

## Термодинамічний аналіз каскадної холодильної машини морського рефконтейнера

В. В. Соколовська-Єфименко<sup>1</sup>, С. В. Гайдук<sup>2</sup>, А. В. Мошкатюк<sup>3</sup>, В. Ю. Єрема

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна

ORCID: <sup>1</sup> <https://orcid.org/0000-0002-7275-5061>, <sup>2</sup> <http://orcid.org/0000-0003-1627-2986>,

<sup>3</sup> <https://orcid.org/0000-0003-3354-0321>

✉ e-mail: [kli24062006@gmail.com](mailto:kli24062006@gmail.com)

Напрямок дослідження є аналіз каскадної холодильної машини для морських контейнерних перевезень. Низькотемпературні рефконтейнери призначені для перевезення на далекій відстані цінних вантажів, таких як: продукти крові, біопрепарати і цінні види риб. Режим транспортування таких вантажів передбачає підтримку в контейнері температури до  $-60^{\circ}\text{C}$ . Зазначений температурний режим забезпечують каскадні холодильні машини. Особливістю конструктивного рішення каскадної машини є розміщення обладнання в межах габаритів контейнера. Робочі речовини машини повинні відповідати вимогам морського реєстру і мати високий ступінь термодинамічної досконалості. Проведення термодинамічного аналізу характеристик каскадної холодильної машини забезпечує створення низькотемпературних холодильних машин, які відповідатиме екологічним законам, умовам енергоефективності, експлуатаційної надійності і мінімальним масогабаритним характеристикам. У статті на прикладі каскадної машини рефконтейнера для транспорту заморожених туш блакитного тунця розглянуто дві конструктивні схеми: з робочою речовиною R23 в нижніх каскадах і робочими речовинами R507 і R 744 в верхніх каскадах. Для конкретного температурного режиму циклів вирішена «транспортна» задача оптимізації: визначені мінімальні масогабаритні характеристики компресорів, що входять до складу холодильної машини. В результаті обрана пара робочих речовин R744 / R23, сформовано схемно-циклове рішення машини. Особливістю циклу верхнього каскаду є транскретичні процеси відведення тепла. Проведено термодинамічний аналіз сформованого циклу каскадної холодильної машини ентропійно-цикловим методом. Визначено вплив незворотніх втрат в окремих елементах холодильної машини, оцінена абсолютна величина енергетичних втрат в кожному елементі машини. Доведено, що для отримання достовірних значень термодинамічної досконалості циклу за наявності процесів в транскретичній області доцільно використовувати у якості оборотного циклу зразка складний цикл «Карно-Карно-Лоренц».

**Ключові слова:** Каскадна холодильна машина; Термодинамічний аналіз; Ентропійно-цикловий метод; Рефрижераторний контейнер

© The Author(s) 2018. 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

Низькотемпературні рефрижераторні контейнери призначені для транспортування обмежених типів дорогих вантажів, для яких необхідними умовами зберігання і перевезення є температура нижче  $-40^{\circ}\text{C}$ . До такого вантажу відносять цінні види риб: блакитний тунець, риба-меч, морські їжаки. Для збереження свіжості першого дня вилову технологічний режим зберігання таких видів риб передбачає підтримку в контейнері температури  $-50^{\circ}\text{C}$ ... $-60^{\circ}\text{C}$ . До інших вантажів, які вимагають підтримки точних низькотемпературних умов зберігання, відносять фармацевтичні препарати (вакцини, лікарські засоби, плазма крові, віруси, тощо), а також біопрепарати – культури, які знаходяться у стані росту. Такі температурні режими забезпечують каскадні холодильні машини.

Особливістю конструктивного рішення каскадної машини повинні бути умови розміщення обладнання в

межах габариту контейнера. У машині серійним обладнанням є прилади автоматики і компресори, все інше обладнання нестандартне і може бути сконструйовано, виходячи з конкретних умов розміщення. На підставі вимог головним завданням є вибір компресорів. В основі термодинамічного аналізу характеристик компресорів знаходиться рішення «транспортної» задачі — мінімізації масогабаритних показників компресорів [1,2].

Робочі речовини рефконтейнерів повинні відповідати вимогам морського реєстра, мати високий ступінь термодинамічної досконалості, повинні бути озонобезпечні, мати нульовий ODP і як можна більш низький потенціал глобального потепління GWP.

Виходячи з вищесказаного, стає актуальним проведення термодинамічного аналізу характеристик каскадної холодильної машини. Це дозволить в подальшому створювати низькотемпературні холодильні машини для рефрижераторного морського транспорту, які бу-

дуть відповідати жорстким екологічним законам, відповідати умовам енергоефективності, експлуатаційної надійності і масогабаритним характеристикам.

Обрана тема роботи є актуальною з точки зору перспектив розвитку морських контейнерних перевезень.

## 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Робочими речовинами в каскадних машинах переважно служили R12 і R22 в верхньому каскаді і R13, R14 - в низькотемпературному нижньому каскаді. З точки зору споживчих характеристик машини (холодопродуктивності і споживаної потужності) пари речовин задовольняли вимогам енергозбереження в холодильній техніці.

Однак в кінці минулого століття з'явилася проблема, пов'язана з робочими речовинами — екологічна безпека. Монреальським 1987р. і Кіотським 1995р Протоколами щодо екологічної безпеки холодильної техніки зазначені робочі речовини заборонені до використання.

У 2006 році нормативно регулюючі органи ЄС прийняли «норми по F-газам», щоб звести до мінімуму ризик, що виходить від певної групи фторованих парникових газів, серед яких найбільш важливими є гази HFC, які зазвичай використовуються в якості робочих речовин.

На початку 2015 року набули чинності переглянуті норми по F-газам. Ці норми сприяють розробці обладнання, що використовує робочі речовини з більш низькими показниками CO<sub>2</sub> — еквіваленту. Іншими словами, обладнання з більш низьким GWP робочої речовини або меншою його заправкою, але в ідеалі мета полягає в зниженні обох показників (також відомому як звичайно відомий як « поступове припинення » використання HFC, яке виражається у вигляді CO<sub>2</sub> - еквівалентів). Завдяки переглянутим нормам по F-газам їх викиди в ЄС до 2030 року будуть скорочені на дві третини порівняно з рівнями 2014 року.

Такі вимоги привели до пошуку нових пар робочих речовин для каскадних машин, що відповідають спільним вимогам енергозбереження та екологічної безпеки, для забезпечення температур в об'єктах від -110°C до -40°C.

Науково-технічна інформація про створення нового покоління каскадних холодильних машин і пошуку нових робочих речовин для них міститься в роботах останнього десятиліття. Найбільш відомою і вивченою є машина з парою речовин R717 / R744 (аміак — у верхньому каскаді, діоксид вуглецю — в нижньому каскаді). Термодинамічний аналіз складного циклу машини встановив, що перспективною галуззю для використання машини є великі холодопродуктивності при температурах в охолоджуваних об'єктах від -50°C до -30°C [3-6]. Машини випускають в промислового масштабі провідні світові фірми [7]. Поряд з R717 / R744 в роботі [6] розглядається і можлива заміна R717 на R290 (пропан), R1270 (пропілен) і R404A. Використання R744 в якості робочої речовини верхнього каскаду було відхилено, через високі робочі тиски при реалізації циклу в транскритичному стані.

