

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

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

XVII Міжнародна науково-технічна конференція

МАТЕРІАЛИ

22–23 жовтня 2026 рік

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



ВИДАВНИЦТВО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМ. АДМІРАЛА МАКАРОВА

2026

ОРГАНІЗАТОРИ КОНФЕРЕНЦІЇ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ І МОН УКРАЇНИ
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 (Таджикистан); Кошалінський технічний університет, ректор (Польща); Гданьський технологічний університет (Польща); Празький університет хімії і технології (Чеська республіка); Батумський навчально-навігаційний університет (Грузія); ДУ Національний антарктичний науковий центр; Університет Аальборгу (Данія).

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

I-66 **Інновації** в суднобудуванні та океанотехніці : XVII Міжнародна науково-технічна конференція : матеріали. – Миколаїв : НУК, 2026. – 896 с.

ISBN 978-966-321-510-5

У збірнику наведені матеріали XVII 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 978-966-321-510-5

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2026

STUDY OF THE INFLUENCE OF INTERLAYER THICKNESS AND RIGIDITY ON THE STRESS-STRAIN STATE OF WELDED AND BRAZED JOINTS OF HEAT-RESISTANT ALLOYS UNDER THERMAL LOADING Matviienko M.V.	143
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГІБРИДНИХ СИНТАКТНИХ КОМПОЗИТІВ ДЛЯ КОРПУСІВ МАЛИХ СУДЕН Нужин А.Г.	145
ФЕНОМЕНОЛОГІЧНА МОДЕЛЬ КІНЕТИКИ ФАЗОВИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ У ПРУЖИННИХ ЕЛЕМЕНТАХ ІЗ СПЛАВІВ З ЕФЕКТОМ ПАМ'ЯТІ ФОРМИ Познанський А.С., Поліщук В.А.	147
РОЗРАХУНОК ПОГОННОЇ ЕНЕРГІЇ ПРИ ЗВАРЮВАННІ АНКЕРНИХ СТРИЖНІВ РОЗТЯГНУТОЮ ДУГОЮ ПІД ФЛЮСОМ Гладченко Д.С., Драган С.В., Чигрін В.О.	149
МЕТОДИ МОДЕЛЮВАННЯ ПОРИСТОЇ СТРУКТУРИ ПОРОШКОВИХ І ВОЛОКНОВИХ КОМПОЗИТІВ Казимиренко Ю.О., Кібаров О.І.	151
УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОФІЛЮВАННЯ ТОНКОСТІННИХ ПРОФІЛІВ З МАЛОПЛАСТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ Новошицький А.В., Боду С.Ж., Фабріційєв Д.В.	153
ОГЛЯД ВПЛИВУ АЛМАЗІВ НА ТРИБОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ В СПРЯЖЕННЯХ КОВЗАННЯ МАШИН Ошовський В.Я.	155
СЕКЦІЯ 3. ЕФЕКТИВНІСТЬ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА СИСТЕМ	
АДАПТАЦІЯ СЕРІЙНИХ АЕРОДЕРИВАТИВНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ ДО УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПЛАВУЧОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ПЛАТФОРМИ Чередніченко О.К., Личко Б.М., Коробейнікова Н.В., Косоруков Є.Є.	159
ЗАСТОСУВАННЯ ГІБРИДНИХ ПРОПУЛЬСИВНИХ УСТАНОВОК ПРИ СТВОРЕННІ СУЧАСНИХ БЕЗЕКИПАЖНИХ ПЛАТФОРМ Волошин А.Ю., Стодоля О.В.	161
АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ТВЕРДООКСИДНОГО ПАЛИВНОГО ЕЛЕМЕНТА У СКЛАДІ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ВОДНЮ ІЗ СІРКОВОДНЮ Ткач М.Р., Тимошевський Б.Г., Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю.	164
ФОРМИ ТА ЧАСТОТИ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ПОРШНЯ МОТОЦИКЛЕТНОГО ДВИГУНА Ткач М.Р., Галинкін Ю.М., Монахов А.А., Семенов Н.М.	166
АНАЛІЗ ЗАКОНУ РОЗПОДІЛУ ЙМОВІРНОСТЕЙ ВИПАДКОВИХ ВЕЛИЧИН МАКСИМАЛЬНОГО ТИСКУ ЗГОРЯННЯ НА НОРМАЛЬНІСТЬ ПРИ РОБОТІ ДВЗ НА РІЗНИХ ВИДАХ ПАЛИВА Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю.	168
АНАЛІЗ СТУПЕНЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВЗ ПРИ РОБОТІ НА РІЗНИХ ВИДАХ ПАЛИВА Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю.	171
ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ЕЛЕМЕНТІВ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК ПРИ СПАЛЮВАННІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ РІЗНОЇ ЯКОСТІ Димо Б.В., Колбасенко О.В., Анастасенко С.М., Багдасарян О.В., Щербіна А.О., Степенко С.В.	174
GAS TURBINE POWER PLANTS WITH SUPERCRITICAL CO ₂ : CURRENT STATUS AND IMPLEMENTATION PROBLEMS Patlaichuk V.M.	177
MATHEMATICAL MODELING OF HEAT TRANSFER PROCESSES IN THE "BOX-COOLER" TYPE HEAT EXCHANGER Patlaichuk V.M., Kozyrko O.A., ...	179
INFLUENCE OF OPERATING AND GEOMETRIC PARAMETERS ON THE CHARACTERISTICS OF THE "BOX-COOLER" HEAT EXCHANGER Patlaichuk V.M., Kozyrko O.A.	181

