

## ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.574

### Термодинамічний аналіз комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини

Г. М. Чен<sup>1</sup>, Л. І. Морозюк<sup>2</sup>, В. О. Єрін<sup>3</sup>, В. В. Соколовська-Єфименко<sup>4</sup>✉, О. С. Воловик<sup>5</sup>

<sup>1,3,5</sup>Технологічний університет Нінбо, 1 Qian Hu South Road, Нінбо, 315100, Китай

<sup>2,4</sup>Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна

✉ e-mail: <sup>4</sup>kli24062006@gmail.com

ORCID: <sup>1</sup><https://orcid.org/0000-0002-0362-1270>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0003-4133-1984>; <sup>3</sup><http://orcid.org/0000-0001-7941-9725>; <sup>4</sup><https://orcid.org/0000-0002-7275-5061>; <sup>5</sup><https://orcid.org/0000-0002-5485-1965>

У статті наведено результати термодинамічного аналізу комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини (КЕХМ). Технологічна схема КЕХМ являє собою дві самостійні машини: парову компресорну холодильну машину (ПКХМ) і ежекторну холодильну машину (ЕХМ), що працюють за індивідуальними циклами. ПКХМ – двоступенева машина з R744, у якій відведення тепла здійснюється за транскритичними температурами. ЕХМ – ежекторна холодильна машина з двоступеневою генерацією, яка є утилізаційною машиною по відношенню до ПКХМ. Робочою речовиною ЕХМ є R601b, що входить до групи природних холодоагентів. Утилізація високотемпературного тепла, що є прямим скиданням ПКХМ, сприяє підвищенню енергетичної ефективності ПКХМ і зменшенню витрати зовнішнього охолоджуючого середовища. Доведено, що досягнення максимальної ефективності КЕХМ можливо тільки за певного поєднання ключових параметрів, що забезпечують максимальне ефективне використання регенерації тепла між циклами ПКХМ і ЕХМ. Такими параметрами визначено: тиск R744 в газовому охолоджувачі р<sub>ох</sub>, температури генерації t<sub>г</sub> у верхньому і нижньому ступенях генератора ЕХМ і температура кипіння t<sub>об</sub> у випарнику ЕХМ. Основою для дослідження обрано енергетичні аналізи циклів ПКХМ і ЕХМ, як відокремлених, так і об'єднаних в систему через загальні характеристики. Результати розрахунків комбінованої холодильної системи для температур кипіння від –30°C до 0°C з використанням холодоагенту R601b в ежекторному холодильному циклі показують, що COP<sub>ПКХМ</sub> досягає 1,88-3,62 за високим COP<sub>ЕХМ</sub>, що дорівнює 0,41-0,51. При цьому відносне зростання ΔCOP/COP<sub>ПКХМ</sub> порівняно із звичайним двоступеневим циклом ПКХМ з R744 становить 25,4-30,3%. Впровадження комбінованих компресорно-ежекторних машин на екологічно чистих робочих речовинах є перспективним напрямком удосконалення комерційної холодильної техніки.

**Ключові слова:** Комбінована компресорно-ежекторна холодильна машина; R744; R601b; Термодинамічний аналіз циклів; Енергетична ефективність.

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2167>

© The Author(s) 2021. 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/>



#### Умовні позначення:

$M$  – масова витрата, кг/с;

$h$  – питома ентальпія, кДж/кг;

$w$  – питома робота, кДж/кг;

$N$  – потужність, Вт;

$p$  – тиск, бар або МПа;

$q$  – питома теплове навантаження, кДж/кг;

$Q$  – повне теплове навантаження, кВт;

$s$  – ентропія, кДж/(кг · °C);

$t$  – температура, °C;

$U$  – коефіцієнт ежекції;

$v$  – питомий об'єм, м<sup>3</sup>/кг;

COP – коефіцієнт перетворення;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії

**Нижні індекси:**

$O$  – кипіння;  
 $a$  – робоча речовина ПКХМ;  
 $E$  – потік ЕХМ, що ежектуються;  
 $1-20, k, m, n$  – точки циклу;  
 $i$  – індикаторний;  
 $\Gamma$  – генерація, генератор;  
 НСГ – нижній ступінь генерації;  
 ВСГ – верхній ступінь генерації;  
 $V(EXM)$  – випарник ЕХМ;  
 $K$  – конденсація;  
 $K$  – конденсація, конденсатор;  
 $KД$  – конденсатор;

**1. Вступ**

В останні роки спостерігається розширення номенклатури комерційного холодильного обладнання. Високі вимоги екологічної безпеки до технологічного устаткування супермаркетів зумовили використання діоксиду вуглецю ( $R744$ ) в якості холодоагенту таких систем [1,2]. Для реалізації термічної обробки і зберігання продуктів переважно використовують двоступеневі вуглекислотні парові компресорні холодильні машини (ПКХМ). Оскільки температура навколишнього середовища в більшості випадків перевищує критичну температуру діоксиду вуглецю, відведення тепла у термодинамічному циклі машини здійснюється за транскритичними температурами. У цьому випадку реалізація циклу з високою енергетичною ефективністю можлива шляхом зниження температури газу перед дросельним пристроєм, використовуючи або внутрішню регенерацію тепла, або зовнішні низькотемпературні джерела [3].

Існує ряд пропозицій для підвищення ефективності двоступеневих ПКХМ, які працюють на діоксиді вуглецю. Різні автори пропонують застосування внутрішніх резервів машини: додаткових теплообмінників для охолодження газу високого тиску киплячим холодоагентом проміжного тиску [4], відокремлювача рідини і подвійного дроселювання [5], ежектора у першому ступені холодильного циклу [6], використання частини холодопродуктивності для проміжного охолодження пари між ступенями компресорів [7].

