

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 536.483.001.24(075)

Термодинамічні аспекти ефективного застосування попереднього охолодження у циклах криогенних установок і холодильних машин

Б.Г. Грудка

Одеський національний технологічний університет, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна

✉ e-mail: bogdangennadievich@gmail.com

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

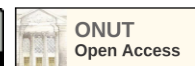
Попереднє охолодження почали застосовувати у криогенних установках майже 120 років тому. У 1900 р. на міжнародній промисловій виставці у Парижі вперше демонструвався зріджувач повітря, створений Лінде. У ньому використовувався криогенний регенеративний цикл із подвійним дроселюванням та циркуляцією частини потоку повітря високого тиску. До складу установки було введено аміачну холодильну машину для охолодження повітря до температури $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Пізніше попереднє охолодження почали застосовувати й у інших криогенних установках. Таке охолодження є принципово обов'язковим у водневих та гелієвих зріджувачах і рефрижераторах, в зріджувачах природного газу, установках для виробництва низькотемпературного рідкого діоксиду вуглецю. Зумовлено це тим, що верхні температури інверсії дросель-ефекту водню та гелію істотно нижчі від температури навколишнього середовища, а саме -69 і $-233\text{ }^{\circ}\text{C}$ (204 і 40 K), відповідно. У статті вперше наведено виведення формули, що дозволяє здійснювати початкову оцінку ступеня покращення показників криогенної установки (КУ), в якій застосовується попереднє охолодження криоагенту за допомогою парокомпресорної холодильної машини (ПХМ). У КУ реалізується регенеративний дросельний цикл на азоті, ПХМ працює на аміаку. Розглянуто два варіанти організації попереднього охолодження на рівнях температур 240 і 220 K . При розрахунках криогенної установки зі з'єднаними термодинамічними циклами прийнято, що холодопродуктивність КУ незмінна і дорівнює 100 Вт при температурі $77,35\text{ K}$. Попереднє охолодження до 240 і 220 K дозволило підвищити холодопродуктивність системи «КУ+ПХМ» до $165,6$ та $199,7\text{ Вт}$. Коефіцієнт ефективності системи зріс у $1,63$ та $1,93$ рази. Приблизно у стільки ж разів збільшився ексергетичний ККД. Використання попереднього охолодження таким чином дозволяє суттєво покращувати показники з'єднаних циклів.

Ключові слова: Криогенний регенеративний дросельний цикл; З'єднані термодинамічні цикли; Попереднє охолодження; Парокомпресорна холодильна машина; Коефіцієнт перетворення (COP); Ексергетичний ККД

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2567>

© The Author(s) 2022. 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/>**Позначення:** h – ентальпія (кДж/кг); l – питома робота (кДж/кг); m – масова витрата (кг/с); p – тиск (МПа); Q – холодопродуктивність (кВт); q – питома холодопродуктивність (кДж/кг); s – ентропія (кДж/кгК); T – температура (К); T^* – температура попереднього охолодження (К); W – потужність (кВт);

Нижні індекси:

0 – нормальна температура кипіння;

x – охолоджений;

C – критична точка;

нс – навколишнє середовище;

пер – переохолодження

Верхні індекси:

I – базова криогенна установка;

II – парокompресорна холодильна машина

Грецькі символи:

$\alpha_T = (dh/dp)_T$ – диференціальний ізотермічний дро-

сель-ефект;

Δ – різниця ентальпій (кДж/кг)

Абревіатури:

КД – конденсатор;

СОР – коефіцієнт ефективності;

КМ – компресор;

В – випарник;

ТО – рекуперативний теплообмінник;

ПО – попереднє охолодження;

ДВ – дросельний вентиль;

ПХМ – парокompресорна холодильна машина

1. Вступ

Попереднє охолодження потоків криоагентів у будь-яких циклах або схемах за допомогою зовнішньої холодильної машини, що виробляє холод між температурами навколишнього середовища $T_{нс}$ та охолодження T_x , може застосовуватися для покращення їх показників.

Цей спосіб історично раніше почали використовувати у криогенних установках. У 1900 р. на міжнародній промисловій виставці в Парижі вперше демонструвалася криогенна установка для виробництва рідкого повітря, створена К. Лінде. В зріджувачі повітря застосовувався криогенний регенеративний цикл з подвійним дроселюванням та циркуляцією частини потоку повітря високого тиску. В установку було включено аміачну холодильну машину для попереднього охолодження зрідженого повітря майже до температури -50 °C [1, 2].

До попереднього охолодження трохи пізніше звернувся і Ж. Клод для підвищення ефективності складнішого по конструкції зріджувача повітря.

Попереднє охолодження різного виду стали використовувати практично у всіх криогенних повітродоздільних установках [3, 4]. Його застосовують також в зріджувачах природного газу [5], установках для виробництва низькотемпературного рідкого діоксиду вуглецю [6].

Попереднє охолодження є принципово обов'язковим у водневих та гелієвих зріджувачах і рефрижераторах [4, 5]. Пояснюється це тим, що верхні температури інверсії дросель-ефекту водню та гелію істотно нижчі за температуру навколишнього середовища $T_{нс}$, а саме -69 і -233 °C (204 і 40 K), відповідно.

