



**Volodymyr
M. Patlaichuk**

**Патлайчук
Володимир
Миколайович**

УДК 621.4

FEATURES OF BOX-COOLER'S THERMAL CALCULATION FOR COOLING SYSTEMS OF SHIP GAS TURBINE PLANTS

**ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ
ТЕПЛООБМІННИКІВ «БОКС-КУЛЕР» ДЛЯ СИСТЕМ
ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВИХ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК**

DOI [https://doi.org/10.15589/smi2025.2\(21\).09](https://doi.org/10.15589/smi2025.2(21).09)

Volodymyr M. Patlaichuk Патлайчук Володимир Миколайович,
канд. техн. наук, доц.
volodymyr.patlaichuk@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0001-6849-2492

Oleh A. Kozyrko Козирко Олег Анатолійович,
аспірант
oleh.kozyrko@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0003-3158-3299



Oleh A. Kozyrko
**Козирко Олег
Анатолійович**

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

Abstract. In recent years, box coolers have become somewhat widespread in the power plants of small and medium-displacement vessels. However, the issues of their practical use in the cooling systems of ship gas turbine units, as well as the issues of design taking into account the features of the equipment serving the gas turbine unit, remain relevant. The purpose of the work is to analyze the features of the thermal calculation of box coolers for double-circuit cooling systems of ship gas turbine units. The working processes in box coolers were chosen as the object of the study. The subject of the study is the thermal characteristics of these heat exchangers.

A mathematical model of a heat exchange device of the “box-cooler” type has been developed. The features of the thermal design calculation of these devices for double-circuit cooling systems of ship gas turbine plants have been considered.

The influence of the input thermal load on the characteristics of box coolers was analyzed for the first time; the dependence of qualitative and quantitative heat transfer indicators on it was established. Taking into account the limiting influence on the transfer of heat from the outer surface of the pipes to the sea water, the influence of the height of the pipe bundle and the sea water temperature on this factor was considered in detail. It was determined that the increase in the latter leads not only to a deterioration in heat transfer, but also to a simultaneous decrease in the average temperature head in the heat exchanger.

The practical significance of the obtained results lies in the possibility of using the developed mathematical model of the heat exchanger both for its design and for verification analysis of operation in different modes. This can become the basis for further research related to the analysis of the influence of operational factors, in particular environmental factors, on the operation and thermal characteristics of the heat exchangers under study.

Key words: ship power engineering; heat exchanger; box cooler; cooling system; gas turbine plant; thermal load.

Анотація. Теплообмінні апарати «бокс-кулер» останнім часом отримали певне поширення у складі енергетичних установок суден малої та середньої водотоннажності. Проте питання їх практичного використання у складі систем охолодження суднових газотурбінних установок, як і питання проєктування з урахуванням особливостей обладнання, яке обслуговує газотурбінну установку, залишаються актуальними. Метою роботи є аналіз особливостей теплового розрахунку теплообмінників «бокс-кулер» для двоконтурних систем охолодження суднових газотурбінних установок. Як об'єкт дослідження обрано робочі процеси в теплообмінних апаратах «бокс-кулер». Предметом дослідження є теплові характеристики цих теплообмінних апаратів.

Розроблено математичну модель теплообмінного апарата типу «бокс-кулер». Розглянуто особливості теплового конструктивного розрахунку цих апаратів для двоконтурних систем охолодження суднових газотурбінних установок.

Уперше проаналізовано вплив вихідної теплової потужності на характеристики бокс-кулерів; встановлена залежність від неї якісних та кількісних показників теплопередачі. З огляду на обмежувальний вплив на передачу тепла тепловіддачі від зовнішньої поверхні труб до забортної води детально розглянуто вплив на цей фактор висоти пучка труб і температури забортної води. Визначено, що зростання останньої веде не лише до погіршення тепловіддачі, але й до одночасного зменшення в теплообміннику середнього температурного напору.

Практична значимість отриманих результатів полягає в можливості використання розробленої математичної моделі теплообмінного апарата як для його проєктування, так і для перевірконого аналізу роботи на різних режимах. Це може стати основою для подальших досліджень, пов'язаних з аналізом впливу експлуатаційних факторів, зокрема факторів зовнішнього середовища, на роботу та теплові характеристики досліджуваних теплообмінників.

Ключові слова: суднова енергетика; теплообмінний апарат; бокс-кулер; система охолодження; газотурбінна установка; теплове навантаження.

References

- [1] 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.
- [2] Dere, C., & Deniz, C. (2019). Load optimization of central cooling system pumps of a container ship for the slow steaming conditions to enhance the energy efficiency. *Journal of Cleaner Production*, 222, 206–217.
- [3] Jeon, T., & Lee, Y. (2025). Energy saving in ship central cooling systems: IMC-tuned PID with feed-forward control. *Journal of Marine Science and Engineering*, 13 (3), 510.
- [4] Olsen, A. A. (2023). Central cooling system. In: *Introduction to Ship Engine Room Systems*; Routledge: London, UK, 2023; pp. 211–217.
- [5] Koenhardono, E. S. (2020). Performance improvement of hopper cooling system on traditional fishing boats due to excessive cooling. *Kapal: Jurnal Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Kelautan*, 17 (2), 58–64.
- [6] Nitonye, S. (2017). Design calculations for the cooling water system of a tug boat. *World Journal of Engineering Research and Technology*, 3(4), 9–26.
- [7] Zapalowicz, Z., & Zenczak, W. (2022). Seawater cooling of PV modules on ships in Swinoujscie / Poland harbour. *Heliyon*, 8(8), e10078.
- [8] Kozyrko, O. A. (2024). Aktualnist rozvytku tekhnolohii vykorystannia teploobminnykh aparativ typu “box cooler” v systemakh okholodzhennia enerhetychnoho obladdnannia [Relevance of the using of “box cooler” type heat exchangers in cooling systems of energy equipment]. *Suchasnyi stan ta problemy dvyhunoobuduvannia*: Proceedings of the 8th International Scientific Conference. Mykolaiv : NUOS, pp. 129–132 [in Ukrainian].
- [9] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation. *2018 4th International Conference on Optimization and Applications (ICOA)*, Mohammedia, Morocco, pp. 1–6.
- [10] Młynarczak, A. (2013). Box coolers as an alternative to existing cooling systems. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, 36(108), 131–136.