Деякі автори пропонують підвищення ефективності ПКХМ з  $R744$  шляхом застосування зовнішніх незалежних джерел тепла. Одним з таких способів є охолодження газу високого тиску ежек-

$KПС$  – компресор першого ступеня;  
 $KДС$  – компресор другого ступеня;  
 $ЖН$  – живильний насос;  
 $НС$  – навколишнє середовище;  
 $ПР$  – проміжний;  
 $P$  – робочий потік ЕХМ;  
 $РТО$  – регенеративний теплообмінник ПКХМ;  
 $СР$  – навколишнє середовище;  
 $ОХ$  – газовий охолоджувач;  
 $ЕД$  – електродвигун  
**Верхні індекси:**  
 $E$  – ЕХМ;  
 $opt$  – оптимальний

торною холодильною машиною, що використовує тепло перегріву ПКХМ як первинну енергію [8]. Аналіз показав, що застосування комбінованої компресорно-ежекторної машини (КЕХМ) можна передбачити двоступеневу генерацію в ежекторній машині (ЕХМ). Нижній ступінь генератора обігривається теплом перегріву після компресора першого ступеня ПКХМ, а верхній ступінь – частиною теплового навантаження газового охолоджувача. Таке рішення повністю виключає використання зовнішнього середовища для охолодження пари проміжного тиску ПКХМ.

Метою цієї роботи є термодинамічний аналіз енергетичної ефективності, комбінованої КЕХМ з холодоагентом  $R601b$  у якості робочої речовини для циклу ЕХМ.

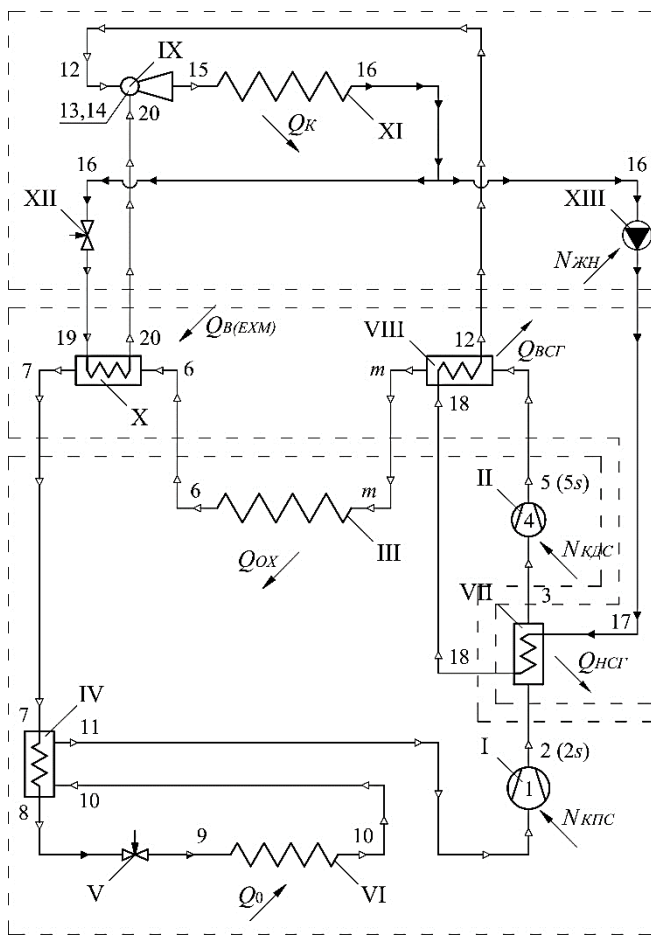
**2. Схема і цикл комбінованої КЕХМ**

Технологічна схема КЕХМ, представлена на рис.1. Вона являє собою дві самостійні машини ПКХМ і ЕХМ, що працюють за індивідуальними циклами. ПКХМ – двоступенева машина з  $R744$ , основними елементами якої є: компресор першого ступеня (I), теплообмінник (VII), компресор другого ступеня (II), теплообмінник (VIII), газовий охолоджувач (III), теплообмінник (X), рекуперативний теплообмінник (IV), дросельний пристрій (V), випарник (VI). ЕХМ – ежекторна холодильна машина з двоступеневою генерацією, основними елементами якої є: нижній ступінь генератора (VII), верхній ступінь генератора (VIII), ежектор (IX), конденсатор (XI), дросельний пристрій (XII), живильний насос (XIII). Термодинамічні цикли машин об'єднуються у елементах (VII), (VIII) і (X). На рис.1 пунктирами відзначені контрольні об'єкти: ПКХМ, ЕХМ і загальні елементи цих машин.

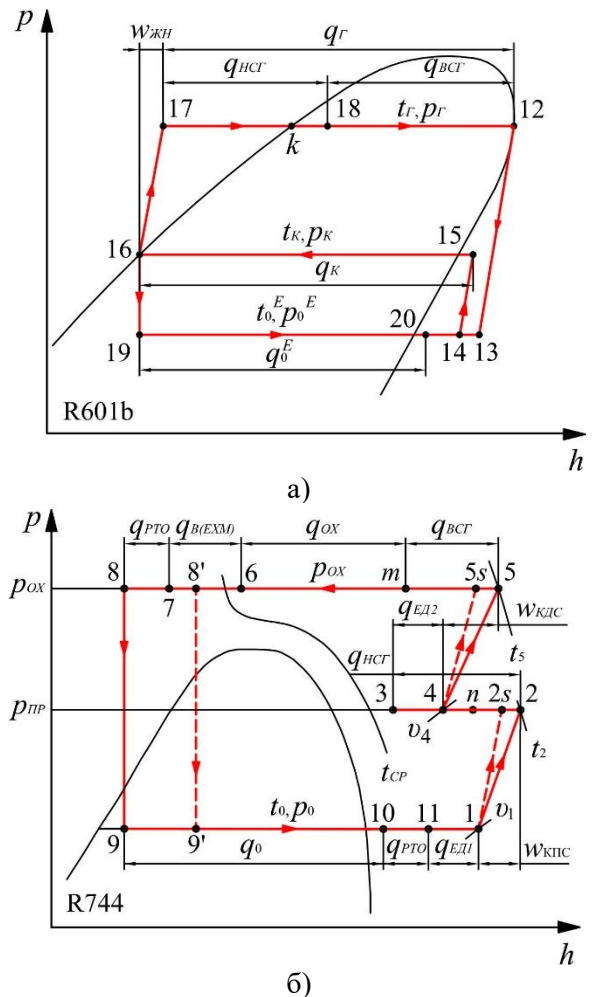
Основною вимогою до робочої речовини циклу ЕХМ є забезпечення високих значень коефіцієнта перетворення, що впливає як на ефективність ЕХМ, так і на зростання ефективності ПКХМ. Аналіз властивостей різних робочих речовин тепловикористальних машин показав, що для ЕХМ, цикл якої досліджується, раціональним є використання R601b з групи природних холодоагентів [9].

