

УДК 621.4
DOI [https://doi.org/10.15589/znp2026.1\(503\).1.12](https://doi.org/10.15589/znp2026.1(503).1.12)

INTEGRATED THERMOHYDRODYNAMIC MODEL AND MULTI-OBJECTIVE ENERGY-STRUCTURAL PARAMETER OPTIMIZATION OF MARINE BOX COOLERS

ІНТЕГРОВАНА ТЕРМОГІДРОДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ТА БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНО- КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВИХ BOX COOLERS

Oleh A. Kozyrko
oleh.kozyrko@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0003-3158-3299

О. А. Козирко,
аспірант

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. Improving the energy efficiency of marine gas turbine units depends not only on the enhancement of thermodynamic cycles but also on the reduction of energy consumption in auxiliary systems, particularly centralized cooling systems. In such systems, box cooler heat exchangers are widely used for heat rejection to seawater, while the geometric parameters of the tube bundle significantly influence hydraulic losses, heat transfer intensity, structural mass, and internal coolant volume. However, existing studies lack an integrated approach that combines hydraulic, thermal, and structural factors within a unified optimization framework.

Aim. The aim of this study is to develop a mathematically closed thermohydrodynamic model of a box cooler heat exchanger and to determine the optimal inner tube diameter as a controllable optimization parameter based on an integral energy-structural efficiency criterion. **Methodology.** The research methodology is based on mathematical modeling of thermohydraulic processes using a mathematically closed system of equations that integrates hydraulic flow equations, classical heat transfer relations, and structural dependencies of the tube bundle within a unified iterative computational framework. The parametric analysis was carried out by varying the investigated parameter within the DIN 86019 standard tube size range using dimensionless integral indicators characterizing the ratio between the energy gain due to reduced hydraulic losses and the structural increase in mass and internal coolant volume. **Results.** The obtained results show that increasing the tube diameter leads to a reduction in hydraulic resistance and the power consumption of the circulation pump, while simultaneously causing an increase in the structural mass and the internal coolant volume. The parametric dependencies exhibit a non-monotonic character, reflecting the trade-off between energy and structural factors and confirming the multi-objective nature of the optimization problem. **Scientific novelty.** The scientific novelty of this work lies in the development of a mathematically closed thermohydrodynamic optimization model of a box cooler heat exchanger, in which the geometric parameters of the tube bundle are considered as controllable variables in a multi-objective energy-structural compromise optimization problem. **Practical significance.** The proposed approach enables the rational selection of tube bundle parameters for cooling systems of marine gas turbine units under specified thermal loads and operational constraints.

Key words: gas turbine unit; marine power plant; heat exchanger; box cooler; cooling system; thermohydrodynamic model; parametric optimization; energy efficiency.

Анотація. Підвищення енергоефективності суднових газотурбінних установок значною мірою залежить не лише від удосконалення термодинамічного циклу, але й від оптимізації енергоспоживання допоміжних систем, зокрема централізованих систем охолодження. У таких системах теплообмінники типу box cooler широко застосовуються для відведення теплоти до забортної води, а геометричні параметри трубного пучка істотно впливають на гідравлічні втрати, інтенсивність теплопередачі, масу конструкції та внутрішній об'єм теплоносія. Водночас у наявних дослідженнях відсутній інтегрований підхід, що поєднує гідравлічні, теплотехнічні та конструктивні чинники в межах єдиної оптимізаційної моделі. **Мета.** Метою роботи є розробка математично замкненої термогідродинамічної моделі теплообмінника типу box cooler та визначення оптимального значення внутрішнього діаметра труб як керованого параметра оптимізації на основі інтегрального критерію енергетично-конструктивної ефективності. **Методика.** Методика дослідження базується на математичному моделюванні теплогідравлічних процесів із використанням математично замкненої системи рівнянь, що інтегрує гідравлічні

рівняння руху теплоносія, класичні співвідношення теплопередачі та конструктивні залежності трубного пучка в межах єдиного ітераційного розрахункового контуру. Параметричний аналіз виконано шляхом варіювання досліджуваного параметра у межах нормативного ряду DIN 86019 із використанням безрозмірних інтегральних показників, що характеризують співвідношення енергетичного виграшу від зниження гідравлічних втрат і конструктивного приросту маси та внутрішнього об'єму теплообмінника. *Результати.* Отримані результати показали, що збільшення діаметра труб призводить до зниження гідравлічного опору та споживаної потужності циркуляційного насоса, проте одночасно спричиняє зростання маси конструкції та внутрішнього об'єму теплоносія. Параметричні залежності мають немонотонний характер, що відображає компроміс між енергетичними та конструктивними факторами та підтверджує багатокритеріальну природу задачі оптимізації. *Наукова новизна.* Наукова новизна полягає у розробці математично замкненої термогідродинамічної моделі оптимізації теплообмінника типу box cooler, у якій геометричні параметри трубного пучка розглядаються як керовані змінні багатокритеріальної задачі енергетично-конструктивного компромісу. *Практичне значення.* Практичне значення роботи полягає у можливості раціонального вибору параметрів трубного пучка для систем охолодження суднових газотурбінних установок за заданих теплових навантажень та експлуатаційних обмежень.

Ключові слова: газотурбінна установка; суднова енергетична установка; теплообмінник; коробчастий охолоджувач; система охолодження; термогідродинамічна модель; параметрична оптимізація; енергоефективність.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Підвищення енергетичної ефективності суднових газотурбінних установок є пріоритетним напрямом розвитку сучасного суднового енергетичного машинобудування. Це підтверджується численними дослідженнями, спрямованими на вдосконалення термодинамічних циклів газотурбінних установок, зокрема шляхом застосування проміжного охолодження повітря, рекуперації теплоти та інтеграції систем утилізації скидної теплоти, що дозволяє підвищити термічну ефективність циклу та знизити витрату палива [1; 2; 3]. Застосування таких підходів дозволяє суттєво знизити питому витрату палива та забезпечити відповідність жорстким екологічним нормам ІМО щодо обмеження викидів парникових газів.

Поряд із вдосконаленням основного робочого циклу, суттєвим резервом підвищення загальної ефективності суднових газотурбінних установок є мінімізація енергоспоживання допоміжних систем, насамперед системи охолодження [4]. У структурі енергетичного балансу установки частка споживаної потужності насосного обладнання центрального контуру охолодження може бути істотною [5], що зумовлює необхідність її оптимізації.

Застосування теплообмінних апаратів типу box cooler, розміщених у кінгстонних ящиках корпусу судна, дозволяє реалізувати теплообмін із забортною водою за рахунок природної або вимушеної конвекції без використання окремого насоса зовнішнього контуру [6; 7]. Така схема сприяє спрощенню системи, зменшенню кількості елементів та підвищенню експлуатаційної надійності. Показано, що використання систем типу box/keel coolers може забезпечувати зниження енергоспоживання допоміжних механізмів та покращення загальної енергоефективності судна [8; 9]. Додатковою перевагою є зменшення ризиків, пов'язаних із забрудненням та експлуатацією кінгстонних елементів у морському середовищі.