- [11] Gali, R., & Kumar V, R. (2023). Corrosion studies of various salt solutions on metals and alloys. *Global Journal of Engineering and Technology Advances*, 16(03), 007–018.
- [12] Chen, D., Zhou, W., Ji, Y., & Dong, C. (2025). Applications of density functional theory to corrosion and prevention of metals: a review. *Materials Genome Engineering Advances*, 3(1), e83.
- [13] Li, Q., Gong, L., Chen, X., Gadd, G., & Liu, D. (2025). Dual role of microorganisms in metal corrosion: a review of mechanisms of corrosion promotion and inhibition. *Frontiers in Microbiology*, 16, 1552103.
- [14] Hua, M., Jiang, R, Lu, Y., & Zhao, Y. (2025). Self-powered electrochemical protection for marine corrosion and fouling control: principles, advances, and prospects. *Nano Energy*, 135, 110676.
- [15] Ceylan, B., Karatug, C., Ejder, E., Uyanik, T., & Arslanoglu, Y. (2022). Risk assessment of sea chest fouling on the ship machinery systems by using both FMEA method and ERS process. *Australian Journal of Maritime & Ocean Affairs*, 15(4), 414–433.
- [16] WEKA boxcoolers B. V. (2018). Installation manual for WEKA boxcoolers. Retrieved from: <https://www.fernstrum.com/wp-content/uploads/2020/03/WEKA-Boxcooler-Installation-Manual.pdf>
- [17] Kelvion Holding GmbH (2025). Efficient and space saving cooling. Retrieved from: https://d2xjeen3zaup4u.cloudfront.net/asset/767398133948/document_elifvja0hp4ep1pb8m2o77521e/PLB_Boxcooler_EN.pdf
- [18] NRF Thermal Engineering B. V. (2021). NRF instruction manual. Retrieved from: <https://www.nrf.eu/wp-content/uploads/2021/06/NRF-Boxcooler-inside-mounting-instruction-manual-total-2021.pdf>
- [19] Duramax Marine LLC (2013). Box cooler installation manual. Retrieved from: <https://www.duramaxmarine.com/pdf/BoxCoolerInstallManual.pdf>
- [20] Lienhard IV., J., & Lienhard V., J. (2020). A heat transfer textbook. Cambridge: Phlogiston Press, 784 p.
- [21] Jeon, T., Lee, C., & Hur, J. (2022). 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*, 10, 679.
- [22] Idel'chik, I. E. (1966). Handbook of hydraulic resistance: Coefficients of local resistance and of friction. Jerusalem : Israel Program for Scientific Translations Ltd., 526 p.
- [23] Kakas, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design. Boca Raton : CRC Press, Taylor & Francis Group, 624 p.
- [24] Wong, H. (1977). Handbook of essential formulae and data on heat transfer for engineers. London and New York : Longman Group, 216 p.

Постановка задачі. Останнім часом на морських суднах і суднах типу «ріка – море» з метою підвищення загальної ефективності судноплавства намітилася тенденція використання в традиційних двоконтурних системах охолодження дизельних енергетичних установок замість контуру заборотної води розташованих у кінгстонних ящиках теплообмінників-охолоджувачів прісної води (т. зв. боксів-кулерів). Пучок труб такого теплообмінника охолоджується ззовні заборотною водою, що проходить через кінгстонний ящик через спеціальні отвори, переважно внаслідок природньої конвекції.

Використання бокс-кулерів веде до суттєвого зменшення споживання електроенергії в процесі експлуатації судна, оскільки

унеможлижуються витрати на привод насосів циркуляції заборотної води (для деяких суден це до 10 % від загальної кількості споживаної електрики [1]).

Використання бокс-кулерів також сприяє підвищенню надійності енергетичної установки, оскільки одними з найменш надійних її елементів є елементи контуру охолодження заборотною водою (труби, запорна арматура, насоси, контрольно-вимірювальні прилади та ін.). Відсутність цих елементів за використання бокс-кулерів суттєво покращує як надійність, так і експлуатаційні характеристики судна.

Удосконалення систем охолодження шляхом введення до їх складу бокс-кулерів зменшує витрати на побудову судна через

відмову від купівлі насосів заборотної води й арматури; також зменшуються витрати на монтаж обладнання та насиченість машинного відділення механічним обладнанням; зменшується кількість донно-бортової арматури.

На цей час для суднової енергетики актуальними залишаються питання використання теплообмінних апаратів «бокс-кулер» у складі двоконтурних систем охолодження суднових газотурбінних установок. Це стоїть як їх практичного використання в реальних конструкціях, так і основ розрахунку та проєктування з урахуванням особливостей обладнання, яке обслуговує газотурбінну установку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Роботи з удосконалення двоконтурних систем охолодження суднових енергетичних установок є вельми актуальним питанням і постійно тривають.

Різні аспекти підвищення ефективності функціонування централізованих систем охолодження суден різної водотоннажності розглядаються в роботах [2; 3; 4]. Результати експериментальних досліджень модифікованої системи охолодження дизельних двигунів традиційних для Індонезії рибальських суден представлені в статті [5]. Удосконалена централізована система охолодження морською водою для енергетичної установки буксира розглядається в роботі [6].