Інтерес до попереднього охолодження рідкого холодоагенту в основній великій ПХМ I (Парокompресорна холодильна машина) перед його дроселю-

ванням за допомогою невеликої за продуктивністю ПХМ II став виявлятися лише кілька років тому. В.М. Бродянский (1998 р.) був першим, хто вказав на доцільність його застосування у системі двох ПХМ [7].

Дослідження останніх років, виконані Qureshi та Zubair (2012, 2013a, 2013b), показали, як за допомогою системи холодильних машин можна досягати підвищення їх ефективності [8-10]. Результати, які це підтверджують, зумовили необхідність глибшого вивчення особливостей процесів попереднього охолодження.

Зазначимо, що іноді системи «криогенна установка + холодильна машина» та «ПХМ I + ПХМ II», де застосовується попереднє охолодження, неправильно називають каскадами. Вкажемо, що в каскадних установках, наприклад, холодильного типу, по-перше, в кожному каскаді застосовують різні холодоагенти, по-друге, в апаратах, що об'єднують (випарниках-конденсаторах) холод, що виробляється у верхньому каскаді, витрачається для конденсації холодоагенту у нижньому каскаді. Як буде показано, в системі холодильних машин ПХМ I і ПХМ II, де здійснюється попереднє охолодження, досить ефективно може використовуватися той самий холодоагент у двох ПХМ одночасно. Такі системи з попереднім охолодженням, включаючи криогенні установки з холодильними машинами, Будневич (1966) запропонував називати системами зі з'єднаними термодинамічними циклами [11].

Аналіз публікацій показав, що у використанні попереднього охолодження в циклах холодильних машин, наприклад, ПХМ, та криогенних установках КУ виявляється багато спільного. Зупинимось докладніше на термодинамічних аспектах реалізованих процесів у з'єднаній системі «КУ + ПХМ». Обмежимося розглядом циклів, де відсутні технічні втрати. Це дозволяє прийняти такі припу-

щення: стиснення кріоагентів в кріогенних установках проводиться в ізотермічних умовах, а стиснення холодоагентів у ПХМ відбувається ізоентропно, тобто при $s = \text{const}$; в апаратах реалізуються досконалі процеси тепловіддачі та теплопередачі; відсутні гідравлічні опори та теплопритоки з навколишнього середовища.

2. Термодинамічні характеристики кріогенного регенеративного дросельного циклу, з'єднаного з циклом ПХМ

Розглянемо, як попереднє охолодження впливає на характеристики кріогенного газового регенеративного дросельного циклу.

Для цього введемо формулу, яка покаже, якою мірою попереднє охолодження забезпечує зростання COP системи «кріогенна установка + холодильна машина» (КУ + ПХМ). Після цього перейдемо до визначення показників системи, що складається з регенеративного дросельного циклу Лінде-Хемпсона і циклу ПХМ. У кріогенному циклі у якості робочого тіла застосовується азот, в холодильній машині – аміак. У такій кріогенній установці виробляється холод на рівні температури нормального кипіння азоту $T_0 = T_c = 77,35 \text{ K}$, що обумовлюється тиском азоту при всмоктуванні його в компресор 0,1 МПа.

Покажемо, як за допомогою попереднього охолодження можна поліпшити характеристики регенеративного газового дросельного циклу (рис.1).

Питома холодопродуктивність циклу

$$q_{x1} = h_5 - h_4 = h_1 - h_2 = \Delta h_{T_{nc}}, \quad (1)$$

де $\Delta h_{T_{nc}} = h_1 - h_2$ – інтегральний ізотермічний дросель-ефект при температурі навколишнього середовища T_{nc} .

Вираз (1) впливає з умови реалізації в циклі регенеративного теплообміну робочого тіла між прямим потоком з тиском p_2 і зворотним – p_1 :

$$h_2 - h_3 = h_1 - h_5. \quad (2)$$

Перегрупування членів у (2) з урахуванням того, що $h_3 = h_4$ призводить до виразу (1).

У разі коли відомі термічні та калоричні властивості робочого тіла циклу 1-2-3-4-5-1, наприклад, азоту, можна обчислити питому холодопродуктивність наступним чином:

$$q_{x1} = - \int_{p_1}^{p_2} \alpha_T dp = h_1 - h_2 = \Delta h_{T_{nc}}, \quad (3)$$

де $\alpha_T = \left(\frac{dh}{dp} \right)_T$ – диференціальний ізотермічний дросель-ефект.