Функціонування системи охолодження з теплообмінним апаратом типу box cooler передбачає наявність

циркуляційного насоса внутрішнього контуру, який забезпечує задану витрату прісної води через трубний пучок. Споживана потужність циркуляційного насоса визначається витратою теплоносія, сумарними гідравлічними втратами тиску в контурі та коефіцієнтом корисної дії насосного агрегату. Гідравлічні втрати залежать від геометричних параметрів трубного пучка та режиму течії теплоносія [10].

Забезпечення заданої теплової потужності системи охолодження базується на класичному рівнянні теплопередачі, згідно з яким теплова продуктивність визначається інтегральним коефіцієнтом теплопередачі, площею поверхні теплообміну та логарифмічним середнім температурним напором. Інтегральний коефіцієнт теплопередачі формується з урахуванням термічних опорів внутрішньої конвекції теплоносія, теплопровідності стінки труби та зовнішньої конвекції забортної води.

Зміна внутрішнього діаметра труб безпосередньо впливає на швидкість руху теплоносія та коефіцієнт гідравлічного опору, що визначає як втрати тиску в циркуляційному контурі, так і інтенсивність внутрішньої тепловіддачі. Збільшення внутрішнього діаметра труб сприяє зниженню гідравлічних втрат і, відповідно, зменшенню потужності насоса внутрішнього контуру. Водночас за фіксованого теплового навантаження зменшення швидкості теплоносія та коефіцієнта тепловіддачі потребує збільшення площі теплообміну.

Таким чином, варіювання внутрішнього діаметра труб зумовлює антагоністичний ефект, що проявляється у зниженні енергоспоживання циркуляційного насоса внаслідок зменшення гідравлічних втрат та одночасному зростанні масогабаритних характеристик теплообмінника через необхідність збільшення площі теплообміну.

Збільшення маси обладнання пов'язане з додатковими експлуатаційними витратами, оскільки зростання водотоннажності судна еквівалентне підвищенню витрати палива протягом його життєвого циклу.

Отже, задача формулюється як розробка та аналіз математичної моделі впливу внутрішнього діаметра труб на інтегральні критерії вибору раціональних параметрів системи, що одночасно враховують енергоспоживання циркуляційного насоса, масу та габаритні характеристики теплообмінника за заданих теплових і експлуатаційних обмежень. У такій постановці вона набуває характеру задачі багатокритеріальної оптимізації.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Проблематика підвищення енергетичної ефективності суднових енергетичних установок активно розвивається у контексті глобальної декарбонізації морського транспорту та необхідності зниження питомої витрати палива й експлуатаційних витрат. Значна частина сучасних досліджень присвячена вдосконаленню термодинамічних циклів газотурбінних установок, інтеграції систем рекуперації теплоти, застосуванню проміжного охолодження повітря та оптимізації допоміжних енергетичних контурів [11; 12; 13].

Окремий напрям досліджень пов'язаний із підвищенням енергоефективності суднових систем охолодження. У роботі [14] розглянуто оптимізацію режимів роботи циркуляційних насосів, застосування частотно-регульованих приводів та алгоритмів керування централізованими системами охолодження. Показано, що адаптивне керування насосним обладнанням дозволяє зменшити споживання електроенергії внутрішніх контурів.

Застосування теплообмінників типу box cooler розглядається як ефективне технічне рішення для відмови від насоса зовнішнього контуру та підвищення надійності системи охолодження. У дослідженнях [5; 8] продемонстровано потенціал зниження експлуатаційних витрат і підвищення енергетичної ефективності суден при використанні таких теплообмінників. Роботи [15] підтверджують доцільність застосування box cooler у централізованих системах охолодження суднових газотурбінних установок.

Методологічна база теплогідрравлічного аналізу теплообмінників ґрунтується на класичних підходах до визначення коефіцієнтів тепловіддачі, логарифмічного середнього температурного напору та гідрравлічних втрат у трубах [16; 17; 18].

Разом з тим аналіз наведених джерел свідчить, що в більшості розглянутих підходів геометричні параметри трубного пучка, зокрема внутрішній діаметр труб, визначаються переважно на основі теплотехнічних залежностей або нормативних рекомендацій без формалізованої постановки задачі інтегральної енергетично-конструктивної оптимізації. У більшості випадків гідрравлічні та теплотехнічні розрахунки виконуються послідовно або незалежно один від одного, без їх об'єднання в єдину цільову функцію, що одночасно враховує енергоспоживання

циркуляційного насоса, масогабаритні характеристики теплообмінника та його внутрішній об'єм.

Відокремлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Аналіз наявних досліджень дозволяє сформулювати такі невирішені аспекти проблеми.

По-перше, відсутня замкнена термогідрравлічна модель, що інтегрує гідродинамічні, теплотехнічні та конструктивні фактори в межах єдиного інтегрального критерію енергетично-конструктивної ефективності системи охолодження суднової газотурбінної установки.

По-друге, внутрішній діаметр труб трубного пучка, який суттєво впливає як на гідрравлічні втрати та споживану потужність циркуляційного насоса, так і на коефіцієнти тепловіддачі та необхідну площу теплообміну, не розглядається як керований параметр багатокритеріальної оптимізації.

По-третє, у відомих роботах не запропоновано кількісного підходу до оцінювання компромісу між:

- зменшенням енергоспоживання циркуляційного насоса внутрішнього контуру;
- зростанням маси, довжини трубного пучка та внутрішнього об'єму теплообмінника;
- забезпеченням заданої теплової потужності системи охолодження.

По-четверте, недостатньо дослідженим залишається врахування енергетичного еквівалента надлишкової маси теплообмінного обладнання в умовах експлуатаційного циклу судна, що є важливим у контексті системного аналізу енергоефективності.

Таким чином, наукова проблема полягає у розробці термогідрравлічної математичної моделі, в якій внутрішній діаметр труб розглядається як керований параметр, а його раціональне значення визначається на основі інтегрального критерію, що одночасно враховує енергоспоживання циркуляційного насоса, масу та внутрішній об'єм теплообмінника при виконанні теплових та експлуатаційних обмежень.

МЕТА, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є розробка замкненої термогідрравлічної математичної моделі та проведення параметричного аналізу теплообмінника типу box cooler для визначення раціонального внутрішнього діаметра труб шляхом мінімізації інтегрального критерію енергетично-конструктивної ефективності системи охолодження суднової газотурбінної установки при забезпеченні заданої теплової потужності та виконанні конструктивно-експлуатаційних обмежень.