Цикл ПКХМ здійснюється в діапазоні температур кипіння  $t_0$  від  $-30$  до  $0^\circ\text{C}$ , які відповідають потребам комерційного холоду. Режим тисків: низького тиску  $- p_0 = f(t_0)$ ; в газовому охоло-

джувачі  $p_{ox}$  – незалежний вихідний параметр; проміжний тиск між ступенями  $- p_{пр} = f(p_0, p_{ox})$ , на засадах енергозбереження. На рис.2б зображено класичний цикл двоступеневого стиснення R744 з відведенням тепла за транскритичними температурами. В площині координат  $h-p$  діаграми нанесено значення питомих величин підведеного і відведеного тепла у відповідних процесах. Процеси стиснення зображені у двох видах: (1-2s) та (4-5s) – адиабатні ізентропні, (1-2) та (4-5) – дійсні політропні незворотні. Відхилення між ними визначаються адиабатним ККД компресора.



**Рисунок 1** – Технологічна схема КЕХМ:  
 I – компресор першого ступеня ПКХМ; II – компресор другого ступеня ПКХМ; III – газовий охолоджувач ПКХМ; IV – рекуперативний теплообмінник ПКХМ; V, XII – дросельний пристрій;  
 VI – випарник ПКХМ; VII – нижній ступень генератора ЕХМ, VIII – верхній ступень генератора ЕХМ; IX – ежектор; X – випарник ЕХМ;



**Рисунок 2** – Термодинамічні цикли у  $p-h$  діаграмах: а) ЕХМ; б) ПКХМ

*XI – конденсатор; XIII – живильний насос*

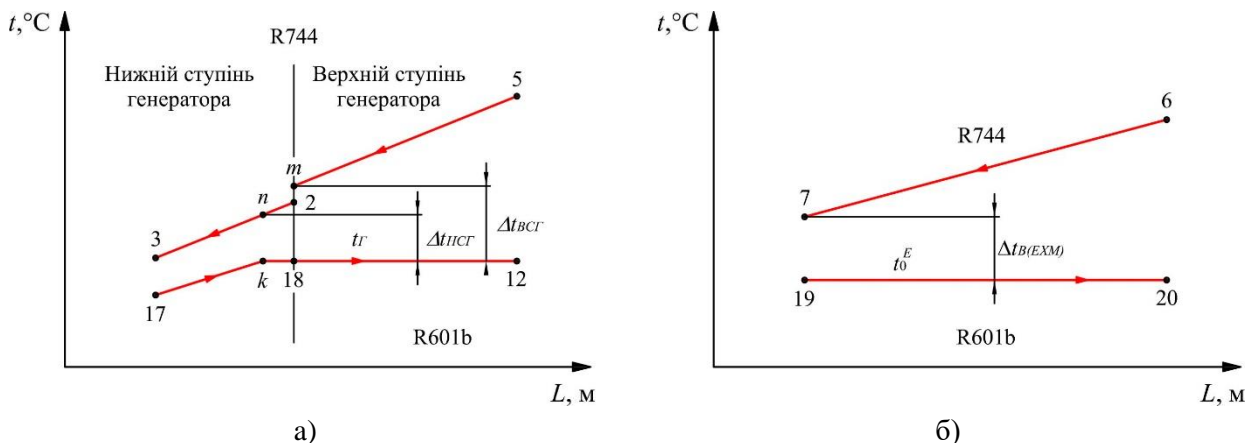
Цикл ЕХМ здійснюється при температурі конденсації  $t_k$ , що є функцією температури навколишнього середовища, а тиск конденсації –  $p_k = f(t_k)$ . Тиск  $p_0^E$  і температура  $t_0^E$  кипіння R601b визначені з енергетичного балансу теплообмінника (X). Температури генерації  $t_g$  і тиск  $p_g$  визначено з енергетичних балансів теплообмінників (VII), (VIII). В площині координат  $h-p$  діаграми (рис.2а) нанесено значення питомих величин підведеного і відведеного тепла у відповідних процесах.

### 3. Метод розрахунку характеристик КЕХМ

Досягнення максимальної ефективності КЕХМ можливо тільки за певного поєднання ключових параметрів, що забезпечують максимально ефективне використання теплоти ПКХМ для роботи

ЕХМ. Такими параметрами є: тиск R744 в газовому охолоджувачі  $p_{ox}$ , температури генерації  $t_g$  у верхньому і нижньому ступенях генератора ЕХМ і температура кипіння  $t_0^E$  у випарнику ЕХМ. Для визначення цих параметрів необхідно враховувати особливості роботи як двоступеневої ПКХМ, так і утилізаційної ЕХМ. Температурні напори в апаратах представлені на рис.3.

Як видно з рисунків, при заданих значеннях  $\Delta t_{НСГ}$ ,  $\Delta t_{ВСГ}$  і  $\Delta t_{B(ЕХМ)}$  існують прямі залежності температур  $t_g$  і  $t_m$ , а також  $t_{0E}$  і  $t_7$ . Підвищення  $t_g$  і  $t_0^E$  призводить до підвищення  $t_m$  і  $t_7$ , та навпаки. Крім того, параметри стану в точках  $m$  і 18 залежать від теплового навантаження  $Q_{НСГ}$  теплообмінника VII. Аналіз показує, що величина теплового навантаження  $Q_{НСГ}$  дозволяє отримати вологу пару з малим ступенем сухості на виході з нижнього ступеня генератора ЕХМ.