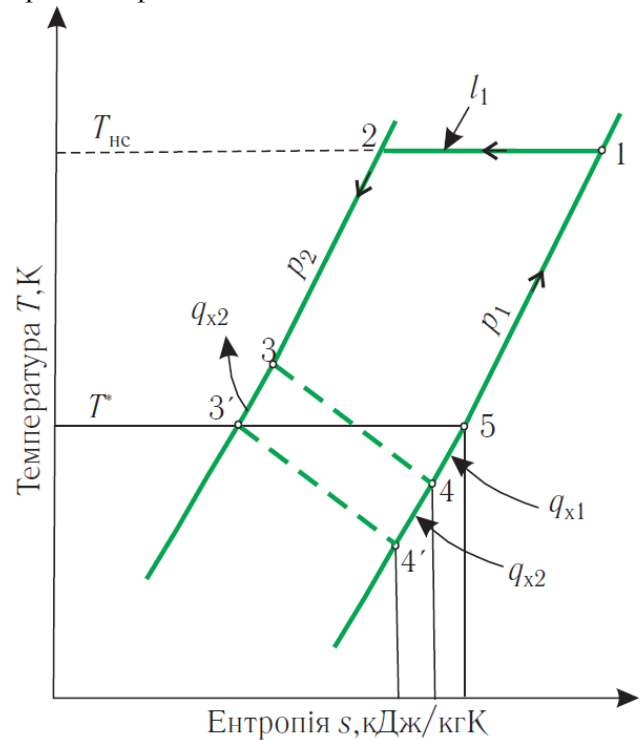


Рисунок 1 – Вид у T, s -координатах регенеративних газових дросельних циклів: без попереднього охолодження (1-2-3-4-5-1) та з його використанням (1-2-3'-4'-5-1)

Питома робота l_1 ізотермічного стиснення робочого тіла в процесі 1-2 може бути визначена за рівнянням, що використовує Перший та Другий закони термодинаміки:

$$T ds = dh - v dp. \quad (4)$$

З рівняння (4) після інтегрування отримуємо:

$$l_1 = \int_{p_1}^{p_2} v dp = \int_{h_1}^{h_2} dh - T_{nc} \int_{s_1}^{s_2} ds = T_{nc} (s_1 - s_2) - \Delta h_{T_{nc}}. \quad (5)$$

Коефіцієнт ефективності циклу 1-2-3-4-5-1

$$(\text{COP})_1 = \Delta h_{T_{nc}} / l_1. \quad (6)$$

З аналізу виразів (3), (5) і (6) випливає, що $(\text{COP})_1$ досліджуваного циклу виявляється невисоким. Покажемо, як його можна підвищити.

З рис. 1 видно, що питому холодопродуктивність можна збільшити на величину q_{x2} , якщо організувати попереднє охолодження робочого тіла в процесі 3-3' з допомогою зовнішньої холодильної машини типу ПХМ. В результаті вдасться після дроселювання робочого тіла в процесі 3'-4' забезпечити збільшення холодопродуктивності на величину $(h_4 - h_{4'})$. Сумарна питома холодопродуктивність циклу 1-2-3-3'-4'-5-1 у зв'язку з цим складе:

$$q_x = q_{x1} + q_{x2} = (h_5 - h_4) + (h_4 - h_{4'}) = \Delta h_{T^*}, \quad (7)$$

де Δh_{T^*} – інтегральний ізотермічний дросель-ефект при температурі $T_{\text{пер}} = T^*$, що становить найнижче її значення при охолодженні робочого тіла в процесі 3-3'. У загальному випадку температура $T_{\text{пер}}$ вважається температурою попереднього охолодження.

З виразів (1) і (7) отримуємо, що додаткова холодопродуктивність може зрости до значення

$$q_{x2} = \Delta h_{T^*} - \Delta h_{T_{\text{nc}}}. \quad (8)$$

Для оцінки ефективності всієї системи, що складається з двох термодинамічних циклів, потрібно знати, як витрати роботи в ПХМ та КУ впливатимуть на загальний COP.

Враховуватимемо, що крім питомої роботи ізотермічного стиснення l_1 (див. рис. 1) буде потрібна робота l_2 для приводу ПХМ, що охолоджує газ в процесі 3-3' до T^* .

Для визначення в загальному вигляді COP використовуємо значення таких характеристик: холодопродуктивність газового циклу $Q_{x1} = m_1 \cdot q_{x1} = m_1 \cdot \Delta h_{T_{\text{nc}}}$; холодопродуктивність циклу холодильної машини попереднього охолодження $Q_{x2} = m_2 \cdot q_{x2}$; потужність ізотермічного компримування кріоагенту $W_1 = m_1 \cdot l_1$ і потужність ізентропного стиснення холодоагенту $W_2 = m_2 \cdot l_2$.

Тут прийнято: m_1 та m_2 – витрати робочого тіла в регенеративному газовому дросельному циклі КУ та холодоагенту в циклі ПХМ; l_1 та l_2 – питомі роботи у зазначених циклах.

Враховуючи перелічені показники, отримуємо, що ефективність з'єднаних циклів

$$\text{COP} = \frac{m_1 \Delta h_{T_{\text{nc}}} + m_2 q_{x2}}{m_1 l_1 + m_2 l_2} = (\text{COP})_1 \frac{1 + \frac{(\text{COP})_2 m_2 l_2}{(\text{COP})_1 m_1 l_1}}{1 + \frac{m_2 l_2}{m_1 l_1}}, \quad (9)$$

де $(\text{COP})_1 = q_{x1} / l_1 = \Delta h_{T_{\text{nc}}} / l_1$ – коефіцієнт ефективності газового циклу 1-2-3-4-5-1, тобто циклу без попереднього охолодження; $(\text{COP})_2 = q_{x2} / l_2$ – ефективність циклу холодильної машини, що забезпечує попереднє охолодження в процесі 3-3'.

