

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ДЕПАРТАМЕНТ ОСВІТИ І НАУКИ
МИКОЛАЇВСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ ДЕРЖАВНОЇ АДМІНІСТРАЦІЇ

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

XVI Міжнародна науково-технічна конференція

МАТЕРІАЛИ

25–26 вересня 2025 рік

*Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9*



ВИДАВНИЦТВО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМ. АДМІРАЛА МАКАРОВА

2025

ОРГАНІЗАТОРИ КОНФЕРЕНЦІЇ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ДЕПАРТАМЕНТ ОСВІТИ І НАУКИ
МИКОЛАЇВСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ ДЕРЖАВНОЇ АДМІНІСТРАЦІЇ

ПАРТНЕРИ КОНФЕРЕНЦІЇ

Міністерство освіти і науки України; Міністерство розвитку громад, територій та інфраструктури України; ДП «Адміністрація морських портів» (Україна); ДП «Адміністрація річкових портів» (Україна); ДП «Дослідно-проектний центр кораблебудування» (Україна); Південний науковий центр НАН України і МОН України (Україна); Головне управління Державної служби з надзвичайних ситуацій України у Миколаївській області (Україна); Національний університет «Одеська національна академія» (Україна); Одеський національний морський університет (Україна); Черкаський державний технологічний університет (Україна); Національний авіаційний університет (Україна); Компанія «АМІКО ГРУПП» (Україна); Морське інженерне бюро (Україна); АТ «Завод «Екватор» (Україна); Асоціація ветеранів Військово-морських сил України (Україна); Харбінський інженерний університет (КНР); Університет науки і технологій Цзянсу (КНР); Таджикиський технічний університет ім. академіка М.С. Осими (Таджикістан); Кошалінський технічний університет (Польща); Гданьський технологічний університет (Польща); Празький університет хімії і технології (Чеська республіка); Батумський навчально-навігаційний університет (Грузія); ДУ «Національний антарктичний науковий центр».

ІНФОРМАЦІЙНІ ПАРТНЕРИ

ТОВ «Видавничий дім «Гельветика»; науковий журнал «Shipbuilding & marine infrastructure»; журнал «Судноплавство»

Відповідальний за випуск
Павлов Геннадій Вікторович

*Редакційна колегія не несе відповідальності за достовірність наведених даних та посилань.
Матеріали публікуються в авторській редакції*

Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : XVI Міжнародна науково-технічна
I-66 конференція : матеріали. – Миколаїв : НУК, 2025. – 1256 с.

ISBN 978-966-321-487-0

У збірнику наведені матеріали XVI Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Збірник становить інтерес для наукових працівників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК 001.895:629.5

ISBN 978-966-321-487-0

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2025

УДК 621.4

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ БОКС-КУЛЕРІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ
ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ З ПРОМІЖНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ**Патлайчук В.М.***кандидат технічних наук,**завідувач кафедри турбін**Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова**м. Миколаїв, Україна**volodymyr.patlaichuk@nuos.edu.ua***Козирко О.А.***аспірант кафедри турбін**Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова**м. Миколаїв, Україна**oleh.kozyrko@nuos.edu.ua*

Анотація. Проаналізована можливість використання теплообмінників «бокс-кулер» в двоконтурних системах охолодження газотурбінних установок з проміжним охолодженням повітря між компресорами та рекуперацією. Оцінено корисний ефект від заміни насоса забортної води на бокс-кулер.

Ключові слова: суднова енергетика; газотурбінна установка; теплообмінник; бокс-кулер; система охолодження.

Перспективним є використання теплообмінних апаратів типу «бокс-кулер» в централізованих системах охолодження суден, оснащених пропульсивною газотурбінною установкою. З точки зору загальної ефективності і ефективності роботи на режимах неповного навантаження найдоцільнішим варіантом такої установки є газотурбінна установка з проміжним охолодженням повітря між компресорами та рекуперацією [1].

Теплове навантаження на централізовану систему охолодження від такої конструкції буде надходити з двох головних джерел:

- від масла систем змащення газотурбінного двигуна та його редуктора;
- від охолоджуваного повітря між компресорами.

Тепловий потік, який треба відвести від систем змащення двигуна та редуктора, в першому наближенні оцінюється через відповідні втрати механічної енергії на тертя. При цьому механічний ККД турбомашин η_m приймаємо в діапазоні 0,990–0,995, механічний ККД редуктора $\eta_p = 0,96–0,98$.

