник з максимальним робочим тиском до 10 МПа [8].

На підставі цього створені каскадні холодильні машини (аміак – діоксид вуглецю) на температурному режимі $t_0 = -45\text{ }^\circ\text{C}$, компресорні одноступеневі та двоступеневі [2] з реалізацією циклу в транскритичній області.

З використанням CO_2 було розроблено цикл для автомобілів з використанням тепла викидних газів. В машині стиснення CO_2 здійснюється від тиску в випарнику до тиску в газовому нагрівачі. За високим тиском газ CO_2 нагрівається викидними газами двигуна та розширюється в турбіні до середнього тиску. Отримана робота повністю витрачається на стиснення в компресорі. Основним недоліком даного схемного рішення є вибір тиску та температури на виході з газового нагрівача, від якого залежить працездатність машини [2]

За останні роки важливість CO_2 в секторі продовольчої торгівлі помітно зросла. Найбільш важливо при цьому те, що CO_2 один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які є перспективними з огляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища, може використовуватися в холодильних системах різних типів, з широким інтервалом температур навколишнього середовища.

У торговельних підприємствах використовують усі типи CO_2 машин: одноступеневі, двоступеневі та каскадні. Вибір визначається розмірами

торгівельного підприємства, номенклатурою продуктів, які реалізуються.

За видом реалізованого асортименту підприємства поділяють на:

- універсальні;
- спеціалізовані (вузькоспеціалізовані);
- неспеціалізовані;
- зі змішаним асортиментом;
- з комплексним асортиментом.

Роздрібні торгові підприємства реалізують товари безпосередньо населенню, тобто остаточно завершують товарний обіг від виробника продукції. Для реалізації в роздріб необхідні не тільки спеціальні торгові приміщення, обладнані і пристосовані для сервісного обслуговування населення, але необхідно сформувати торговий асортимент і змінювати його відповідно до швидко мінливого попиту і побажань покупців. Отже, предметом роздрібною торгівлі є не тільки цілеспрямована продаж товарів, а й торговельне обладнання/

До торговельного обладнання відносять холодильні машини і охолоджувачі об'єкти. Вибір холодильних агрегатів враховує, що вбудована холодильна техніка піднімає температуру в складі, що може викликати неприємні запахи. Краще вибрати дороге виносне обладнання.

За температурним режимом холодильні об'єкти (камери, вітрини, бонети та ін.) поділяються на низькотемпературні ($-28...-5^{\circ}\text{C}$), призначені для зберігання заморожених продуктів; середньотемпературні ($-5...+10^{\circ}\text{C}$), призначені для зберігання охолоджених продуктів, і на комбіновані, що працюють в низькотемпературному і середньотемпературному режимах.

При такій складній схемі формування системи «об'єкт-холодильна машина» проведемо аналіз можливих варіантів розглядом окремих комплексів.

Централізоване холодопостачання окремих об'єктів з однаковою температурою (спеціалізовані торговельні підприємства) включає одноступеневу машину, що працює на індивідуальні об'єкти. В машині передбачено рекуперацію тепла для опалення торговельної зали в зимовий час [2]. В роботі машини можливі короткострокові зміни температурного режиму у декількох об'єктах без зміни одноступеневого стиснення. Централізоване холодопостачання окремих об'єктів з різною температурою (торгівельні підприємства універсальні; зі змішаним і комплексним асортиментом) здійснюється двома схемно-цикловими рішення-

ми: каскадним та двоступеневим [2].

За останні кілька років концерном «Linde AG» обладнано 10 супермаркетів низькотемпературними каскадними установками, в яких в нижньому каскаді використовується CO_2 , а у верхньому каскаді працює R404a або аміак. У каскадній машині в верхньому каскаді використані два блоки компресорів на R404A, один працює у робочому режимі відносно теплового навантаження на конденсатор-випарник, другий – забезпечує роботу в аварійному режимі (резервний варіант) за різким підвищенням тиску CO_2 до критичного в нижньому каскаді, в разі виходу з ладу компресорів в верхньому каскаді,

Нижній каскад працює з двома температурами кипіння при одноступеневому стисненні, одна з яких дорівнює температурі в конденсаторі-випарнику.

Транскритична двоступенева бустерна система з CO_2 є однією з найбільш перспективних систем для застосування в областях з холодним кліматом. На думку авторів роботи причиною цього є кілька факторів: транскритична бустерна система у таких умовах має знижене енергоспоживання в порівнянні з системами, що працюють на R404a, і має спрощене схемно-циклове рішення.