З аналізу (9) випливає, що при $(\text{COP})_1 = (\text{COP})_2$ вираз (9) для COP перетворюється на рівність $\text{COP} = (\text{COP})_1 = (\text{COP})_2$. На цьому етапі досліджень можна припустити, що $(\text{COP})_2 > (\text{COP})_1$. Тоді

$$1 + \frac{(\text{COP})_2 W_2}{(\text{COP})_1 W_1} > 1 + \frac{W_2}{W_1}. \quad (10)$$

У результаті (10) і (9) отримуємо, що $\text{COP} > (\text{COP})_1$. Отже, застосування попереднього охолодження сприятиме як збільшенню холодопродуктивності системи, так і поліпшенню її термодинамічної ефективності. При цьому слід враховувати, що цей висновок є справедливим, якщо

$$(\text{COP})_2 > (\text{COP})_1. \quad (11)$$

Визначимо показники КУ-циклу та системи з'єднаних циклів «КУ + ПХМ». На рис. 2 показано її технологічну схему. Враховуватимемо, що формули (9) і (10) застосовні і до системи, що є сполучкою регенеративного дросельного газорідного кріогенного циклу і циклу парокомпресорної холодильної машини.

Зазначені цикли КУ та ПХМ зображені в T, s -координатах на рис. 3.

Зазначимо, у КУ-циклі у якості робочого тіла використовується азот; у циклі ПХМ – аміак. Особливістю регенеративного дросельного КУ-циклу (Лінде-Хемпсона) є можливість розрахунку питомих показників на ізотермі навколишнього середовища, яка прийнята рівною $T_{\text{nc}} = 300$ К. Для розрахунку задамося тисками прямого та зворотного потоків азоту: $p_2 = 20$ МПа, $p_1 = 0,1$ МПа.

Розрахуємо спочатку показники СР-циклу 1.1-1.2-1.7-1.7'-1.9-1.1. Його питома холодопродуктивність $q_{x1} = \Delta h_{T_{\text{nc}}} = h_1 - h_2 = 32$ кДж/кг; питома робота ізотермічного стиснення $l_1 = T_{\text{nc}} (s_1 - s_2) - \Delta h_{T_{\text{nc}}} = 300 (3,9 - 2,2) - 32 = 478$ кДж / кг. Ефективність КУ-циклу $(\text{COP})_1 = q_{x1} / l_1 = 0,067$.

Для значного підвищення ефективності КУ-циклу створимо з'єднану з ним систему КУ+ПХМ.

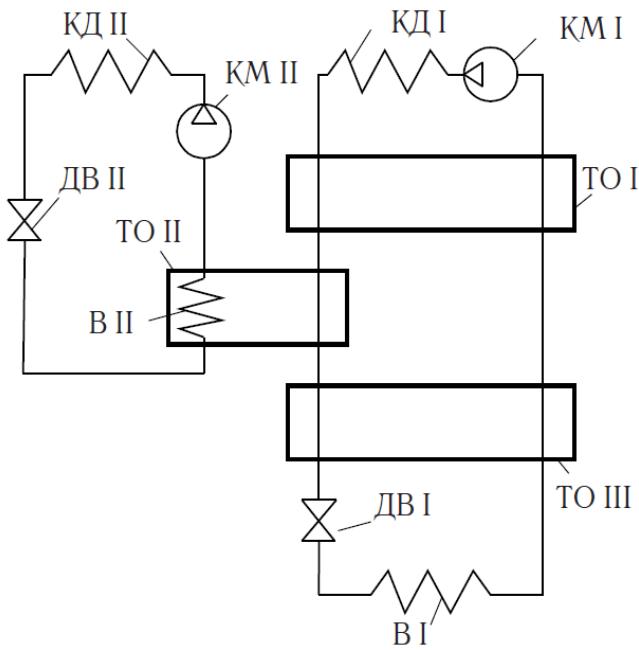


Рисунок 2 – Схема системи охолодження, що складається з криогенного регенеративного дросельного циклу та циклу ПХМ: КМ I, КМ II – компресори ізотермічного та ізентропного стискування; КД I – охолоджувач азоту; КД II – конденсатор; ТО I, ТО II – рекуперативні теплообмінники; ТО II – теплообмінник-випарник для попереднього охолодження криоагента; ДВ I, ДВ II – дросельні вентилі

У подальших розрахунках прийемо, що холодопродуктивність цієї системи $Q_x = 100$ Вт при температурному рівні виробленого холоду $T_x = 77,35$ К. Витрата азоту в КУ-циклі $m_1 = Q_x / \Delta h_{T_{nc}} = 3.125 \cdot 10^{-3}$ кг/с; споживана ізотермічним компресором потужність $W_1 = m_1 \cdot l_1 = 3.125 \cdot 10^{-3} \cdot 478 = 1494$ Вт.