**Рисунок 3 – Температурні напори у теплообмінних апаратах КЕХМ:**

*а) в нижньому і верхньому ступенях генератора ЕХМ (VII і VIII); б) в випарнику ЕХМ (X)*

Енергетичні баланси нижнього і верхнього ступенів генератора ЕХМ і випарника ЕХМ мають математичні вирази відповідно:

$$M_p \cdot (h_{18} - h_{17}) = M_a \cdot (h_2 - h_3) \quad (1)$$

$$M_p \cdot (h_{12} - h_{18}) = M_a \cdot (h_5 - h_m) \quad (2)$$

$$M_p \cdot (h_{12} - h_{18}) = M_a \cdot (h_5 - h_m) \quad (3)$$

Розв’язанням системи рівнянь, отримаємо:

$$h_6 - h_7 = COP_{ЕХМ} \cdot (h_5 - h_m + h_2 - h_3) \quad (4)$$

де  $COP_{ЕХМ}$  – коефіцієнт перетворення ЕХМ

$$COP_{ЕХМ} = \frac{Q_0^E}{Q_g} = \frac{M_E}{M_p} \cdot \frac{q_0^E}{q_g} = U \cdot \frac{h_{20} - h_{19}}{h_{12} - h_{17}} \quad (5)$$

$h_m$  – ентальпія R744 на виході з теплообмінника VIII, яка визначається за тиском  $p_{ox}$  і температурою  $t_m$ :

$$t_m = t_{\Gamma} - \Delta t_{BC\Gamma} \quad (6)$$

Ентальпію  $h_{18}$  визначено як параметр стану R601b на виході з теплообмінника VII за виразом:

$$h_{18} = \frac{h_{12} \cdot (h_2 - h_3) + h_{17} \cdot (h_5 - h_m)}{h_2 - h_3 + h_5 - h_m} \quad (7)$$

Розрахунок коефіцієнта ежекції  $U$  у рів.(5) здійснюється за методикою, запропонованою в роботі [10]. З рів.(4) випливає, що величина охолодження R744 після газового охолоджувача  $\Delta t_{B(EXM)} = t_6 - t_7$  залежить як від ефективності циклу EXM, так і теплових навантажень, що відводяться в циклі ПКХМ. При цьому, підвищення температури генерації  $t_{\Gamma}$  призводить до зростання  $COP_{EXM}$  і  $h_m$  і, як наслідок, до зниження значення множника  $(h_5 - h_m + h_2 - h_3)$ . При  $t_{\Gamma} = t_5$  величини  $COP_{EXM}$  і  $h_m$  мають максимальні значення, а множник дорівнює  $(h_2 - h_3)$ . З іншого боку, при зниженні  $t_{\Gamma}$  величини  $COP_{EXM}$  і  $h_m$  зменшуються, а значення множника  $(h_5 - h_m + h_2 - h_3)$  зростає. При деякому значенні  $t_{\Gamma} > t_6$  величина множника  $(h_5 - h_m + h_2 - h_3)$  є максимальною, а величина  $COP_{EXM}$  дорівнює нулю.

На підставі описаного вище, можна зробити висновок, що існує оптимальне значення температури  $t_{\Gamma}$ , при якому різниця ентальпій  $(h_6 - h_7)$  є максимальною, забезпечуючи тим самим максимально можливе охолодження R744 після газового охолоджувача в заданому робочому режимі і оптимальну холодопродуктивність EXM.

Слід зазначити, що використання попереднього підігріву і початок кипіння R601 у теплообміннику VII забезпечує наявність певної кількості теплоти генерації навіть у разі рівності температур  $t_{\Gamma}$  і  $t_5$ . Це призводить до зміщення оптимальних значень  $COP_{EXM}$  і  $h_m$  в сторону більш високих температур генерації  $t_{\Gamma}$ , зростання цих величин, а відповідно і до зростання різниці ентальпій  $(h_6 - h_7)$ . Отже, запропонована методика розрахунку заснована на визначенні оптимальних параметрів КЕХМ при мінімально можливому значенні температури  $t_7$  і відповідно максимально можливому значенні  $COP_{ПКХМ}$  двоступеневої ПКХМ з R744 робочою речовиною.

Визначення параметрів та характеристик КЕХМ здійснюється у такій послідовності. Загальними вихідними параметрами для комбінованого

циклу є температурний режим та холодопродуктивність ПКХМ. За ними визначається режим тисків в газовому охолоджувачі  $p_{OX}^{opt}$  [11] та проміжний  $p_{PP}$  між ступенями, що відповідають максимальному значенню  $COP_{ПКХМ}$  циклу. Проміжний тиск  $p_{PP}$  визначається за рівнянням:

$$p_{PP} = \sqrt{p_0 \cdot p_{OX}^{opt}} \quad (8)$$

Температура  $t_7$  є незалежним вихідним параметром за умови  $t_7 < t_6$ . Усі похідні параметри і характеристики для R744 визначають із теплового розрахунку циклу.

Другим етапом є тепловий розрахунок циклу EXM, вихідними параметрами для якого становлять температури:  $t_0^E = t_7 - \Delta t_{B(EXM)}$ ,  $\Delta t_{HC\Gamma} = t_n - t_k$ ,  $\Delta t_{BC\Gamma} = t_m - t_{18}$ , ряд температур генерації:  $t_{\Gamma} = t_k$ ,  $t_n = t_{\Gamma} + \Delta t_{HC\Gamma}$ . Значення ентальпії  $h_{18}$  визначають за рів.(7), ентальпії  $h_m$  і різниці ентальпій  $(h_6 - h_7)$  за рів.(4). Результатом розрахунку для EXM вважається значення коефіцієнта ежекції  $U$  і коефіцієнта перетворення  $COP_{EXM}$ .

Максимальне значення різниці ентальпій  $(h_6 - h_7)$  визначається за зміною температури генерації  $t_{\Gamma}$ . Розрахунок виконується методом послідовних наближень (методом ітерацій) до збігу  $(h_6 - h_7)$  зі значенням тієї функції, що отримано з розрахунку ПКХМ. В цьому випадку, температура  $t_{\Gamma}$  приймається оптимальною, а розрахунок вважається завершеним. Якщо збігу значень  $(h_6 - h_7)$  немає, то розрахунок повторюється за новим значення  $t_7$ , доки не буде досягнуто збігу з відповідною точністю при фіксованому значенні  $p_{OX}$ . Максимальне значення  $COP_{ПКХМ}$  у комбінованому холодильному циклі відповідає оптимальному тиску  $p_{OX}^{opt}$ . На основі ітераційних розрахунків визначаються оптимальні параметри системи і максимальна продуктивність КЕХМ.

### 3. Математична модель енергетичного аналізу КЕХМ

Математичну модель енергетичного аналізу комбінованого холодильного циклу створено на основі співвідношень, отриманих в результаті перетворення загальних рівнянь масового і енергетичного балансу, і має відповідну форму для кожного компонента ПКХМ і EXM. У рівняннях термодинамічних функцій використані індекси у від-

повідності до вузлових точок циклів, що зображені на рис.1 і 2.