У статті [7] на основі розрахунків, проведених для умов портів Польщі, аналізується доцільність використання традиційної двоконтурної системи охолодження дизельної установки одночасно і для охолодження суднової фотоелектричної установки.

Перспективи використання теплообмінників «бокс-кулер» для охолодження енергетичного обладнання як суднового, так і стаціонарного призначення аналізуються в роботі [8]. Розглядаються переваги і недоліки застосування цього технічного рішення.

Порівняльний аналіз двох систем охолодження – традиційної системи та централізованої системи охолодження з теплообмінниками «бокс-кулер» – для автомобільного порома Aline Siteo Diatta, який оснащений двома дизельними двигунами потужністю

1800 кВт кожний та здійснює перевезення пасажирів і транспортних засобів між портами Сенегалу, проведено в статті [1]. Обидва випадки порівнювалися з погляду енергоефективності та споживання мазуту. На основі проведеного аналізу зроблено висновки про те, що використання бокс-кулерів на судах підвищеної водотоннажності може бути частиною рішення, яке сприятиме зменшенню розміру та вартості системи охолодження, а також споживання енергії.

Приклад практичного використання кільцевих охолоджувачів замість традиційної системи для автомобільного порома Aline Siteo Diatta тими самими авторами аналізується в роботі [9].

Результати практичного застосування централізованої системи охолодження з теплообмінниками «бокс-кулер» на буксирі, що працює в порту Гдиня (Польща), представлені в статті [10]. Аналізуються проблеми, що виникають під час експлуатації цих теплообмінників, зокрема корозія та біологічне забруднення.

Чимало публікацій останнім часом зосереджені на дослідженні корозійної стійкості під дією морської води різних матеріалів, які можуть бути використані для виготовлення робочих елементів теплообмінників «бокс-кулер» (див., наприклад, роботи [11; 12; 13]), а також на вдосконалюванні системи його захисту [14; 15].

Відокремлення невирішених раніше частин загальної проблеми. Проведений аналіз останніх досліджень і публікацій із цієї тематики свідчить про те, що теплообмінні апарати типу «бокс-кулер» отримали певне поширення у складі енергетичних установок суден малої та середньої водотоннажності.

Однак на цей час їх використання зосереджене суто у складі дизельних енергетичних установок, де вони знаходять застосування, переважно в системах охолодження головних двигунів, а також для охолодження наддувного повітря та масла систем змащування головних двигунів і редукторів. Питання, пов'язані з використанням та особливостями проєктування бокс-кулерів для двоконтурних систем охолодження елемен-

тів суднових газотурбінних установок поки залишаються невирішеними, що свідчить про актуальність цього науково-технічного дослідження.

Метою роботи є аналіз особливостей теплового розрахунку теплообмінників «бокс-кулер» для двоконтурних систем охолодження суднових газотурбінних установок.

Як **об'єкт дослідження** вибрано робочі процеси в теплообмінних апаратах типу «бокс-кулер», які працюють у складі двоконтурних систем охолодження суднових газотурбінних установок. **Предметом дослідження** є теплові характеристики цих теплообмінних апаратів.

Виклад основного матеріалу. Теплообмінник «бокс-кулер» складається з пучка U-подібних труб, закріплених у трубній дошці та вертикально розташованих у кінгстонному ящику судна. Охолодження прісної води, що проходить по цих трубах, здійснюється переважно шляхом природної конвекції заборотної води в кінгстонному ящику. Циркуляція та постійне оновлення заборотної води забезпечується спеціальними отворами у вхідній та вихідній решітках.

Залежно від конкретної конфігурації кінгстонного ящика пучок труб може розташовуватися в ньому поздовжньо корпусу судна (рис. 1, а) або поперечно (рис. 1, б).

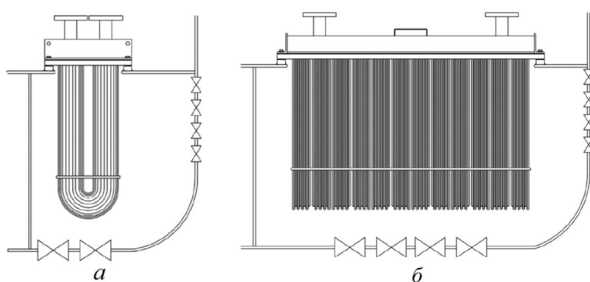


Рис. 1. Поздовжнє (а) та поперечне (б) розташування бокс-кулера в кінгстонному ящику [16]

Залежно від особливостей розробленої системи охолодження енергетичної установки пучки труб бокс-кулера можуть компонуватися в окремі секції. Проходження прісної води через ці секції може бути як паралельним, так і послідовним (рис. 2).

У ролі розрахункової вибираємо схему поздовжнього розташування односекційного пучка труб в кінгстонному ящику (рис. 3).

Згідно з рекомендаціями компаній NRF Thermal Engineering B.V., WEKA boxcoolers B.V. (обидві Нідерланди) та Duramax Marine LLC (США) [16; 18; 19], конструкція кінгстонного ящика має бути спроектована таким чином, щоб забезпечити вільний простір щонайменше 150 мм з усіх боків пучка труб. Місцева швидкість морської води під час проходження через нього не повинна перевищувати 2 м/с за будь-яких операцій судна. Більші значення швидкості можуть привести до пошкодження теплообмінника.