В якості **об'єкта дослідження** обрано теплогідрравлічні процеси теплообміну та руху теплоносія в системі охолодження суднової газотурбінної установки з теплообмінником типу box cooler. **Предметом дослідження** є кількісна залежність інтегрального критерію енергетично-конструктивної ефективності від геометричних параметрів трубного

пучка з урахуванням гідравлічних втрат та теплотехнічних характеристик системи.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Проектування теплообмінників типу box cooler здійснюється за заданих параметрів теплового навантаження, гідравлічного режиму внутрішнього контуру, а також температурних умов внутрішнього теплоносія та зовнішнього середовища, які є детермінованими та визначаються термодинамічним станом і експлуатаційним режимом газотурбінної установки.

До таких параметрів належать:

- необхідна теплова потужність відведення Q_{th} (кВт);
- об'ємна витрата теплоносія внутрішнього контуру $\dot{V}$ (м³/с);
- логарифмічна середня різниця температур ΔT_{lm} (°C);
- перепад температур теплоносія внутрішнього контуру ΔT_{cool} (°C).

Таким чином, задача синтезу раціональної конструкції зводиться до визначення оптимального значення внутрішнього діаметра труб d_i за фіксованих Q_{th} , $\dot{V}$, ΔT_{lm} та ΔT_{cool} .

Варіювання внутрішнього діаметра труб ініціює узгоджену зміну гідродинамічних, теплотехнічних і конструктивних параметрів, що визначають стан відповідних підсистем апарата – гідродинамічної, теплотехнічної та конструктивної [20].

Термогідродинамічна підсистема теплообмінної секції типу box cooler фізично реалізована у вигляді трубного пучка U-подібних труб однакового внутрішнього діаметра d_i , під'єднаних до вхідного та вихідного колекторів (рис. 1).

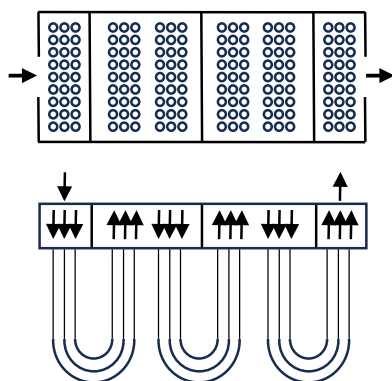


Рис. 1. Структурна схема організації гідравлічних каналів у трубному пучку теплообмінника типу box cooler

У межах розглядуваної моделі (рис. 2) теплообмінна секція типу box cooler розглядається як ієрархічно організована система, що складається з елементів трьох рівнів.

U-трубка – фізичний теплообмінний елемент, який складається з двох прямолінійних ділянок та з'єднувального U-подібного коліна.

Гідравлічний канал – безперервний шлях руху теплоносія від вхідного до вихідного колектора без розгалуження потоку. У загальному випадку один канал може містити одну або декілька послідовно з'єднаних U-трубок. Еквівалентна гідравлічна довжина каналу визначається як сума гідравлічних довжин послідовно з'єднаних U-трубок, що входять до складу відповідного каналу.

Секція теплообмінника розглядається як сукупність N_p паралельних гідравлічних каналів. Кількість паралельних каналів N_p визначається числом незалежних шляхів руху теплоносія від вхідного до вихідного колектора.

Сумарна довжина всіх труб пучка позначається як L_{tot} .

Структурна схема математично замкненої моделі (рис. 3) формалізує обчислювальний алгоритм визначення енергетичних і масогабаритних характеристик теплообмінника типу box cooler та забезпечує методологічну основу для аналізу раціональності конструкції шляхом інтеграції гідродинамічної й теплотехнічної підсистем у межах замкненого ітераційного розрахункового контуру, в якому вихідні параметри однієї підсистеми використовуються як вхідні дані для іншої.

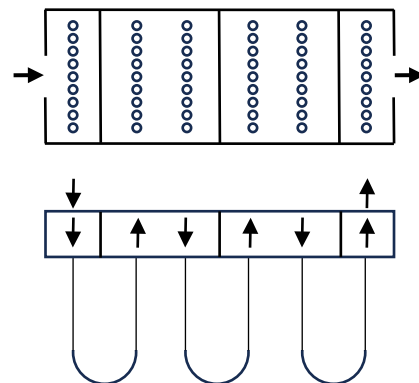


Рис. 2. Структурна схема термогідравлічної моделі трубного пучка теплообмінного апарата типу box cooler

У межах сформованого замкненого розрахункового контуру внутрішній діаметр труб d_i виступає керованим параметром параметричного синтезу, який структурно визначає гідродинамічні, теплотехнічні та конструктивні характеристики теплообмінника типу box cooler. Нижче наведено взаємозв'язки між параметрами у вигляді узагальнених масштабних залежностей, що дозволяють відобразити роль d_i як визначального геометричного параметра системи.

За фіксованої сумарної об'ємної витрати теплоносія $\dot{V}$ та за умови рівномірного розподілу потоку між паралельними каналами середня швидкість у каналі масштабується як

$$v(d_i) \sim \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot N_p(d_i)} \quad (1)$$

З урахуванням експлуатаційного обмеження на швидкість потоку $v \in [v_{min}, v_{max}]$, кількість паралельних каналів визначається з умови забезпечення допустимого режиму течії:

$$N_p(d_i) \sim \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot v} \quad (2)$$

звідки випливає масштабна залежність

$$N_p(d_i) \sim d_i^{-2} \quad (3)$$

Число Рейнольдса визначається як

$$Re(d_i) \sim \frac{v(d_i) \cdot d_i}{\nu} \quad (4)$$

а гідравлічні втрати у внутрішньому контурі масштабуються як

$$\Delta p(d_i) \sim \lambda(Re) \cdot \frac{L_{tot}(d_i)}{d_i} \cdot v(d_i)^2 \quad (5)$$

Потужність циркуляційного насоса визначається співвідношенням

$$P_{pump}(d_i) = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p(d_i)}{\eta_{pump}} \quad (6)$$

Таким чином, зі збільшенням d_i гідродинамічні втрати та споживана насосна потужність мають тенденцію до зниження.

