

10.31653/smf44.2022. 157-165

Шестопалов К. О., Хлієв Н. О., Хлієва О. Я.

Національний університет «Одеська морська академія»

## **АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПРЕСОРНО-ЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ У СУДНОВІЙ СИСТЕМІ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

### **Вступ**

Парокомпресійні холодильні машини, що працюють за рахунок споживання електроенергії, в даний час є практично переважним типом холодильних систем, що застосовуються у судновій галузі для кондиціювання повітря та отримання штучного холоду. Слід звернути увагу, що холодильні системи на судах споживають достатньо велику кількість електроенергії. Крім того, відомо [1, 2], що більшість викидів парникових газів від суднових холодильних установок є непрямыми, тобто викиди  $\text{CO}_2$  пов'язані з виробництвом електроенергії, яка переважно виробляється дизель-генераторами.

Одним із перспективних шляхів підвищення ефективності парокомпресійних холодильних машин є їх поєднання з тепловикористовуючими пароежекторними холодильними машинами, які в якості джерела теплоти можуть використовувати скидну теплоту. На морських торгових судах є великі кількості скидної теплоти, яка досі утилізується в повній мірі [3, 4]. Технічні можливості та економічна доцільність використання скидного тепла залежать від його якості, яка переважно визначається температурою – табл. 1. В судновій енергетиці переважна кількість джерел вторинної теплоти має низьку якість за температурою. Тому досить перспективним, інтересним та в тій же час складним завданням наукового дослідження у напрямку підвищення ефективної усїєї енергетичної системи судна є оцінка доцільності та технічної можливості утилізація саме низкопотенційної скидної теплоти.

Вторинне тепло на судні може утилізуватися для виробництва додаткового штучного холоду, що, безумовно, збільшує ефективність використання первинного палива на судні [5]. Тут великі перспективи мають тепловикористовуючі холодильні машини, наприклад ежекторні. Ежектор, який використовується як термокомпресор, не має рухомих частин, тому такі системи більш прості у конструкції та експлуатації та більш компактні, ніж інші тепловикористовуючі холодильні системи. Однак ККД ежекторних систем не дуже високий

у порівнянні з абсорбційними, там особливо з парокомпресійними, що є їх основним недоліком.

Таблиця 1 - Діапазон температур основних джерел скидного тепла суднових енергетичних та допоміжних установок [4]

Джерело теплоти	Інтервал температур, °С
Інсенератор	850...1200
Відхідні гази двигунів	200...500
Продувне повітря (вихід з компресора)	100...160
Вода охолодження двигунів	70...125

Найбільш доцільним з точки зору технічної реалізації на судні є утилізація теплоти гарячих потоків рідини, а не газу. Але зазвичай такі потоки мають не досить високу температуру. Температура води, що охолоджує двигун складає 80...90 °С, що є досить стандартною величиною для більшості двигунів. Тим не менш, для деяких двопаливних і газових двигунів температура води для охолодження головки блоку циліндрів може досягати 125 °С при тиску 3...4 бар [6]. Тепло, що відводиться водою, яка охолоджує дизельний двигун (вода з сорочки двигуна), зазвичай використовується в генераторі прісної води або скидається в навколишнє середовище через теплообмінники. Незважаючи на те, що це джерело тепла низької якості, тепло води в сорочці є великим за кількістю і постійно доступним на судні під час роботи двигуна.

Метою даного дослідження була попередня оцінка доцільності модернізації парокомпресійної холодильної машини у складі суднової системи кондиціонування повітря за рахунок заміни конденсатора водяного охолодження на тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину, яка в якості джерела теплоти використовує воду з системи охолодження двигуна, з метою зниження температури конденсації парокомпресійної ступені та зниження електроспоживання системи кондиціонування. Для вирішення поставленої мети у роботі було заплановано виконати порівняльний аналіз електроспоживання парокомпресійної холодильної машини (базовий варіант) та комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини при різних температурах у випарнику-конденсаторі.