На протипагу цьому, в роботі [8] представлений термодинамічний аналіз каскадної машини з речовинами R744 / R290, причому R744 пропонується в якості робочої речовини верхнього каскаду з циклом в транскритичному стані. Автори роботи [8] вважають головними перевагами пари наступне: обидві речовини натуральні, мають нульові значення ODP і близькі до нуля GWP, забезпечують температурний рівень від -60°C до -30°C. В роботі наведені розрахункові параметри складного циклу при вирішенні "енергетичного завдання", т.е. визначення максимального коефіцієнта перетворення COP машини в залежності від проміжної (граничної) температури  $T_{в-к}$  між верхнім і нижнім каскадом.

В роботі [9] представлений аналіз декількох пар речовин, в яких робочою речовиною верхнього каскаду служить R744. У нижньому каскаді пропонується використовувати групу речовин HFC-типу (R125, R41, R32 і R23) забезпечує отримання температур нижче температури потрібної точки R744. Такі речовини можуть бути використані при проектуванні каскадних холодильних машин з температурами нижче -70°C.

Цікавою, з точки зору схемно-циклового рішення каскадної холодильної машини, є робота [10]. У ній розглянуто використання R744 одночасно в обох каскадах. Верхній каскад працює по транскритичному циклу, нижній — по циклу в області температур нижче потрібної точки (trans - triplecycle). Дроселювання в нижньому каскаді здійснюється в двофазну зону " пар - тверде тіло " з осадженням сухого льоду всередині випарника. Сухий лід сублимує при контакті з електричними резисторами, а каскадна машина працює безперервно зі стабільним температурним режимом в випарнику нижче -56,6° С.

В роботах [1-10] показано, що в сучасних каскадних холодильних машинах необхідно використовувати природні робочі речовини, які відповідають всім вимогам екологічної безпеки. «Фаворитом» серед всіх пропонуєваних робочих речовин є R744. Різні дослідники пропонують використовувати цю робочу речовину як у верхньому, так і в нижньому каскаді холодильної машини, в залежності від температурних меж реалізації циклу.

Реалізація ідей каскадних машин з R744 тривалий час не відбувалося, зважаючи на відсутність машинобудівної бази для холодильних компресорів високого тиску. В даний час компресори випускають в промислового масштабі провідні світові фірми [7].

Компанія Carrier Transicold з 2015р. виробляє холодильні системи (середньотемпературні) NaturaLINE CO<sub>2</sub>, які встановлюються на 40-футових рефрижераторних контейнерах. Це перша система охолодження контейнерів з використанням натурального робочої речовини R744. Цикл такої машини реалізується в транскритичному стані. Робоча температура кипіння може досягати -22° С.

На підставі аналітичного аналізу літературних джерел щодо робочих речовин холодильних машин морського транспорту в дослідницькій роботі пропонується розглянути наступні пари робочих речовин: робоча речовина нижнього каскаду - R23, робочі речовини верхнього каскаду - R507a і R744.

Визначення термодинамічної досконалості робочої речовини є першим етапом ентропійно-циклового

методу термодинамічного аналізу дійсних циклів холодильних машин [11].

Термодинамічний аналіз циклів є тією базою, за допомогою якої можна вирішувати завдання вдосконалення холодильних машин, проводити їх термодинамічний і економічний аналіз.

Ентропійно-цикловий метод [12] отримав свою назву за пропозицією В.М Бродяньського [12] і заснований на відомому співвідношенні Гюї - Стодоли. Він полягає в розрахунку і по-елементному аналізі змін (приросту) ентропії всіх тіл, що беруть участь в процесі, які входять у розглянуту систему, і ті що не входять, але взаємодіють з нею в процесі її функціонування.

В роботі [11] детально викладена методика термодинамічного аналізу ентропійно-цикловим методом на прикладі дійсного термодинамічного циклу найпростішої парокompресорної холодильної машини. Автори роботи вважають, що така методика дозволяє виконати якісний опис дійсних процесів будь якої енергоперетворювальної системи.

Аналіз процесів в теплообмінних апаратах, що мають збільшені гідравлічні витрати на стороні робочої речовини ентропійно-цикловим методом викладено в роботі [13], на прикладі дійсного зворотного термодинамічного циклу. Термодинамічний аналіз побудований на перекладі внутрішньо необоротних втрат в теплообмінних апаратах в еквівалентні зовнішні втрати і в результаті ці втрати були оцінені кількісно.

У каскадній машині реалізуються два простих циклу в інтервалах ( $T_{\text{ср}} \dots T_{\text{вк}}$ ) та ( $T_{\text{вк}} \dots T_{\text{хол}}$ ) з двома різними робочими речовинами і різними масовими витратами. Рівень робочих тисків в нижньому каскаді відповідає звичайним одноступеневим циклам, рівень температур значно відрізняється, тому зворотній цикл для каскадної машини повинен враховувати всі особливості робочих речовин і зберігати той же корисний ефект, що і дійсний цикл.

Енергетичне досконалість каскадної машини повинна бути описана відносною величиною — ступенем термодинамічної досконалості ( $\eta_{\text{стс}}$ ).

При цьому оборотним зразком був обраний складний цикл Карно верхнього каскаду — Карно нижнього каскаду, оскільки процеси в простих дійсних циклах здійснюються в області насичення для даних робочих речовин з великим наближенням до процесів циклу Карно [14].

Реалізація в верхньому каскаді транскритичного циклу R744 сприяє створенню каскадних машин широкого спектру областей застосування.

В роботі [15] представлений спосіб вибору відповідних циклів-зразків для каскадних холодильних машин з транскритичним циклом R744 в верхньому каскаді, що дає можливість використовувати ентропійно-цикловий метод для термодинамічної оцінки каскадної машини з будь-якою комбінацією циклів-каскадів. У першому наближенні зразковим був прийнятий складний цикл Карно верхнього каскаду — Карно нижнього каскаду, в якому умовно процес відведення тепла в верхньому каскаді був прийнятий ізотермічним, а реальний процес відведення тепла при змінній температурі вважався джерелом необоротних втрат.

Такий підхід до визначення термодинамічної досконалості каскадних машин з циклами в транскритич-

ному стані є першим етапом ентропійно-циклового методу термодинамічного аналізу дійсних циклів холодильних машин.

В роботі [17] наведено термодинамічний аналіз теплофікаційних каскадних машин з циклом верхнього каскаду R744 в транскритичному стані. Встановлено вплив основних параметрів робочих речовин на термодинамічну досконалість теплофікаційного каскадного циклу і машини в цілому. Доказано, що в машинах з транскритичним циклом цикл Карно нижній каскад — Карно верхній каскад — Лоренц. У таких випадках процеси в дійсних циклах здійснюються з великим наближенням до оборотних зразків.

В роботах [11,13-17] розглянуто термодинамічний аналіз циклів каскадних машин ентропійно-цикловим методом, без урахування впливу допоміжних елементів в схемі дійсної каскадної машини.

Таким чином, тема роботи стає недослідженою «нішею», вивчення якої в подальшому дозволить на стадії проектування вирішувати завдання енергозбереження, екологічної безпеки дійсних каскадних машин для морських контейнерних перевезень.

Метою роботи є термодинамічний аналіз циклу каскадної холодильної машини низькотемпературного рефрижератора, якій базується на визначенні термодинамічної досконалості циклу, що дозволить створити дійсні холодильні машини, які будуть задовольняти потреби екологічної безпеки, енергоефективності, експлуатаційної надійності і мінімальним масогабаритним характеристикам.

Для досягнення мети потрібно розв'язати такі завдання:

- сформувати цикли каскадних машин з урахуванням робочих речовин;
- вирішити «транспортну» задачу оптимізації для каскадної машини;
- застосувати ентропійно-цикловий метод термодинамічного аналізу до оцінки характеристик каскадної машини;
- проаналізувати результати термодинамічного аналізу.