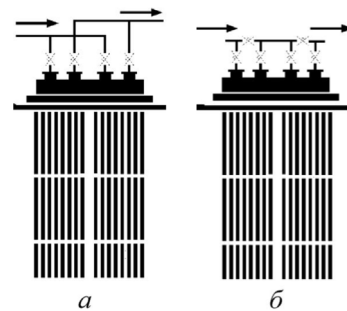


Рис. 2. Схеми паралельної (а) та послідовної (б) роботи окремих секцій бокс-кулера [17]

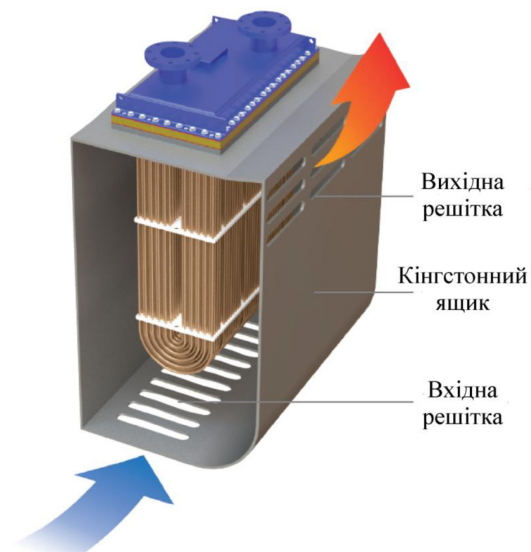


Рис. 3. Розрахункова конструкція теплообмінного апарату [16]

Труби теплообмінника, які перебувають у безперервному контакті з морською водою, слід виконувати з корозійно-стійких сплавів на основі міді. Внутрішній робочий тиск прісної води в цих трубах не повинен перевершувати 0,3 МПа. Враховуючи консольне кріплення до трубної дошки, з метою запобігання появи вібраційних навантажень габарити секцій обмежують. Так, напри-

клад, за рекомендаціями Kelvion Holding GmbH кожену секцію теплообмінника слід виконувати висотою не більше ніж 1800 мм, шириною до 400 мм та довжиною не більше зі 2000 мм [17].

Вхідні решітки для впуску морської води в кінгстонний ящик слід розташовувати якомога нижче, безпосередньо під пучком труб. Орієнтація отворів решітки має бути поперечна напрямку руху судна. Це запобігає надмірній турбулентності та високій швидкості води поблизу нижнього кінця пучка. Ширина впускних отворів не повинна перевищувати 50 мм, довжина – 500 мм. Між отворами слід залишати відстань не менше ніж 35 мм [18].

Загальна площа отворів для впуску морської води має становити від 0,3 до 0,4 дм² на один квадратний метр теплообмінної поверхні бокс-кулера.

Отвори вихідної решітки кінгстонного ящика, через яку здійснюється випуск заборотної води, повинні розташовуватися на найвищому можливому рівні, безпосередньо під трубою дошкою, але завжди нижче ватерлінії (рекомендується, щоб максимальна відстань від нижнього краю трубої дошки до верхнього отвору вихідної решітки не перевищувала 25 мм).

Орієнтація отворів вихідної решітки має бути поздовжньою до напрямку руху. Ширина впускних отворів не повинна перевищувати 70 мм. Їх довжина має бути приблизно на 100 мм коротшою за крок рами або в будь-якому випадку не більше ніж 500 мм. Мінімальна відстань між отворами повинна становити 35 мм.

Загальна площа отворів для випуску морської води має бути від 0,6 до 1,0 дм² на один квадратний метр теплообмінної поверхні бокс-кулера.

Відведення тепла від прісної води першого контуру охолодження елементів суднової газотурбінної установки в теплообмінному апараті «бокс-кулер» є багатоступінчастим процесом, який умовно можна розкласти на такі етапи:

– процес переносу тепла тепловіддачею від прісної води системи охолодження до внутрішніх стінок труб бокс-кулера;

– процес переносу тепла теплопровідністю через стінки труб;

– процес переносу тепла тепловіддачею від зовнішніх стінок труб до заборотної води, що перебуває всередині кінгстонного ящика;

– процес теплообміну між заборотною водою, що перебуває всередині кінгстонного ящика, та заборотною водою, яка омиває цей ящик ззовні.

Окремо розглянемо ці етапи передачі тепла.

1. Процес теплообміну між заборотною водою всередині кінгстонного ящика та заборотною водою, яка омиває цей ящик ззовні.

Цей процес реалізується теплопередачею через стінку кінгстонного ящика та шляхом обміну води завдяки природній циркуляції.

Природня циркуляція води через кінгстонний ящик виникає внаслідок перепаду тиску, створюваного тепловим розширенням заборотної води за нагрівання поблизу гарячих стінок труб теплообмінника [20]:

$$\Delta = \rho \beta \Delta t g H, \text{ Па}, \quad (1)$$

де ρ – густина заборотної води, кг/м³;

β – коефіцієнт об'ємного теплового розширення заборотної води; 1/К;

$\Delta t = t_{cm} - t_{sw1}$ – різниця між середньою за довжиною температурою зовнішніх стінок теплообмінника та температурою заборотної води на вході в кінгстонний ящик, К;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

H – висота пучка труб теплообмінника, м.

Враховуючи високу теплопровідність мідних сплавів, з яких виготовляються труби бокс-кулера, середню температуру зовнішніх стінок теплообмінника в першому наближенні (з подальшим уточненням) можна встановити залежно від середньої температури охолоджуваної прісної води:

$$t_{cm} = 0,5(t_{fw1} + t_{fw2}) - (4...6) ^\circ\text{C}.$$

Слід зазначити, що, за даними [21], для централізованих двоконтурних систем охолодження температури прісної води зазвичай встановлюють у межах $t_{fw1} = 37...43 ^\circ\text{C}$ та $t_{fw2} = 26...31 ^\circ\text{C}$.

Масова витрата забортної води через кінгстонний ящик внаслідок природної конвекції дорівнюватиме:

$$G_{sw} = \mu F_{ex} \sqrt{2\Delta p \rho}, \text{ кг/с}, \quad (2)$$

де μ – коефіцієнт витрати; F_{ex} – площа прохідного перетину вхідної решітки, м^2 .

