

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.56/.59

Гідродинамічний метод перетворення рідини в перегріту пару

Г. К. Лавренченко^{1✉}, О. Г. Слинько², В. М. Галкін³, С. В. Козловський⁴, А. С. Бойчук⁵¹ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 188, Одеса, 65026, Україна;²⁻⁵Одеський національний морський університет, вул. Мечнікова, 34, Одеса, 65029, Україна✉ e-mail: ¹lavrenchenko.g.k@gmail.comORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; ²<http://orcid.org/0000-0002-5310-4335>; ³<http://orcid.org/0000-0002-7640-5106>; ⁴<http://orcid.org/0000-0002-3176-835X>; ⁵<http://orcid.org/0000-0003-2783-7129>

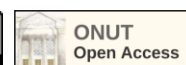
Зараз використовується метод перетворення рідини на перегріту пару, який має багато недоліків. Головними з них є необхідність попереднього нагрівання великої маси рідини при введенні установки в дію і ізобарний процес пароутворення. Початкова теплота нагрівання рідини втрачається при виведенні установки з експлуатації, а використання ізобарного процесу перетворення рідини в пару вимагає більше теплоти, ніж ізохорний. В ізобарному процесі має місце непродуктивне розширення пари у процесі її утворення в порівнянні з ізохорним процесом. Пропонований гідродинамічний спосіб перетворення рідини на перегріту пару передбачає одноразовий перехід у пару невеликої кількості рідини та використання ізохорного процесу її перегріву. В цьому способі дискретна кількість рідини, попередньо стиснутої та ізобарно нагрітої до стану насичення, розпорошується на вертикально розташовану поверхню, температура якої вища за температуру рідини. Кипляча рідина, розпорошена тонким шаром на такій поверхні, миттєво перетворюється в насичену пару. Поверхня, що постійно нагрівається гарячим джерелом теплоти, поміщена в замкнений об'єм, обладнаний автоматичними клапанами. Клапани регулюють момент та кількість рідини, що впорскується, та кінцевий тиск (температуру) перегріву пари. Працездатність та ефективність запропонованого методу пароутворення та перегріву пари перевірена на прикладі термодинамічного циклу утилізаційної паротурбінної установки (УПТУ), гарячим джерелом теплоти якої є відпрацьовані гази двигуна SDR-8 фірми «Зульцер» потужністю $N_e = 1250$ кВт, температура яких 350 °С. При наявності холодного джерела теплоти з температурою 30 °С теоретична потужність такої УПТУ дорівнює 228 кВт. Потужність аналогічної установки, що працює за класичним циклом Ренкіна в тому самому інтервалі температур, – 221 кВт, тобто менше на 3 %. Так само вище виявляється термічний ККД установки з гідродинамічним способом пароутворення. Переваги запропонованого способу пароутворення над статичним, що використовується зараз, – очевидні. Відсутній великогабаритний, масивний та конструктивно-складний паровий котел. Використовується більш ефективний із термодинамічної точки зору ізохорний процес перегріву пари. Наявна велика маневреність як при проектуванні, так і при експлуатації паротурбінних установок з гідродинамічним способом перетворення рідини в перегріту пару.

Ключові слова: Ізобарний та ізохорний термодинамічні процеси перегріву пари; Паротурбінна установка; Потужність; Термічний коефіцієнт корисної дії

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i2.2381>

© 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/>

1. Вступ

Одним із недоліків паротурбінних установок є

наявність масивного великогабаритного парового котла з великими втратами теплоти згоряння палива у навколишнє середовище. Особливість тер-

модинамічного процесу пароутворення, що використовується в ньому, визначає значний час його введення і виведення з експлуатаційного режиму. До того ж, велика кількість теплоти, що витрачається при введенні парового котла в робочий стан, втрачається при зупинці паротурбінної установки. У сучасних котлах насичена пара утворюється при постійному тиску з великого об'єму насиченої рідини. Перегрів пари також здійснюється при постійному тиску. При ізобарному процесі пароутворення та перегріву пари має місце супутнє розширення робочого тіла. Оскільки це розширення здійснюється поза механізмом перетворення потенційної енергії пари на механічну, воно «губиться», тобто зменшується потенційна працездатність пари. Іншими словами, при ізобарному пароутворенні пари частина наявної теплоти згоряння палива витрачається на «непродуктивне» розширення пари. Це питання досліджується та враховується у роботі [1].