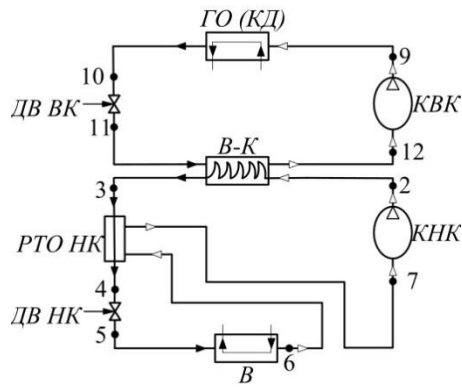
### 3. Формування схемно-циклового рішення каскадної машини

У якості прикладу для дослідження використано морській рефконтейнер з каскадною холодильною машиною для транспортування туш блакитного тунця. Технологічний режим зберігання передбачає підтримку в контейнері температури  $-50^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ .

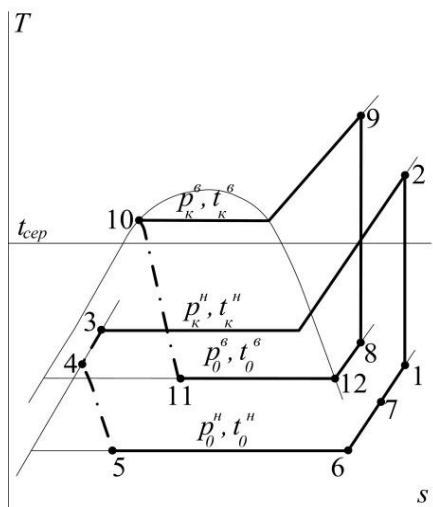
Розрахунки теплоприпливів всередину контейнера виконані в роботі [16] з урахуванням швидкості руху судна в необмеженому районі плавання і характеризують систему охолодження як малу каскадну холодильну машину.

Каскадні машини, що розглядаються в роботі, складаються з двох взаємопов'язаних одноступеневих (рис. 1). Нижні каскади обох машин працюють з робочою речовиною R23. У верхніх каскадах використані R507 і R744 (рис. 1).

Цикли першої машини здійснюються в двофазних областях відповідних робочих речовин (рисунок 2).



**Рисунок 1** – Узагальнена принципова схема каскадної холодильної машини, що працює на (R507/R23) або (R744/R23)



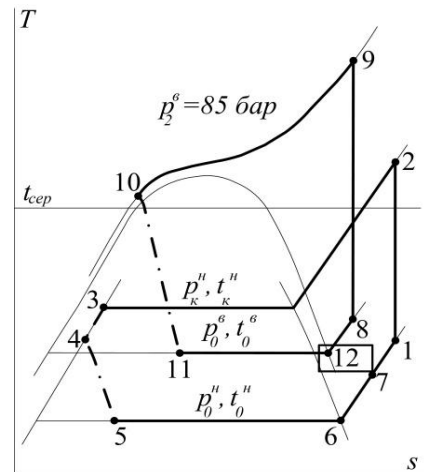
**Рисунок 2** – Цикли каскадної холодильної машини, що працює на (R507/R23) в діаграмі станів (T-s)

У другій машині цикл нижнього каскаду здійснюється в двофазній області для R23 і повністю повторює цикл першої машини. Цикл верхнього каскаду на R744 отримав назву «транскритичний цикл», оскільки один з його процесів – відведення тепла, відбувається при тиску вище критичного (рисунок 3).

У схемі машини замість класичного конденсатора встановлений газовий охолоджувач. Каскади мають загальний теплообмінний апарат: конденсатор - випарник, завдяки теплообміну в якому відбувається передача тепла з нижнього каскаду в верхній.

Вирішення «транспортної задачі» для машини рефрижератора – здійснити пошук компресорів, з мінімальними масогабаритними (з мінімальним значенням сумарної теоретичної продуктивності компресорів каскадів) характеристиками для комплектації обладнання холодильної машини в габаритах рефрижератора  $\Sigma V_h = \min$ .

Умови проведення термодинамічної аналізу: єдиний температурний режим і холодопродуктивність в циклах нижніх каскадів.



**Рисунок 3** – Цикли каскадної холодильної машини, що працює на (R744/R23) в діаграмі станів (T-s)

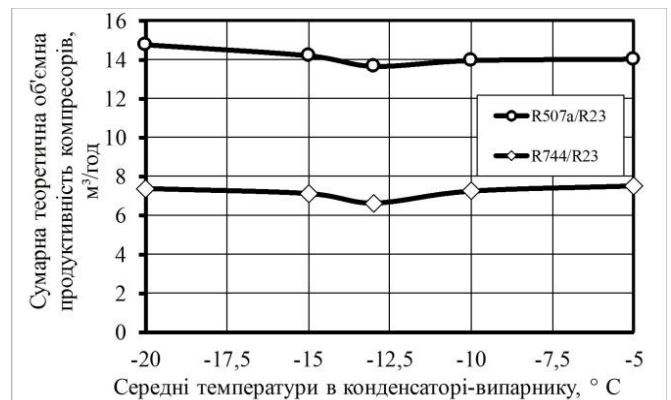
Вхідні дані для теплового розрахунку циклів. Холодопродуктивність:  $Q_0 = 2 \text{ кВт}$ ; температура в рефрижераторі:  $-50^\circ\text{C}$ ; розрахункова температура зовнішнього повітря:  $t_{\text{сеп}} = 34^\circ\text{C}$ ; тиск робочої речовини в газовому охолоджувачі:  $p_2^g = 85 \text{ бар}$ .

Розрахункові температури в конденсаторі-випарнику задані для вирішення «транспортної задачі» оптимізації машини:  $(t_{k-g} = -5 \dots -20^\circ\text{C})$ .

Розрахункові температури випаровування і конденсації в циклах прийняті з урахуванням різниць температур на теплопередавання в відповідних апаратах.

Тепловий розрахунок циклів каскадних машин проведено за принципами класичних методів розрахунків каскадних холодильних машин [1,2].

Результати варіантних розрахунків машин наведені в графічному вигляді на рис.4.



**Рисунок 4** – Сумарна теоретична об'ємна продуктивність компресорів в залежності від середньої температури в конденсаторі-випарнику

Аналіз результатів показав, що в кожній машині існує температурний режим роботи конденсатора-випарника, якому відповідає мінімальне значення масогабаритних характеристик компресорів (в першій машині  $\Sigma V_h = 0,0037 \text{ м}^3 / \text{с}$ , в другій машині

$\Sigma V_h = 0,0019 \cdot m^3 / c$ ). При цьому каскадний машина з R744/R23 володіє значеннями масогабаритних характеристик в 2 рази менше, ніж каскадний машина з R507a/R23.

З точки зору екологічної безпеки при застосуванні каскадної машини у транскритичному стані (R744 / R23) більш вигідно, так як в верхньому каскаді використовується натуральна робоча речовина R744, яка не володіє озоноруйнівною здатністю: ODP=0, GWP = 1, надає малий вплив на клімат, негорюча, хімічно інертна, має гарну сумісність з матеріалами і маслами. Тобто відповідає практично всім екологічним вимогам.

Отже, при виборі робочих речовин в каскадній машині рефконтейнерів доцільніше використовувати пару робочих речовин (R744/23) і відповідний йому цикл, верхній каскад якого працює в транскритичному стані.