### Об'єкт дослідження та вхідні данні для аналізу

В якості об'єкта аналізу (базового варіанту) був обраний типовий судновий кондиціонер повітря виробництва HI AIR KOREA Co., Ltd., який в якості холодоагенту використовує R404A. Потенціал глобального потеплення (GWP) для R404A складає 3920, що є досить високою величиною, тому у майбутньому буде потрібна його заміна на альтернативний холодоагент. Холодопродуктивність та споживана компресором потужність при певних параметрах роботи кондиціонера повітря наведено в таблиці 2 (за даними виробника).

Таблиця 2 - Холодопродуктивність та споживана компресором потужність кондиціонера

Температура води на вході в конденсатор	36 °С
Температура конденсації холодоагенту	42,4 °С
Температура випаровування холодоагенту	7,2 °С
Холодопродуктивність	174,1 кВт
Потужність, споживана компресором	40,5 кВт

Електроспоживання компресором парокомпресійної холодильної машини оцінювалося при сталих параметрах її роботи, наведених в табл. 2. В схемі кондиціонера, що розглядається, наявний регенеративний теплообмінник, тому як додаткові параметри було прийнято перегрів парів холодоагенту у випарнику 1 °С, переохолодження рідкого холодоагенту в регенеративному теплообміннику 5 °С. Теплофізичні властивості холодоагенту R404A було визначено за [7].

В якості альтернативного варіанту була обрана комбінована компресорна-ежекторна холодильна машина [8, 9], яку можна розглядати як каскадну, де парокомпресійна холодильна машина є нижнім каскадом (ступеню), а ежекторна – верхнім. Принципова схема запропонованої комбінованої холодильної машини наведена на рис. 1.

В якості джерела теплоти ежекторної ступені запропоновано використовувати воду з системи охолодження двигуна, температура якої може забезпечити температуру кипіння холодоагенту в генераторі 85 °С. Слід зазначити, що температура генерації на практиці може відрізнитися від прийнятої як в меншу сторону, так і в більшу. Тому після попередньої оцінки доцільності використання ежекторної ступені будуть потрібні додаткові варіативні розрахунки для різних температур генерації.

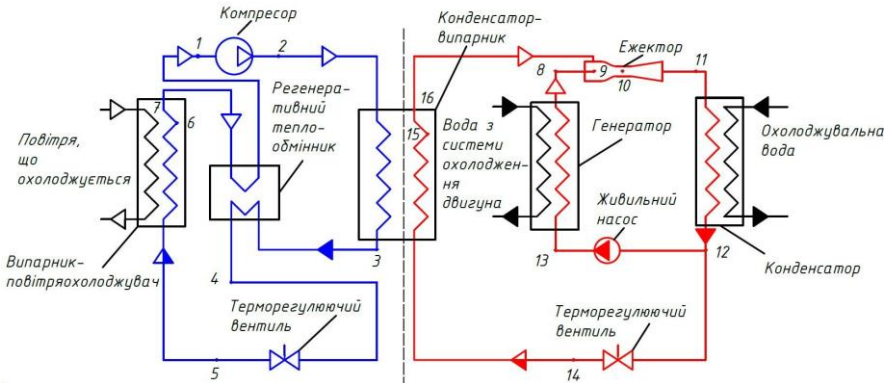


Рисунок 1 - Принципова схема комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини

Температура конденсації холодоагенту у конденсаторі ежекторної ступені прийнята такою, як для базового варіанту –  $42,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тут слід звернути увагу, що температура води, що охолоджує конденсатор, залежить від району плавання судна та може змінюватися у меншу сторону від прийнятої. В такому випадку для підтримки стабільної роботи усієї ежекторної ступені температуру конденсації доцільно підтримувати постійною за рахунок автоматичного регулювання витрати охолоджувальної води.