При аналізі ежекторного холодильного циклу розглядається ежектор з конічно-циліндричною камерою змішання, що забезпечує більш високий коефіцієнт ежекції  $U$  в порівнянні з циліндричною камерою змішання і, як наслідок, більш високу енергетичну ефективність циклу [10].

### 3.1 Двоступенева парокompресорна холодильна машина з робочою речовиною R744

Масова витрата R744 робочої речовини:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_{10} - h_9} \quad (9)$$

Теплове навантаження на газовий охолоджувач III:

$$Q_{OX} = M_a \cdot q_{OX} = M_a \cdot (h_m - h_6) \quad (10)$$

Теплове навантаження на рекуперативний теплообмінник IV:

$$Q_{PTO} = M_a \cdot q_{PTO} = M_a \cdot (h_{11} - h_{10}) = M_a \cdot (h_7 - h_8) \quad (11)$$

Теплове навантаження на теплообмінник VII:

$$Q_{HCG} = M_a \cdot (h_2 - h_3) \quad (12)$$

Теплове навантаження на теплообмінник VIII:

$$Q_{BCG} = M_a \cdot (h_5 - h_m) \quad (13)$$

Теплове навантаження на теплообмінник X:

$$Q_{B(EXM)} = Q_0^E = M_a \cdot (h_6 - h_7) \quad (14)$$

Потужність компресора першого ступеня:

$$N_{KPC} = M_a \cdot w_{KPC} = M_a \cdot (h_2 - h_1) = M_a \cdot \left( \frac{h_{2S} - h_1}{\eta_{i(KPC)}} \right) \quad (15)$$

Потужність компресора другого ступеня:

$$N_{KDC} = M_a \cdot w_{KDC} = M_a \cdot (h_5 - h_4) = M_a \cdot \left( \frac{h_{5S} - h_4}{\eta_{i(KDC)}} \right) \quad (16)$$

Індикаторний ККД компресора першого і другого ступеня відповідно [11]:

$$\eta_{i(KPC)} = 0,815 + 0,022 \cdot \left( \frac{P_{PP}}{P_0} \right) - 0,0041 \cdot \left( \frac{P_{PP}}{P_0} \right)^2 + 0,0001 \cdot \left( \frac{P_{PP}}{P_0} \right)^3 \quad (17)$$

$$\eta_{i(KDC)} = 0,815 + 0,022 \cdot \left( \frac{P_{OX}^{opt}}{P_{PP}} \right) - 0,0041 \cdot \left( \frac{P_{OX}^{opt}}{P_{PP}} \right)^2 + 0,0001 \cdot \left( \frac{P_{OX}^{opt}}{P_{PP}} \right)^3 \quad (18)$$

Кількість теплоти, що витрачається на підігрівання R744 в елементах електродвигунів:

– напівгерметичний компресор першого ступеня:

$$Q_{ED(KPC)} = M_a \cdot (h_1 - h_{11}) \quad (19)$$

– напівгерметичний компресор другого ступеня:

$$Q_{ED(KDC)} = M_a \cdot (h_4 - h_3) \quad (20)$$

Коефіцієнт перетворення  $COP_{KEXM}$ :

$$COP_{KEXM} = \frac{q_0}{w_{KPC} + w_{KDC}} = \frac{h_{10} - h_9}{(h_2 - h_1) + (h_5 - h_4)} \quad (21)$$

Відносне зростання коефіцієнта перетворення  $\Delta COP / COP_{PKXM}$  можна знайти з виразу:

$$\frac{\Delta COP}{COP_{PKXM}} = \left| \frac{COP_{KEXM} - COP_{PKXM}}{COP_{PKXM}} \right| \cdot 100\% \quad (22)$$

### 3.2. Утилізаційна ежекторна холодильна машина з робочою речовиною R601b

Кількість теплоти, що відводиться від R744 після газового охолоджувача  $Q_{B(EXM)}$ , визначає холодопродуктивність EXM  $Q_0^E$  і, як наслідок, масову витрату потоку холодоагенту EXM, що ежекується.

Холодопродуктивність EXM:

$$Q_0^E = Q_{B(EXM)} = M_E \cdot q_0^E = M_E \cdot (h_{20} - h_{19}) \quad (23)$$

Масова витрата потоку, що ежекується:

$$M_E = \frac{Q_0^E}{h_{20} - h_{19}} \quad (24)$$

Масова витрата робочого потоку:

$$M_P = \frac{M_E}{U} \quad (25)$$

Визначення кількості теплоти генерації, що підводиться в нижньому ступені генератора VII і верхньому ступені генератора VIII, загальної теплоти генерації, а також загальне теплове навантаження на конденсатор виконується за рівняннями (26)-(29), відповідно:

– теплота генерації у нижньому ступені генератора VII

$$Q_{HCG} = M_P \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (26)$$

– теплота генерації у верхньому ступені генератора VIII

$$Q_{BCG} = M_P \cdot (h_{12} - h_{18}) \quad (27)$$

– загальна теплота генерації

$$Q_G = Q_{HCG} + Q_{BCG} \quad (28)$$

– загальне теплове навантаження на конденсатор

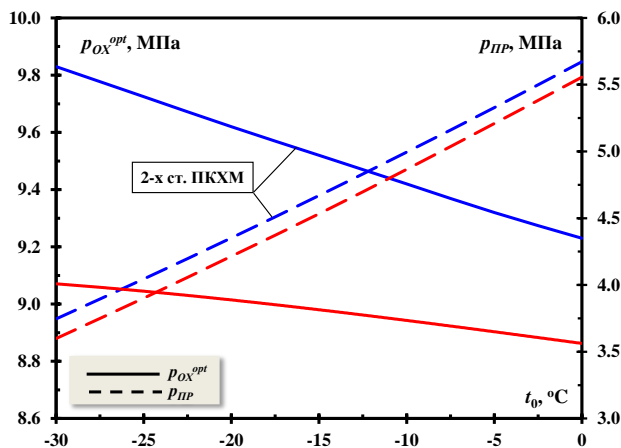


Рисунок 4 – Залежність  $p_{ох}^{opt}$  і  $p_{пр}$  від  $t_0$

Залежності величин  $Q_{ох}$ ,  $N_{кпс}$  і  $N_{кдс}$  від температури кипіння  $t_0$  ілюструє рис.5. Як випливає з рисунка, використання частини теплоти перегрітої пари R744 для роботи ЕХМ дозволяє значно зни-

$$Q_{кд} = Q_0^E + Q_G \quad (29)$$

Потужність живильного насоса:

$$N_{ЖН} = \frac{M_P \cdot w_{ЖН,С}}{\eta_{ЖН}} = \frac{M_P \cdot v_{16} \cdot (p_G - p_K)}{\eta_{ЖН}}, \quad (30)$$

де  $\eta_{ЖН} = 0,5$  – ККД живильного насоса.