Інтенсивність теплообміну визначається коефіцієнтом внутрішньої теплоотдачі, який масштабується як

$$\alpha_i(d_i) \sim \frac{Re(d_i)^{0.8}}{d_i} \quad (7)$$

а інтегральний коефіцієнт теплопередачі має узагальнену форму

$$U(d_i) \sim \left(\frac{1}{\alpha_i(d_i)} + R_{wall} + \frac{1}{\alpha_o} \right)^{-1} \quad (8)$$

За умови виконання теплового балансу

$$Q_{th} = U(d_i) \cdot A(d_i) \cdot \Delta T_{lm} \quad (9)$$

впливає масштабна залежність

$$A(d_i) \sim \frac{1}{U(d_i)} \quad (10)$$

Оскільки площа теплообміну пов'язана з геометрією трубного пучка співвідношенням $A(d_i) \sim d_o \cdot L_{tot}(d_i)$, сумарна довжина труб масштабується як

$$L_{tot}(d_i) \sim \frac{1}{d_o \cdot U(d_i)} \quad (11)$$

Конструктивні характеристики безпосередньо визначаються через $L_{tot}(d_i)$. Внутрішній об'єм теплоносія масштабується як

$$V_{\Sigma}(d_i) \sim d_i^2 \cdot L_{tot}(d_i) \quad (12)$$

а маса трубного пучка як

$$m_{\Sigma}(d_i) \sim \rho_{wall} (d_i \cdot \delta + \delta^2) \cdot L_{tot}(d_i) \quad (13)$$

Таким чином, внутрішній діаметр труб

d_i формує структурний ланцюг впливу $d_i \Rightarrow N_p(d_i) \Rightarrow v(d_i) \Rightarrow Re(d_i) \Rightarrow \alpha_i(d_i) \Rightarrow U(d_i) \Rightarrow L_{tot}(d_i) \Rightarrow \{P_{pump}(d_i), V_{\Sigma}(d_i), m_{\Sigma}(d_i)\}$.

Збільшення d_i зумовлює зниження гідродинамічних втрат і насосної потужності, проте через зміну $U(d_i)$ та $L_{tot}(d_i)$ впливає на внутрішній об'єм теплоносія і масу трубного пучка.

Узагальнено

$$d_i \uparrow \Rightarrow \begin{cases} P_{int}(d_i) \downarrow \\ V_{\Sigma}(d_i) \uparrow \\ m_{\Sigma}(d_i) \uparrow \end{cases} \quad (14)$$

що відображає внутрішню суперечливий характер впливу внутрішнього діаметра труб d_i .

Перехід до параметричної оптимізації доцільно формалізувати як задачу пошуку такого значення внутрішнього діаметра труб d_i , за якого досягається оптимальний компроміс між зниженням питомих енергетичних витрат і зростанням конструктивних характеристик системи.

З метою усунення масштабної залежності від встановленої теплової потужності Q_{th} вводяться нормовані показники:

$$\frac{P_{pump}}{Q_{th}}, \frac{V_{\Sigma}}{Q_{th}}, \frac{m_{\Sigma}}{Q_{th}} \quad (15)$$

які інтерпретуються відповідно як енергетична вартість відведення одиниці теплової потужності, питомий внутрішній об'єм теплоносія та питома маса трубного пучка на одиницю теплового навантаження. Нормування за Q_{th} забезпечує інваріантність критеріїв до масштабу установки та коректність порівняння різних конструктивних конфігурацій.

Базовою конфігурацією приймається варіант з внутрішнім діаметром труб $d_i = 8$ мм, що відповідає мінімальному типорозміру труб зі сплаву CuNi90/10 згідно зі стандартом DIN 86019 для суднових теплообмінних систем. Такий вибір гарантує фізичну реалізованість початкової конфігурації та коректність подальшого порівняльного аналізу. Відносні ефекти трактуються як відхилення характеристик від мінімально допустимого нормативного стану.

Відносний корисний ефект зниження питомих енергетичних витрат визначається як

$$E_P(d_i) = \frac{\left(\frac{P_{pump}}{Q_{th}} \right)_s - \left(\frac{P_{pump}}{Q_{th}} \right)_{d_i}}{\left(\frac{P_{pump}}{Q_{th}} \right)_s} \quad (16)$$

Конструктивні ефекти визначаються відповідно:

$$E_V(d_i) = \frac{\left(\frac{V_{\Sigma}}{Q_{th}} \right)_s - \left(\frac{V_{\Sigma}}{Q_{th}} \right)_{d_i}}{\left(\frac{V_{\Sigma}}{Q_{th}} \right)_s} \quad (17)$$

$$E_m(d_i) = \frac{\left(\frac{m_{\Sigma}}{Q_{th}} \right)_s - \left(\frac{m_{\Sigma}}{Q_{th}} \right)_{d_i}}{\left(\frac{m_{\Sigma}}{Q_{th}} \right)_s} \quad (18)$$

Для кількісної оцінки компромісу між енергетичними та конструктивними чинниками вводяться показники

$$\chi_V(d_i) = \frac{E_P(d_i)}{E_V(d_i)}, \chi_m(d_i) = \frac{E_P(d_i)}{E_m(d_i)} \quad (19)$$

Параметрична оптимізація формулюється як задача

$$\max_{d_i \in D} \chi(d_i) \quad (20)$$

де допустима область визначається сукупністю фізичних, гідродинамічних та нормативних обмежень

$$D = \{d_i \mid d_{min} \leq d_i \leq d_{max}, v(d_i) \in [v_{min}, v_{max}], \Delta p(d_i) \leq \Delta p_{max}\} \quad (21)$$

Оптимальне значення внутрішнього діаметра

$$d_i^* = \arg \max_{d_i \in D} \chi(d_i) \quad (22)$$

відповідає такій конфігурації теплообмінника, за якої досягається максимальний відносний енергетичний виграв при мінімальному конструктивному зростанні системи в межах фізично та нормативно допустимої області.

Параметричне дослідження виконано для теплового навантаження $Q_{th} \in [115; 10000]$ кВт. Температурний режим теплоносія внутрішнього контуру задано в межах $T_m \in [37; 49]^\circ\text{C}$, $T_{out} \in [26; 35]^\circ\text{C}$, що відповідає $T_{cool} \in [2; 23]^\circ\text{C}$. Максимальна температура заборотної

