

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.565

Мінімальні витрати енергії у низькотемпературних системах

О. В. Троценко

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

✉ e-mail: trotalexg@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1408-1764>

Мінімальні витрати енергії є важливими показниками термодинамічної ефективності низькотемпературної установки. У статті розглянуто можливі способи визначення мінімальних витрат енергії на низькотемпературних установках різного призначення. Найбільш дієвим способом визначення їх величини є складання схеми ексергетичного балансу установки, на підставі якого встановлюються значення ексергій отриманих продуктів, рівні шуканим мінімальним витратам. Ентропійний метод термодинамічного аналізу орієнтований, перш за все, на обчислення втрат від незворотності процесів, тому його застосування у статті не розглядатиметься. Дійсні витрати енергії в низькотемпературних системах зазвичай суттєво перевищують їх мінімальні величини. Тому встановлені некоректності використання того чи іншого методу аналізу мало впливають на результат і мають в основному методологічне значення. Завдання, що розглядається у статті, зводиться до знаходження мінімального значення витрат енергії в низькотемпературній установці для отримання заданої кількості продукту необхідної якості. Завдання у такій постановці легко трансформується в умову для систем із кількома видами продуктів. Зроблено висновок про ефективність способу знаходження цих витрат, заснованого на складанні ексергетичного балансу системи, що розглядається. Проаналізовано особливості визначення мінімальних витрат енергії у рефрижераторних установках. Знаходження якості продукту криогенної рефрижераторної установки пов'язане з деякими складнощами. Вони зумовлені тією обставиною, що продуктом рефрижератора є холод, тобто результат процесу, що протікає у випарнику. В інших типах криогенних систем продукт характеризується термодинамічним станом робочого тіла. Показано, що рівність нуля мінімальних витрат не вказує на відсутність працездатності криогенних систем.

Ключові слова: Ексергетичний аналіз; Низькотемпературна система; Мінімальні витрати енергії

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v59i2.2632>

© The Author(s) 2023. 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

Витрати енергії є необхідною термодинамічною умовою функціонування для більшості холодильних та криогенних систем. Мінімальне значення цих витрат служить точкою відліку для визначення енергетичної ефективності всієї аналізованої низькотемпературної установки та її елементів, у яких процеси неспроможні протікати ми-

мовільно. До таких елементів, наприклад, можуть бути віднесені компресор та насос рідкого криоагенту. Оскільки визначення мінімальних витрат енергії є завданням термодинамічного аналізу, її рішення може бути знайдено виходячи з відомих різних методів цього аналізу. Існують три підходи до обчислення мінімальних витрат енергії: метод ідеальних циклів [1], а також ентропійний [2] та ексергетичний методи аналізу [3].

Кожен з цих методів має свої переваги та недоліки, а також область застосування, обумовлену видом одержуваних продуктів у розглянутій установці. У криогенній техніці установки за видом одержуваної продукції поділяються на рефрижераторні (типу R), зріджувальні (типу L), газороздільні (типу D) і комбіновані (типу DL, RL) системи [2]. Відповідні ідеальні цикли мають установки типу R і L, тому лише для цих систем застосуємо метод ідеальних циклів [4]. Необхідно також відзначити, що для газифікаційних криогенних установок мінімальні витрати енергії априорі дорівнюють нулю, так як теоретично процес переведення речовини з рідкого стану в газоподібний може мимовільно протікати за рахунок теплоприпливів з навколишнього середовища.

Метою статті є дослідження особливостей визначення мінімальних витрат енергії в криогенних системах різного призначення. Оскільки ентропійний метод термодинамічного аналізу орієнтований, перш за все, на обчислення втрат від незворотності процесів, його застосування для реалізації мети статті не розглядатиметься. Дійсні витрати енергії в низькотемпературних системах зазвичай суттєво перевищують їх мінімальні величини. Тому встановлені некоректності використання того чи іншого методу аналізу мало впливають на результат і мають у основному методологічне значення.

2. Мінімальні витрати енергії в рефрижераторних та зріджувальних установках

У термодинамічному аналізі систем криогенної та холодильної техніки важливу роль, поряд з кількістю виробленого продукту, відіграє його якість. Формулювання завдання, що розглядається в даній роботі, зводиться до наступного: знайти мінімальне значення витрат енергії в низькотемпературній установці для отримання заданої кількості продукту необхідної якості. Завдання у такій постановці легко трансформується в умову для систем із кількома видами продуктів.