UDC 621.4

MATHEMATICAL MODELING OF HEAT TRANSFER PROCESSES IN THE “BOX-COOLER” TYPE HEAT EXCHANGER

Patlaichuk V.M.,

Head of the Department of Turbines

volodymyr.patlaichuk@nuos.edu.ua

Kozyrko O.A.,

Postgraduate student of the Department of Turbines

oleh.kozyrko@nuos.edu.ua

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolaiv, Ukraine*

Abstract. The features of thermal design calculation of the “box-cooler” type heat exchangers are considered. A mathematical model of this heat exchanger is developed.

Keywords: ship power engineering; heat exchanger; box cooler; mathematical model; heat transfer.

The “box-cooler” type heat exchanger consists of a bundle of U-shaped tubes fixed in a tube sheet and vertically arranged in the ship’s sea chest. Cooling of the fresh water passing through these tubes is carried out mainly by natural convection of the sea water in the sea chest [1; 2; 3]. Circulation and constant renewal of the sea water is ensured by special openings in the inlet and outlet grilles (Fig. 1).

The removal of heat from the fresh water of the first cooling circuit of the ship power plant in the box-cooler is a multi-stage process, which can be conventionally divided into the following stages:

- the process of heat transfer by convection from the fresh water of the cooling system to the inner walls of the box cooler pipes;
- the process of heat transfer by thermal conduction through the walls of pipes;
- the process of heat transfer by convection from the outer walls of the pipes to the sea water located inside the sea chest;
- the process of heat exchange between the seawater inside the sea chest and the seawater washing the box from the outside.

1. The process of heat exchange between the seawater inside the sea chest and the seawater washing this box from the outside is realized by heat transfer through the sea chest wall and by water exchange due to natural circulation.

The heat flow removed by the seawater due to natural circulation will be equal to:

$$Q_{sw} = G_{sw} c_p \Delta t_{sw} = \mu F_{bx} \rho c_p \Delta t_{sw} \sqrt{2\beta \Delta t g H}, \text{ kW},$$

where G_{sw} – mass flow of seawater through the sea chest due to natural convection, kg/s; c_p – specific heat capacity of seawater, kJ/(kg·K); $\Delta t_{sw} = t_{sw2} - t_{sw1}$ – temperature difference of seawater at the outlet and inlet of the sea chest, K; μ – flow ratio; F_{bx} – area of the passage section of the entrance grille, m²; ρ – density of seawater, kg/m³;

β – coefficient of volumetric thermal expansion of seawater; 1/K; $\Delta t = t_{ct} - t_{sw1}$ – difference between the average temperature of the outer walls of the heat exchanger along the length and the temperature of the sea water at the entrance to the sea chest, K; $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ – acceleration of free fall; H – height of the heat exchanger tube bundle, m.