#### 4. Ентропійно-цикловий метод в аналізі роботи каскадних холодильних машин

Для проведення термодинамічного аналізу використовувалися результати теплового та конструктивного розрахунку каскадної холодильної машини (R744/R23) отримані в розділі III і роботі [16].

##### 4.1 Вибір відповідних циклів-зразків

Для транскритичного циклу верхнього каскаду відповідний оборотний цикл має враховувати всі особливості циклу з R744 і зберігати той же корисний ефект, що і дійсний цикл. Для побудови циклів-зразків приймаємо температуру в конденсаторі- випарнику постійною —  $T_{к-в}^{cp}$ . Яка визначається як середня арифметична температура між температурою кипіння верхнього каскаду —  $T_0^{BK}$  і температурою конденсації нижнього каскаду —  $T_k^{HK}$ , що еквівалентно відсутності необоротних втрат в процесі передачі тепла в конденсаторі-

випарнику.  $T_{к-в}^{cp} = \frac{T_0^{BK} + T_k^{HK}}{2}$ . Ця температура є

температурою підведення тепла для верхнього каскаду і температурою відведення тепла для нижнього каскаду.

У циклі верхнього каскаду процес відведення тепла відбувається при змінній температурі —  $T_{zop}$ , В зв'язку з цим в циклі-зразку хід температур повинен копіювати робочу речовину [17]. В такому випадку цикл Карно, який є циклом зразком для дійсних процесів, що протікають з постійною теплоємністю в процесі теплообміну не можна розглядати в якості зразка. Умова рівності нулю збільшення сумарної ентропії системи буде відповідати оборотному циклу. Але цикл Карно при змінній температурі відведення тепла призведе до зростання ентропії системи. Ізотермічні ділянки, характерні для циклу Карно, повинні бути замінені зовні оборотними процесами, при яких температура робочої речовини в точності слідує зміні температурі теплоносія [18]. Таким чином циклом-зразком для каскадної машини може служити цикл (рис.5): поєднання «трику-

тного» циклу Лоренца в інтервалі температур  $T_{zop}^{min} \dots T_{zop}^{max}$ , Циклу Карно верхнього каскаду в інтервалі температур  $T_{к-в}^{cp} \dots T_{zop}^{min}$  і циклу Карно нижнього

каскаду в інтервалі температур  $T_{к-в}^{cp} \dots T_{хол}$ . Процес відведення тепла в циклі Лоренца повинен мати постійну теплоємність [18].

Аналіз виконувався розрахунково-графічним способом за допомогою діаграми стану T-s, (рис. 2, 3). Дійсний цикл кожного каскаду представлений окремими одноступеневими циклами.

Незворотності в циклі кожного каскаду дійсної машини оцінені емпіричним методом, який базується на рівнянні Гюї-Стодоли:

$$\Pi_{\Sigma} = T_{cep} \cdot \Delta S_{\Sigma} \quad (1)$$

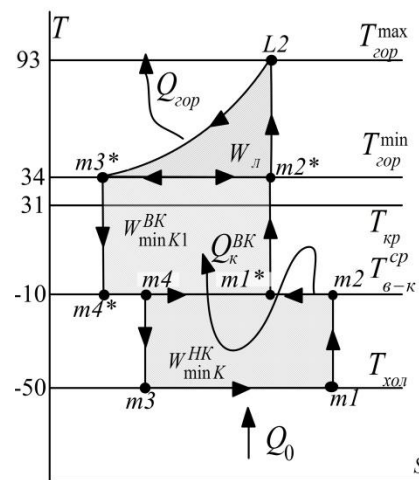


Рисунок 5 – Цикл-зразок для каскадної холодильної машини, верхній каскад якої працює в транскритичній області

##### 4.2 Аналіз циклу нижнього каскаду

На першому етапі дослідження у якості, циклу-зразка для нижнього каскаду обрано цикл Карно.

Для проведення аналізу побудований відповідний цикл Карно нижнього каскаду  $m1m2m3m4$ , на температурах: середній температурі в конденсаторі-випарнику  $T_{к-в}^{cp}$ , температурі в камері —  $T_{хол}$  і температурах конденсації нижнього каскаду —  $T_k^{HK}$  і кипіння нижнього каскаду —  $T_0^{HK}$ .

Умова рівності холодопродуктивності циклу Карно і дійсного циклу представлені на (рисунок б) (пл.с65b = пл.дm1 m4b  $\Rightarrow q_0 = h_6 - h_5 = T_{хол}(s_d - s_b)$ ).

Послідовність аналізу демонструє порівняння двох циклів – дійсного і відповідного циклу Карно – крізь поетапну заміну зростаючих незворотностей, шляхом нарощування ширини відповідного циклу Карно.

У зображенні циклу враховані зовнішні незворотності в процесі відведення підведення тепла, внутрішні незворотності в процесах стиснення в компресорі і

дроселювання в дросельному вентилі нижнього каскаду (ДВНК). Необоротні процеси внутрішнього теплообміну в регенеративному теплообміннику (РТОНК) і внутрішні втрати в результаті теплообміну в напівгерметичному компресорі (КНК), обумовлені кінцевою різницею температур між потоками які обмінюються теплом («приховані внутрішні втрати») не виділяються окремо, а входять як частини в необоротності основних елементів машини [19].

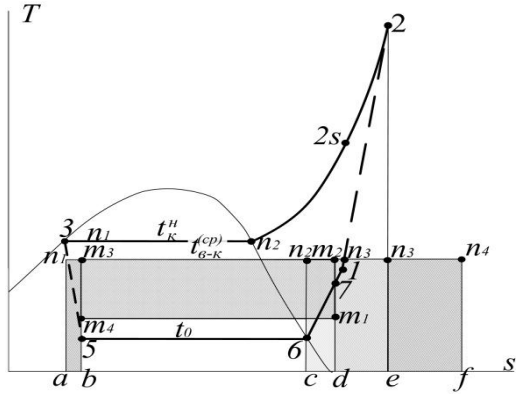


Рисунок 6 – Визначення необоротних втрат в дійсному циклі нижнього каскаду каскадної машини

Мінімальна робота в циклі Карно:

$$w_{\min K}^{HK} = w_{кмK}^{HK} - w_{омK}^{HK}, \text{ кДж / кг}, \quad (2)$$

де  $w_{кмK}^{HK} = h_{m2} - h_{m1}$  — робота, витрачена на стиснення в компресорі;  $w_{омK}^{HK} = h_{m3} - h_{m4}$  — робота, отримана при розширенні пари в детандері.

Дійсна робота стиснення в циклі нижнього каскаду:

$$w_{\partial}^{HK} = q_k - q_0, \text{ кДж / кг}. \quad (3)$$

Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5, \text{ кДж / кг}; \quad (4)$$

Перевитрата роботи в дійсному циклі нижнього каскаду:

$$\Pi^{HK} = w_{\partial} - w_{\min}^k, \text{ кДж / кг}; \quad (5)$$

Визначення ентропії точки  $S_{m1}$ , кДж / кг:

$$q_0 = h_6 - h_5 = T_{хол} \cdot (S_{m1} - S_{m4}), \text{ кДж / кг}; \quad (6)$$

$$S_{m1} = \frac{q_0}{T_{хол}} + S_{m4}, \text{ кДж / кг}; \quad (7)$$

Адіабатне ККД компресора відповідно до паспортних даних компресора нижнього каскаду приймаємо:  $\eta_a^{HK} = 0,54$ .