Під мінімальними витратами зазвичай розуміється підведена ззовні енергія, що має 100% якість. У реальних схемах криогенних установок може бути зовнішнє охолодження прямого потоку, підведення холоду як потоку енергії, що має менше 100% якості. За наявності в криогенній системі детандера, отримана в ньому механічна енергія з нульовою енергією віддається навколишньому се-

редовищу [5]. З цих прикладів випливає, що мінімальні витрати енергії не залежать від конкретних схем установок, а визначаються видом одержуваного продукту, що залежить від його якості.

Знаходження якості продукту криогенної рефрижераторної установки пов'язане з деякими складнощами. Вони зумовлені тією обставиною, що продуктом рефрижератора є холод, тобто результат процесу, що протікає у випарнику. В інших типах криогенних систем продукт характеризується термодинамічним станом робочого тіла. Його якість залежить від таких термодинамічних параметрів як тиск, температура та склад. Для установок типу R проблеми визначення якості продукту докладно викладені в роботі [6].

Далі розглядається класичний приклад для установки, призначеної для отримання холоду в кількості Q_x на постійному температурному рівні T_x . Ідеальним для цього випадку служить зворотний цикл Карно, схема якого в T,s -координатах зображена на рис.1. На рисунку використані такі умовні позначення: s — питома (мольна) ентропія, T_{nc} — температура навколишнього середовища.

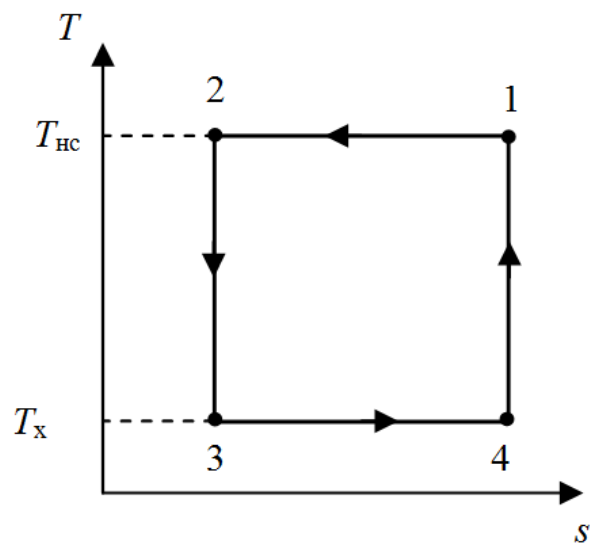


Рисунок 1 – Схема зворотного циклу Карно

Як зазначено вище, значення мінімальної роботи визначається кількістю та якістю отриманого в установці продукту. Використання методу ідеальних циклів передбачає, що всі процеси у таких циклах мають бути оборотними. Якщо ідеальним прототипом є зворотний цикл Карно, то оборотність процесу вироблення холоду 3-4 передбачає відсутність будь-яких втрат від необоротності, обумовлених як гідравлічним опором потоку робочого тіла, і теплоприпливами з довкілля. Для забезпечення необхідної якості продукту необхідно,

щоб процес 3-4 був ізотермічним. На практиці жодна з цих умов суворо не дотримується і відбувається зіставлення за мінімальними витратами енергії реального та ідеального циклів. Таке зіставлення фактично має місце за будь-якого використання методу ідеальних циклів.

Даний підхід призводить до необхідності ідеалізації процесу в елементі реальної установки, що виробляє продукт, яким у рефрижераторної установки є випарник. Ця ідеалізація проводиться на етапі створення термодинамічної моделі проєктованої системи. Тому розрахункова холодопродуктивність рефрижератора є завищеною величиною, як і відповідні їй мінімальні витрати енергії L_{\min} . Якщо завдати гідравлічний опір у випарнику, то це призводить до неізотермічності процесу в ньому та зміні якості виробленого холоду. Отже, точне значення величини L_{\min} не може бути встановлено суто термодинамічним методом, хоча остання обставина не має істотного значення через велику різницю між дійсними і мінімальними витратами енергії.