Коефіцієнт перетворення  $COP_{ЕХМ}$  визначається із рів.(5).

#### 4. Результати енергетичного аналізу на окремому прикладі

Вихідними даними для розрахунку прийнято:

- холодопродуктивність машини  $Q_0 = 1$  кВт;
- інтервал температур кипіння ПКХМ  $t_0 = -30 \dots 0^\circ\text{C}$ ;
- температура навколишнього середовища  $t_{CP} = 35^\circ\text{C}$ ;
- температура R744 на виході з газового охолоджувача  $t_6 = 37^\circ\text{C}$ ;
- температура конденсації  $t_K = 38^\circ\text{C}$ .

На рис.4 представлені залежності оптимальних тисків  $p_{ох}^{opt}$  і проміжного тиску  $p_{пр}$  від температури кипіння  $t_0$ . Як видно з рис.4, підвищення  $t_0$  призводить до помірного зниження  $p_{ох}^{opt}$  і інтенсивного зростання  $p_{пр}$ . При цьому, значення  $p_{ох}^{opt}$  і  $p_{пр}$  для комбінованого циклу нижчі, ніж для звичайного двоступеневого циклу ПКХМ з робочою речовиною R744.

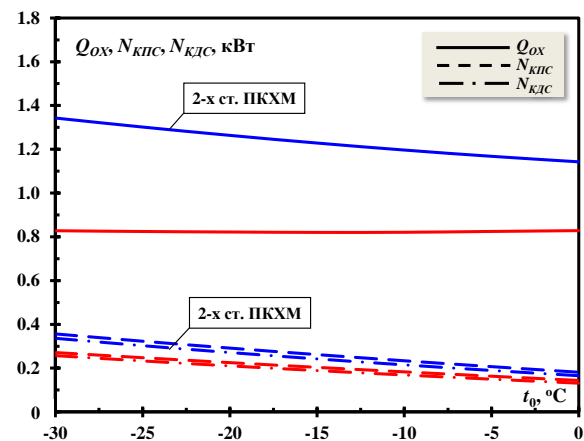


Рисунок 5 – Залежність  $Q_{ох}$ ,  $N_{кпс}$  і  $N_{кдс}$  від  $t_0$

зити кількість теплоти  $Q_{ох}$ , що незворотно відводиться в навколишнє середовище, а також зменшити споживану потужність компресорів  $N_{кпс}$  і  $N_{кдс}$ . При цьому, підвищення  $t_0$  призводить до

зменшення усіх величин за винятком кількості теплоти  $Q_{ох}$ . В цьому випадку, величина  $Q_{ох}$  незначно знижується при зміні  $t_0$  від  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $-15^{\circ}\text{C}$ , і зростає від  $-15^{\circ}\text{C}$  до  $0^{\circ}\text{C}$ , тобто графік залежності  $Q_{ох} = f(t_0)$  має слабо виражений мінімум при  $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$ .

На рис.6 показано вплив температури кипіння  $t_0$  на величину  $\Delta t_{нст}$  охолодження R744 у теп-

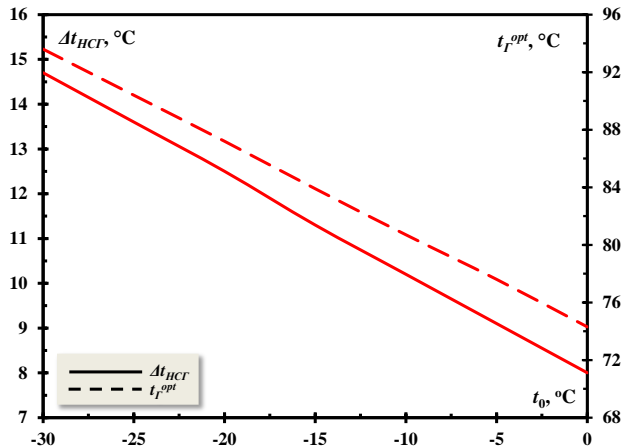


Рисунок 6 – Залежність  $\Delta t_{нст}$  і  $t_r^{opt}$  від  $t_0$

Характер зміни  $\text{COP}_{\text{КЕХМ}}$  і відношення  $\Delta\text{COP}/\text{COP}_{\text{ПКХМ}}$  в залежності від температури кипіння  $t_0$  представлено на рис.7. Зростання  $t_0$  призводить до підвищення  $\text{COP}_{\text{КЕХМ}}$  і зниження  $\Delta\text{COP}/\text{COP}_{\text{ПКХМ}}$ . Результати розрахунків показують, що значення  $\text{COP}_{\text{КЕХМ}}$  збільшується від 1,88 до 3,62 при зміні  $t_0$  від  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $0^{\circ}\text{C}$ , а відповідна зміна відношення становить 30,3-25,4%. Отже, максимально ефективне використання ЕХМ з робочою речовиною R601b для підвищення енергетичної ефективності ПКХМ з робочою речовиною

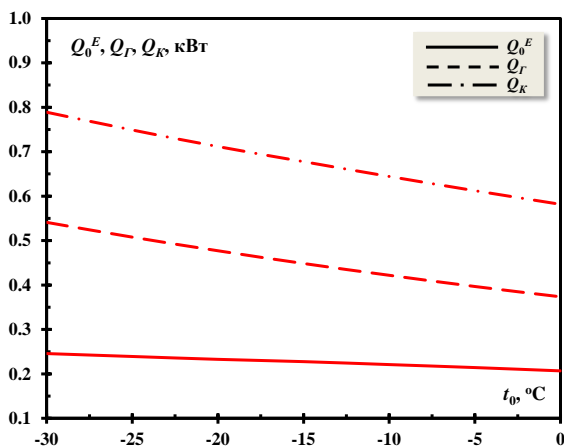


Рисунок 8 – Залежність  $Q_0^E$ ,  $Q_G$  і  $Q_K$  від  $t_0$

лообміннику X і значення оптимальних температур генерації  $t_r^{opt}$ . Ці показники мають однаковий характер зміни і помітно зменшуються зі збільшенням  $t_0$ . Застосування ЕХМ призводить до додаткового охолодження R744 після газового охолоджувача на  $8,0-14,7^{\circ}\text{C}$  у розглянутому діапазоні  $t_0$ . При відповідних умовах значення  $t_r^{opt}$  змінюються в інтервалі  $74,3-93,6^{\circ}\text{C}$ .