Дійсні параметри в кінці процесу стиснення в компресорі нижнього каскаду:

$$h_2 = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_a^{HK}} + h_1 \quad (8)$$

Тепло відведене в конденсаторі-випарнику:

$$q_{к-в}^{HK} = h_2 - h_3, \text{ кДж / кг}. \quad (9)$$

Внутрішні втрати в результаті дроселювання в ДВНК:

$$\Pi_{\partial p}^{HK} = T_{к-в}^{cp} \cdot (S_a - S_b) \quad (11)$$

Зовнішні втрати в процесі підведення тепла в випарнику нижнього каскаду:

$$\Pi_{\partial}^{HK} = T_{к-в}^{cp} \cdot (S_d - S_s), \text{ кДж / кг} \quad (12)$$

Зовнішні втрати в процесі відведення тепла в випарнику -конденсаторе:

$$\Pi_{к-в}^{HK} = (h_2 - h_3) - T_{к-в}^{cp} \cdot (S_f - S_e) \text{ Дж/кг}; \quad (13)$$

Внутрішні втрати в результаті незворотного стиснення в компресорі:

$$\Pi_{км}^{HK} = T_{к-в}^{cp} \cdot (S_e - S_d), \text{ кДж / кг}; \quad (14)$$

Результати розрахунків втрат в окремих елементах циклу нижнього каскаду машини з представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Зведена таблиця втрат в окремих процесах дійсного циклу нижнього каскаду

Втрати в кожному процесі нижнього каскаду	кДж / кг
$\Pi_{\partial p}^{HK}$	17.7
$\Pi_{\partial}^{HK}$	4.54
$\Pi_{к-в}^{HK}$	64.34
$\Pi_{км}^{HK}$	29.35
$\Pi^{HK}$	89.27

### 4.3 Аналіз циклу верхнього каскаду

У діаграмі станів T-s (рис. 7) дійсний цикл верхнього каскаду представлений трьома циклами Карно:  $m1^*m2^*m3^*m4^*$ ,  $N1N2N3N4$ ,  $N2L1L2L3$  і трьома циклами Лоренца:  $L1^9/L2$ ,  $L3L2N3$ ,  $N4N3n1^*$ .

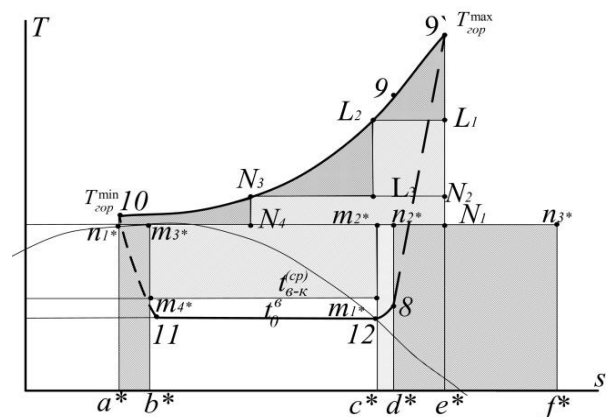


Рисунок 7 – Визначення необоротних втрат в дійсному циклі верхнього каскаду каскадної машини

Розрахунок необоротних втрат в циклі верхнього каскаду проводиться аналогічно розрахункам необоротних втрат циклу нижнього каскаду, при використанні відповідних циклів Карно і Лоренца.

Мінімальна робота в циклі Карно1 -  $m1^*m2^*m3^*m4^*$  верхнього каскаду:

$$w_{км(κ1)}^{BK} = h_{m2^*} - h_{m1^*} \text{ КДж / кг}; \quad (15)$$

$$w_{ом(κ1)}^{BK} = h_{m3^*} - h_{m4^*} \text{ КДж / кг}; \quad (16)$$

Мінімальна робота в циклі Карно2 —  $N1N2N3N4$  верхнього каскаду:

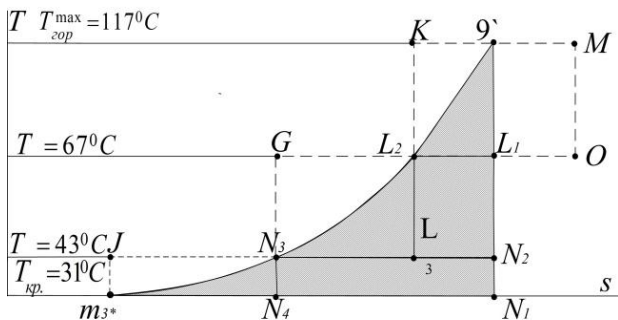
$$w_{минκ2}^{BK} = (h_{N2} - h_{N1}) - (h_{N3} - h_{N4}) \text{ КДж/кг}; \quad (17)$$

Мінімальна робота в циклі Карно3 -  $N2L1L2L3$  верхнього каскаду:

$$w_{минκ3}^{BK} = (h_{L1} - h_{N2}) - (h_{L2} - h_{L3}) \text{ КДж / кг}; \quad (18)$$

Визначення роботи в «трикутному» циклі Лоренца засноване на термодинамічному аналізі циклу, наведеному в роботі [18].

Розглянемо цикл Лоренца:  $L1'9'L2$ . Для процесу охолодження робочої речовини від  $T_{zop}^{max}$  до  $T_{L2}$  «Трикутний» цикл має вигляд (рисунок 8).



**Рисунок 8** – Зіставлення «трикутних» циклів Лоренца з циклами Карно

Порівняємо величини робіт, які потрібно затратити для охолодження (процес  $9'L2$ ) за допомогою «трикутного» циклу Лоренца ( $L1'9'L2$ ) і Карно ( $MOKL2$ ). В останньому від охолоджуваного робочого тіла відводиться тепло при температурі —  $T_{L1}$ , що дорівнює найнижчій температури циклу Лоренца. У циклі Карно виділяється така ж кількість тепла, що і в циклі Лоренца.

Співвідношення робіт в циклах  $\Psi$  визначається зворотним відношенням їх коефіцієнтів перетворення [18]:

$$\Psi_1 = \frac{COP_K}{COP_L} = \frac{T_{zop}^{max}}{T_{zop}^{max} + T_{L2}} \quad (19)$$

Коефіцієнт перетворення умовного циклу Карно:

$$COP_{k(OMKL_2)} = \frac{q_{GO}^{(OMKL_2)}}{w_{minK}^{(OMKL_2)}} = \frac{T_{zop}^{max}}{T_{zop}^{max} - T_{L2}} \quad (20)$$

Коефіцієнт перетворення циклу Лоренца:

$$COP_{L(L1'9'L2)} = \frac{q_{GO}^{(L1'9'L2)}}{w_{minL}^{(L1'9'L2)}} \quad (21)$$

При однаковому відведенні тепла в циклі Карно і в циклі Лоренца:

$$q_{zo}^{(OMKL_2)} = q_{zo}^{(L1'9'L2)} = h_{9'} - h_{L2} \text{ КДж / кг}; \quad (22)$$

Мінімальна питома витрачена робота в умовному циклі Карно:

$$w_{minK}^{(OMKL_2)} = q_{zo}^{(OMKL_2)} \cdot \left( COP_{k(OMKL_2)} \right)^{-1} \quad (23)$$