В роботі [16] проведено порівняльний аналіз трьох схем холодопостачання для магазинів в регіонах з помірним кліматом: стандартна на холодоагенті R404a, з бустер-компресором (транскритичний цикл CO_2) і каскадна з CO_2 – в нижньому каскаді. При цьому були розглянуті агрегати холодопродуктивністю $Q_0 = 150\text{кВт}$ для $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$ і $Q_0 = 50\text{кВт}$ для $t_0 = -35^{\circ}\text{C}$.

Розрахунки показали, що найбільш енергозберігаючою є бустер-система. В процесі експлуатації передбачувана економія 17% енергії в порівнянні зі стандартною схемою холодопостачання на холодоагенті R404a.

Наведена техніко-економічна порівняльна інформація констатує переваги машин з CO_2 , але не дає можливості встановити місця в машині з найбільшими незворотними втратами енергії та здійснити пошук шляхів удосконалення схемно-циклових рішень машини.

На підставі вивчення технічної інформації для аналізу пропонується система когенерації з одним високотемпературним рівнем виробництва тепла $T_{\text{тн}}$ і двома рівнями температур T_1 і T_2 виробництва холоду $T_1 < T_2$. Співвідношення величин виробленого холоду може бути різним: $Q_1 \geq Q_2$, $Q_1 \leq Q_2$.

Три позитивні ефекти одночасно є розумним максимальним ефектом для однієї машини.

3. «Метод циклів» в аналізі системи когенерації з двома температурами виробництва холоду

Термодинамічний аналіз на першій стадії дослідження (енергетичний аналіз циклів і схем) визначає доцільність впровадження пропонувананих схем і циклів взагалі і/або для конкретних умов експлуатації. Інструментом термодинамічного аналізу є «метод циклів» [1]. В результаті ідеальний зворотний цикл-зразок (і відповідна йому ідеальна схема машини) перетворюються в реальне схемно-циклове рішення і оцінюється його енергетична ефективність.

Розглянемо принципову можливість створення машини, яка працює по зворотному термоди-

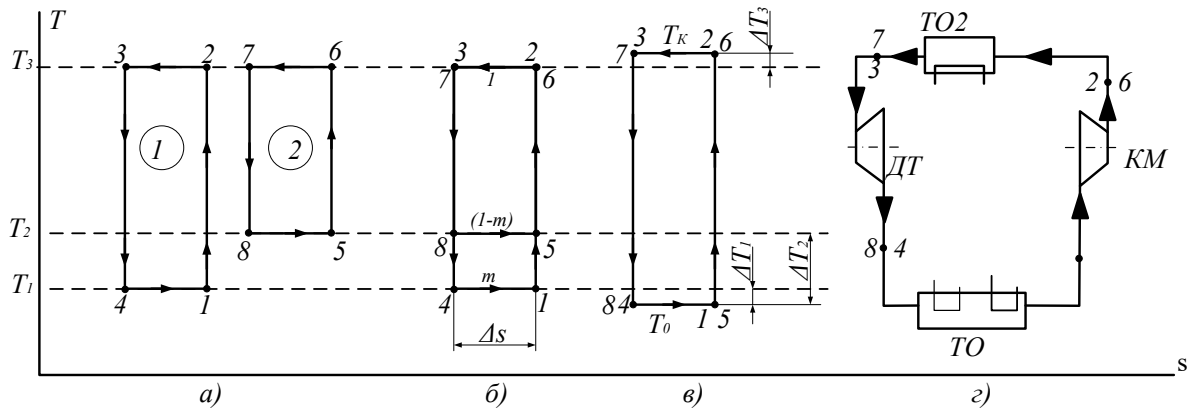


Рисунок 1 – Цикли-зразки для одноступеневої машини з двома температурами отримання холоду: а – окремі зворотні цикли; б – цикли суміщені; в – цикл з зовнішньою незворотністю об'єднаними $TO1$ і $TO2$; г – схема машини

Кожний з циклів когенерації як самостійна термодинамічна система має енергетичну ефективність циклу Карно.

$$\text{COP}_{\kappa 1} = \frac{T_3}{T_3 - T_1}, \quad \text{COP}_{\kappa 2} = \frac{T_3}{T_3 - T_2}. \quad (2)$$

З об'єднанням в єдиний цикл одноступеневого стиснення з двома джерелами отримання холоду ефективність має бути оціненою з урахуванням масової витрати робочої речовини у кожному контурі.