Коефіцієнт витрати може бути визначений за формулою:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{mp} + \xi_{ex} + \xi_{eux}}}, \quad (3)$$

де ξ_{mp} – коефіцієнт опору пучка труб за його поздовжнього зовнішнього обтікання;

ξ_{ex} – коефіцієнт опору вхідної решітки;

ξ_{eux} – коефіцієнт опору вихідної решітки.

Коефіцієнт місцевого гідравлічного опору решітки, за даними [22, с. 321], оцінюється рівнянням:

$$\xi = [0,707(1 - \bar{f})^{0,375} + 1 - \bar{f}]^2 \frac{1}{\bar{f}^2},$$

де $\bar{f}$ – коефіцієнт живого перерізу решітки.

Встановлюючи, згідно з рекомендаціями фірм-виробників щодо геометрії впускних і випускних отворів, коефіцієнт живого перерізу вхідної решітки $\bar{f}_{ex} = 0,55$, а вихідної решітки $\bar{f}_{eux} = 0,65$ [18], маємо орієнтовні значення $\xi_{ex} = 3,14$ та $\xi_{eux} = 1,62$ відповідно.

Коефіцієнт опору тертям за поздовжнього руху забортної води в просторі між трубами при числах Рейнольдса від 2300 до 100 000 оцінимо за виразом [22, с. 56]:

$$\xi_{mp} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \cdot \frac{l}{d_{ekv}},$$

де l – довжина міжтрубного простору (дорівнює висоті пучка труб H), м;

d_{ekv} – еквівалентний діаметр міжтрубного простору, м.

Вважаючи відношення l/d_{ekv} рівним 10, маємо в усьому зазначеному діапазоні чисел Рейнольдса $\xi_{mp} = 0,178 \dots 0,457$.

Коефіцієнт витрати, визначений за рівнянням (3) з урахуванням зазначених вище міркувань, орієнтовно становитиме $\mu = 0,401 \dots 0,410$.

Якщо підставити рівняння (1) до рівняння (2), отримаємо формулу, яка визначатиме ма-

сову витрату забортної води через кінгстонний ящик унаслідок природної циркуляції:

$$G_{sw} = \mu F_{ex} \rho \sqrt{2\beta \Delta t g H}.$$

Тепловий потік, що відводиться забортною водою внаслідок природної циркуляції, дорівнюватиме:

$$Q_{sw} = G_{sw} c_p \Delta t_{sw} = \mu F_{ex} \rho c_p \Delta t_{sw} \sqrt{2\beta \Delta t g H}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

де c_p – питома теплоємність забортної води, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$\Delta t_{sw} = t_{sw2} - t_{sw1}$ – різниця температур забортної води на виході та вході з кінгстонного ящика, К.

Якщо комплекс теплофізичних параметрів забортної води, що входять до цієї формули, позначити як

$$A = \rho c_p \sqrt{2\beta g},$$

то рівняння (4) набуде вигляду

$$Q_{sw} = A \mu F_{ex} \Delta t_{sw} \sqrt{\Delta t H}.$$

З останнього випливає, що тепловий потік Q_{sw} , що відводиться забортною водою, залежить від:

- параметрів, що характеризують конструкцію теплообмінника та кінгстонного ящика (від висоти пучка труб H , площі прохідного перетину вхідної решітки F_{ex} , коефіцієнта витрати μ);

- комплексу A , який характеризує теплофізичні властивості забортної води (наприклад, для морської води із солоністю 30 ‰ за температури 20 °C: $\rho = 1023 \text{ кг/м}^3$; $\beta = 2,07 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}$; $c_p = 3,985 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; відповідно $A = 260$);

- різниці Δt між температурою зовнішніх стінок теплообмінника t_{cm} та температурою забортної води на вході в кінгстонний ящик t_{sw1} .

2. Процес переносу тепла від прісної води системи охолодження до забортної води всередині кінгстонного ящика.

Тепловий потік $Q_{охл}$, який треба відвести в забортну воду від судових газотурбінних установок, виконаних за простим термодинамічним циклом, у переважній більшості випадків регламентується кількістю тепла,

що відводиться за охолодження масла системою змащення газотурбінного двигуна та його редуктора. У діапазоні потужностей газотурбінних установок від 3 до 50 МВт ця величина орієнтовно перебуває в межах від 120 до 3000 кВт. Зрозуміло, що в разі сталого процесу передачі тепла $Q_{охл} = Q_{sw}$.

Труби, які використовуються для створення бокс-кулера, можуть бути охарактеризовані як такі, що мають тонкі циліндричні стінки (у них відношення зовнішнього діаметра до внутрішнього не перевищує 1,5), тому для розрахунку теплопередачі через них може бути використана універсальна формула для плоскої багат шарової стінки [20]:

$$Q_{охл} = kF\Delta t_{cp} \cdot 10^{-3} = \frac{F\Delta t_{cp} \cdot 10^{-3}}{\frac{1}{\alpha_z} + R_{\partial p_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_{\partial p_x} + \frac{1}{\alpha_x}},$$

де k – середній для всієї поверхні теплообміну коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К);

F – площа поверхні труб з того боку, де коефіцієнт тепловіддачі є меншим (для цього випадку це зовнішня поверхня), м²;

Δt_{cp} – середній температурний напір, К;

α_z та α_x – коефіцієнти тепловіддачі від прісної води до стінок труб і від стінок труб до заборотної води відповідно, Вт/(м² · К);

$R_{\partial p_2}$ та $R_{\partial p_x}$ – термічні опори забруднень з гарячого та холодного боку стінок відповідно, (м² · К)/Вт;

λ_{cm} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб, Вт/(м · К);

δ_{cm} – товщина стінок труб, м.