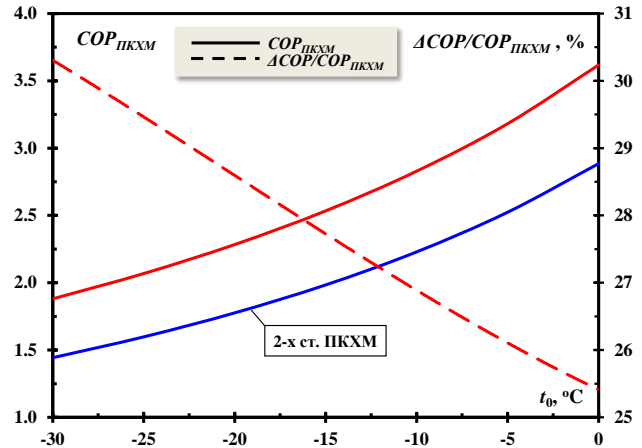


Рисунок 7 – Залежність  $\text{COP}_{\text{ПКХМ}}$  і  $\Delta\text{COP}/\text{COP}_{\text{ПКХМ}}$  від  $t_0$

R744 може бути досягнуто за низькими температурами кипіння  $t_0$ .

Зміна температури кипіння  $t_0$  помітно впливає не тільки на характеристики ПКХМ, але і на характеристики ЕХМ. При підвищенні  $t_0$  спостерігається зниження теплових навантажень на теплообмінні апарати  $Q_0^E$ ,  $Q_{кд}$  і  $Q_G$  (рис.8) і зростання характеристик  $U$  і  $\text{COP}_{\text{ЕХМ}}$  (рис.9). Слід зазначити високі розрахункові значення ( $\text{COP}_{\text{ЕХМ}} = 0,41-0,51$ ), які досягаються за рахунок відносно високих температур  $t_0^E$  і  $t_r$ .

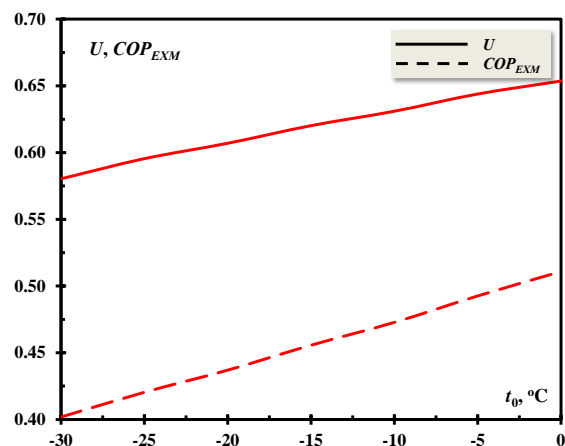


Рисунок 9 – Залежність  $U$  і  $\text{COP}_{\text{ЕХМ}}$  від  $t_0$

## 5. ВИСНОВКИ

Проведений термодинамічний аналіз КЕХМ довів, що застосування тепловикористальних

холодильних машин для підвищення ефективності двоступеневих парових компресорних холодильних машин з робочою речовиною R744 є перспективним напрямком удосконалення комерційної холодильної техніки.

Результати розрахунків комбінованої холодної системи для температур кипіння від  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $0^{\circ}\text{C}$  з використанням холодоагенту R601b в ежекторному холодильному циклі показують, що  $\text{COP}_{\text{КЕХМ}}$  досягає 1,88-3,62 за високим  $\text{COP}_{\text{ЕХМ}}$ , що дорівнює 0,41-0,51. При цьому відносне зростання  $\Delta\text{COP}/\text{COP}_{\text{ПКХМ}}$  порівняно із звичайним двоступеневим циклом ПКХМ з R744 становить 25,4-30,3%. Крім того, запропоноване технічне рішення дозволяє повністю відмовитися від зовнішнього середовища для проміжного охолодження. Проміжним охолоджувачем є нижній ступінь генератора ЕХМ.

## Подяки

Робота виконана за фінансової підтримки Національної програми ключових досліджень і розробок (КНР), проект №2016YFB0901404.

## Особистий внесок авторів CRediT

**Чен Г.М.:** концептуалізація, проведення дослідницького процесу, методологія, формальний аналіз, написання – огляд та редагування. **Морозюк Л.І.:** дослідження, формальний аналіз, верифікація результатів дослідження, написання – огляд та редагування. **Єрін В.О.:** верифікація, візуалізація, програмне забезпечення, написання – оригінальний проект. **Соколовська-Єфименко В.В.:** адміністрування, візуалізація еволюція загальних цілей та завдань, формальний аналіз. **Воловик О.С.:** візуалізація, програмне забезпечення.

## Література

1. **Girotto S., Minetto S., Nekså P.** Commercial refrigeration system using  $\text{CO}_2$  as the refrigerant // International Journal of Refrigeration. – 2004. – Vol. 27. – P. 717-723.
2. **Gullo P., Hafner A., Banasiak K.** Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives // International Journal of Refrigeration. – 2018. – Vol. 93. – P. 269-310.

3. **Mosaffa A.H., Garousi Farshi L., Infante Ferreira C.A., Rosen M.A.** Exergoeconomic and environmental analyses of  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers // Energy Conversion and Management. – 2016. – Vol. 117. – P. 442-453.