Другий етап аналізу. Цикли 1234 і 5678 суміщають (рисунок 1б). Якщо припустити, що в процесах 2-3 і 6-7 приймає участь 1 кг робочої речовини, то в циклі 1 циркулює m кг речовини, в циклі 2 циркулює $(1-m)$ кг. Отримані два самостійних потоки розширюються ізоентропно в детандерах (процеси 3-4 і 7-8), здійснюють тепло-

намічному циклу, з трьома джерелами тепла:

- тепло підведено при $T_1 = \text{const}$ і $T_2 = \text{const}$;
- тепло відведено при $T_3 = \text{const}$.

Температурні рівні мають співвідношення:

- при підведенні тепла $T_1 \leq T_2 \leq T_{\text{ср}}$;
- при відведенні тепла $T_3 \geq T_{\text{ср}}$.

Загальний тепловий баланс машини відповідно до Першого закону термодинаміки

$$Q_1 + Q_2 + W_{\text{цк}} = Q_3. \quad (1)$$

Перший етап аналізу – вибір зворотного циклу-зразка.

При $T_i = \text{const}$ умовам зворотності буде задовольняти цикл Карно. Стосовно до задачі, повний цикл машини може бути представлений двома, пов'язаними між собою циклами Карно 1 і 2 (рисунок 1а). Вони зображені окремо тільки для спрощення аналізу.

обмін(процес 4-1 і 8-5) і ізоентропно стискаються у двох компресорах (процес 1-2 і 5-6).

Характеристики циклу 1234:

робота циклу:

$$w_{\text{ц1}} = m(w_{\text{км1}} - w_{\text{дт1}}); \quad (3)$$

тепло, підведене в циклі:

$$q_{1(\text{ц1})} = mT_1(s_1 - s_4); \quad (4)$$

тепло відведене, в циклі:

$$q_{3(\text{ц1})} = q_{1(\text{ц1})} + w_{\text{ц1}} = m[T_1(s_1 - s_4) + w_{\text{ц1}}]. \quad (5)$$

Аналогічно для циклу 5678

$$w_{\text{ц2}} = (1-m)(w_{\text{км2}} - w_{\text{дт2}}); \quad (6)$$

$$q_{1(\text{ц2})} = (1-m)T_2(s_5 - s_8); \quad (7)$$

$$q_{3(\text{ц2})} = (1-m)[T_2(s_5 - s_8) + w_{\text{ц2}}]. \quad (8)$$

Враховуючи, що зміна ентропій в процесах підведення і відведення тепла постійна $\Delta s = \text{const}$,

робота в кожному циклі є різниця відведеного та підведеного тепла, а тепло відводиться на температурному рівні T_3 з урахуванням рівнянь (1-8), отримуємо:

Тепло, яке відведене у сумісному циклі:

$$q_3 = q_{3(u1)} + q_{3(u2)} = mT_1\Delta s + w_{u1}m + (1-m)T_2\Delta s + w_{u2}; \quad (9)$$

робота циклів:

$$w_{u1} = q_{3(u1)} - q_1 = m\Delta s(T_3 - T_1); \quad (10)$$

$$w_{u2} = q_{3(u2)} - q_2 = (1-m)\Delta s(T_3 - T_2); \quad (11)$$

$$q_3 = T_3\Delta s. \quad (12)$$

Коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{k3} = \frac{T_3}{T_3 - [mT_1 + (1-m)T_2]}. \quad (13)$$

Ефективність циклу здобуває значення:

$$\text{COP}_{k1} < \text{COP}_{k3} < \text{COP}_{k2} \quad (14)$$

Третій етап аналізу. Введемо зовнішню незворотність в процесі підведення та відведення тепла за умови одноступеневого циклу з двома об'єктами охолодження і єдиним теплообмінником T_0 . Тоді:

$$T_k = T_3 + \Delta T_3;$$

$$T_0 = T_1 - \Delta T_1 = T_2 - \Delta T_2; T_0 < T_1.$$

Величини ΔT_1 , ΔT_3 , ΔT_3 визначає проектувальник. На цьому етапі аналізу можливо отримати перші результати оптимізації, якщо вибір ΔT_1 , ΔT_3 , ΔT_3 виконувати з урахуванням конкретних типів теплообмінних апаратів, які існують на ринку устаткування.

Ефективність циклу визначається як:

$$\text{COP}_{k4} = \frac{T_3 + \Delta T_3}{(T_3 + \Delta T_3) - [mT_1 - \Delta T_1 + (1-m)(T_2 - \Delta T_2)]}$$

$$\text{COP}_{k4} = \frac{T_k}{T_k - T_0}. \quad (15)$$

Отже, ефективність циклу дорівнює ефективності машини когенерації, яка реалізує цикл Карно в інтервалі температур T_k і T_0 , за абсолютним значенням становить:

$$\text{COP}_{k4} < \text{COP}_{k3}. \quad (16)$$

Четвертий етап аналізу. Удосконалення циклу шляхом зменшення незворотностей в процесах теплообміну з використанням двох самостійних теплообмінників $TO1$ і $TO2$ (рисунок 2).