Сучасна техніка поки не володіє технологією безперервного ізохорного процесу перетворення рідини в перегріту пару, проте ізохорний перегрів насиченої пари в перегріту пару, при сучасному розвитку засобів автоматики цілком здійснений. Такий спосіб перетворення рідини в перегріту пару пропонується, розраховується та аналізується у роботі [1]. Оскільки у способі перетворення рідини в перегріту пару, що використовується зараз, одночасно бере участь велика маса малорухливої рідини, то його можна умовно назвати статичним на відміну від пропонованого гідродинамічного, що здійснюється з малою (дискретною) кількістю рідини, що перебуває в процесі перетворення на пару, під дією гравітаційних сил.

Суть пропонованого методу полягає в тому, що в насичену пару перетворюється невелика (дискретна) кількість попередньо стиснутої і нагрітої до стану насичення рідини, що знаходиться в процесі перетворення в пару під дією гравітаційних сил, а перегрів пари здійснюється при постійному об'ємі.

2. Принцип дії гідродинамічної пароутворюючої установки

На рис. 1 зображено принципову схему паротурбінної установки (ПТУ) з гідродинамічним перетворенням рідини в пару. Розглянемо устрій та принцип дії такої установки.

Головним відмінним і основним елементом ус-

тановки є пароутворюючий пристрій I, що конструктивно складається з двох вертикально розташованих концентричних циліндрів, з яких внутрішній циліндр нагрівається гарячим джерелом теплоти (для конкретики – нехай нагрівається відпрацьованими газами дизеля). Стиснена та нагріта до стану насичення рідина розпорошується на зовнішню поверхню внутрішнього циліндра. Рідина, будучи розпорошеною тонким шаром (у прикладі, що розглядається – 0,4 мм), миттєво перетворюється на насичену пару. Момент початку перегріву пари залежить від співвідношення фактичного міжциліндрового об'єму і об'єму насиченої пари, що утворюється. У момент їх збігу починається ізохорний процес перегріву насиченої пари, що утворилася.

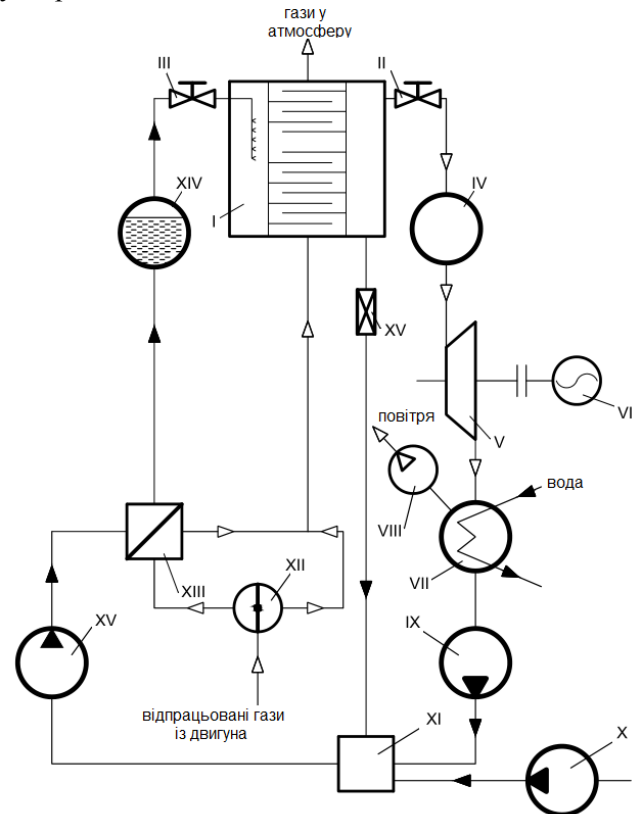


Рисунок 1 – Принципова схема утилізаційної паротурбінної установки з гідродинамічним способом пароутворення: I – пароутворюючий пристрій; II – автоматичний випускний клапан перегрітої пари; III – впускний клапан насиченої рідини; IV – ресивер перегрітої пари; V – парова турбіна; VI – споживач енергії (електрогенератор); VII – конденсатор; VIII – вакуумний насос; IX – конденсатний насос; X – бустерний насос, що подає додаткову рідину; XI – збірник конденсатів; XII – газорозподільчий пристрій, що дозує подачу газу на підігрівач живильної води XIII; XIV – ресивер насиченої рідини; XV – живильний насос