Мінімальна питома робота витрачена в циклі Лоренца:

$$w_{minL}^{(L1'9'L2)} = w_{minK}^{(OMKL_2)} \cdot \Psi_1 \quad (24)$$

Розглянемо цикл Лоренца  $L3L2N3$

$$\Psi_2 = \frac{T_{L2}}{T_{L3} + T_{L2}} \quad (25)$$

$$COP_{k(N2L1GN3)} = \frac{T_{L2}}{T_{L2} - T_{L3}} \quad (26)$$

$$q_{zo}^{(N2L1GN3)} = h_{L2} - h_{N3}, \text{ КДж / кг}; \quad (27)$$

$$w_{minK}^{(N2L1GN3)} = q_{zo}^{(N2L1GN3)} \cdot \left( COP_{k(N2L1GN3)} \right)^{-1} \quad (28)$$

$$w_{minL}^{(L3L2N3)} = w_{minK}^{(N2L1GN3)} \cdot \Psi_2 \quad (29)$$

Розглянемо цикл Лоренца  $N4N3n1^*$ .

$$\Psi_3 = \frac{T_{N3}}{T_{N3} + T_{n1^*}} \quad (30)$$

$$COP_{k(N4N3Jn1^*)} = \frac{T_{N3}}{T_{N3} - T_{n1^*}} \quad (31)$$

$$q_{zo}^{(N4N3Jn1^*)} = h_{N3} - h_{n1^*} \text{ КДж / кг}; \quad (32)$$

$$w_{\min K}^{(N_4 N_3 J n 1^*)} = q_{zo}^{(N_4 N_3 J n 1^*)} \cdot \left( COP_{k(N_4 N_3 J n 1^*)} \right)^{-1}, \text{КДж} / \text{кг}; \quad (33)$$

$$w_{\min L}^{(L_3 L_2 N_3)} = w_{\min K}^{(N_2 L_1 G N_3)} \cdot \Psi_2, \text{КДж} / \text{кг}; \quad (34)$$

Сумарна питома робота витрачена в циклі Лоренца  $m2 * L2 m3^*$ :

$$w_{\min L} = w_{\min K2}^{BK} + w_{\min K3}^{BK} + w_{\min L}^{(L_1^9 / L_2)} + w_{\min L}^{(L_3 L_2 N_3)} + w_{\min L}^{(L_3 L_2 N_3)} \text{КДж} / \text{кг}; \quad (35)$$

Питоме тепло відведене в газовому охолоджувачі:

$$q_{zo}^{BK} = h_{9'} - h_{10}, \text{КДж} / \text{кг}; \quad (36)$$

Питоме тепло, підведе в випарнику-конденсаторі:

$$q_{6-k}^{BK} = h_{12} - h_{11}, \text{КДж} / \text{кг}; \quad (37)$$

Дійсна питома робота стиснення в циклі верхнього каскаду, кДж/кг :

$$w_{\partial}^{BK} = q_{zo}^{BK} - q_0^{BK}, \text{КДж} / \text{кг}; \quad (38)$$

Перевитрата роботи в дійсному циклі верхнього каскаду:

$$\Pi^{BK} = w_{\partial} - w_{\min K1}^{BK} - w_{\min K2}^{BK} - w_{\min K3}^{BK} - w_{\min L}^{(L_1^9 / L_2)} - w_{\min L}^{(L_3 L_2 N_3)} \quad (39)$$

Внутрішні втрати в результаті дроселювання в ДВ  $BK$ :

$$\Pi_{op}^{BK} = T_{кр} \cdot (S_{11} - S_{10}), \text{КДж} / \text{кг} \quad (40)$$

Зовнішні втрати в процесі підведення тепла в конденсаторі-випарнику:

$$\Pi_{к-в}^{BK} = T_{кр} \cdot (S_{d^*} - S_{c^*}) \text{КДж} / \text{кг} \quad (41)$$

Внутрішні втрати в результаті незворотного стиснення в компресорі верхнього каскаду:

$$\Pi_{км}^{BK} = T_{кр} \cdot (S_{e^*} - S_{d^*}), \text{КДж} / \text{кг} \quad (42)$$

Зовнішні втрати в процесі відведення тепла в газовому охолоджувачі:

$$\Pi_{zo}^{BK} = (h_{9'} - h_{10}) - T_{кр} \cdot (S_{m2^*} - S_{m3}), \text{КДж} / \text{кг} \quad (43)$$

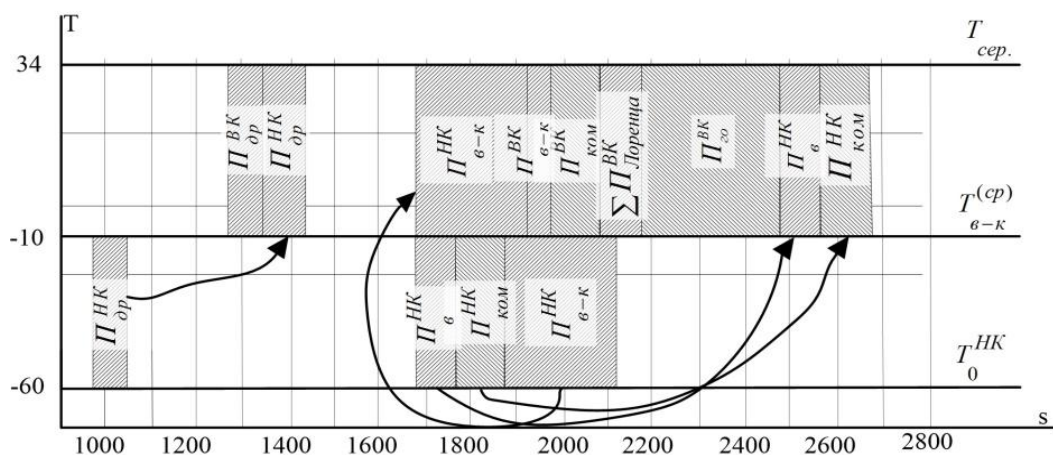
$$\Pi_{zo}^{BK} = T_{кр} \cdot (S_{f^*} - S_{d^*}), \text{КДж} / \text{кг} \quad (44)$$

Результати розрахунків втрат в окремих елементах циклу верхнього каскаду машини представлені в таблиці 2.

**Таблиця 2** – Зведена таблиця втрат в окремих процесах дійсного циклу верхнього каскаду

Втрати в кожному процесі верхнього каскаду	кДж / кг
$\Pi_{op}^{BK}$	23.3
$\Pi_{к-в}^{BK}$	11.21
$\Pi_{zo}^{BK}$	77.19
$\Pi_{км}^{BK}$	28.8
$\Pi^{BK}$	89.8

Розподіл втрат за елементами каскадної холодильної машини представлено за допомогою діаграми T-s (рисунок 9).



**Рисунок 9** – Результати термодинамічного аналізу ентропійно-циклового методу

Аналіз показує, що в розглянутому дійсному циклі каскадної машини найбільший вплив на енергетичну ефективність машини надають втрати в газовому охолоджувачі і випарнику-конденсаторі. Таким чином

можна зробити висновок. При проектуванні каскадних машин такого типу необхідно удосконалювати конструкції випарника-конденсатора і газового охолоджувача.



#### 4.4 Оцінка ступеня термодинамічної досконалості каскадної машини

Ефективність будь-якого циклу оцінюється коефіцієнтом перетворення і ступенем термодинамічної досконалості машини.

Визначимо значення цих коефіцієнтів для двох випадків.

У першому випадку приймаємо що циклом зразком для каскадної машини є «Карно-Карно». Цикл Карно в нижньому каскаді здійснюється в інтервалі температур  $T_{хол}^{cp} \dots T_{в-к}^{cp}$  і цикл Карно верхнього каскаду здійснюється в інтервалі температур  $T_{в-к}^{cp} \dots T_{гор}^{min}$ . У другому випадку використовуємо цикл-зразок — «Карно-Карно-Лоренц».