Температура кипіння холодоагенту у ежекторній ступені для аналізу була вибрана в інтервалі  $20\dots30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при цьому температура конденсації холодоагенту компресійної ступені буде змінюватися в інтервалі  $25\dots35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно.

Для ежекторної холодильної машини в якості холодоагенту було обрано R1233zd(E). Вибір ґрунтувався перш за все на вимогах до холодоагентів сучасних суднових холодильних систем та на величині критичної температури та температури нормального кипіння. Нажаль, з причини неможливості використання у судновій холодильній техніці горючих робочих тіл (окрім аміаку) [10], вибір альтернативних холодоагентів для ежекторної холодильної машини досить невеликий. Холодоагент R1233zd(E) володіє низьким значенням потенціалу глобального потеплення  $\text{GWP}=1$  та є негорючою речовиною [11]. Основним недоліком R1233zd(E) є його висока вартість та той факт, що він ще рідко застосовується у холодильному обладнанні та погано представлений на ринку. Але властивості його добре досліджені [7, 11], та опубліковані наукові роботи, які показують пер-

спективи використання R1233zd(E) у ежекторних холодильних машинах [12, 13].

Величину коефіцієнта ежекції було оцінено за методикою [14] з урахуванням теплофізичних властивостей R1233zd(E) [7].

Поєднані термодинамічні цикли за якими реалізуються процеси у парокompресійній та ежекторній ступенях комбінованої холодильної машини наведені на рис. 2. Вузлові точки на рисунку 1 та 2 відповідають одна одній.

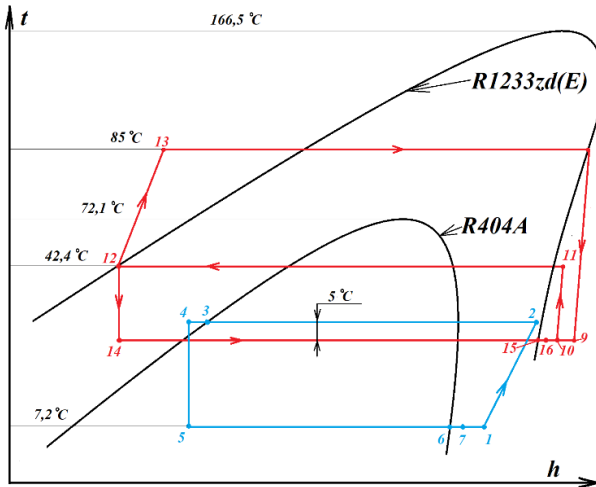


Рисунок 2 - Схематичне зображення термодинамічних циклів за якими реалізуються процеси у парокompресійній холодильній машині (нижня ступень комбінованої системи – голубий колір) та ежекторній холодильній машині (верхня ступень – красний колір)

### Результати аналізу та їх обговорення

Було виконано розрахунок потужності компресора парокompресійної холодильної машини у складі системи кондиціонування при параметрах, наведених в таблиці 2 та отримано значення  $N_{\text{компр}}=42,9$  кВт, що близько до заявленої виробником потужності (табл. 2).

Результати розрахунку потужності компресора комбінованої системи при різних температурах конденсації наведено на рис. 3. Зменшення потужності компресора при зниженні температури конденсації є явним ефектом. Але слід враховувати, що в схемі комбінованої холодильної системи, на відміну від парокompресійної (базовий варіант), наявні декілька насосів: живильний насос холодоагенту, насос гарячої води генератора. Тому додатково було виконано ро-

зрахунок потужності цих насосів при наявних масових витратах рідин та при ККД живильного насосу 0,5 та насосу гарячої води 0,8. Потужність насосу гарячої води було визначено орієнтовно, тому що вона буде залежати від конструкції генератора, тому у подальшому отримане значення потребує уточнення. Загальна споживана потужність комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини при різних температурах у випарнику-конденсаторі наведено на рис. 3.