Одноступеневе стиснення забезпечує процес ізоентропного розширення потоку після $TO2$ (процес 8-1). Суміш, яка утворилася з двох потоків, стискається в компресорі. Ефективність циклу виз-

начається за умови повернення частки роботи потоку з температурою T_2 , яка отримана в процесі 8-1 і визначається за рів. (13).

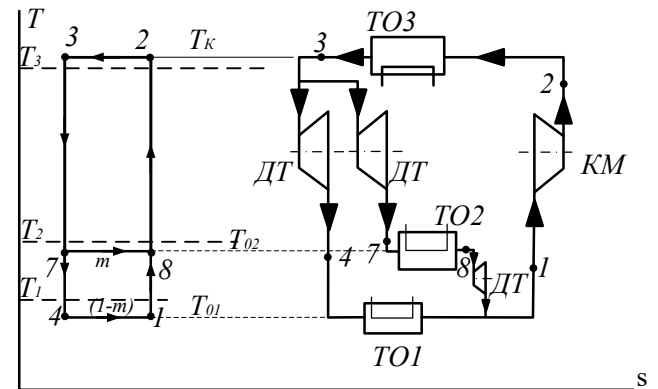


Рисунок 2 – Цикл-зразок для одноступеневої машини з двома температурами отримання холоду з зовнішньою незворотністю та двома теплообмінниками $TO1$ і $TO2$.

П'ятий етап аналізу. Перехід до дійсного циклу пов'язано з заміною ізоентропного розширення з отриманням роботи дроселюванням та використанням конкретної робочої речовини. На рисунку 3 представлено еталонний цикл з двома випарниками і одноступеневим стисненням. Процеси розширення $8''-9$ і $8''-9^*$ можуть бути здійснені в турбіні (процес $8''-9$) або шляхом дроселювання (процес $8''-9^*$).

З огляду інженерної практики можливість реалізації зазначених процесів повинна бути підданою ретельному аналізу. Існує практика в холодильній техніці застосовувати дроселювання на всмоктувальній лінії компресора при виробництві холоду на двох температурних рівнях.

На даному етапі аналізу розглядають одноступеневу машину з середньотемпературною робочою речовиною та високою критичною температурою, про що свідчить розташування кривих насичення в полі температурних режимів. За наявністю еталонного циклу, можна продовжити аналіз, вибрати робочу речовину і розв'язати дві задачі:

- «енергетичну», оцінювання енергетичної ефективності машини (COP), пов'язаної з термодинамічними властивостями робочих речовин;
- «транспортну», оцінювання габариту циклу та асоційованими з ним масогабаритними характеристиками компресора.

Шостий етап аналізу. Цикл характеризується переходом до двоступеневого стиснення (рис.4). Схема складається з двох послідовно працюючих

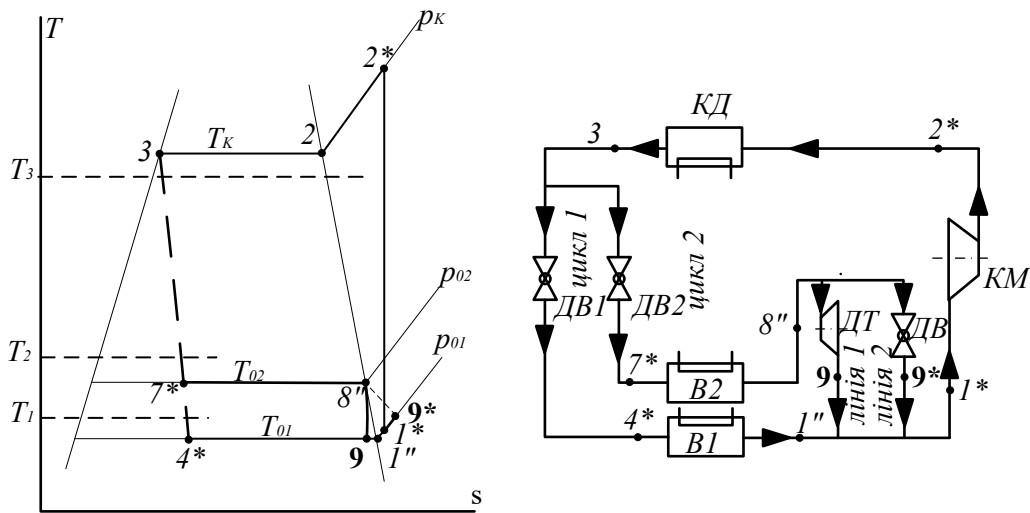


Рисунок 3 – Еталонний цикл з двома випарниками та одноступеневим стисненням

компресорів. В КМ1 ізоентропно стискається потік робочої речовини з низькотемпературного випарника В1 з масовою витратою m кг. В КМ2 ізоентропно стискається суміш потоків з двох випарників В1 та В2 з масовою витратою 1 кг. Далі