2. The process of transferring heat from the fresh water of the cooling system to the sea water inside the sea chest.

The tubes used to create a box cooler can be characterized as having thin cylindrical walls (their outer diameter to inner diameter ratio does not exceed 1.5). Therefore, to calculate the heat transfer through them, a universal formula for a flat multilayer wall can be used [4]:

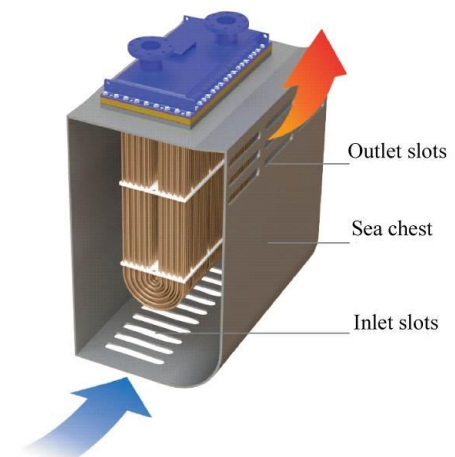


Figure 1 – Design of the heat exchanger [2]

$$Q_{\text{охл}} = k F \Delta t_{\text{cp}} \cdot 10^{-3} = \frac{F \Delta t_{\text{cp}} \cdot 10^{-3}}{\frac{1}{\alpha_r} + R_{\text{гр}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{грх}} + \frac{1}{\alpha_x}},$$

where k – average heat transfer coefficient for the entire heat exchange surface, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; F – surface area of the pipes on the side where the heat transfer coefficient is lower (in this case, this is the outer surface), m^2 ; Δt_{cp} – average temperature head, K ; α_r and α_x – heat transfer coefficients, respectively, from fresh water to pipe walls and from pipe walls to sea water, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $R_{\text{гр}}$ and $R_{\text{грх}}$ – thermal resistance of pollution, respectively, from the hot and cold side of the walls, $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$; $\lambda_{\text{ст}}$ – thermal conductivity coefficient of the pipe material, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; $\delta_{\text{ст}}$ – pipe wall thickness, m .

For the heat exchanger under consideration, the limiting factor for the heat transfer coefficient is the heat transfer by natural convection from the outer surface of the pipes to the sea water, the coefficient of which can be estimated by the criterion equation

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

where $\text{Gr} = \frac{g \chi^3 \beta \Delta t}{\nu^2}$ – Grashof number; $\chi = H$ – characteristic size, m ; ν – kinematic viscosity of seawater, m^2/s ; Pr – Prandtl number for seawater; λ – thermal conductivity coefficient of seawater, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

When the condition is met $(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) \leq 10^9$ (for laminar motion) the empirical coefficients are equal to [5]:

$$C = 0.8; n = 0.25; K = \left[1 + \left(1 + \frac{1}{\sqrt{\text{Pr}}} \right)^2 \right]^{-0.25}.$$

Provided $(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) > 10^9$ (for turbulent motion):

$$C = 0.0246; n = 0.4; K = \left[\frac{\text{Pr}^{1/6}}{1 + 0.494 \cdot \text{Pr}^{2/3}} \right]^{0.4}.$$

Heat transfer coefficient from fresh water to the inner walls of the pipes:

$$\alpha_r = C \cdot \text{Re}_{\text{fw}}^m \cdot \text{Pr}_{\text{fw}}^n \cdot K \cdot \frac{\lambda_{\text{fw}}}{d_e},$$

where $\text{Re}_{\text{fw}} = \frac{w d_e}{\nu_{\text{fw}}}$ – Reynolds number for fresh water; d_e – equivalent diameter (in this case, the inner diameter of the pipes), m ; w – speed of fresh water in pipes, m/s ; ν_{fw} – kinematic viscosity of fresh water, m^2/s ; Pr_{fw} – Prandtl number for fresh water; λ_{fw} – thermal conductivity coefficient of fresh water, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