Досліджуємо питання, як температура попереднього охолодження азоту T^* впливає на показники системи «КУ+ПХМ». Задамося двома значеннями температур азоту. У першому випадку ПХМ (див. рис. 3) охолоджує потік азоту в процесі 1.3-1.4 до $T_1^* = 240$ К, у другому випадку – в процесі 1.5-1.6 до $T_2^* = 220$ К. У цих двох випадках, незважаючи на відмінність у значеннях температур попереднього охолодження, витрата азоту, що забезпечується ізотермічним компресором, буде одним і тим же $m_1 = 3.125 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Скористаємося формулами (7) та (8). З них випливає, що за температури попереднього охолодження $T^* = T_{пер}$: $q_x = q_{x1} + q_{x2} = \Delta h_{T^*}$; $q_{x2} = \Delta h_{T_{nc}} - \Delta h_{T_{nc}}$, де $q_{x1} = \Delta h_{T_{nc}}$ – питома холодопродуктивність, яка при заданих T_{nc} , p_1 і p_2 є незмінною величиною, незважаючи на варіювання T^* ; q_{x1} – кількість змінної залежно від T^* теплоти, що відводиться ПХМ від прямого потоку азоту.

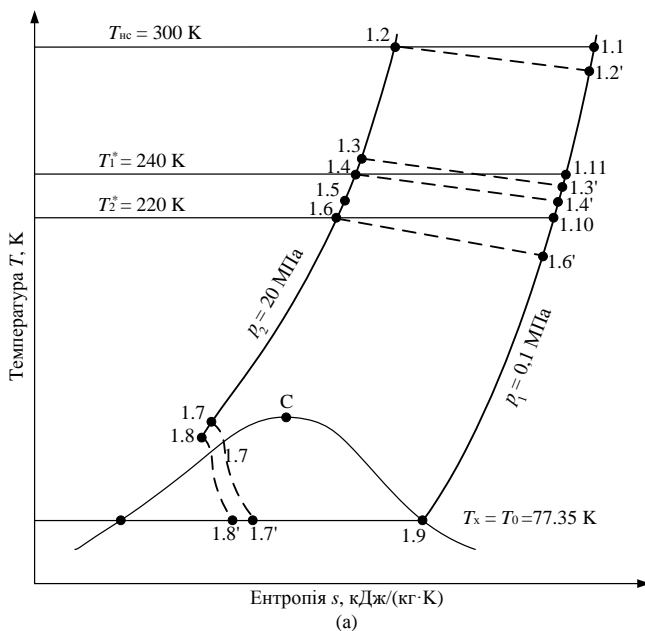
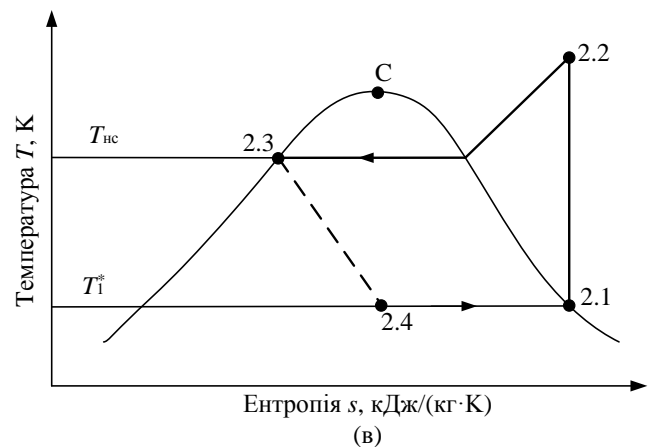
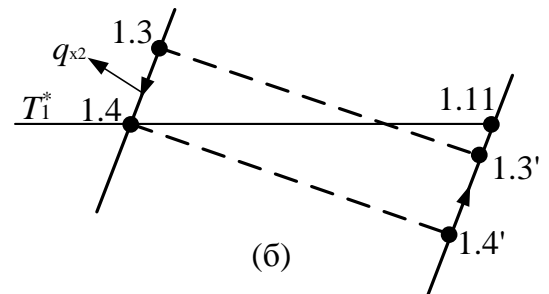


Рисунок 3 – Термодинамічні цикли: (а) цикл Лінде-Хемпсона з попереднім охолодженням та його частина (б) в області температури T_1^* ; (в) - цикл ПХМ



З рис. 3 випливає, що $q_{x1} = h_{1.9} - h_{1.7}$. Це пов'язано з використанням регенеративного теплообміну в КУ-циклі.

Розмір відведеного від прямого потоку азоту тепла залежно від T^* змінюється так, як показано на рис. 4.

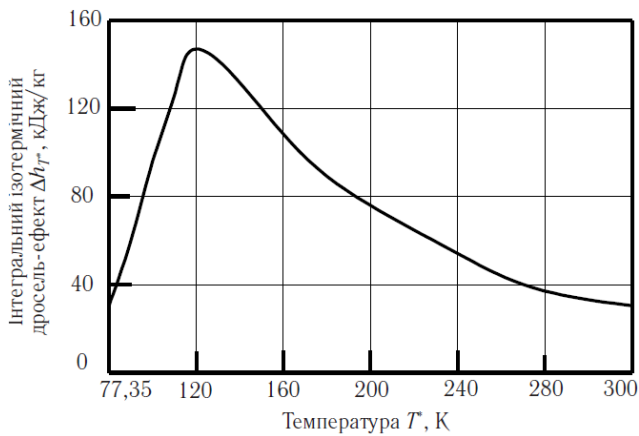


Рисунок 4 – Залежність інтегрального ізотермічного дресель-ефекту від температури попереднього охолодження $T_{пер} = T^*$

Відведення тепла за допомогою ПХМ у процесі 1.3-1.4 дозволяє збільшити питому холодопродуктивність на величину $q_{x2} = h_{1,3} - h_{1,4} = 21$ кДж/кг. Це в результаті призводить до зростання питомої холодопродуктивності на величину

$$q_{x2} = h_{1,3} - h_{1,4} = h_{1,7} - h_{1,8}. \quad (12)$$

На рис 3, зображено термодинамічний цикл ПХМ. При використанні аміаку питомі холодопродуктивність та робота циклу 2.1-2.2-2.3-2.4-2.1 мають такі значення: $q_{x2} = 1093$ кДж/кг, $l_2 = 352,5$ кДж/кг.