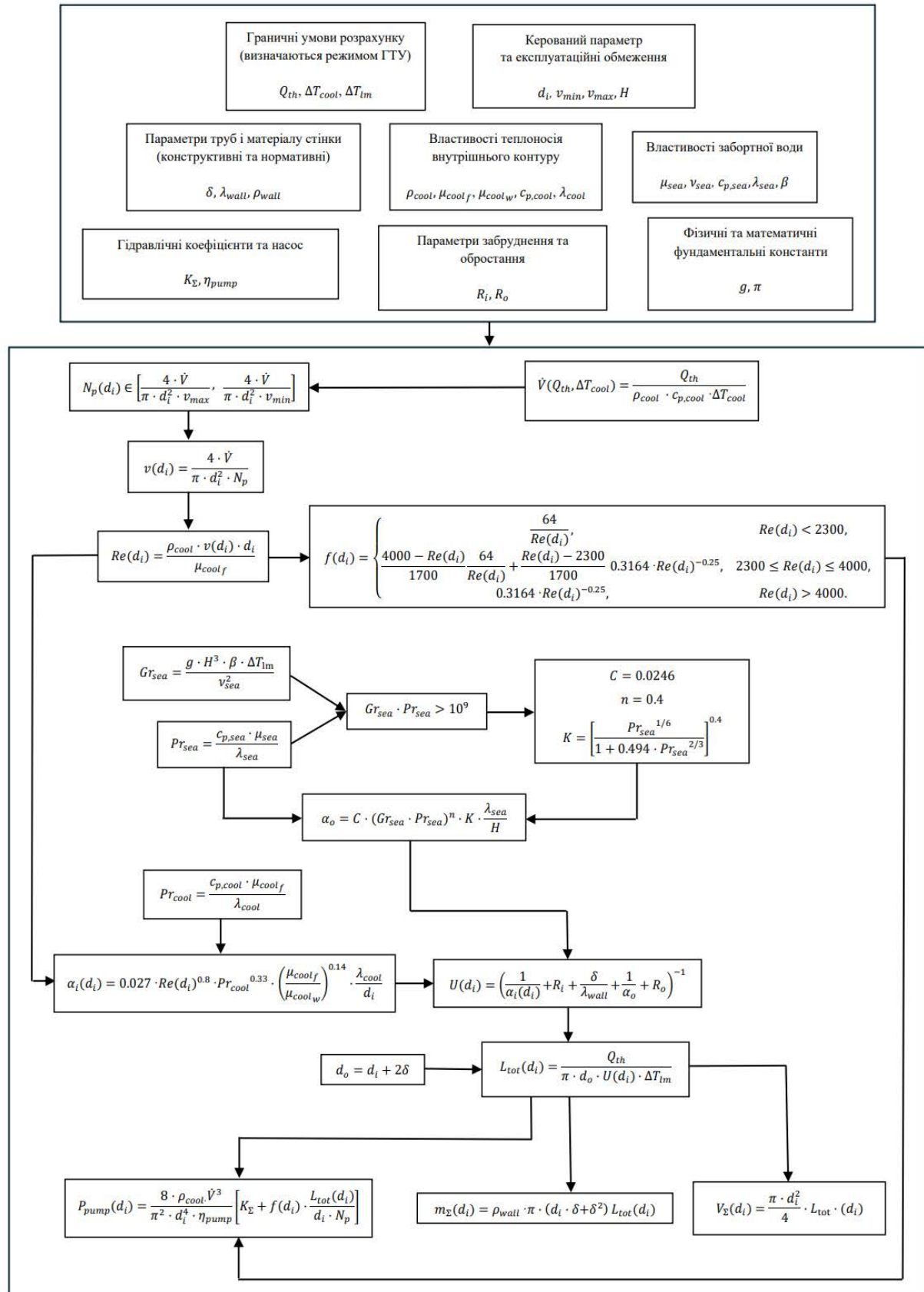


Рис. 3. Структурна схема математично замкненої термогідродинамічної моделі теплообмінника типу box cooler

води прийнята $T_{sea} = 32^\circ C$. Логарифмічний середній температурний напір за найкритичнішого температурного сценарію $T_{lm} = 8^\circ C$.

Витрата теплоносія визначалася з теплового балансу:

$$\dot{V} = \frac{Q_{th}}{\rho_{cool} \cdot c_{p,cool} \cdot T_{cool}} \quad (23)$$

З метою забезпечення фізичної та конструктивної реалізованості розрахункових варіантів параметричний аналіз обмежено нормативним рядом типорозмірів труб зі сплаву CuNi 90/10 відповідно до вимог DIN 86019 (10 bar), наведених у табл. 1. Керований параметр оптимізації – внутрішній діаметр труб $d_i \geq 8$ мм. Товщина стінки труби приймається відповідно до нормативного ряду та залежить від типорозміру. Зовнішній діаметр визначається співвідношенням $d_o = d_i + 2\delta$.

Обмеження швидкості теплоносія $v \in [1; 3]$ м/с. Характерний геометричний розмір для зовнішньої природної конвекції $H \in [0.5; 2.0]$ м.

Теплофізичні властивості прийнято сталими при робочих температурах. Внутрішній контур (прісна вода, $T \approx 40^\circ C$):

$\rho_{cool} = 992 \text{ кг/м}^3$, $\mu_{cool} = 0.653 \times 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $c_{p,cool} = 4180 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, $\lambda_{cool} = 0.63 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$.
Морська вода ($T_{sea} = 32^\circ C$):
 $\mu_{sea} = 1.08 \times 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $v_{sea} = 1.05 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $c_{p,sea} = 3990 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, $\lambda_{sea} = 0.60 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$, $\beta = 2.1 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$.

Додаткові параметри моделі:
 $K_\xi = 20$, $\eta_{pump} = 0.70$, $R_i = 2 \times 10^{-4} \text{ м}^2\text{K/Вт}$, $R_o = 4 \times 10^{-4} \text{ м}^2\text{K/Вт}$.

На рисунках 4 та 5 представлені результати параметричного аналізу показників компромісу $\chi_m(d_i) = E_p(d_i)/E_m(d_i)$ та $\chi_v(d_i) = E_p(d_i)/E_v(d_i)$, які характеризують співвідношення відносного корисного ефекту зниження питомих енергетичних витрат та відповідних конструктивних негативних ефектів при варіюванні внутрішнього діаметра труб d_i у межах нормативного ряду DIN 86019.

Отримані залежності підтверджують немонотонний характер впливу внутрішнього діаметра на інтегральні критерії ефективності та відображають суперечливість його дії, оскільки зі збільшенням d_i зменшуються гідравлічні втрати і питомі енергетичні витрати на перекачування, водночас зростають маса трубного пучка та внутрішній об'єм теплоносія, що формує компромісну екстремальну структуру функцій $\chi_m(d_i)$ і $\chi_v(d_i)$.

Таблиця 1. Нормативні типорозміри [19] труб CuNi 90/10 DIN 86019

Pipes-European Standards

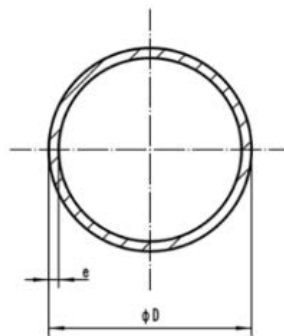
10Bar

14Bar

16Bar

20Bar

Material: CuNi 90/10
CuNi 70/30



Outside diameter of pipe			DIN 86019				EEMUA 144			
			10 Bar		14 Bar		16 Bar		20 Bar	
$\varnothing D$			Wall thickness	Theoretical weight	Wall thickness	Theoretical weight	Wall thickness	Theoretical weight	Wall thickness	Theoretical weight
nominal		actual	actual	Kg/m	actual	Kg/m	actual	Kg/m	actual	Kg/m
inch	ND	mm	mm		mm		mm		mm	
0.125		10	1	0.26	1	0.26	1	0.26	1	0.26
0.25		12	1	0.31	1	0.31	1	0.31	1	0.31
0.38	10	16	1	0.42	1	0.42	2	0.79	2	0.79
0.5	15	20	1	0.53	1	0.53	2	1.01	2	1.01
0.75	20	25	1.5	0.99	1.5	0.99	2	1.3	2	1.3
1	25	30	1.5	1.2	1.5	1.2	2.5	1.93	2.5	1.93
1.25	32	38	1.5	1.54	1.5	1.54	2.5	2.5	2.5	2.5
1.5	40	44.5	1.5	1.81	1.5	1.81	2.5	2.95	2.5	2.95