Момент та кількість рідини, що впорскується в міжциліндровий простір, регулюється клапаном III. Кінцевий тиск (температура) перегріву пари – налаштуванням клапана II. Утворення насиченої пари та її перегрів здійснюється при одночасно закритих клапанах. При досягненні заданого тиску (температури) перегріву пари відкривається випускний клапан II. Перегріта пара прямує до ресивера IV. Клапан залишається відкритим доти, доки тиск пари в міжциліндровому просторі не знизиться до тиску насиченої рідини перед впускним клапаном III. Через цей клапан при закритому клапані II подається дозована кількість насиченої рідини на розпилюючий пристрій.

Стиснена та нагріта до стану насичення рідина зберігається в ресивері XIV. Для зменшення пульсації тиску перегрітої пари, що надходить у турбіну, на один ресивер перегрітої пари IV повинні працювати 2 або 3 пароутворюючі пристрої. Надлишок впорснutoї в пароутворюючий пристрій рідини і не перетвореної на пару, повертається до збірника конденсатів XI через дросельний клапан XV. Призначення і принцип дії інших елементів ПТУ нічим не відрізняється від призначення і принципу дії аналогічних елементів звичайної ПТУ і може бути уточнений, виходячи із рис. 1.

3. Тепловий розрахунок паротурбінної установки з гідродинамічним способом пароутворення

Розглянемо у якості прикладу тепловий розрахунок паротурбінної установки з гідродинамічним

ним способом пароутворення стосовно утилізаційної ПТУ, що працює на вихлопних газах дизеля SDR-8 потужністю 1250 кВт. Для доказу ефективності пропонуваного термодинамічного циклу спочатку розглянемо ПТУ, що працює за класичним циклом Ренкіна 1-2-3-4'-5'-6'-1 (рис. 2) у тому ж інтервалі температур гарячого та холодного джерел теплоти, що й пропонуваний цикл із ізохорним перегрівом пари 1-2-3-4-5-6-1. Отже, зіставлення циклів здійснюється при тому самому процесі розширення пари в турбіні 1-2, але різних способах його отримання.

Термодинамічні властивості води та водяної пари в циклах, що зіставляються, розраховувалися за допомогою програми REFPROP [2]. Отримані результати наводяться у таблиці.

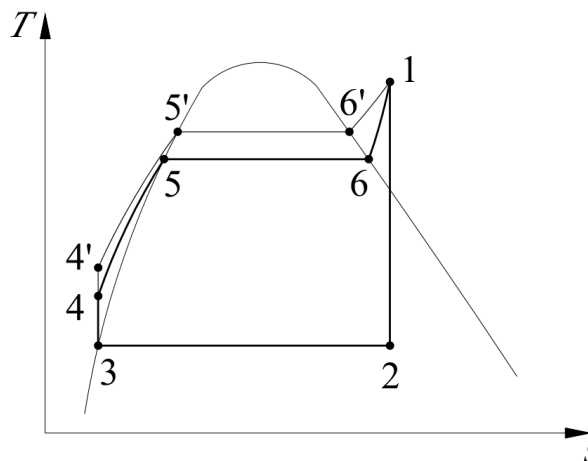


Рисунок 2 – Зіставлення термодинамічних циклів ПТУ Ренкіна (1-2-3-4'-5'-6'-1) та його модифікації із ізохорним процесом перегріву пари (1-2-3-4-5-6-1)

Таблиця – Термодинамічні властивості води та водяної пари в характерних точках зіставних циклів

Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$	$u, \text{кДж}/\text{кг}$	$s, \text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{K}$
1	330	5,8872	0,46728	2,1400	3124,7	2849,6	7,4892
2	40	0,074	17,569	0,056919	2333,5	2203,8	7,4892
3	40	0,074	0,0010073	992,18	167,53	167,53	0,57240
4	40,01	3,9553	0,0010073	992,34	167,92	167,53	0,5724
5	143,20	3,9553	0,0010831	923,26	602,92	602,49	1,7723
6	143,20	3,9553	0,46729	2,14	2737,5	2552,9	6,8992
6'	158,09	5,8872	0,32129	3,1125	2755,3	2566,2	6,7657
5'	158,09	5,8872	0,0010997	909,31	667,16	666,52	1,9234
4'	40,01	5,8872	0,0010076	992,42	168,12	167,53	0,5724

Примітка: цифрами зі штрихами вказані точки, що відносяться до класичного циклу Ренкіна

Кількість теплоти вихлопних газів дизеля, прийнятого у якості прикладу, яка може бути використана для пароутворення та перегріву пари

$$Q_{\Gamma} = q_{\text{н}}^{\Gamma} N_e = 2381 \cdot 1250 = 826,7 \text{ кВт.}$$

Питома кількість теплоти, яку випускають гази дизеля, віднесена до 1 кВтгод потужності при роботі в експлуатаційному режимі судна

$$q_{\text{н}}^{\Gamma} = q_{\Gamma} g_e Q_p^{\text{н}} = 0,32 \cdot 0,186 \cdot 40000 = 2381 \text{ кДж}/(\text{кВтгод})$$

де $q_r = 0,32$ – частка теплоти згоряння палива, що втрачається з вихлопними газами, прийнята по [3].

Кількість теплоти, необхідна для перетворення 1 кг рідини стану точки 4' в перегріту пару стану точки 1 при ізобарному процесі пароутворення та перегріву, дорівнює

$$q_1 = h_1 - h_{4'} = 3124,7 - 168,12 = 2956,58 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість пари, яка може бути отримана за рахунок наявної теплоти відпрацьованих газів дизеля

$$M_{\text{ізоб}} = \frac{Q_r}{q_1} = \frac{826,7}{2956,58} = 0,2796 \text{ кг/с.}$$

Потужність турбіни

$$N_{\text{тур}}^{\text{ізоб}} = M_{\text{ізоб}} \cdot l_{\text{тур}} = 0,2796 \cdot 791,2 = 221,23 \text{ кВт,}$$

де $l = h_1 - h_2 = 3124,7 - 2333,5 = 791,2 \text{ кДж/кг}$ – питома робота ізоентропного процесу розширення пари у турбіні.

Кількість теплоти, необхідна для перетворення 1 кг рідини стану точки 4 в перегріту пару стану точки 1 при ізохорному процесі її перегріву (процес 6-1),

$$q_1 = (h_6 - h_4) + (u_1 - u_6) = (2737,5 - 167,92) + (2849,6 - 2552,7) = 2866,48 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість перегрітої пари, яка може бути отримана за рахунок наявної теплоти відпрацьованих газів дизеля

$$M_{\text{ізох}} = \frac{Q_r}{q_1} = \frac{826,7}{2866,48} = 0,2884 \text{ кг/с.}$$

Потужність турбіни

$$N_{\text{тур}}^{\text{ізох}} = M_{\text{ізох}} \cdot l_{\text{тур}} = 0,2884 \cdot 791,2 = 228,18 \text{ кВт.}$$

Перевищення потужності ПТУ з ізохорним процесом перегріву пари над потужністю ПТУ, що працює за циклом Ренкіна,

$$\Delta N = N_{\text{тур}}^{\text{ізох}} - N_{\text{тур}}^{\text{ізоб}} = 228,18 - 221,23 = 6,95 \text{ кВт.}$$

Термодинамічні ККД циклів, що зіставляються:

$$\eta_t^{\text{ізох}} = \frac{N_{\text{тур}}^{\text{ізох}}}{Q_r} = \frac{228,18}{826,7} = 0,2760;$$

$$\eta_t^{\text{ізоб}} = \frac{N_{\text{тур}}^{\text{ізоб}}}{Q_r} = \frac{221,23}{826,7} = 0,2676.$$

Отже, відносне перевищення потужності ПТУ з ізохорним перегрівом пари над потужністю ПТУ, що працює за циклом Ренкіна, дорівнює 3%. Відповідно збільшився і термодинамічний ККД установки із ізохорним перегрівом пари.