робоча речовина конденсується в КД, і отримана рідина дроселюється в ДВ1 та ДВ2, потрапляючи у відповідні випарники. Презентований еталонний цикл відповідає робочим речовинам з високою критичною температурою.

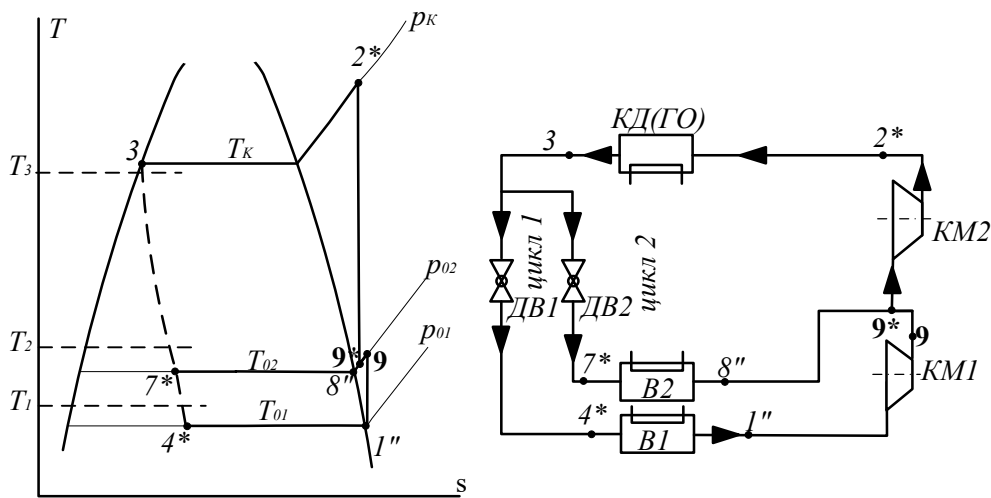


Рисунок 4 – Цикл і схема двоступеневої машини з двома випарниками

Енергетична ефективність оцінюється з використанням характеристик циклу:

$$COP_a = \frac{q_k}{w_{k1} \cdot m + w_{k2}} \quad (17)$$

Підвищення енергетичної ефективності циклу можливо шляхом заміни дроселя ДВ2 детандером ДТ на лінії високотемпературного випарника В2, що забезпечить повернення частки роботи до компресора 2 (рисунок 5) [9].

Енергетична ефективність циклу когенерації оцінюється як:

$$COP_a = \frac{q_k}{w_{k1} \cdot m + w_{k2} - w_{om} \cdot (1 - m)} \quad (18)$$

Сьомий етап аналізу. На підставі огляду літератури майбутнє холодильної техніки пов'язано з CO₂. Здійснимо синтез схемно-циклового рішення для машини з CO₂ за тією ж послідовністю: від циклу-зразка до еталонного циклу одноступеневої машини (рисунок 6а), а надалі – до двоступеневої машини (рисунок 6б).

За низькою критичною температурою CO₂ криві насичення з критичною точкою знаходяться в діаграмі стану $T-s$ у зоні робочих температур дійсного циклу. Тоді процес відведення тепла здійснюється в транскритичній області, і процес конденсації в циклі відсутній. Його замінює процес 2*-3 охолодження газу CO₂ високого тиску.