З рівняння енергетичного балансу

$$m_1 \cdot q_{x2} = m_2 \cdot q_2 \quad (13)$$

отримуємо, що необхідна витрата аміаку m_2 в ПХМ

$$m_2 = m_1 \frac{q_{x2}}{q_2} = 3,125 \cdot 10^{-3} \frac{21}{1093} = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.} \quad (14)$$

Таблиця – Показники системи «КУ+ ПХМ», створеної на основі КУ-циклу та з'єднаного з ним циклу ПХМ

Режими роботи КУ або системи «КУ+ПХМ»	Витрата азоту в КУ-циклі m_1 , кг/с	Витрата R717 у ПХМ-циклі m_2 , кг/с	Холодопродуктивність Q_x , Вт	Споживана ізотермічним компресором потужність W_1 , Вт	Споживана адіабатичним компресором потужність W_2 , Вт	COP системи «КУ+ПХМ»	Ексергетичний ККД
1	2	3	4	5	6	7	8
КУ-цикл без попереднього охолодження з ізотермічним компримуванням азоту при $T_{ис} = 300$ К	$3,125 \cdot 10^{-3}$	-	100	1494	-	0,067	0,193

Вкажемо значення та інших показників:

холодопродуктивність ПХМ

$$Q_2 = m_2 q_2 = 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot 1093 = 65,6 \text{ Вт;} \quad (15)$$

споживана потужність

$$W_2 = m_2 l_2 = 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot 352,5 = 21,2 \text{ Вт;} \quad (16)$$

коефіцієнт ефективності

$$(\text{COP})_2 = \frac{Q_2}{W_2} = \frac{65,6}{21,2} = 3,09. \quad (17)$$

Таким чином, при температурі попереднього охолодження $T_1^* = 240$ К сумарна холодопродуктивність $Q_2 = 100 + 65,6 = 165,6$ Вт.

Розглянемо характеристики системи «КУ + ПХМ» при використанні більш низькотемпературного проміжного охолодження. Розрахунки показали, що за температури $T_2^* = 220$ К споживана ПХМ потужність $W_2 = 52,4$ Вт, сумарна холодопродуктивність $Q_x = 100 + 99,7 = 199,7$ Вт, коефіцієнт ефективності $(\text{COP})_2 = 99,7 / 52,4 = 1,90$.

Дані, необхідні визначення значень $(\text{COP})_1$, $(\text{COP})_2$ і показника ефективності COP системи циклів «КУ + ПХМ», наведено у таблиці. З неї випливає, що розраховані згідно (9) значення коефіцієнтів ефективності вказують на їхнє значне збільшення з 0,067 до 0,109 і навіть – 0,129, тобто. у 1,92 рази. При цьому приблизно в 2 рази зростає і холодопродуктивність системи КУ+ПХМ порівняно з аналогічним показником КУ-циклу.

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8
Система «КУ+ПХМ» з попереднім охолодженням до $T_1^* = 240$ К і ізотермічний компримування азоту при $T_{nc} = 300$ К	$3,125 \cdot 10^{-3}$	$0,06 \cdot 10^{-3}$	165,6	1494	21,15	0,109	0,315
Система «КУ+ПХМ» з попереднім охолодженням до $T_2^* = 220$ К і ізотермічним компримуванням азоту при $T_{nc} = 300$ К	$3,125 \cdot 10^{-3}$	$0,094 \cdot 10^{-3}$	199,7	1494	52,4	0,129	0,372

3. Аналіз показників системи «КУ + ПХМ»

Виконані розрахунки показників з'єднаних термодинамічних циклів дали змогу зробити низку важливих висновків:

1. При дослідженнях характеристик системи «КУ+ПХМ» розглядалися також показники і КУ-циклу. Цей цикл, що реалізується на азоті із заданою холодопродуктивністю 100 Вт на температурному рівні 77,35 К, вважався основним. Як видно з таблиці, витрата азоту в ньому, а також при реалізації двох режимів роботи системи «КУ + ПХМ» приймалася однією і тією же, а саме $m_1 = 3.125 \cdot 10^{-3}$ кг/с. У цих двох режимах використовувалося попереднє охолодження при $T_1^* = 240$ К і $T_2^* = 220$ К. Для цього у систему була включена аміачна ПХМ. Порівняно з характеристиками КУ-циклу попереднє охолодження при 240 та 220 К значно покращило показники системи «КУ+ПХМ»: холодопродуктивність зростає зі 100 Вт до 165,6 та 199,7 Вт; ефективність – з 0,067 до 0,109 та 0,129, відповідно.