Тепер визначимо приблизні розміри пароутворюючого пристрою при гідродинамічному способі пароутворення та ізохорному процесі перегріву пари. Кипіння рідини, як зазначено вище, здійснюється на вертикально розташованому циліндрі (трубі). Тоді коефіцієнт тепловіддавання розраховуємо із співвідношення для кипіння рідини на вертикально розташованій трубі (циліндрі) [3]:

$$\alpha = 0,25 \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \cdot C_p \cdot g(\rho' - \rho'')}{\nu}} = 0,25 \times$$

$$\times \sqrt[3]{\frac{0,684^2 \cdot 4313 \cdot 9,81(923,44 - 2,13)}{0,203 \cdot 10^{-6}}} = 11,2 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Теплофізичні властивості води та водяної пари взяті з літературних джерел [2-4].

Теплопередавальну поверхню знаходимо з рівняння тепловіддавання від стінки до киплячої води:

$$Q = F \cdot \alpha \cdot \Delta t.$$

Звідси отримуємо:

$$F = \frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{826,7}{11,2 \cdot 93,57} = 0,7888 \text{ м}^2.$$

де Δt – середньологарифмічна різниця температур при протиточному русі теплообмінних середовищ.

Термічним опором тепловіддавання від газу до стінки і теплопровідністю сталеві стінки нехтуємо через наближеність розрахунку.

Зазначена поверхня може охарактеризуватись розмірами внутрішнього циліндра, діаметр якого $D = 0,314 \text{ м}$ і висота $H = 0,8 \text{ м}$.

Об'єм води, що розпорошується на цю поверхню

$V_B = M_{\text{ізох}} \cdot v_5 = 0,2884 \cdot 0,001063 = 312,366 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 / \text{с}$ при пуску і зупинці паротурбінної установки і включає значні втрати теплоти при її зупинці.

Товщина шару води, що розпорошується на вертикальну поверхню циліндра

$$\delta_B = \frac{V_B}{F} = \frac{312,366 \cdot 10^{-6}}{0,7888} = 0,4 \text{ мм.}$$

Об'єм насиченої пари, що утворюється в між-циліндровому просторі

$$V_{\text{пар}} = M_{\text{ізох}} \cdot v_6 = 0,2884 \cdot 0,46728 = 0,13476 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

3. Висновок

Виконані розрахунки свідчать про енергетичну та масогабаритну переваги гідродинамічного способу пароутворення над статичним, що використовується зараз. Підвищення термодинамічного ККД на 3% за великої потужності ПТУ вилляється в економію десятків, а то й сотень тонн палива. Масогабаритні показники гідродинамічного пароутворюючого пристрою незрівнянно менші за відповідні характеристики відповідного парового котла. Конструктивна простота пароутворюючого пристрою порівняно з інженерно-складним паровим котлом також є відчутною перевагою на користь використання гідродинамічного способу пароутворення у теплоенергетиці. Нарешті, гідродинамічний спосіб пароутворення є більш мобільним

Особистий внесок авторів CRediT

Лавренченко Г.К.: перевірка, формальний аналіз, написання – огляд та редагування, адміністрування. **Слинько О.Г.:** концептуалізація, методологія, дослідження, написання – оригінальний проект. **Галкін В.М.:** візуалізація, програмне забезпечення. **Козловський С.В.:** візуалізація, верифікація. **Бойчук А.С.:** формальний аналіз, еволюція загальних цілей та завдань.