Формула для визначення величини L_{\min} , як відомо, має вигляд

$$L_{\min} = Q_x \frac{T_{nc} - T_x}{T_x}, \quad (1)$$

де Q_x – повна холодопродуктивність установки. Права частина рів. (1) є повною ексергетичною холодопродуктивністю Q_{xe} . Таким чином, має місце співвідношення

$$L_{\min} = Q_{xe}, \quad (2)$$

Інший вираз для обчислення значення L_{\min} впливає із рівняння ексергетичного балансу для випарника В, схема якого зображена на рис. 2. Тут символом G позначено витрату робочого тіла через випарник. З іншого боку, відсутність в цьому рисунку потоку ексергетичних втрат свідчить про виконання у даному випадку ідеалізації аналізованого елемента установки.

З ексергетичного балансу випарника та рівності (2) випливає, що

$$L_{\min} = G(e_3 - e_4), \quad (3)$$

де e – ексергетична функція. На відміну від запису (1), де якість холоду явно визначається температу-

рою охолодження T_x , у рівності (3) якість величини Q_x виражається через ексергетичні функції. Це дає можливість у багатьох випадках оминати проблеми, зумовлені визначенням якості продукту установок типу R для обчислення значення L_{\min} [6].

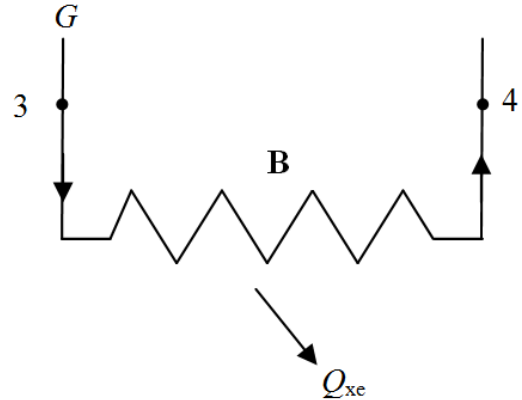


Рисунок 2 – Розрахункова схема випарника

У загальному випадку мінімальні витрати енергії в низькотемпературній системі дорівнюють сумі ексергій, що видаються споживачеві продуктів [7]. Тому для установки типу L немає проблеми зі знаходженням якості зрідженої речовини. Воно, як наголошено раніше, визначається не процесом зрідження, а повною ексергією робочого тіла в точці 0 на виході із зріджувальної установки. У свою чергу, питома (мольна) ексергія може розглядатися як функція тиску, температури та складу речовини. Формула для обчислення мінімальної роботи зрідження має вигляд

$$L_{\min} = G_L e_0, \quad (4)$$

де G_L – витрата отриманої рідини.

При термодинамічному аналізі зріджувальної системи використовується відповідний ідеальний цикл, детально описаний у роботі [4]. Для чистої речовини його теоретичне подання обмежене двофазною областю через екстремально високий тиск після компресора в процесі його стиснення при температурі T_{nc} . Тим часом на практиці отримана рідина видається переохолодженою по відношенню до температури насичення при відомому тиску. Обговорення цієї обставини можна уникнути, використовуючи співвідношення (4). Слід зазначити, що формула (4) збігається з виразом, отриманим за допомогою аналізу ідеального циклу зрідження.

Розрахунок ексергетичних функцій за формулами (3) та (4) може відрізнятись. Так як валовий

склад робочого тіла у випарнику не змінюється, то при розрахунку ексергій e_3 та e_4 достатньо обмежитися їх фізичними складовими. При обчисленні ексергії e_0 формально необхідно враховувати також її хімічну складову. Хоча, як показують дані, внесок хімічної складової у сумарне значення ексергії при криогенних температурах незначний. Наприклад, з термодинамічного розрахунку циклу повітророздільної установки для отримання 500 кг/год рідкого кисню впливає, що споживана мінімальна потужність виділення з повітря кисню дорівнює 3,46 кВт, а аналогічна потужність його зрідження становить 87,61 кВт.

3. Мінімальні витрати енергії у комбінованих установках

Найбільш поширеним типом комбінованих систем (КС) відповідно до їхньої класифікації є газороздільовальні установки. Для них немає ідеального циклу, але зберігається поняття мінімальної роботи поділу. У загальному випадку ця величина розраховується за формулою, отриманою з урахуванням ексергетичного аналізу [8]. Спільність даної формули передбачає, що продуктами поділу вихідної суміші можуть бути не тільки чисті компоненти, а й інші суміші. Як приклад останнього випадку може бути повітророздільна установка, в якій виділяються як продукти неонгелієва суміш і криптоно-ксеноновий концентрат [9].