Коефіцієнт перетворення для циклу-зразка каскадної машини Карно-Карно:

$$COP_{цо}^{K-K} = \frac{q_o^{HK}}{w_{min K}^{HK} + a \cdot w_{min \kappa 1}^{BK}}, \quad (45)$$

де  $q_o^{HK}$  - питоме теплове навантаження на випарник нижнього каскаду, віднесене до 1 кг масової витрати робочої речовини нижнього каскаду;

$w_{min K}^{HK}, w_{min \kappa 1}^{BK}$  - роботи в циклах Карно нижнього каскаду, верхнього каскаду віднесене до 1 кг масової витрати робочої речовини нижнього каскаду, відповідно;

$a$  — відношення масових витрат робочих речовин верхнього і нижнього каскаду:

$$a = \frac{q_{u-k}^{HK}}{q_{u-k}^{BK}} \quad (46)$$

$$a = \frac{268.97}{125} = 2.15$$

Ступінь термодинамічної досконалості циклів-зразків Карно-Карно:

$$\eta_{смс}^{K-K} = COP_{\delta} / COP_{цо}^{K-K}, \quad \text{де} \quad (47)$$

$COP_{\delta}$  - коефіцієнт перетворення дійсної каскадної машини віднесений до 1 кг масової витрати робочої речовини нижнього каскаду:

$$COP_{\delta} = \frac{q_o^{HK}}{w_{\delta}^{HK} + a \cdot w_{\delta}^{BK}} \quad (48)$$

$$COP_{\delta} = \frac{170.7}{98.27 + 107.5} = 0.83$$

$$\eta_{смс}^{K-K} = \frac{0.83}{12.2} = 0.068$$

Коефіцієнт перетворення для циклу-зразка каскадної машини «Карно-Карно-Лоренц»:

$$COP_{цо}^{K-K-L} = \frac{q_o^{HK}}{w_{min K}^{HK} + a \cdot w_{min \kappa 1}^{BK} + a \cdot w_{min L}^{BK}}, \quad (49)$$

$w_{min L}^{BK}$  - робота в циклі Лоренца, віднесена до 1 кг масової витрати робочої речовини нижнього каскаду.

$$COP_{цо}^{K-K-L} = \frac{170.7}{9 + 2.15 \cdot 2.3 + 2.15 \cdot 15.4} = 3.63$$

Ступінь термодинамічної досконалості циклів-зразків Карно-Карно-Лоренц:

$$\eta_{смс}^{K-K} = COP_{\delta} / COP_{цо}^{K-K-L} \quad (50)$$

$$\eta_{смс}^{K-K-L} = \frac{0.83}{3.63} = 0.23$$

Порівняння двох циклів-зразків каскадної машини в транскритичному стані «Карно-Карно» і «Карно-Карно-Лоренц» з енергетичної ефективності довело, що при термодинамічному аналізі циклів в транскритичному стані доцільно використовувати оборотний цикл-зразок «Карно-Карно-Лоренц», енергетична ефективність якого перевищує в 3,5 рази ефективність циклу «Карно-Карно».

#### 4.5 Обговорення результатів аналізу каскадної машини ентروпійно-цикловим методом

У ентропійно-цикловому методі величина ентропії оцінює втрати енергії в циклі холодильної машини і вказує на елементи найбільшого впливу на зниження енергетичної ефективності. У дослідженнях цими елементами виявилися випарник-конденсатор і газовий охолоджувач. Необоротні втрати в цих в цих елементах в загалом склали 55% від загальних втрат у всій холодильній машині.

Для підвищення енергетичної ефективності каскадної машини такого типу необхідно зменшувати різницю температур на теплопередачу в випарнику-конденсаторі, шляхом інтенсифікації процесів теплообміну (конденсації робочої речовини нижнього каскаду і кипіння робочої речовини верхнього каскаду) і вибором конструкції випарника-конденсатора. Наприклад, використовувати пластинчастий теплообмінник.

Для зменшення втрат в газовому охолоджувачі найкращим рішенням є використання в якості охолоджуючого середовища воду, але використання води в морських рефрижераторних контейнерах не завжди можливо і доцільно.

#### Висновки

1. Для низькотемпературних холодильних машини рефрижераторного морського транспорту доцільно використовувати каскадну схему з робочими речовинами (R744 / R23) і відповідний транс критичний цикл верхнього каскаду. Таке рішення забезпечить екологічну безпеку, мінімальні масогабаритні характеристики машини і її енергетичну ефективність.

2. Для визначення термодинамічної досконалості циклу з транскритичними процесами необхідно в якості циклу - зразка використовувати складний цикл Карно - Карно - Лоренц. У таких випадках процеси в дійсних циклах здійснюються з великим наближенням до оборотних зразків.

3. Ентропійно-цикловий метод, якій супроводжується графічними зображеннями втрат в системі координат  $T-s$  наочно ілюструє можливі незворотні втрати.

4. При визначенні коефіцієнта перетворення  $COP_{ци}$  циклу-зразка каскадної машини, необхідно враховувати відношення масових витрат робочих речовин в каскадах, отриманого в розрахунку дійсного циклу каскадної машини.

## Література

1. **Мааке В., Эккерт Г.Ю., Кошпен Ж.Л.** Учебник по холодильной технике: пер. с фр. – МГУ: 1988. – 1142 с.
2. **Морозюк Т. В.** Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
3. **Dopazo A., Fernandez-Seara J.** Experimental Evaluation of a Cascade Refrigeration System Prototype with CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub> for Freezing Process Application // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34, Iss. 1. – P. 257–267.
4. **Bingming, W., Huagen W., Jianfeng L., Ziwen X.** Experimental Investigation on the Performance of NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> Cascade Refrigeration System with Twin-Screw Compressor // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32, Issue 6. – P. 1358–1365.
5. **Lee T., Liu C., Chen T.** Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems // International Journal of Refrigeration. – 2006. – Vol. 29, Issue 7. – P. 1100–1108.
6. **Sachdeva G., Jain V., Kachhwaha S.** Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants // International Scholarly and Scientific Research & Innovation. – 2014. – Vol. 8, Issue. 7. Bitzer Kuhlmas chinenbau GmbH. Обзор хладагентов. – 2004 – № 13. А-501-13. – С. 36. – Режим доступа: <http://yкахолод.com.ua/file/Обзор%20хладагентов%20и%20их%20взаимозаменяемость.pdf>
8. **Bhattacharyya S., Kumar A., Khurana R.K., Sarkat J.** Optimization of a CO<sub>2</sub>-C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> Cascade System for Refrigeration and Heating // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, Issue 8. – P. 1284–1292.
9. **Di Nicola G., Giuliana G., Polonara F., Stryjekb R.** Blends of Carbon Dioxide and HFCs as Working Fluids for the Low-Temperature Circuit in Cascade Refrigerating Systems // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, Issue 2. – P. 130–140.
10. **Yamaguchi H., Niu X.-D., Sekimoto K., Neksa P.** Investigation of Dry Ice Blockage in an Ultra-Low Temperature Cascade Refrigeration System Using CO<sub>2</sub> as a Working Fluid // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34, Issue 2. – P. 466–475.
11. **Morosuk T., Nikulshin R., Morosuk L.** Entropy-cycle method for analysis of refrigeration machine and heat pump cycles // Thermal Science. – 2006. – Vol.10, Issue 1. – P. 111-124.
12. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пос. / под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского. – Киев: Наукова думка, 1991. – 360 с.
13. **Морозюк Л. И., Соколовская В. В., Ольшевская О. В.** Термодинамический анализ теплообменных аппаратов в составе энергопреобразующей системы энтропийно-цикловым методом // Вестник Международной академии холода. – 2013. – № 4. – С. 24–27.
14. **Никольшин Р. К.** Энтропийный метод моделирования и анализа двухступенчатых циклов холодильных машин и тепловых насосов: сб. науч. тр. 8-ой Межд. науч.-техн. конф. // Устойчивое развитие и искусственный холод. – 2012. – Т. 1. – С. 8–16.
15. **Морозюк Л. И.** Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744 в верхнем каскаде // Холодильная техника и технология. – 2016. – Т. 52, Вып. 1. – С. 12–17.
16. **Єрема В. Ю.** Збірник наукових праць молодих учених аспірантів та студентів 2017 «Спосіб транспортування туш голубого тунця». – Одеса: ОНАХТ, 2017. – С. 67-69.
17. **Морозюк Л. И.** Оценка термодинамического совершенства циклов теплофикационных каскадных машин // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2016. 2/8 (80) . – С. 50-55
18. **Мартыновский В. С.** Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
19. **Никольшин Р. К.** Термодинамический анализ регенеративных циклов пароконденсорных машин энтропийно-цикловым методом // Холодильная техника и технология. – Одесса: ОДАХ, 2011. – № 2(130). – С. 20-24.