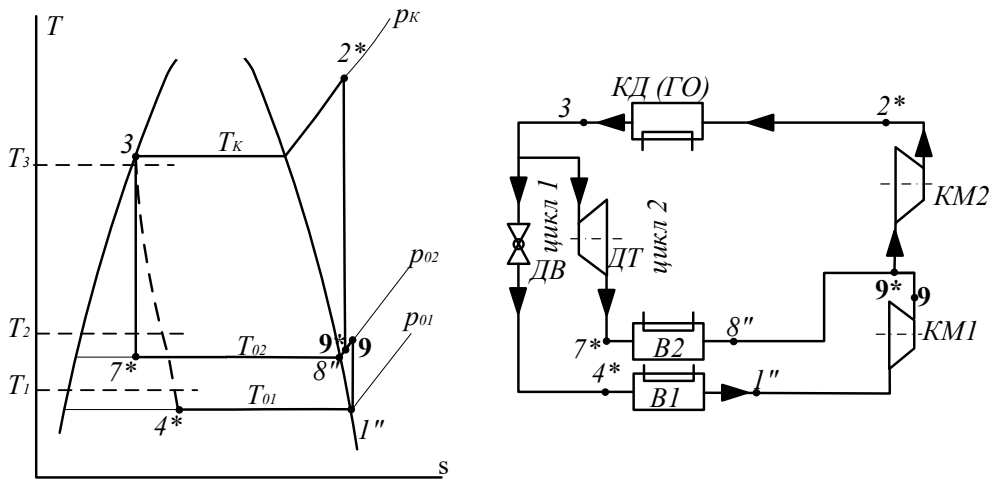


Рисунок 5 – Цикл і схема двоступеневого стиснення з двома температурами кипіння та детандером на лінії випарника В2

Процес супроводжується зниженням температури робочої речовини до температури навколишнього середовища. Наводимо опис роботи дійсної транскритичної двоступеневої холодильної машини з двома джерелами отримання холоду, який надано в роботі [10].

Типова транскритична бустерна система працює в інтервалі трьох тисків. При високому тиску працює компресор верхнього ступеня і газовий охолоджувач. Розрахунковий тиск в цій частині, як правило, становить від 9,0 до 12,0 МПа. Середній тиск встановлюється у віддільнику рідини,

звідки пара відводиться у всмоктувальну лінію компресора високого тиску. Рідина подається до двох дроселів, де відбувається її розширення перед подачею в два випарники. Пара з низькотемпературного випарника стискається в компресорі нижнього ступеня, змішується з парами, які надходять з середньотемпературного випарника і віддільника рідини, подається у всмоктувальну лінію компресора високого тиску.

Розрахунковий тиск між ступенями зазвичай становить 4,0-4,5 МПа, а в низькотемпературному випарнику: 0,8-2,5 МПа.

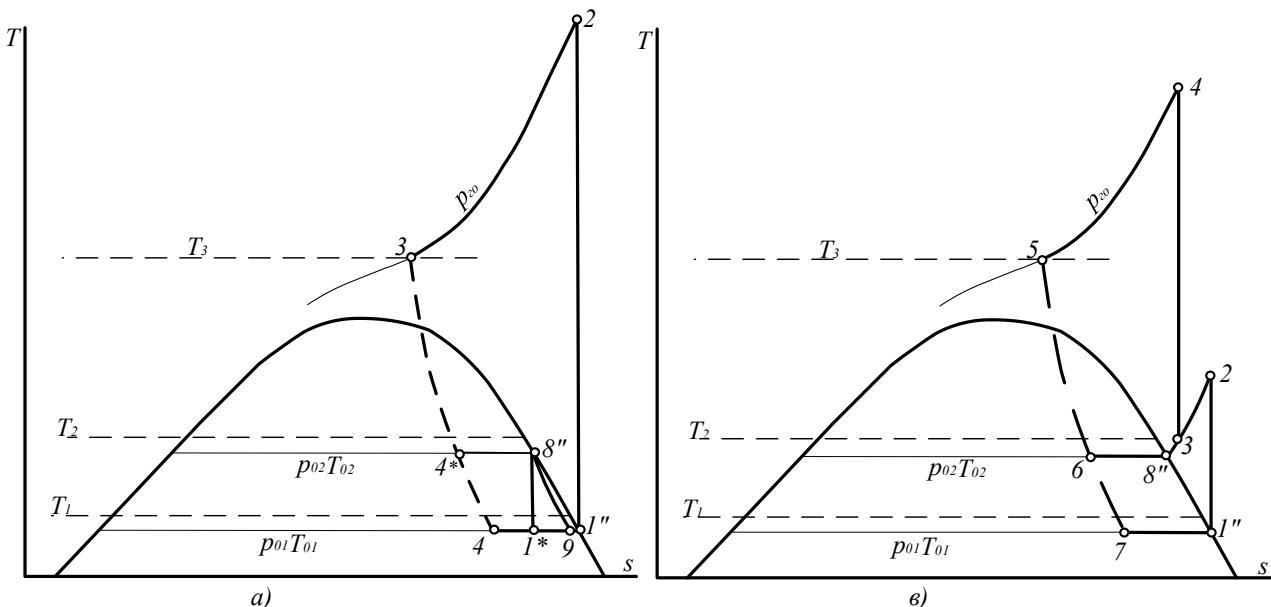


Рисунок 6 – Цикли машини когенерації з CO₂ робочою речовиною: а – транскритичний одноступеневий відповідно до схеми на рис.3; б – транскритичний двоступеневий відповідно до схеми на рис.4.