Аналіз теплового потоку від охолоджуваного повітря проведемо на типовій конструкції суднового газотурбінного агрегату з проміжним охолодженням повітря та рекуперацією – WR-21 компанії «Rolls-Royce plc» (ефективна потужність $N_e^{гта} = 25200$ кВт, ефективний ККД $\eta_e^{гта} = 0,423$, витрата повітря $G_k = 73,0$ кг/с, міра підвищення тиску $\pi_k = 16,2$) [1; 2].

Система відведення тепла від повітря в WR-21 двоконтурна. Повітря після першого компресора охолоджується в пластинчастому теплообміннику прісною водою з добавкою

гліколю (50 на 50 %). У свою чергу, тепло від прісної води відбирається у другому контурі теплообміну, через який прокачується забортна вода [3].

Приймаємо міру підвищення тиску в 1-му компресорі $\pi_{к1} = \sqrt{\pi_k}$, величину недоохолодження повітря $\Delta_{ox} = 10$ К, температуру повітря на вході до двигуна $T_1 = 288$ К, ККД елементарного ступеня осьового компресора $\eta_{от} = 0,90$ [4].

При даних прийнятих параметрах маємо: температуру на виході з 1-го компресора $T_{2,1} = 446$ К; температуру на вході до 2-го компресора $T_{1,2} = 298$ К; тепло, відведене від повітря системою охолодження $Q_{int} = 10925$ кВт.

Оцінимо теплове навантаження на теплообмінник «бокс-кулер» від газотурбінних агрегатів, виконаних за аналогічною WR-21 тепловою схемою при однакових з цим агрегатом показниках ефективності, залежно від зміни їх номінальної потужності.

Приймаємо, що всі агрегати мають однакову питому потужність, яка дорівнює питомій потужності WR-21:

$$N_{пит} = \frac{N_e^{гта}}{G_k} = \frac{25200}{73,0} = 345 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

Відповідно, витрата повітря для кожного з них визначиться як

$$G_k = \frac{N_e^{гта}}{N_{пит}}.$$

В розрахунках теплового навантаження на бокс-кулер враховуємо також тепло, відводиме від масла систем змащення двигуна Q_m та редуктора Q_p .

Результати розрахунків, в порівнянні з аналогічними показниками $Q_{охл}$, визначеними для малооборотних дизельних двигунів, наведені на рис. 1.

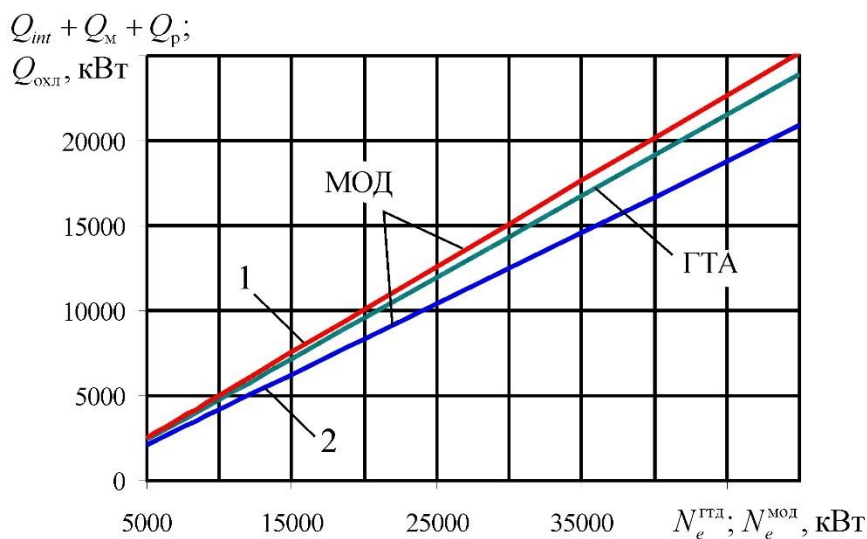


Рисунок 1 – Залежність тепла, відводимого забортною водою, від потужності двигуна:

МОД – малооборотний дизельний двигун; ГТА – газотурбінний агрегат з проміжним охолодженням повітря та рекуперацією; 1 – максимальне значення параметра;

2 – мінімальне значення параметра

Порівняння наведених параметрів свідчить про те, що потенційне теплове навантаження на бокс-кулер від газотурбінних агрегатів з проміжним охолодженням повітря між компресорами та рекуперацією не буде перевищувати теплового навантаження від малооборотних дизельних двигунів аналогічної потужності, що дає можливість використовувати для комплектації систем охолодження цих газотурбінних агрегатів при стандартних розмірах кінгстонних ящиків вже розроблені і серійно виготовляемі конструкції даних теплообмінних апаратів.