Термічний опір забруднень, за рекомендаціями [23], у розрахунках можна встановити для гарячого боку стінок – як для дистильованої води $R_{\partial p_2} = 0,86 \cdot 10^{-4}$ (м² · К)/Вт, а для холодного боку – як для морської води $R_{\partial p_x} = (2,1 \dots 5,3) \cdot 10^{-4}$ (м² · К)/Вт.

Для теплообмінника, що розглядається, обмежувальною для коефіцієнта теплопередачі є тепловіддача природною конвекцією від зовнішньої поверхні труб до заборотної води, коефіцієнт якої можна оцінити за критеріальним рівнянням

$$\alpha_x = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \cdot K \cdot \frac{\lambda}{\chi},$$

де $Gr = \frac{g\chi^3\beta\Delta t}{\nu^2}$ – число Грасгофа;

$\chi = H$ – характерний розмір, м;

ν – кінематична в'язкість заборотної води, м²/с;

Pr – число Прандтля для заборотної води;

λ – коефіцієнт теплопровідності заборотної води, Вт/(м · К).

За виконання умови $(Gr \cdot Pr) \leq 10^9$ (для ламінарного руху) емпіричні коефіцієнти дорівнюють [24]:

$$C = 0,8; \quad n = 0,25; \quad K = \left[1 + \left(1 + \frac{1}{\sqrt{Pr}} \right)^2 \right]^{-0,25}.$$

За умови $(Gr \cdot Pr) > 10^9$ (для турбулентного руху):

$$C = 0,0246; \quad n = 0,4; \quad K = \left[\frac{Pr^{1/6}}{1 + 0,494 \cdot Pr^{2/3}} \right]^{0,4}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від прісної води до внутрішніх стінок труб:

$$\alpha_z = C \cdot Re_{fw}^m \cdot Pr_{fw}^n \cdot K \cdot \frac{\lambda_{fw}}{d_e},$$

де $Re_{fw} = \frac{wd_e}{\nu_{fw}}$ – число Рейнольдса для прісної води;

d_e – еквівалентний діаметр (у цьому випадку внутрішній діаметр труб), м;

w – швидкість руху прісної води в трубах, м/с;

ν_{fw} – кінематична в'язкість прісної води, м²/с;

Pr_{fw} – число Прандтля для прісної води;

λ_{fw} – коефіцієнт теплопровідності прісної води, Вт/(м · К).

Для турбулентного руху води в трубах ($Re_{fw} \geq 10\,000$) емпіричні коефіцієнти [24]:

$$C = 0,027; \quad m = 0,8; \quad n = 0,33; \quad K = \left(\frac{\mu_{fw}}{\mu_{ст}} \right)^{0,14},$$

де μ_{fw} – динамічна в'язкість прісної води за її середньої температури, Па · с;

$\mu_{ст}$ – динамічна в'язкість прісної води за температури стінки, Па · с.

Для реалізованої в теплообміннику схеми руху теплоносіїв (рис. 4) середній

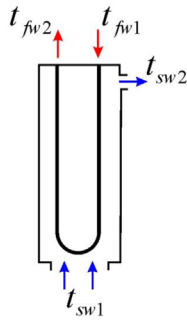


Рис. 4. Розрахункова схема руху теплоносіїв

температурний напір визначимо за формулою:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t'_{cp} \varepsilon_{\Delta t},$$

$$\text{де } \Delta t'_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}} - \text{середній температур-}$$

ний напір, визначений для протитоку (для цього випадку $\Delta t_{\delta} = t_{fw1} - t_{sw2}$ та $\Delta t_m = t_{fw2} - t_{sw1}$);

$\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ – поправка на відхилення схеми руху теплоносіїв від протитоку (визначається залежно від коефіцієнтів P та R за допомогою спеціальних номограм, складених для кожної схеми руху теплоносіїв окремо; див., наприклад, [23, с. 48]).

Функціональні коефіцієнти, які впливають на величину цієї поправки:

$$P = \frac{t_{sw2} - t_{sw1}}{t_{fw1} - t_{sw1}} \quad \text{та} \quad R = \frac{t_{fw1} - t_{fw2}}{t_{sw2} - t_{sw1}}.$$

Використовуючи традиційну для методу логарифмічного середнього температурного напору послідовність конструктивного теплового розрахунку, оцінимо вплив вихідної теплової потужності Q_{oxl} на характеристики теплообмінного апарата типу «бокс-кулер».

Для аналізу вважатимемо, що труби теплообмінника розміром $16 \times 0,8$ мм виконані з мідно-нікелевого сплаву МНЖМц10–1–1 ($\text{CuNi}_{10}\text{Fe}_1\text{Mn}$), який має теплопровідність $\lambda_{cm} = 50$ Вт/(м · К). Висота пучка труб $H = 1,5$ м. Незмінними також візьмемо параметри: $t_{fw1} = 43$ °С; $t_{fw2} = 31$ °С; $t_{sw1} = 15$ °С; $\mu = 0,41$; $R_{\delta pz} = 0,86 \cdot 10^{-4}$ (м² · К)/Вт; $R_{\delta px} = 4 \cdot 10^{-4}$ (м² · К)/Вт; $w = 2$ м/с.

Результати розрахунку свідчать про те, що за фіксованих значень указаних параметрів якісні характеристики теплопередачі за варіювання Q_{oxl} залишаються майже незмінними: $\text{Gr} \cdot \text{Pr} = 9,64 \cdot 10^{11}$; $\alpha_x = 477$ Вт/(м² · К); $\text{Re}_{fw} = 40\,742$; $\alpha_z = 9592$ Вт/(м² · К); $k = 370$ Вт/(м² · К); $\Delta t_{cp} = (19,6 \dots 19,8)$ °С. Зміна Q_{oxl} веде лише до майже прямопропорційної зміни кількісних показників – витрат заборотної G_{sw} та прісної води G_{fw} , що добре видно з рис. 5, а. Залежність потрібної площі теплообмінної поверхні бокс-кулера від вихідного теплового навантаження на нього показана на рис. 5, б.