Термодинамічний процес в газовому охолоджувачі може здійснюватися за умови:

– температура охолоджуючого середовища постійна, а робочої речовини – змінна;

– температура охолоджуючого середовища змінюється за таким же законом, що і робочої речовини.

У першому випадку в циклі виникає додаткова незворотність, пов'язана з великою різницею температур на теплопередавання, у другому – еквідистантні проходження ізотерм наближає процес до оборотного. Значне підігрівання проміжного теплоносія забезпечує зменшення його масової витрати, сприяє економії енергії на циркуляцію. Цією інформацією автори вказують читачеві на складності, які виникають під час експлуатації машин на CO₂.

4. Обговорення результатів термодинамічного аналізу циклів та висновки

В роботі на всіх етапах термодинамічного аналізу залишається постійною умова – виробництво холоду на двох температурних рівнях. Така умова створює проблеми у визначенні енергетичної ефективності (визначенні коефіцієнта перетворення) холодильних машин з відведенням тепла в навколишнє середовище. У циклах цих машин корисні ефекти – це два тепла енергії нижчої якості з різними температурними потенціалами. На підставі положень другого закону термодинаміки сумарний позитивний ефект не може бути визначений простим додаванням величин корисних ефектів [1].

Існує два способи вирішення такої проблеми. Спосіб перший – приведення енергії позитивних ефектів до нижчого температурного рівня через температурний фактор Карно [11]. Спосіб другий. Відповідно до першого закону термодинаміки загальний позитивний ефект в машині можна надати як різницю відведеного тепла і виконаної роботи [12]. У дослідженні проблема вирішена другим способом, оскільки цикли є когераційними, для яких позитивний ефект – енергія високого потенціалу.

На підставі проведеного термодинамічного аналізу можна констатувати, що методом циклів можна синтезувати будь-які схемно-циклові рішення з будь-якою кількістю джерел холоду (тепла) з різним температурним потенціалом і визначати їх енергетичну ефективність.

Література

1. **Мартинівський В. С.** Аналіз дійсних термо-

динамічних циклів. – М.: Енергія, 1972. – 216 с.

2. **Горбенко Г. А., Чайка І. В., Гака П. Г., Турна Р. Ю.** Застосування діоксиду вуглецю в холодильних технологіях // Технічні газети. – 2009. – № 4. – С. 18-22.

3. Новий спіральний компресор для CO₂. Emerson Climate Technologies. – Режим доступу: \WWW/ URL: http://www.emersonclimate.com/europe/Documents/RU_Documents/2011_0526_PREL_CO2scroll_RU.pdf. – 26.10.2011 р. – Загол. з екрану.

4. Новий компресор GEABOCK HG34 CO₂ від GeaRefrigerationTechnologies. «ПЛАНЕТА КЛІМАТУ». – Режим доступу: \WWW/URL: <http://planetaklimata.com.ua/news/?msg=1265>. – 29.05.2012 р. – Загол. з екрану.

5. BITZER. Поршневі компресори. – Режим доступу: URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/porshnevye-kompressory/>. – 08.03.2019 р. – Загол. з екрану.

6. Компресори для CO₂. Danfoss. – Режим доступу: \WWW/ URL:<http://s-parts.com.ua/documentation-20/danfoss/co2.html>. – 29.05.2012 р. – Загол. з екрану.

7. Технологія витих труб. Koch Heat Transfer Company. – Режим доступу:\WWW/ URL: <http://www.kron.spb.ru/upload/kht-twisted-tube.pdf>. – 29.05.2012 р. – Загол. з екрану.

8. Спіральні теплообмінники. Alfa Laval Україна. – Режим доступу:\WWW/URL:<http://local.alfalaval.com/ru-ua/key-technologies/heat-transfer/spiral-heat-exchangers/pages/default.aspx>. – 29.05.2012 р. – Загол. з екрану.

9. **Baek J. S., Groll E. A., Lawless P. B.** Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle // International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. – 2002. – P. 584.

10. **Kim Y. M., Kim C. G., Favrat D.** Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources // International Journal Of Energy Research. – 2012. – Vol. 43. – P. 402-415.