Поданий у роботі [8] спосіб визначення мінімальної роботи поділу суміші заснований на граничному переході від необоротних процесів до оборотних у рівнянні ексергетичного балансу повітророздільної установки. Він не вимагає будь-яких фізичних моделей для обґрунтування виведеної формули, але передбачає чіткий поділ потоків енергії на корисні та відкидні. Отримані розрахункові співвідношення для обчислення мінімальної роботи поділу показують, що в загальному випадку її обчислення є досить складним завданням, що вимагає залучення термодинамічних моделей для знаходження рівноважних властивостей сумішей, у тому числі й в умовах парорідинної рівноваги.

Формально до комбінованих систем слід віднести рефрижераторні та зріджувальні установки, в схемах яких є детандерний ступінь охолодження, і при цьому отримана в детандері робота L_d корисно використовується. Із загального термодинамічного положення щодо необхідності витрат енергії для отримання криогенних температур впливає,

що для низькотемпературної установки типу R і L між величинами L_{\min} і L_d повинна мати місце нерівність:

$$L_{\min} \geq L_d. \quad (5)$$

Співвідношення (5) виконується також для ідеальних циклів охолодження та зрідження. Зокрема, для зворотного циклу Карно, зображеного на рис. 1, формули, що визначають роботи L_{\min} та L_d мають вигляд

$$L_{\min} = G(h_4 - h_3) \frac{T_{nc} - T_x}{T_x}, L_d = G(h_2 - h_3). \quad (6)$$

У виразі (6) позначення h_i означає мольну (питому) ентальпію робочого тіла в i -ій вузловій точці. З рів. (6) та співвідношення (5) випливає наступне обмеження типу нерівності на термодинамічні функції:

$$\frac{h_4 - h_3}{h_2 - h_3} > \frac{T_x}{T_{nc} - T_x}. \quad (7)$$

Права частина залежності (7) дорівнює холодильному коефіцієнту зворотного циклу Карно, а її ліва частина може розглядатися як відношення холодопродуктивності до роботи, одержаної в детандері.

Схема ексергетичних потоків КС може бути зведена до виду, зображеного на рис. 3.

Усі використані в даній схемі умовні позначення потоків відносять до мольних (питомих) значень їх фізичних величин, які мають наступний зміст: l_e – сумарний потік ексергії, підведений ззовні; e_m – ексергія потоку маси робочого тіла, що надходить на установку; e_{q0} – ексергія тепла, що віддається установкою навколишньому середовищу; d_e – ексергетичні втрати від необоротності процесів. У наведеному на рис. 3 записі для ексергії потоків продуктів використані наступні позначення: j – номер потоку продукту; n – число отриманих продуктів; g_j – мольна (масова) частка j -го продукту; e_j – ексергія j -го продукту.

Дана схема дозволяє при формальному підході виділити ексергії потоків, розрахувати їх значення, а також підсумовуючи знайдені величини ексергій, визначити мінімальні витрати енергії в комбінованій установці. Перевагами такого підходу є його спільність і простота, а недоліками – повне ігнорування внутрішньої структури установки

та її процесів. До уваги приймається лише взаємодія установки з навколишнім середовищем. Насправді, облік особливостей схеми установки проводиться формуванням ексергетичних потоків, зображених на рис. 3, які у свою чергу є результатом складання рівняння енергетичного балансу та припущень про корисність кожного з енергетичного потоку. Навіть при визначенні мінімальної

роботи охолодження у зворотному циклі Карно є зазвичай незгадуване припущення про корисність роботи, отриманої в детандері та її повному поверненні в цей цикл. Таким чином, зворотний цикл Карно фактично є комбінованою системою, що виробляє холод на постійному температурному рівні T_x і роботу. Аналогічний висновок виходить і для ідеального циклу зрідження.