Враховуючи, що обмежувальний вплив на теплопередачу в теплообміннику має тепловіддача від зовнішньої поверхні труб до заборотної води, яка реалізується внаслідок природної конвекції, окремо розглянемо вплив на цей фактор висоти пучка труб H та температури заборотної води t_{sw1} . Розрахунки проводитимемо за раніше вказаних фіксованих параметрів за умови $Q_{oxl} = 1000$ кВт.

У першому випадку за незмінного значення $t_{sw1} = 15$ °С варіюємо висоту пучка труб H у діапазоні від 1 до 2 м. Результати розрахунків наведені на рис. 6.

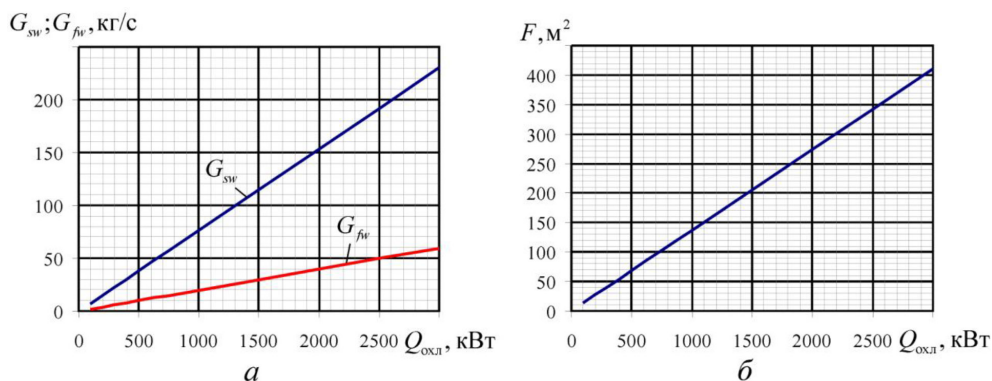


Рис. 5. Залежність витрат теплоносіїв (а) та необхідної площі теплообмінної поверхні (б) від теплового навантаження на бокс-кулер

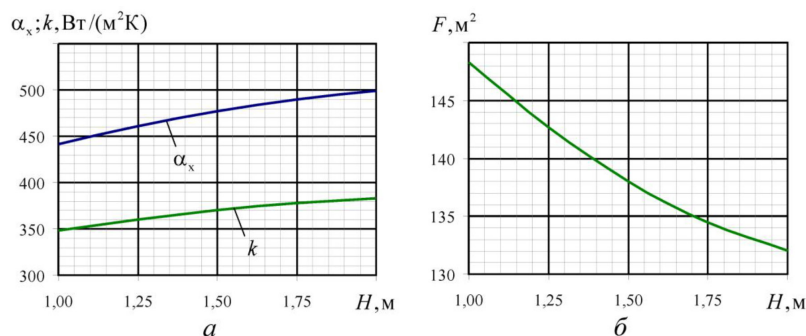


Рис. 6. Залежність коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі (а) та необхідної площі теплообмінної поверхні (б) від висоти пучка труб

Характер зміни коефіцієнта тепловіддачі α_x математично пояснюється функціональною залежністю цього параметра від H , яка впливає із відповідного критеріального рівняння. Збільшення висоти пучка труб з 1 до 2 м веде до збільшення коефіцієнта α_x на 13 %. Унаслідок цього коефіцієнт теплопередачі k зростає на 10 %, а необхідна площа теплообмінної поверхні F зменшується на 11 %.

У другому випадку за незмінного значення $H = 1,5$ м варіюємо температуру заборотної води на вході в кінгстонний ящик t_{sw1} у діапазоні від 15 до 25 °С. Результати розрахунків наведені на рис. 7.

Зростання температури заборотної води t_{sw1} зумовлює зменшення перепаду температур Δt (в аналізованому діапазоні з 17,0 до 8,8 К) і відповідне зменшення числа Грасгофа, що призводить до зниження коефіцієнта тепловіддачі α_x (на 10 %) та коефіцієнта теплопередачі k (на 8 %). Слід зазначити, що значне зростання необхідної площі теплообмінної поверхні F (в 2,18 раза) пояснюється здебільшого не впливом тепловіддачі α_x , а одночасним зменшенням середнього температурного напору Δt_{cp} (з 19,6 до 9,8 К).

Висновки

1. Розглянуто особливості теплового конструктивного розрахунку теплообмінних апаратів типу «бокс-кулер» для двоконтурних систем охолодження судових газотурбінних установок.

2. Складено математичну модель цього теплообмінного апарата, яка може бути використана як для його проектування, так і для перевірного аналізу роботи на різних режимах.

3. Проаналізовано вплив вихідної теплової потужності Q_{oxl} на характеристики теплообмінного апарата; встановлено залежність від неї якісних та кількісних показників теплопередачі.

4. З огляду на обмежувальний вплив на передачу тепла тепловіддачі від зовнішньої поверхні труб до заборотної води детально розглянуто вплив на цей фактор висоти пучка труб і температури заборотної води. Визначено, що зростання останньої веде не лише до погіршення тепловіддачі, але й до одночасного зменшення в теплообміннику середнього температурного напору.