Література

1. **Вассерман О.А., Слинько О.Г.** Підвищення економічності паротурбінних установок // Технічні газети. – 2019. – № 1. – С. 49-52.
2. **Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O.** NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. – REFPROP, Version 8.0. – Gaithersburg, 2007. – 51 p.
3. **Селіверстов В.М.** Утилізація тепла у суднових дизельних установках. – Л.: вид-во «Суднобудування», 1973. – 253 с.
4. **Міхєєв М.А., Міхєєва І.М.** Основи теплопередавання. – М.: «Енергія», 1973. – 320 с.
5. **Загоруйко В.О., Голіков О.А.** Суднова холодильна техніка. – Київ: «Наукова думка», 2002. – 575 с.

Отримана в редакції 10.04.2022, прийнята до друку 16.05.2022

Hydrodynamic method of liquid conversion to overheated vapor

Georg Lavrenchenko^{1✉}, Oleksii Slinko², Vitalii Galkin³, Sergiy Kozlovskyi⁴, Artem Boychuk⁵

¹«Institute of Low Temperature Energy Technology», POB 188, Odessa, 65026, Ukraine;

²⁻⁵Odessa National Maritime University, 34 Mechnikova str., Odesa, 65029, Ukraine

✉ e-mail: ¹lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; ²<http://orcid.org/0000-0002-5310-4335>; ³<http://orcid.org/0000-0002-7640-5106>; ⁴<http://orcid.org/0000-0002-3176-835X>; ⁵<http://orcid.org/0000-0003-2783-7129>

Currently, the method of liquid conversion into overheated vapor is used, which has many disadvantages. The main ones are the need to preheat a large mass of liquid when putting the unit into operation and the isobaric process of vaporization. The initial heat of heating the liquid is lost when the unit is decommissioned, and the use of an isobaric liquid-to-vapor process requires more heat than an isochoric process. In the isobaric process, there is an unproductive expansion of vapor in the process of its formation in comparison with the isochoric process. The proposed hydrodynamic method of liquid conversion into overheated vapor involves a one-time transition to steam of a small amount of liquid and the use of an isochoric process of its overheating. In this method, a discrete amount of liquid, previously compressed

and isobarically heated to saturation, is sprayed onto a vertically located surface, the temperature of which is higher than the temperature of the liquid. Boiling liquid, sprayed in a thin layer on such a surface, instantly turns into saturated vapor. The surface, which is constantly heated by a hot heat source, is placed in a closed volume equipped with automatic valves. The valves regulate the moment and amount of liquid injected and the final pressure (temperature) of overheated vapor. The operability and efficiency of the proposed method of vapor generation and vapor overheating is tested on the example of the thermodynamic cycle of a utilization vapor turbine unit (UVTU), the hot source of heat of which is the exhaust gases of the Sulzer SDR-8 engine with a power of $N_e = 1250 \text{ kW}$, the temperature of which is 350°C . In the presence of a cold source of heat with a temperature of 30°C , the theoretical power of such a UVTU is 228 kW . The power of a similar unit operating according to the classic Rankine cycle in the same temperature range is 221 kW , i.e. 3% less. The thermal efficiency of the unit with the hydrodynamic method of vapor generation is also shown above. The advantages of the proposed method of vaporization over the static method currently used are obvious. There is no large-sized, massive and structurally complex vapor boiler. The isochoric vapor overheating process, which is more effective from a thermodynamic point of view, is used. There is great maneuverability both in the design and operation of vapor turbine units with a hydrodynamic method of liquid conversion into overheated vapor.

Keywords: Isobaric and isochoric thermodynamic processes of vapor overheating; Steam turbine unit; Power; Thermal efficiency

References

1. Vasserman A.A., Slinko O.G. (2019) Increasing the efficiency of steam turbine units. *Industrial gases*, 1, 49-52.
2. Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. (2007) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. REFPROP, Version 8.0. *Gait-hersburg*, 51.
3. Seliverstov, V.M. (1973) Heat recovery in marine diesel installations. *L.: Izd-vo "Sudostroenie"*, 253.
4. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. (1973) Basics of heat transfer. *M.: "Energy"*, 320.
5. Zagoruiko, V.A., Golikov, A.A. (2002) Ship refrigeration equipment. *Kyiv: Naukova Dumka*, 575.

Received 10 April 2022
 Approved 16 May 2022
 Available in Internet 30 June 2022