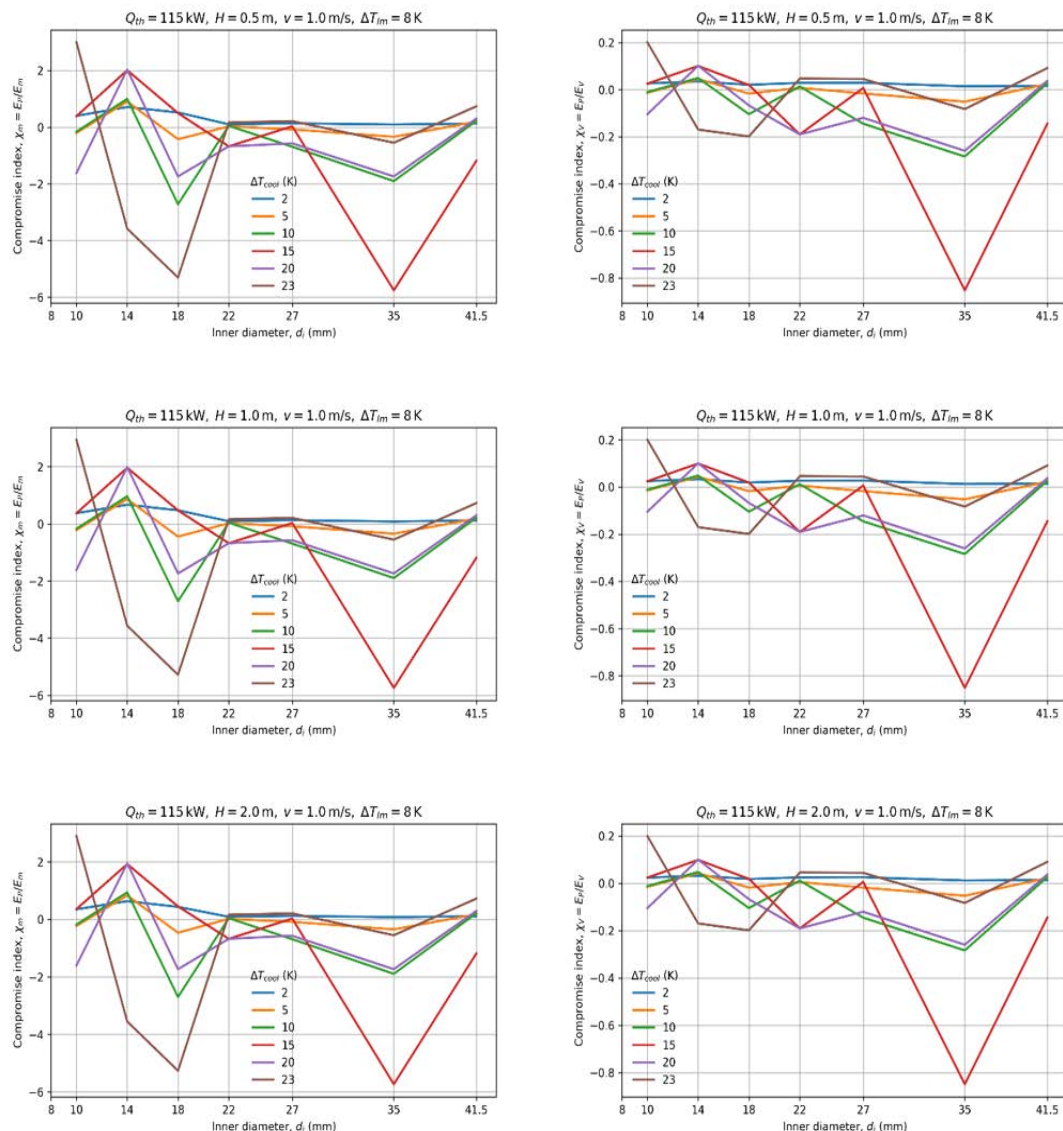


Рис. 4. Залежність показника компромісу χ_m та χ_v від внутрішнього діаметра труб d_i при тепловому навантаженні 115 кВт

Для режиму помірного теплового навантаження $Q_{th} = 115$ кВт спостерігається підвищена чутливість показників до температурного перепаду T_{cool} та геометричного параметра H . Обидва показники $\chi_m(d_i)$ та $\chi_v(d_i)$ демонструють локальні максимуми для $T_{cool} = 2-20$ К в області $d_i = 14$ мм, тоді як при $T_{cool} = 23$ К максимум зміщується до $d_i = 10$ мм. За збільшення діаметра до 35 мм і більше для окремих температурних сценаріїв відбувається різке зниження обох критеріїв, що свідчить про домінування конструктивного приросту над енергетичним ефектом. Таким чином, при відносно малих теплових потоках область раціональних значень d_i не є структурно стабільною та визначається конкретною комбінацією режимних параметрів.

У разі високого теплового навантаження $Q_{th} = 10000$ кВт характер залежностей набуває більш

упорядкованої та стійкої форми. Показник $\chi_m(d_i)$ стабільно досягає максимуму в діапазоні $d_i = 18$ мм незалежно від зміни H та T_{cool} , тоді як максимум $\chi_v(d_i)$ зміщується до $d_i = 22$ мм. Подальше збільшення d_i супроводжується монотонним спадом обох показників. Це свідчить про формування структурно стійкої області за великих теплових потоків, однак оптимальні значення для масового та об'ємного критеріїв не збігаються, що підтверджує багатокритеріальний характер задачі.

Отримані результати підтверджують, що внутрішній діаметр труб є визначальним керованим параметром оптимізації та повинен обиратися з урахуванням багатокритеріального узгодження енергетичних і конструктивних вимог експлуатаційного циклу судна.