2. У формулі (9) для визначення COP системи «КУ + ПХМ» у чисельнику зазначена сума холодопродуктивності з'єднаних термодинамічних циклів. На перший погляд, таким чином чинити не можна, оскільки холод, що виробляється, в КУ-циклі і в циклі ПХМ має різну цінність. Проте аналіз показує, що таке підсумовування цілком допустиме. Потрібно враховувати, що холод

аміачної ПХМ, яка використовується для охолодження прямого потоку азоту (при T_1^* – у процесі 1.3-1.4; при T_2^* – в процесі 1.5-1.6), «переноситься» без втрат із застосуванням регенеративного теплообміну та подальшого дроселювання в процесі 1.8-1.8' на температурний рівень 77,35 К.

3. Формули (9)-(11) дозволяють на початковому етапі досліджень відповісти на питання, чи можна, застосовуючи систему термодинамічних циклів, підвищувати значення її COP. Нерівність (11) вказує на те, що зростання ефективності буде досягатися тоді, коли $(COP)_2$ ПХМ буде перевищувати величину $(COP)_1$ циклу криогенної установки. Перевіримо, чи виконується умова (11) за кожної з двох температур попереднього охолодження. Використавши значення $(COP)_1$ і $(COP)_2$, отримуємо, що при $T_1^* = 240$ К $(COP)_2 / (COP)_1 = 3,1 / 0,067 = 46,3$, а при $T_2^* = 220$ К $(COP)_2 / (COP)_1 = 1,9 / 0,067 = 28,4$. Таким чином і для одного, і для інших режимів $(COP)_2 \gg (COP)_1$.

4. Ефективність систем «КУ + ПХМ» характеризується такими показниками, як COP. Для коректнішого їх порівняння застосуємо ексергетичний ККД, який покаже, як показники КУ-циклу та циклів «КУ + ПХМ» співвідносяться з COP циклу Карно. Цей підхід цілком правомірний у додатку до циклів «КУ + ПХМ». В них холод, вироблений аміачною холодильною машиною, використовується для попереднього охолодження прямого потоку азоту, який холод ПХМ «перено-

силь» до рівня T_x . Загалом ексергетичний ККД

$$\eta_{ex} = \tau_e \cdot \text{COP}, \quad (18)$$

де $\tau_e = (T_{nc} / T_x - 1)$ – ексергетична температурна функція, що є зворотною величиною COP циклу Карно, побудованого на ізотермах T_x і T_{nc} .

Значення ексергетичних ККД наведені у таблиці. З неї видно, що застосування попереднього охолодження на рівні температур $T_1^* = 240$ і $T_2^* = 220$ К сприяє збільшенню η_{ex} в 1,63 і 1,93 рази, відповідно. Порівняння з циклом Карно показує, що застосування попереднього охолодження щодо простих термодинамічних циклів забезпечує досить високу їх ефективність.

4. Висновки

Попереднє охолодження у з'єднаній системі термодинамічних циклів – ефективний спосіб покращення їх показників.

Як показав аналіз, особливо високих результатів вдається досягати за наявності у криогенному циклі регенеративного теплообмінника. Це дозволяє холод, що вводиться в цикл, «переносити» після регенеративного теплообміну і дроселювання на рівень температури охолодження. Реалізація таких процесів підвищує цінність холоду, виробленого парокompresорною холодильною машиною.

Температури попереднього охолодження 240 і 220 К обрані у зв'язку з тим, що охолодження прямого потоку криоагенту, тобто азоту здійснюється за допомогою одноступеневої парокompresорної холодильної машини, що працює на аміаку. Холод із нижчими температурами можна виробляти в холодильних машинах складних конструкцій, наприклад, у каскадних. У нашому випадку, а також при використанні машин іншого типу, завдання вибору оптимальної температури попереднього охолодження має вирішуватися залученням техніко-економічного аналізу.

Необхідно враховувати одну з особливостей досліджених циклів, яка може виявитися при організації в них попереднього охолодження. У разі заданих нижчих температур охолодження і тиску прямого потоку газу до нього можна підвести певну кількість холоду. У зв'язку з цим надлишковий холод не вдається передати стиснутому потоку

азоту. Його надлишок виявлятиметься у вигляді додаткової втрати від неповноти регенерації на теплому кінці теплообмінника.