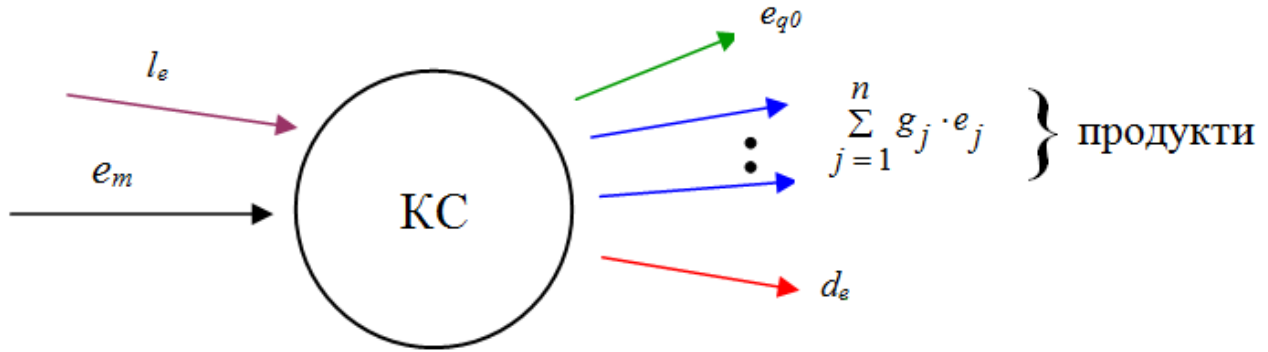


Рисунок 3 – Схема для складання ексергетичного балансу комбінованої системи

Більш складним і наочним прикладом для аналізу способу знаходження мінімальних витрат енергії служить повітродоздільна установка (ПРУ). Зокрема, виділити з повітря компонент та отримати його під високим тиском можна, використовуючи різні схемні рішення для ПРУ. У разі якщо кількості та якості отриманих продуктів в установці залишаться незмінними, то й мінімальні витрати для неї не залежатимуть від обраного варіанту схеми ПРУ на відміну від значень енергетичних показників установки (наприклад, дійсних витрат енергії та ексергетичного ККД).

За умови, що тепло, яке віддається довікільню, вважається втратою, має місце рівність:

$$l_{\min} = \sum_{j=1}^n g_j e_j. \quad (8)$$

Тоді рівняння ексергетичного балансу для схеми, зображеної на рис. 3, може бути записано як

$$l_e + e_m = l_{\min} + d_e. \quad (9)$$

Для всіх типів розглянутих установок справедлива нерівність:

$$l_e \geq l_{\min}. \quad (10)$$

Для газифікаційних систем, які не включені до класифікації криогенних установок, співвідношення (10) не виконується, оскільки в його ексергетичній схемі відсутні потоки ззовні у вигляді енергії та маси. Але в ній є значна накопичена ексергія рідини у цистерні e_l . Для цих систем, як зазначено раніше, $l_{\min} = 0$ та умова мимовільного перебігу процесу газифікації визначається нерівністю:

$$e_l \geq e_p, \quad (11)$$

де e_p – мольна (питома) ексергія продукту необхідної якості.

4. Висновки

Мінімальні витрати енергії на низькотемпературній установці є важливими показниками її термодинамічної ефективності. Найбільш дієвим способом визначення їх величини є складання схеми ексергетичного балансу установки, на підставі якого встановлюються значення ексергій отриманих продуктів, рівні шуканим мінімальним витратам.

Нижня межа величини цих витрат для криогенної системи дорівнює нулю. Але це не є необхідною умовою того, що ця система не виробляє продукт. У ній використовується попередньо накопичена ексергія, зазвичай, у зрідженій криогенній речовині. Прикладами низькотемпературних

установок з мінімальними нульовими витратами є газифікаційні системи, медичні кріоаплікатори.

Продуктами кріогенної системи можуть бути, по-перше, енергетичний потік, отриманий при реалізації певного процесу (холод, робота детандера), по-друге, речовина (зокрема виділений із суміші компонент, скраплений кріоагент). В останньому випадку немає проблем із визначенням ексергії речовини у відомому термодинамічному стані. Якщо продуктом є холод, його ексергія обчислюється з ексергетичного балансу випарника. При цьому методологічно правильно використовувати ідеалізацію цього елемента установки, оскільки термін «мінімальна витрата» передбачає, що процес у ньому буде оборотним.