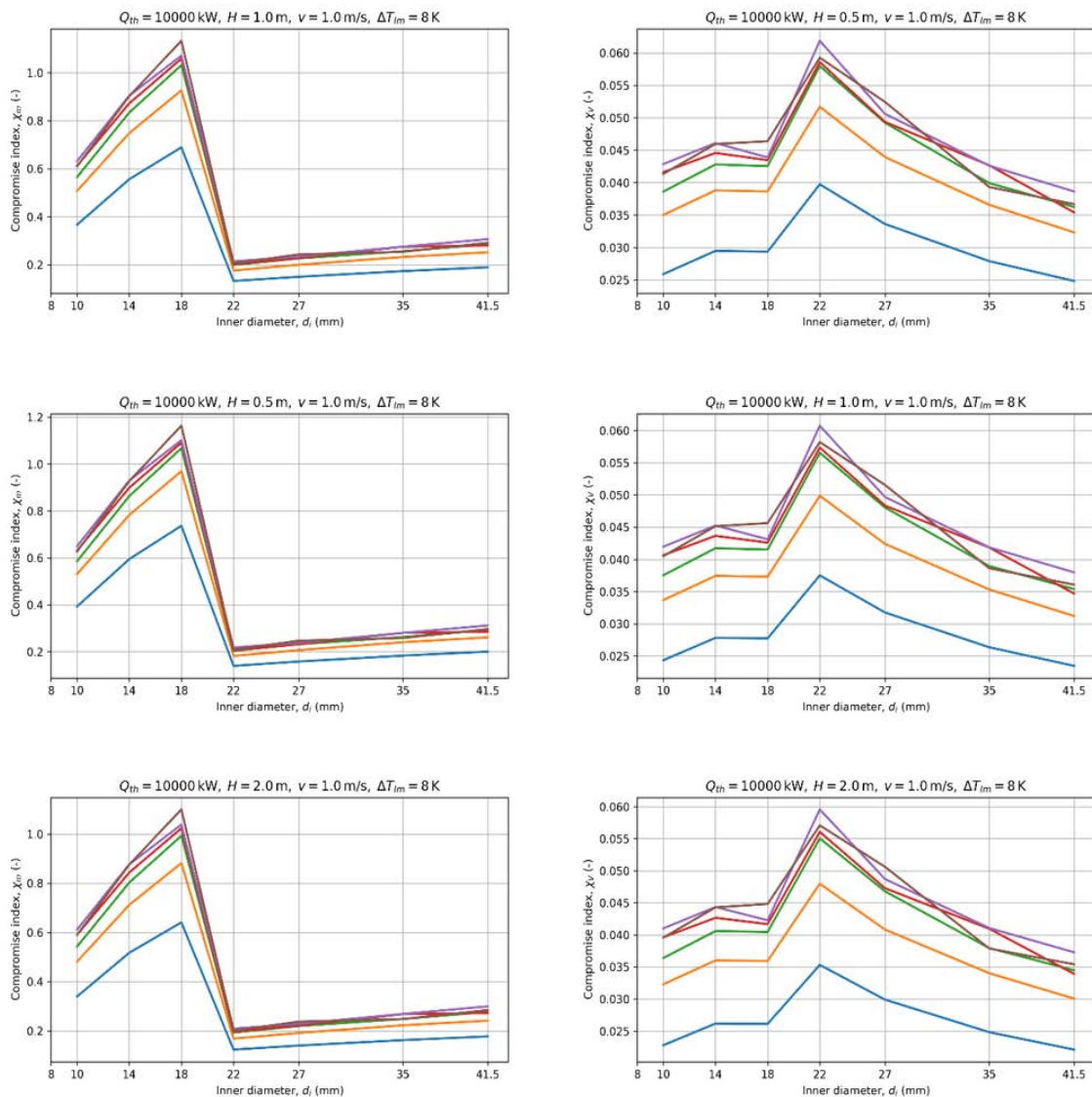


Рис. 5. Залежність показника компромісу χ_m та χ_v від внутрішнього діаметра труб d_i при тепловому навантаженні 10000 кВт

ВИСНОВКИ

1. У роботі розроблено замкнену математичну модель секції теплообмінника типу box cooler, яка забезпечує узгоджений опис гідродинамічної, тепло-технічної та конструктивної підсистем у межах заданих експлуатаційних обмежень. Показано, що внутрішній діаметр труб d_i є визначальним керованим параметром, який одночасно впливає на гідравлічні втрати, інтенсивність теплообміну, сумарну довжину трубного пучка, внутрішній об'єм теплоносія та масу конструкції.

2. Встановлено, що збільшення внутрішнього діаметра труб приводить до зменшення гідравлічних втрат і, відповідно, до зниження споживаної потужності циркуляційного насоса, однак супроводжується зростанням маси трубного пучка та внутрішнього

об'єму теплоносія. Таким чином, варіювання d_i формує протилежно спрямовані енергетичні та конструктивні ефекти, що обумовлює необхідність формалізованого опису компромісу між ними.

3. Запропоновані відносні показники енергетичного виграшу та конструктивного приросту дозволили перейти до інтегральної оцінки ефективності зміни діаметра труб. Введені показники компромісу χ_m та χ_v забезпечують кількісне порівняння енергетичного ефекту зі збільшенням маси та об'єму системи відповідно. Показано, що максимізація енергетичної ефективності тяжіє до більших діаметрів, тоді як мінімізація маси та внутрішнього об'єму – до менших, що підтверджує багатокритеріальний характер задачі оптимізації.

4. Установлено, що зі зростанням теплового навантаження форма відносних залежностей зберігається, що свідчить про масштабованість моделі та структурну стійкість отриманих закономірностей у широкому діапазоні експлуатаційних режимів. Водночас оптимальні значення внутрішнього діаметра не є універсальними та визначаються конкретними пріоритетами проєктування.

5. Отримані результати підтверджують доцільність комплексного підходу до параметричної

оптимізації теплообмінників типу box cooler, у якому гідравлічні, теплові та конструктивні параметри розглядаються як взаємопов'язана система з дискретною множиною допустимих геометричних рішень. Запропонований підхід може бути використаний як методологічна основа для раціонального вибору конструктивних параметрів суднових систем охолодження газотурбінних установок.