Література

1. **Лавренченко Г.К.** Лінде та «Лінде АГ»: від першої кисневої установки до сучасних систем виробництва технічних газів // *Технічні газы.* – 2002. – № 1. – С. 6-13.
2. **Бродяньський В.М., Лавренченко Г.К.** Від лабораторного зрідження кисню до початку його промислового виробництва // *Технічні газы.* – 2008. – № 6. – С. 2-12.
3. **Arkharov A.M., Marfenina I.V., Mikulin Ye.I.** Cryogenic systems. Vol I. Basics of theory and design. – М.: BMSTU, 2000. – 518 p.
4. **Arkharov A.M., Arkharov I.A., Beliakov V.P. et al.** Cryogenic systems. Vol II. Design of apparatus, plants, systems. – М.: BMSTU, 2001. – 639 p.
5. **Бродяньський В.М., Семенов А.М.** Термодинамічні основи криогенної техніки. – М.: Енергія, 1980. – 448 с.
6. **Llopis R., Nebot-Andrés L., Sánchez D., Catalán-Gil J., Cabello R.** Subcooling methods for CO₂ refrigeration cycles: A review // *International Journal of Refrigeration.* – 2018. – Vol. 93. – P. 85-107.
7. **Бродяньський В.М.** Низькотемпературна технологія на зламі ХХІ століття // *Холодильна техніка.* – 1998. – №1. – С. 26-28.
8. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** Cost optimization of heat exchanger inventory for mechanical subcooling refrigeration cycles // *International Journal of Refrigeration.* – 2013. – Vol. 36. – №4. – P. 1243-1253.
9. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** Mechanical sub-cooling vapor compression system: Current status and future directions // *International Journal of Refrigeration.* – 2013. – Vol. 36. – №8. – P. 2097-2110.
10. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated sub-cooling // *International Journal of Refrigeration.* – 2012. – Vol. 35. – №1. – P. 47-57.
11. **Будневич С.С.** Процеси глибокого охолодження. – М.-Л.: Машинобудування. Ленінградське відд-ня, 1966. – 260 с.

Thermodynamic aspects of the effective application of pre-cooling in the cycles of cryogenic plants and refrigerating machines

Bohdan Hrudka

Odesa National University of Technology, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine

✉ e-mail: bogdangennadievich@gmail.com

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

Pre-cooling began to be used in cryogenic installations almost 120 years ago. In 1900, the air liquefier created by Linde was demonstrated for the first time. It used a cryogenic regenerative cycle with double throttling and recirculation of part of the high-pressure air flow. An ammonia refrigerating machine for air cooling to a temperature of $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ was included in the installation. Later, pre-cooling began to be used in other cryogenic installations. Such cooling is fundamentally mandatory in hydrogen and helium liquefiers and refrigerators, in natural gas liquefiers, installations for the production of low-temperature liquid carbon dioxide. This is due to the fact that the upper inversion temperatures of the throttle effect of hydrogen and helium are significantly lower than the ambient temperature, namely -69 and $-233\text{ }^{\circ}\text{C}$ (204 and 40 K), respectively. For the first time, the article provides the derivation of a formula that allows for an initial assessment of the degree of improvement in the performance of a cryogenic installation (CI), which uses pre-cooling of the cryogenic agent with the help of a vapor-compression refrigerating machine (VRM). In CI, a regenerative throttle cycle is implemented on nitrogen, VRM works on ammonia. Two options for the organization of pre-cooling at the temperature levels of 240 and 220 K were considered. When calculating the cryogenic installation with connected thermodynamic cycles, it was assumed that the refrigerating capacity of the CI is unchanged and equal to 100 W at a temperature of 77.35 K. Pre-cooling to 240 and 220 K made it possible to increase cooling capacity of the "CI + VRM" system is up to 165.6 and 199.7 W. The efficiency ratio of the system increased by 1.63 and 1.93 times. Exergetic efficiency increased by approximately the same number of times. The use of pre-cooling in this way makes it possible to significantly improve the performance of connected cycles.

Keywords: Cryogenic regenerative throttle cycle; Connected thermodynamic cycles; Pre-cooling; Vapor-compression refrigerating machine; Coefficient of performance (COP); Exergetic efficiency

References

1. Lavrenchenko, G.K. (2002) Linde and «Linde AG»: from the first oxygen plant to modern systems of manufacture of technical gases. *Industrial Gases*, 1, 6-13.
2. Brodyanskiy, V.M., Lavrenchenko, G.K. (2008) From laboratory liquefaction of oxygen to the beginning of its industrial production. *Industrial Gases*, 6, 2-12.
3. Arkharov, A.M., Marfenina, I.V., Mikulin, Ye.I. (2000). Cryogenic systems. Vol I. Basics of theory and design. M.: BMSTU, 518.
4. Arkharov, A.M., Arkharov, I.A., Beliakov, V.P. et al. (2001) Cryogenic systems. Vol II. Design of apparatus, plants, systems. M.: BMSTU, 639.
5. Brodyanskiy, V.M., Semyonov, A.M. (1980) Thermodynamic basis of cryogenic technology. M.: Energia, 448.
6. Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Sánchez, D, Catalán-Gil, J, Cabello, R. (2018) Subcooling methods for CO₂ refrigeration cycles: A review. *International Journal of Refrigeration*, 93, 85-107.
7. Brodyanskiy, V.M. (1998). Low-temperature technology on the threshold of the XXI century. *Refrigeration Equipment*, 1, 26-28.
8. Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair. (2013) Cost optimization of heat exchanger inventory for mechanical subcooling refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration*, 36, 4, 1243-1253.
9. Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair. (2013) Mechanical sub-cooling vapor compression system: Current status and future directions. *International Journal of Refrigeration*, 36, 8, 2097-2110.
10. Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair. (2012) The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated sub-cooling. *International Journal of Refrigeration*, 35, 1, 47-57
11. Budnevich, S.S. (1966) Deep cooling processes. M.-L.: Mechanical Engineering, 260.

Received 14 November 2022

Approved 07 December 2022

Available in Internet 30 December 2022