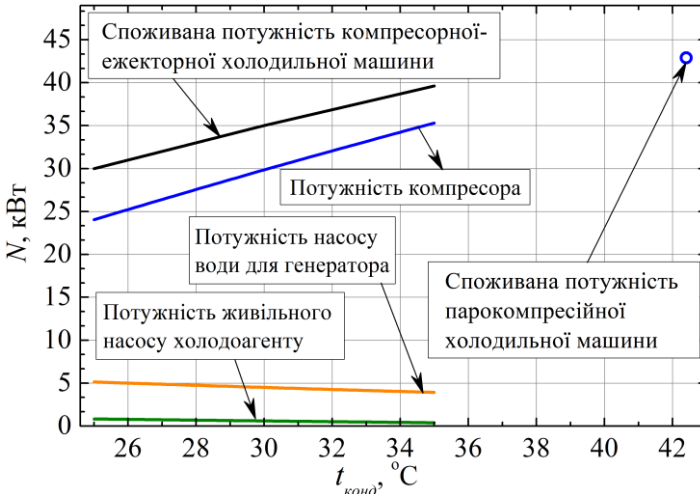


Рисунок 3 - Розрахункові значення потужності комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини при різних температурах конденсації холодоагенту R404A у парокompресійній ступені з парокompресійною холодильною машиною (базовий варіант)

Аналіз отриманих результатів (рис. 3) дозволяє зробити висновок, що навіть з урахуванням додаткового енергоспоживання насосами комбінованої системи, її загальна потужність менше, ніж у парокompресійної (базового варіанту) при усіх розглянутих температурах у випарнику-конденсаторі. Так, при температурі конденсації холодоагенту у компресорній ступені  $35\text{ }^\circ\text{C}$  (температурі кипіння у ежекторній ступені  $30\text{ }^\circ\text{C}$ ) загальне енергоспоживання у порівнянні з базовим варіантом зменшується на 8 %. При зниженні температури конденсації до  $30\text{ }^\circ\text{C}$  та до  $25\text{ }^\circ\text{C}$ , потужності комбінованої холодильної системи вже на 22 % та 43 % менше, відповідно, ніж традиційної парокompресійної. Але подальше зменшення температури конденсації вже неможливо з технічних причин, пов'язаних, перш за все, зі стабільною роботою компресора.

Отриманий результат показує доцільність подальшого дослідження у напрямку оцінки перспектив та технічних можливостей впровадження комбінованих компресорно-ежекторних холодильних систем у суднову систему кондиціонування повітря. Наведена робота є лише першим шагом у цьому напрямку. При оцінці потужності комбінованої системи в виконаних розрахунках не враховувалося, що конденсатор ежекторної ступені буде мати більший розмір, ніж конденсатор парокompресійної машини (базового варіанта), завдяки більшій витраті холодоагенту ежекторного контуру. Тобто й насос охолоджувальної води буде мати більшу потужність. Крім того, не враховувалася більша вартість комбінованої системи у порівнянні з традиційною парокompресійною системою. Також, слід звернути увагу на те, що холодоагент R404A в силу великого значення потенціалу глобального потеплення повинен поступово виводитися з використання у суднових холодильних системах [15]. Тому слід розглянути можливість застосування альтернативних робочих тіл з низьким потенціалом глобального потепління у компресорній ступені. Також доцільно розглянути вплив температури гарячої води (яка є джерелом теплоти для генератора) на енергетичні показники комбінованої холодильної системи. Відзначені недоліки представленої роботи вказують на актуальність обраного напрямку та відкривають простір для подальших досліджень.