Література

1. Довідник з фізико-технічних основ кріогеніки. За ред. **М.П. Малкова**. – М.: Энерговида, 1985. – 432 с.
2. **Бродянский В.М., Семенов А.М.** Термодинамічні основи кріогенної техніки. – М.: Энергія, 1980. – 448 с.
3. **Гохштейн Д.П.** Сучасні методи термодинамічного аналізу енергетичних установок. – М.: Энергія, 1969. – 388 с.
4. **Архаров А.М., Марфеніна І.В., Мікулін Є.І.** Кріогенні системи: Основи теорії та розрахунку. – М.: Машинобудування, 1988. – 464 с.
5. **Бер Г.Д.** Технічна термодинаміка. – М.: Світ, 1977. – 518 с.
6. **Троценко О.В.** Особливості основних понять низькотемпературної техніки // Технічні газы. – 2017. – Т. 17. – № 6. – С. 10-14.
7. **Троценко О.В.** Визначення мінімальних витрат енергії на низькотемпературних системах різного призначення // Технічні газы. – 2013. – № 1. – С. 59-64.
8. **Троценко О.В.** Мінімальна робота поділу сумішей // Технічні газы. – 2007. – № 4. – С. 56-60.
9. **Головко Г.А.** Кріогенне виробництво інертних газів. – Л.: Машинобудування, 1983. – 416 с.

Отримана в редакції 19.04.2023, прийнята до друку 12.06.2023

Minimum energy consumption in low-temperature systems

Oleksandr Trotsenko

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

✉ e-mail: trotalexg@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1408-1764>

Minimum energy consumption is an important indicator of the thermodynamic efficiency of a low-temperature unit. The article considers possible methods of determining minimum energy consumption at low-temperature units of various purposes. The most effective way to determine their value is to draw up an exergy balance scheme of the unit, on the basis of which the exergy values of the obtained products equal to the sought minimum costs are established. The entropy method of thermodynamic analysis is focused, first of all, on the calculation of losses from the irreversibility of processes, so its application will not be considered in the article. Actual energy consumption in low-temperature systems usually significantly exceeds their minimum values. Therefore, established inaccuracies in the use of one or another method of analysis have little effect on the result and are mainly of methodological importance. The task considered in the article boils down to finding the minimum value of energy consumption in a low-temperature unit to obtain a given amount of product of the required quality. The task in such a setting is easily transformed into a condition for systems with several types of products. A conclusion was made about the effectiveness of the method of finding these costs, based on drawing up the exergy balance of the system under consideration. The peculiarities of determining the minimum energy consumption in refrigeration units are analyzed. Finding the product quality of a cryogenic refrigeration plant is associated with some difficulties. They are due to the fact that the product of the refrigerator is cold, that is, the result of the process that takes place in the evaporator. In other types of cryogenic systems, the product is characterized by the thermodynamic state of the working body. It is shown that the equality of zero minimum costs does not indicate the absence of operability of cryogenic systems.

Keywords: Exergetic analysis; Low temperature system; Minimum energy consumption

References

1. Handbook on physical and technical foundations of cryogenics. Under the editorship **M.P. Malkov**. *M.: Energovydat, 432.*
2. **Brodyansky, V.M., Semenov, A.M.** (1980) Thermodynamic fundamentals of cryogenic technology. *M.: Energy, 448.*
3. **Gokhshtein, D.P.** (1969) Modern methods of thermodynamic analysis of power plants. *M.: Energy, 388.*
4. **Arkharov, A.M., Marfenina, I.V., Mikulin, E.I.** (1988) Cryogenic systems: Fundamentals of theory and calculation. *M.: Mashinobuduvaniya, 464.*
5. **Ber, G.D.** (1977) Technical thermodynamics. *M.: Svit, 518.*
6. **Trotsenko, O.V.** (2017) Peculiarities of the basic concepts of low-temperature technology. *Industrial gases, 17, 6, 10-14.*
7. **Trotsenko, O.V.** (2013) Determination of minimum energy consumption in low-temperature systems for various purposes. *Industrial gases, 13, 1, 59-64.*
8. **Trotsenko, O.V.** (2007) Minimal work of separation of mixtures. *Industrial gases, 7, 4, 56-60.*
9. **Golovko, G.A.** (1983). Cryogenic production of inert gases. L: *Mashinobuduvanya, 416.*

Received 19 April 2023

Approved 12 June 2023

Available in Internet 30 June 2023