Оцінимо корисний ефект від заміни насоса заборотної води на бокс-кулер.

Продуктивність даного насосу в традиційних двоконтурних системах становить:

$$V_w = \frac{Q_{int} + Q_m + Q_p}{c_{pw} \rho_w \Delta T}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де $c_{pw} = 3,925 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність морської води; $\rho_w = 1027 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина морської води на поверхні моря; ΔT – різниця температур заборотної води на виході і вході з центрального охолоджувача.

Враховуючи, що температуру прісної води на виході з охолоджувача, як правило, обирають в межах $26 \dots 31 \text{ }^\circ\text{C}$ [5], приймаємо $\Delta T = 12 \text{ К}$.

Потужність насоса для перекачування такої кількості води

$$N = \rho_w V_w g H, \text{ Вт},$$

де $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ – прискорення вільного падіння; H – потрібний напор насоса, м. вод. ст.

Тиск нагнітання відцентрових насосів заборотної води, згідно з даними підприємств-виробників, становить близько $0,25 \text{ МПа}$ (тобто $H \approx 25 \text{ м. вод. ст.}$) [6].

Насос заборотної води приводиться в дію за допомогою електродвигуна, який буде споживати електричну енергію у кількості

$$N_e^H = \frac{N}{\eta_n \eta_{ед}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт},$$

де η_n – коефіцієнт корисної дії насоса (для насосів даного призначення середнє значення цього параметра становить близько $0,60$); $\eta_{ед}$ – ефективність привідного електродвигуна (приблизно $0,90$).

Електроенергія на судні генерується за допомогою суднової електростанції, яка складається в переважній більшості випадків з чотиритактних дизель-генераторів, що мають питому витрату палива приблизно $g_e = 0,200 \text{--} 0,210 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$.

Відповідно, виключення насоса заборотної води з системи охолодження, внаслідок використання теплообмінників «бокс-кулер», дозволить економити дизельне паливо у кількості:

$$\Delta G_n = N_e^H g_e, \text{ кг}/\text{год}.$$

Для прийнятих вихідних параметрах в діапазоні потужності газотурбінної установки від 5 до 50 МВт насос заборотної води споживає електричну енергію у кількості від 24 до 238 кВт . Виключення його зі складу енергетичної установки, як результат встановлення бокс-кулера, забезпечить економію палива, відповідно, від 5 до $48 \text{ кг}/\text{год}$.

Це окрім зменшення експлуатаційних витрат судна зменшить також викиди парникових газів до атмосфери і тим самим покращить екологічні показники енергетичної установки.

Література

- [1] Liu K., Chen D., Serbin S., Patlaichuk V. Gas Turbines Structural Properties, Operation Principles and Design Features. Shanghai: Springer Nature Singapore Pte Ltd, 2023. 256 p.
- [2] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., Патлайчук, В. М. Газотурбінні агрегати: у 2-х ч. Ч. 1: Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 2016. 215 с.
- [3] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., Патлайчук, В. М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії. Миколаїв: НУК, 2008. 420 с.
- [4] Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
- [5] Jeon T., Lee C., Hur J. A study on the control solution of ship's central fresh water-cooling system for efficient energy control based on merchant training ship. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2022, vol. 10, 679.
- [6] Aijjou A., Bahatti L., Raihani A. Enhanced ship energy efficiency by using marine box coolers. *Advances in Science, Technology and Engineering Systems Journal*. 2018, vol. 3, no. 6, pp. 83-88.

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF USING BOX COOLERS FOR GAS TURBINE UNITS WITH INTERMEDIATE AIR COOLING

Patlaichuk V. M., Kozyrko O. A.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine.

Abstract. The paper analyzes the possibility of using box-cooler heat exchangers in dual-circuit cooling systems of gas turbine units with intermediate air cooling between compressors and recovery. The beneficial effect of replacing the sea water pump with a box cooler is evaluated.

Key words: marine power generation; gas turbine plants; heat exchanger; box cooler; cooling system.