For turbulent water movement in pipes ($\text{Re}_{\text{fw}} \geq 10000$) empirical coefficients [5]:

$$C = 0.027; m = 0.8; n = 0.33; K = \left(\frac{\mu_{\text{fw}}}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0.14},$$

where μ_{fw} – dynamic viscosity of fresh water at its average temperature, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; $\mu_{\text{ст}}$ – dynamic viscosity of fresh water at wall temperature, $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

For the coolant flow scheme implemented in the heat exchanger, the average temperature head is determined by the formula:

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

where $\Delta t'_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$ – average temperature head determined for counterflow (for this case $\Delta t_{\text{с}} = t_{\text{fw1}} - t_{\text{sw2}}$ and

$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{fw2}} - t_{\text{sw1}}$); $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ – correction for deviation of the coolant flow pattern from counterflow (determined

depending on the coefficients P and R using special nomograms compiled for each coolant flow scheme separately (see, for example, [6, p. 48]).

Functional coefficients that affect the value of this correction:

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

Conclusions

1. In the process of mathematical modeling, the features of thermal design calculation of the “box-cooler” type heat exchangers for double-circuit cooling systems of ship power plants were considered.
2. A mathematical model of this heat exchanger has been developed, which can be used both for its design and for verification analysis of operation in various modes.

References

- [1]. Патлайчук В. М., Козирко О. А. Аналіз можливостей використання теплообмінників «бокс-кулер» в системах охолодження суднових газотурбінних агрегатів. *Збірник наукових праць НУК*. 2025. № 2. С. 95–103.
- [2]. Patlaichuk V. M., Kozyrko O. A. Using of box coolers in central cooling systems of ship power plants. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці* : Матеріали XVI Міжн. наук.-техн. конференції. Миколаїв: НУК, 2025. С. 241–244.
- [3]. Patlaichuk V. M., Kozyrko O. A. Estimation of the thermal load on the ship’s cooling system from gas turbine engines and their systems. *Суднова енергетика: стан і проблеми*: Матеріали XII Міжн. наук.-техн. конф. Миколаїв: НУК, 2025. С. 232–235.
- [4]. Lienhard IV J., Lienhard V J. A heat transfer textbook. Cambridge: Phlogiston Press, 2020. 784 p.
- [5]. Wong H. Handbook of essential formulae and data on heat transfer for engineers. London and New York: Longman Group, 1977. 216 p.
- [6]. Kakas S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2012. 624 p.

UDC 621.4

INFLUENCE OF OPERATING AND GEOMETRIC PARAMETERS ON THE CHARACTERISTICS OF THE “BOX-COOLER” HEAT EXCHANGER

Patlaichuk V.M.,

*Head of the Department of Turbines
volodymyr.patlaichuk@nuos.edu.ua*

Kozyrko O.A.,

*Postgraduate student of the Department of Turbines
oleh.kozyrko@nuos.edu.ua
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolaiv, Ukraine*

Abstract. The influence of the output thermal power on the characteristics of the heat exchanger is analyzed. The influence of the height of the tube bundle and the temperature of the seawater on the heat transfer from the tube surface to the seawater is considered in detail.

Keywords: ship power engineering; heat exchanger; box cooler; operational parameters; geometric parameters.

In recent years, box-cooler heat exchangers have become widespread in the power plants of small and medium-displacement vessels [1–3]. The purpose of this study was to analyze the features of thermal calculation of box-cooler heat exchangers for double-circuit cooling systems of ship gas turbine units. The working processes in box-cooler heat exchangers were chosen as the object of study. The subject of the study was the thermal characteristics of these heat exchangers.

The heat flow $Q_{охл}$ that must be removed to the sea water from marine simple cycle gas turbine power plants in the vast majority of cases is regulated by the amount of heat removed during cooling of the oil from the lubrication systems of the gas turbine engine and its gearbox. Based on the developed mathematical model [4],