11. **Тсатсароніс Дж.** Взаємодія термодинаміки і економіки для мінімізації вартості енергоперетворювальної системи. Перев. з англ; під ред. **Т.В. Морозюк.** – Одеса: Студія «Негоціант», 2002. – 152 с.

12. **Морозюк Т. В.** Теорія холодильних машин і теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. – 712 с. (з додатками).

Отримана в редакції 07.10.2019, прийнята до друку 03.12.2019

Thermodynamic analysis of cogeneration machine cycles for commercial purposes

L. Morozyuk¹, V. Sokolovska-Yefymenko², S. Gayduk³✉, O. Bodyul⁴

^{1,2,3,4} Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine

✉ e-mail: ³gayduck.sergei@gmail.com

Energy saving and their rational use are the main conditions for creating new modern technologies and improving existing ones. The paper deals with scheme-cyclic answers of cogeneration machines for commercial purposes with two temperature levels of cold production for short-term storage of products and one level of heat for heating and hot water supply. Synthesis of schemes and cycles, determination of the energy efficiency of the decisions made is carried out with the use of thermodynamic analysis "cycle method". The method is based on a step-by-step transition from sample-to-machine cycle to actual machine cycle by increasing irreversible energy losses in processes with real working substances and / or engineering constraints. Transformation of cycles and schemes has the following sequence: the sample in the form of two inverse Carnot cycles with a single temperature level of heat dissipation and two levels of heat supply, combining cycles into a single with isentropic one-stage compression, the introduction of external irreversibility in the process of supply and storage conditions the Carnot cycle. The transition to the real cycle is made through the selection of working materials with different critical temperatures relative to the temperature of the machine under consideration. Synthesis of one- and two-stage compression cycles is provided by condensation or transcritical cooling of the gas in the heat removal process of example R404a and CO₂ refrigerants. At all stages of the cogeneration machine analysis, ways of estimating the energy efficiency of cycles with three positive effects have been developed. On the basis of the thermodynamic analysis "cycle method", the recommendations on the synthesis of scheme-cyclic answers with any number of cold (heat) sources with different temperature potential and determination of their energy efficiency were formulated.

Key words: Cogeneration machine; Thermodynamic analysis; Cycle method; Scheme-cyclic answer; Refrigerants 404a, CO₂.

References

1. Martynovsky, V. S. (1972) Analysis of valid thermodynamic cycles. *M.: Energiya*, 216.
2. Gorbenko, G.A., Chaika, I. V., Gaka, P. G., Turna, R. Yu. (2009) Application of carbon dioxide in refrigeration technologies. *Tekhnicheskije Gazy*, 4, 18-22.
3. New Spiral Compressor for CO₂. Emerson Climate Technologies. Access mode: \WWW/URL:http://www.emersonclimate.com/europe/Documents/RU_Documents/2011_0526_PREL_CO2scroll_RU.pdf. 26.10.2011.
4. New Compressor GEABOCK HG34 CO₂ from GeaRefrigerationTechnologies. «CLIMATE PLANET». Access mode: \WWW/URL: http://planetaklimata.com.ua/news/?msg=1265. 29.05.2012.
5. BITZER. Piston Compressors. Access mode: URL: https://www.bitzer.de/ru/ru/поршневые-компрессоры/. 08.03.2019.
6. Compressors for CO₂. Danfoss. Access mode: \WWW/ URL:http://s-parts.com.ua/documentation-20/danfoss/co2.html. 29.05.2012.
7. Technology of twisted pipes. Koch Heat Transfer Company. Access mode:\WWW/ URL: http://www.kron.spb.ru/upload/kht-twisted-tube.pdf. 29.05.2012.
8. Spiral heat exchangers. Alfa Laval Ukraine. Access mode:\WWW/URL:http://local.alfalaval.com/ru-ua/key-technologies/heat-transfer/spiral-heat-exchangers/pages/default.aspx. 29.05.2012.
9. Baek, J. S., Groll, E.A., Lawless, P. B. (2002) Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 584.
10. Kim, Y. M., Kim, C. G., Favrat, D. (2012) Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources. *International Journal Of Energy Research*, 43, 402-415.

11. **Tsatsaronis, J.** (2002) The interaction of thermodynamics and economics to minimize the cost of the energy conversion system. Conv. from English; ed. by **T. V. Morozyuk**. *Odessa: Negotsiant Studio, 152*.
12. **Morozyuk, T. V.** (2006) The theory of refrigera-

tion machines and heat pumps. *Odessa: Negotsiant Studio, 712 (with attachments)*.

Received 07 October 2019

Approved 03 December 2019

Available in Internet 03 February 2020