### Висновки

Проаналізовано доцільність використання комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини замість традиційної парокompресійної у судновій системі кондиціонування повітря. В якості джерела теплоти для генератора ежекторної ступені запропоновано використовувати воду охолодження головного двигуна, яка може забезпечити температуру генерації 85 °С. Для аналізу було обрано судновий кондиціонер з холодопродуктивністю 174,1 кВт. Оцінено потужність комбінованої системи при температурі конденсації холодоагенту компресійної ступені  $t_{\text{конд}}=25\dots35$  °С (враховувалася потужність компресора, а також насосів холодоагенту та води генератору) та порівняно з потужністю традиційної парокompресійної холодильної машини при  $t_{\text{конд}}=42,4$  °С. Показано, що при  $t_{\text{конд}}=35$  °С у компресорній ступені (температурі кипіння у ежекторній ступені 30 °С) загальне енергоспоживання у порівнянні з традиційною парокompресійною машиною зменшується на 8 %. При  $t_{\text{конд}} 30$  °С та 25°С,

потужності комбінованої холодильної системи на 22 % та 43 % менше, відповідно, ніж для традиційної парокомпресійної.

Отриманий результат вказує на перспективність обраного способу підвищення ефективності суднової холодильної техніки, але потрібний подальший більш глибокий аналіз, з паралельним урахуванням усіх технічних труднощів реалізації запропонованого рішення.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Pigani L., Boscolo M., Pagan N. Marine refrigeration plants for passenger ships: Low-GWP refrigerants and strategies to reduce environmental impact // *Int. J. Refrig.* 2016. Vol. 64. P. 80–92. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.01.016>
2. Hafner I., Gabrielli C., Widell K. Refrigeration units in marine vessels: Alternatives to HCFCs and high GWP HFCs. Copenhagen: Nordic Council of Ministers. 2019. <https://doi.org/10.6027/TN2019-527>
3. Селивестров В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. Л.: Судостроение. 1973. 256 с.
4. Singh D. V., Pedersen E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications // *Energy Convers. Manage.* 2016. Vol. 111. P. 315-328. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.073>
5. Xu Z.Y., Wang R.Z., Yang C. Perspectives for lowtemperature waste heat recovery // *Energy*, 2019. Vol. 176. P. 1037–1043.
6. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants-I, Vol. 1. Onnen, The Netherlands: Target Global Energy Training. 2008.
7. Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, NIST, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.
8. Hao X., Gao N., Chen G., Volovyk O., Wang X., Xuan Y. Experimental Investigation of the Ejector Refrigeration Cycle for Cascade System Application // *J. Therm. Sci.* 2022. Vol. 31. P. 1476–1486. <https://doi.org/10.1007/s11630-020-1367-2>
9. Ierin V., Chen G., Volovyk O., Shestopalov K. Hybrid two-stage CO<sub>2</sub> transcritical mechanical compression–ejector cooling cycle: Thermodynamic analysis and optimization // *Int. J. Refrig.* 2021. Vol. 132. P. 45-55. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.09.012>
10. Rules for the classification and construction of sea-going ships Part XII Refrigerating Plants ND No. 2-020101-138-E. 2021
11. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2017.
12. Wang X., Yan Y., Wright E., Hao X., Gao N. Prospect evaluation of low-GWP refrigerants R1233zd (E) and R1336mzz (Z) used in solar-driven ejector-



vapor compression hybrid refrigeration system // J. Therm. Sci. 2021. Vol. 30(5). P. 1572-1580. <https://doi.org/10.1007/s11630-020-1297-z>

13. Mahmoudian J., Mazzelli F., Rocchetti A., Milazzo A. A heat-powered ejector chiller working with low-GWP fluid R1233zd (E)(Part2: Numerical analysis) // Int. J. Refrig. 2021. Vol. 121. P. 216-227. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.10.016>

14. Shestopalov K.O., Huang B.J., Petrenko V.O., Volovyk O.S. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 1. Theoretical analysis // Int. J. Refrig. 2015. Vol. 55. P. 201-211. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.016>

15. EU F-gas Regulation Guidance Information Sheet 31: Marine Refrigeration and AiRConditioning. Gluckmann Consulting. 2016 <http://www.gluckmanconsulting.com/wp-content/uploads/2014/12/IS-31-Marine-Applications.pdf>