REFERENCES

- [1] Kim, J. S., Kim, D. Y., & Kim, Y. T. (2019). Thermodynamic analysis of a dual loop cycle coupled with a marine gas turbine for waste heat recovery system using low global warming potential working fluids. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33, 3531–3541. <https://doi.org/10.1007/s12206-019-0647-9>
- [2] Almertejy, A., Rashid, M. M., Ali, N., & Almurtaji, S. (2022). Application of nanofluids in gas turbine and intercoolers—A comprehensive review. *Nanomaterials*, 12(3), 338. <https://doi.org/10.3390/nano12030338>
- [3] Petrakopoulou, F., et al. (2017). Thermodynamic and economic performance of a solar combined cycle power plant. *Energy Conversion and Management*, 149, 579–592. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.037>
- [4] Olsen, A. A. (2023). Central cooling system. In *Introduction to ship engine room systems* (pp. 211–217). Routledge.
- [5] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Enhanced ship energy efficiency by using marine box coolers. *Advances in Science, Technology and Engineering Systems Journal*, 3(6), 83–88. <https://doi.org/10.25046/aj030608>
- [6] WEKA Marine. (2024). *Box coolers: Product catalog*. Retrieved from <https://www.fernstrum.com/wp-content/uploads/2024/10/WEKA-Boxcooler-Catalog-2024.pdf>
- [7] Kelvion. (2025). *Efficient and space saving cooling*. Retrieved from https://d2xjeen3zaup4u.cloudfront.net/asset/767398133948/document_elifvja0hp4ep1pb8m2o77521e/PLB_Boxcooler_EN.pdf
- [8] Młynarczyk, A. (2013). Box coolers as an alternative to existing cooling systems. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, 36(108), 131–136. <http://repository.am.szczecin.pl/handle/123456789/496>
- [9] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation. In *Proceedings of the 4th International Conference on Optimization and Applications (ICOA)* (pp. 1–6). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICOA.2018.8370559>
- [10] Idel'chik, I. E. (1996). *Handbook of hydraulic resistance*. Israel Program for Scientific Translations.
- [11] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2016). *Газотурбінні агрегати: у 2-х ч. Ч. 1. Загальна будова та класифікація*. Миколаїв: НУК.
- [12] Hüffmeier, J., & Johanson, M. (2021). State-of-the-art methods to improve energy efficiency of ships. *Journal of Marine Science and Engineering*, 9(4), 447. <https://doi.org/10.3390/jmse9040447>
- [13] Liu, K., Chen, D., Serbin, S., & Patlaichuk, V. (2023). *Gas turbines: Structural properties, operation principles and design features*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-981-99-0977-3>
- [14] Kocak, G., & Durmusoglu, Y. (2018). Energy efficiency analysis of a ship's central cooling system using variable speed pump. *Journal of Marine Engineering and Technology*, 17(1), 43–51. <https://doi.org/10.1080/20464177.2017.1283192>
- [15] Патлайчук, В. М., & Козирко, О. А. (2025). Аналіз можливостей використання теплообмінників бокс-кулер в системах охолодження суднових газотурбінних агрегатів. *Збірник наукових праць НУК*, 2. [https://doi.org/10.15589/znp2025.2\(500\).14](https://doi.org/10.15589/znp2025.2(500).14)
- [16] Патлайчук, В. М., & Козирко, О. А. (2025). Особливості теплового розрахунку теплообмінників «бокс-кулер» для систем охолодження суднових газотурбінних установок. *Shipbuilding and Marine Infrastructure*, 2, 112–123. [https://doi.org/10.15589/smi2025.2\(21\).09](https://doi.org/10.15589/smi2025.2(21).09)
- [17] Lienhard, J. H., & Lienhard, J. H. (2020). *A heat transfer textbook*. Phlogiston Press.
- [18] Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design*. CRC Press.
- [19] DIN. (2017). *DIN 86019: Copper-nickel tubes for shipbuilding (CuNi 90/10) – Dimensions and technical delivery conditions*. Deutsches Institut für Normung.
- [20] Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook* (2nd ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b14877>

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Kim, J. S., Kim, D. Y., & Kim, Y. T. (2019). Thermodynamic analysis of a dual loop cycle coupled with a marine gas turbine for waste heat recovery system using low global warming potential working fluids. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33, 3531–3541. <https://doi.org/10.1007/s12206-019-0647-9>
- [2] Almertejy, A., Rashid, M. M., Ali, N., & Almurtaji, S. (2022). Application of nanofluids in gas turbine and intercoolers—A comprehensive review. *Nanomaterials*, 12(3), 338. <https://doi.org/10.3390/nano12030338>

- [3] Petrakopoulou, F., et al. (2017). Thermodynamic and economic performance of a solar combined cycle power plant. *Energy Conversion and Management*, 149, 579–592. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.037>
- [4] Olsen, A. A. (2023). Central cooling system. In *Introduction to ship engine room systems* (pp. 211–217). Routledge.
- [5] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Enhanced ship energy efficiency by using marine box coolers. *Advances in Science, Technology and Engineering Systems Journal*, 3(6), 83–88. <https://doi.org/10.25046/aj030608>
- [6] WEKA Marine. (2024). *Box coolers: Product catalog*. <https://www.fernstrum.com/wp-content/uploads/2024/10/WEKA-Boxcooler-Catalog-2024.pdf>
- [7] Kelvion. (2025). *Efficient and space saving cooling*. https://d2xjeen3zaup4u.cloudfront.net/asset/767398133948/document_elifvja0hp4ep1pb8m2o77521e/PLB_Boxcooler_EN.pdf
- [8] Młynarczak, A. (2013). Box coolers as an alternative to existing cooling systems. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, 36(108), 131–136.
- [9] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation. In *Proceedings of the 4th International Conference on Optimization and Applications (ICOA)* (pp. 1–6). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICOA.2018.8370559>
- [10] Idelchik, I. E. (1996). *Handbook of hydraulic resistance*. Israel Program for Scientific Translations.
- [11] Romanovskyi, H. F., Serbin, S. I., & Patlaichuk, V. M. (2016). *Gas turbine units. Part 1: General structure and classification*. Mykolaiv: Admiral Makarov National University of Shipbuilding. [in Ukrainian]
- [12] Hüffmeier, J., & Johanson, M. (2021). State-of-the-art methods to improve energy efficiency of ships. *Journal of Marine Science and Engineering*, 9(4), 447. <https://doi.org/10.3390/jmse9040447>
- [13] Liu, K., Chen, D., Serbin, S., & Patlaichuk, V. (2023). *Gas turbines: Structural properties, operation principles and design features*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-981-99-0977-3>
- [14] Kocak, G., & Durmusoglu, Y. (2018). Energy efficiency analysis of a ship's central cooling system using variable speed pump. *Journal of Marine Engineering and Technology*, 17(1), 43–51. <https://doi.org/10.1080/20464177.2017.1283192>
- [15] Patlaichuk, V. M., & Kozyrko, O. A. (2025). Analysis of the possibilities of using box cooler heat exchangers in cooling systems of marine gas turbine units. *Collection of Scientific Works of Admiral Makarov National University of Shipbuilding*, 2. [https://doi.org/10.15589/znp2025.2\(500\).14](https://doi.org/10.15589/znp2025.2(500).14) [in Ukrainian]
- [16] Patlaichuk, V. M., & Kozyrko, O. A. (2025). Features of thermal calculation of box cooler heat exchangers for cooling systems of marine gas turbine plants. *Shipbuilding and Marine Infrastructure*, 2, 112–123. [https://doi.org/10.15589/smi2025.2\(21\).09](https://doi.org/10.15589/smi2025.2(21).09)
- [17] Lienhard, J. H., & Lienhard, J. H. (2020). *A heat transfer textbook*. Phlogiston Press.
- [18] Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design*. CRC Press.
- [19] DIN. (2017). *DIN 86019: Copper-nickel tubes for shipbuilding (CuNi 90/10) – Dimensions and technical delivery conditions*. Deutsches Institut für Normung.
- [20] Thulukkanam, K. (2013). *Heat exchanger design handbook* (2nd ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b14877>

© Козирко О. А.

Дата першого надходження статті до видання: 25.02.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 19.03.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 22.05.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)