Отримана в редакції 05.10.2018, прийнята до друку 04.12.2018

## Thermodynamic analysis of cascade refrigerating machine of marine reefer container

V. Sokolovska-Yefymenko, S. Gaiduk, A. Moshkatuk, V. Yerema

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65039, Ukraine

*The orientation of the study is the analysis of cascade refrigerating machine for marine container shipping. Low-temperature reefer containers are designed for transportation over long distances of valuable cargoes, such as blood products, biological products and valuable species of fish. The mode of such goods transportation requires maintenance in the container temperature up to  $-60^{\circ}\text{C}$ . Such temperature conditions could be provided by cascade refrigerating machines. A feature of the cascade machine design solution is the placement of equipment within the container dimensions. Refrigerants of the machine must comply with the requirements of the maritime register and have a high degree of thermodynamic perfection. Conducting the thermodynamic analysis of the cascade refrigerating machine characteristics ensures the creation of low-temperature refrigerating machines that will comply with the environmental*

laws, power efficiency conditions, operational reliability and minimum mass and dimensional characteristics. In this research, two constructive schemes are considered using the example of cascade machine reefer container for transporting frozen carcasses of blue tuna: with the refrigerant R23 in the lower cascades and the refrigerants R507, R 744 in the upper cascades. The transport optimization problem for the specific temperature conditions of the cycles was solved: minimum mass and dimensional characteristics of the compressors in the refrigerating machine were determined. As a result, a pair of refrigerants R744 /R23 was selected and a scheme-cycle solution of the machine was established. A feature of the upper cascade cycle is the transcritical heat removal processes. The thermodynamic analysis of the established cycle of the cascade refrigerating machine was carried out using the entropy-cycle method. The influence of irreversible losses in separate elements of the refrigerating machine was determined. What's more, the absolute value of energy losses in each element of the machine was estimated. It was proved that in order to obtain reliable values of the thermodynamic perfection of the cycle with the processes in the transcritical area, it is advisable to use the complex Carnot-Carnot-Lorenz cycle as a reversible cycle of the sample.

**Keywords:** cascade refrigerating machine, entropy-cycle method, refrigerated container.

## References

1. Maake, V., Eckert, G.Yu., Koshpen, Zh.L. (1988). Refrigeration Tutorial, 1142 p.
2. Morozyuk, T.V. (2006). Theory of refrigerating machines and heat pumps. Odessa: Studio «Negotsiant», 712 p.
3. Dopazo A., Fernandez-Seara J. (2011). Experimental Evaluation of a Cascade Refrigeration System Prototype with CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub> for Freezing Process Application. International Journal of Refrigeration, 34(1), 257–267.
4. Bingming, W., Huagen W., Jianfeng L., Ziwen X. (2009). Experimental Investigation on the Performance of NH<sub>3</sub> /CO<sub>2</sub> Cascade Refrigeration System with Twin-Screw Compressor. International Journal of Refrigeration, 32(6), 1358–1365.
5. Lee T., Liu C., Chen T. (2006). Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub> /NH<sub>3</sub> cascade refrigeration. International Journal of Refrigeration, 29(7), 1100–1108.
6. Sachdeva G., Jain V., Kachhwaha S. (2014). Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants. International Scholarly and Scientific Research & Innovation, 8(Issue).
7. Bitzer K hlmas chinenbau GmbH. (2004). Refrigerant Overview, № 13. A-501-13, 36. – Access mode: <http://yukholod.com.ua/file/Обзор%20хладагентов%20и%20их%20взаимозаменяемость.pdf>
8. Bhattacharyya S., Kumar A., Khurana R. K., Sarkat J. (2005). Optimization of a CO<sub>2</sub>-C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> Cascade System for Refrigeration and Heating. International Journal of Refrigeration, 28(8), 1284–1292.
9. Di Nicola G., Giuliana G., Polonara F., Stryjeb R. (2005). Blends of Carbon Dioxide and HFCs as Working Fluids for the Low-Temperature Circuit in Cascade Refrigerating Systems. International Journal of Refrigeration, 28(2), 130–140.
10. Yamaguchi H., Niu X.-D., Sekimoto K., Neksa P. (2011). Investigation of Dry Ice Blockage in an Ultra-Low Temperature Cascade Refrigeration System Using CO<sub>2</sub> as a Working Fluid. International Journal of Refrigeration, 34(2), 466–475.
11. Morosuk T., Nikulshin R., Morosuk L. (2006). Entropy-cycle method for analysis of refrigeration machine and heat pump cycles. Thermal Science, 10(1), 111–124.
12. Dolinsky A.A., Brodyansky V.M. (1991). Exergy Calculations of Technical Systems. Kyiv: Naukova Dumka, 360.
13. Morozyuk L.I., Sokolovskaya V.V., Olshevskaya O.V. (2013). Thermodynamic analysis of heat exchangers as part of the energy conversion system by the entropy-cycle method. Bulletin of the International Academy of Cold, 4, 24–27.
14. Nikulshin R.K. (2012). Entropy method for modeling and analysis of two-stage cycles of refrigerating machines and heat pumps: Sat. scientific tr. 8th Int. scientific and technical conf. Sustainable development and artificial cold, 1, 8–16.
15. Morozyuk L.I. (2016). Thermodynamic analysis of cascade refrigerators with R744 in the upper cascade. Refrigeration equipment and technology, 52(1), 12–17.
16. Yerema V.Y. Collection of scientific papers of young scientists of post-graduate students and students 2017. “Method of transportation of blue tuna carcasses”, Odessa: ONAFT, 67-69.
17. Morozyuk L.I. (2016). Evaluation of thermodynamic perfection of the heating cascade machine cycles. East European Journal of Advanced Technologies, 2/8 (80), 50-55.
18. Martynovskiy V.S. (1972). Analysis of actual thermodynamic cycles. M.: Energy, 216.
19. Nikulshin R.K. (2011). Thermodynamic analysis of regenerative cycles of steam compressor machines by the entropy-cycle method. Refrigeration equipment and technology. Odessa: ODAH, 2 (130), 20-24.

Received 05 October 2018

Approved 04 December 2018

Available in Internet 30 December 2018