4. **Cavallini A., Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zilio C.** Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis // *International Journal of Refrigeration*. – 2005. – Vol. 28. – P. 1274-1283.
5. **Cecchinato L., Chiarello M., Corradi M., Fornasieri E., Minetto S., Stringari P., Zilio C.** Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles // *International Journal of Refrigeration*. – 2009. – Vol. 32. – P. 1058-1067.
6. **Yari M.** Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2009. – Vol. 48. – P. 1997-2005.
7. **Manjili F.E., Yavari M.A.** Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO<sub>2</sub> ejector refrigeration cycle // *Applied Thermal Engineering*. – 2012. – Vol. 40. – P. 202-209.
8. **Chen G., Volovyk O., Zhu D., Ierin V., Shestopalov K.** Theoretical analysis and optimization of a hybrid CO<sub>2</sub> transcritical mechanical compression – ejector cooling cycle // *International Journal of Refrigeration*. – 2017. – Vol. 74. – P. 84-92.
9. **Petrenko V.O., Huang B.J., Shestopalov K.O., Ierin V.O., Volovyk O.S.** An advanced solar-assisted cascade ejector cooling/CO<sub>2</sub> subcritical mechanical compression refrigeration system // *Proceedings of the ISES Solar World Congress*. – Kassel, Germany, 28 August - 2 September, 2011.
10. **Shestopalov K.O., Huang B.J., Petrenko V.O., Volovyk O.S.** Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 1. Theoretical analysis // *International Journal of Refrigeration*. – 2015. – Vol. 55. – P. 201-211.
11. **Chen Y., Gu J.** The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers // *International Journal of Refrigeration*. – 2005. – Vol. 28. – P. 1238-1249.

---

Отримана в редакції 17.09.2021, прийнята до друку 01.10.2021

## Thermodynamic analysis of hybrid mechanical compression–ejector cooling machine

**Guangming Chen<sup>1</sup>, Larisa Morozyuk<sup>2</sup>, Volodymyr Ierin<sup>3</sup>, Vikirria Sokolovska-Yefymenko<sup>4✉</sup>, Oleksii Volovyk<sup>5</sup>**

<sup>1,3,5</sup>Ningbo Technical University, 1 Qianhu South Road, Ningbo, 315100, China

<sup>2,4</sup>Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine

✉ e-mail: <sup>4</sup>kli24062006@gmail.com

ORCID: <sup>1</sup><https://orcid.org/0000-0002-0362-1270>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0003-4133-1984>; <sup>3</sup><http://orcid.org/0000-0001-7941-9725>; <sup>4</sup><https://orcid.org/0000-0002-7275-5061>; <sup>5</sup><https://orcid.org/0000-0002-5485-1965>

*This paper presents the results of thermodynamic analysis of the hybrid mechanical compression-ejector cooling machine (MC-ECM). The technological scheme of the MC-ECM represents two independent systems working on separated cycles: a mechanical compression refrigerating machine (MCRM) and an ejector cooling machine (ECM). MCRM is the two-stage refrigerating machine with R744, in which heat dissipation is carried out at transcritical temperatures. ECM is the ejector refrigeration machine with two-stage generation, which is a utilization machine in relation to the MCRM. The ECM's working fluid is R601b, which belongs to the group of natural refrigerants. Utilization of high-temperature heat, which is a direct discharge of MCRM, helps to increase the energy efficiency of MCRM and reduce the consumption of external cooling medium. It is proved that the achievement of the maximum MC-ECM's efficiency is possible only with a certain combination of key parameters that ensure the maximum efficient use of heat regeneration between the cycles of MCRM and ECM. These parameters are the pressure of R744 in the gas cooler  $p_{GC}$ , the generating temperature  $t_G$  in the first and second stages of the ECM's generator and the evaporating temperature  $t^E$  in the evaporator ECM. The basis for the study was the energy analysis of the MCRM and ECM cycles, both separate and integrated into the system due to common characteristics. The results of calculations of the hybrid cooling system for evaporating temperatures from  $-30\text{ }^\circ\text{C}$  to  $0\text{ }^\circ\text{C}$  using refrigerant R601b in the ejector cooling cycle show that  $COP_{MCRM}$  reaches 1.88-3.62 for high  $COP_{ECM}$ , equal to 0.41-0.51. The relative increase in COP compared to the usual two-stage cycle of MCRM with R744 is 25.4-30.3%. The introduction of the hybrid mechanical compression-ejector cooling cycle shows that the energy efficiency of the MC-ECM is significantly higher than that of the MCRM with R744.*

*sion-ejector cooling machines on environmentally friendly working fluids is a promising area of commercial refrigeration equipment improvement.*

**Keywords:** Hybrid mechanical compression-ejector cooling machine; R744; R601b; Thermodynamic analysis of the cycles; Energy efficiency

## References

1. Girotto, S., Minetto, S., Neksa, P. (2004) Commercial refrigeration system using CO<sub>2</sub> as the refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 27, 717-723.
2. Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K. (2018) Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. *International Journal of Refrigeration*, 93, 269-310.
3. Mosaffa, A.H., Garousi Farshi, L., Infante Ferreira, C.A., Rosen, M.A. (2016) Exergoeconomic and environmental analyses of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers. *Energy Conversion and Management*, 117, 442-453.
4. Cavallini, A., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zilio, C. (2005) Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis. *International Journal of Refrigeration*, 28, 1274-1283.
5. Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., Fornasieri, E., Minetto, S., Stringari, P., Zilio, C. (2009) Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. *International Journal of Refrigeration*, 32, 1058-1067.
6. Yari, M. (2009) Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle. *International Journal of Thermal Sciences*, 48, 1997-2005.
7. Manjili, F.E., Yavari, M.A. (2012) Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO<sub>2</sub> ejector refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 40, 202-209.
8. Chen, G., Volovyk, O., Zhu, D., Ierin, V., Shestopalov, K. (2017) Theoretical analysis and optimization of a hybrid CO<sub>2</sub> transcritical mechanical compression – ejector cooling cycle. *International Journal of Refrigeration*, 74, 84-92.
9. Petrenko, V.O., Huang, B.J., Shestopalov, K.O., Ierin, V.O., Volovyk, O.S. (2011) An advanced solar-assisted cascade ejector cooling/CO<sub>2</sub> subcritical mechanical compression refrigeration system. *Proceedings of the ISES Solar World Congress, Kassel, Germany, 28 August - 2 September.*
10. Shestopalov, K.O., Huang, B.J., Petrenko, V.O., Volovyk, O.S. (2015) Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 1. Theoretical analysis. *International Journal of Refrigeration*, 55, 201-211.
11. Chen, Y., Gu, J. (2005) The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 28, 1238-1249.

---

Received 17 September 2021  
 Approved 01 October 2021  
 Available in Internet 15 October 2021