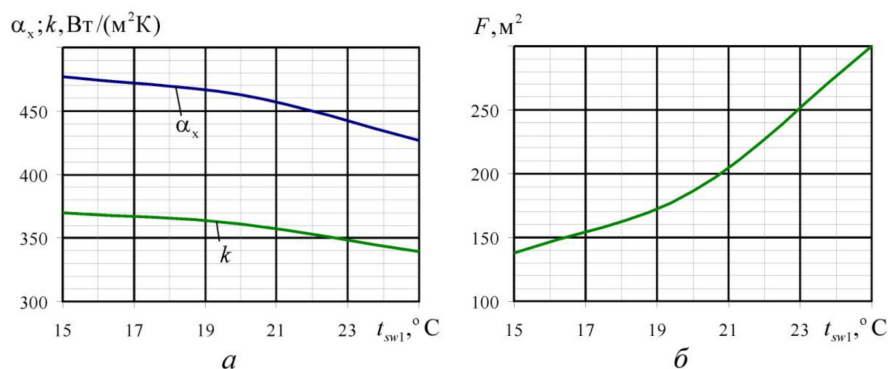


Рис. 7. Залежність коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі (а) та необхідної площі теплообмінної поверхні (б) від температури заборотної води

5. Потрібні подальші дослідження, пов'язані з аналізом впливу експлуатаційних факторів, зокрема факторів зовнішнього середовища, на роботу та теплові характеристики теплообмінних апаратів типу «бокс-кулер».

Список літератури

- [1] 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.
- [2] Dere C. & Deniz C. Load optimization of central cooling system pumps of a container ship for the slow steaming conditions to enhance the energy efficiency. *Journal of Cleaner Production*. 2019. Vol. 222, pp. 206–217.
- [3] Jeon T. & Lee Y. (2025). Energy saving in ship central cooling systems: IMC-tuned PID with feedforward control. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2025. Vol. 13 (3), p. 510.
- [4] Olsen A.A. Central cooling system. In: *Introduction to Ship Engine Room Systems*; Routledge: London, UK, 2023; pp. 211–217.
- [5] Koenhardono E.S. Performance improvement of hopper cooling system on traditional fishing boats due to excessive cooling. *Kapal: Jurnal Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Kelautan*. 2020. Vol. 17, no. 2, pp. 58–64.
- [6] Nitonye S. Design calculations for the cooling water system of a tug boat. *World Journal of Engineering Research and Technology*. 2017. Vol. 3, no. 4, pp. 9–26.
- [7] Zapalowicz Z. & Zenczak W. Seawater cooling of PV modules on ships in Swinoujscie / Poland harbour. *Heliyon*. 2022. Vol. 8(8), e10078.
- [8] Козирко О. А. Актуальність розвитку технологій використання теплообмінних апаратів типу «бокс кулер» в системах охолодження енергетичного обладнання. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування* : матеріали VIII Міжн. наук.-техн. конференції. Миколаїв, НУК, 2024. С. 129–132.
- [9] Aijjou A., Bahatti L., & Raihani, A. Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation. *2018 4th International Conference on Optimization and Applications (ICOA)*, Mohammedia, Morocco, 2018 (pp. 1–6).
- [10] Młynarczyk A. Box coolers as an alternative to existing cooling systems. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*. 2013. Vol. 36, no. 108, pp. 131–136.
- [11] Gali R. & Kumar V R. Corrosion studies of various salt solutions on metals and alloys. *Global Journal of Engineering and Technology Advances*. 2023. Vol. 16 (03), pp. 007–018.
- [12] Chen D., Zhou W., Ji Y., & Dong C. Applications of density functional theory to corrosion and prevention of metals: a review. *Materials Genome Engineering Advances*. 2025. Vol. 3(1), e83.
- [13] Li Q., Gong L., Chen X., Gadd G., & Liu D. Dual role of microorganisms in metal corrosion: a review of mechanisms of corrosion promotion and inhibition. *Frontiers in Microbiology*. 2025. Vol. 16, 1552103.
- [14] Hua M., Jiang R, Lu Y., & Zhao Y. Self-powered electrochemical protection for marine corrosion and fouling control: principles, advances, and prospects. *Nano Energy*. 2025. Vol. 135, 110676.
- [15] Ceylan B., Karatug C., Ejder E., Uyanik T., & Arslanoglu Y. Risk assessment of sea chest fouling on the ship machinery systems by using both FMEA method and ERS process. *Australian Journal of Maritime & Ocean Affairs*. 2022. Vol. 15 (4), pp. 414–433.
- [16] WEKA boxcoolers B.V. Installation manual for WEKA boxcoolers. 2018. URL: <https://www.fernstrum.com/wp-content/uploads/2020/03/WEKA-Boxcooler-Installation-Manual.pdf>
- [17] Kelvion Holding GmbH. Efficient and space saving cooling. 2025. URL: https://d2xjeen3zaup4u.cloudfront.net/asset/767398133948/document_e1ifvja0hp4ep1pb8m2o77521e/PLB_Boxcooler_EN.pdf
- [18] NRF Thermal Engineering B.V. NRF instruction manual. 2021. URL: <https://www.nrf.eu/wp-content/uploads/2021/06/NRF-Boxcooler-inside-mounting-instruction-manual-total-2021.pdf>
- [19] Duramax Marine LLC. Box cooler installation manual. 2013. URL: <https://www.duramaxmarine.com/pdf/BoxCoolerInstallManual.pdf>

- [20] Lienhard IV. J. & Lienhard V. J. A heat transfer textbook. Cambridge: Phlogiston Press, 2020. 784 p.
- [21] 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, p. 679.
- [22] Idel'chik I.E. Handbook of hydraulic resistance: Coefficients of local resistance and of friction. Jerusalem: Israel Program for Scientific Translations Ltd., 1996. 526 p.
- [23] Kakas S., Liu H., & Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2012. 624 p.
- [24] Wong, H. Handbook of essential formulae and data on heat transfer for engineers. London and New York: Longman Group, 1977. 216 p.

© Патлайчук В. М., Козирко О. А.

Дата надходження статті до редакції: 23.04.2025

Дата затвердження статті до друку: 18.05.2025

Дата публікації статті: 04.11.2025

