

**Козьмініх М.А.**

Національний університет «Одеська морська академія»

**Василець Д.І.**

Національний університет «Одеська морська академія»

## ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧІВ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

*У сучасних умовах розвиток транспортних холодильних установок, зокрема холодильного обладнання, що використовується на морських судах, під час вирішення питання підвищення їх ефективності потребує комплексного підходу. З одного боку, необхідно забезпечити ефективне охолодження та підтримання заданих умов в об'єкті, будь то рефрижераторний трюм, контейнер чи система комфортного кондиціонування повітря, при можливих найкращих масово-габаритних характеристиках холодильного обладнання, з іншого – отримати характеристики оптимального режиму роботи обладнання та пристроїв із метою мінімізації експлуатаційних енерговитрат. Водночас потрібно дотримуватися екологічних умов щодо впливу на озоновий шар атмосфери та чинники глобального потепління.*

*У статті розглянуті та обґрунтовані можливі варіанти оптимізації експлуатаційних режимів та обрання конструкції повітроохолоджувачів, що входять до складу більшості сучасних транспортних холодильних установок.*

*Як базовий показник визначена мінімізація витрат на виробку холоду.*

*Пропонується досягнути зниження енерговитрат шляхом впливу на об'ємну витрату повітря та коефіцієнт теплопередачі в повітроохолоджувачі.*

*Як параметр для оцінки режиму роботи обрана швидкість повітря в живому перетині повітроохолоджувача та проаналізований взаємовплив швидкості повітря і коефіцієнту теплопередачі для різних типів теплообмінних поверхонь.*

*За умови вибору в якості параметра управління швидкості повітря пропонується розглядати коефіцієнт тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні як функцію багатьох дискретно обраних значень швидкості повітря, що дозволяє визначити екстремум функції, її максимум та виконання оптимальних умов, а саме – мінімально можливе значення співвідношення сумарних експлуатаційних витрат до холодопродуктивності.*

*Для визначення оптимальних значень швидкості повітря пропонується графоаналітичний метод, що базується на розгляді функціональної залежності собівартості виробки холоду від швидкості повітря повітроохолоджувачі.*

*Наведені значення коефіцієнтів тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні, швидкостей повітря та необхідної потужності електровентиляторів відповідних оптимальним режимам для типових теплообмінних поверхонь.*

*Пропонується використання вентиляторів із безколекторними електронно-комутованими з двигунами з метою спрощення регулювання швидкості повітря.*

**Ключові слова:** *холодильна установка, енергоспоживання, повітроохолоджувач, оптимізація, швидкість повітря, теплопередача.*

**Постановка проблеми.** Сьогодні енерговитрати при експлуатації суднового холодильного обладнання набувають достатньо вагомого значення в складі загальних енерговитрат, що необхідні в умовах морського судна. Особливо ця проблема відчувається для сучасних великих суден контейнеровозів, деякі з них можуть перевозити до 2000 рефрижераторних контейнерів водночас. Загальна потреба однієї холодильної установки, що

обслуговує один такий контейнер під час його знаходження на борту судна, сягає приблизно 5–7 кВт. Для систем комфортного кондиціонування повітря морських транспортних суден, за умови їх роботи в піковому режимі, потреба в електроенергії складає 70–120 кВт, а для пасажирських круїзних лайнерів може сягати кількох тисяч.

Головними споживачами енергії у складі холодильної установки є холодильні компресори, венти-

лятори повітроохолоджувачів та вентилятори повітряних конденсаторів, за умови їх застосування.

У суднових холодильних установках, включаючи установки рефрижераторних контейнерів, поширені повітроохолоджувачі з секцій оребрених труб з різним типом оребрення [1; 2], що обумовлено достатньо добрими масо-габаритними характеристиками, порівняльно низькою ємністю по холодильному агенту, можливістю ефективного рішення задачі автоматизації, особливо за умови використання електронних регулюючих вентилів та сучасних безколекторних електронних комутованих електродвигунів [5].

**Виклад основного матеріалу.** Для більшості повітроохолоджувачів, що експлуатуються в складі суднових холодильних установок, потужність електродвигунів вентиляторів сягає 20–25% від загальної потужності необхідної для забезпечення працездатності холодильного обладнання. У зв'язку із цим зниження енерговитрат під час експлуатації повітроохолоджувачів має неабияку актуальність.

Одним з основних напрямків рішення цієї проблеми є визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача. При цьому необхідно забезпечити інтенсифікацію теплопереносу від повітря до охолоджуючої робочої речовини та мінімізацію можливих витрат, що може бути досягнуто за рахунок оптимізації швидкості повітря в живому перетині повітроохолоджувача.

Таким чином, фактично необхідно вирішити задачу мінімізації значення собівартості виробництва холоду.

$$S = C/Q_0,$$

де  $C$  – витрати на охолодження повітря;  $Q_0$  – холодопродуктивність повітроохолоджувача.

Загальні витрати на охолодження повітря залежать від витрат енергії та експлуатаційних витрат, пов'язаних з обслуговуванням та ремонтом системи та амортизаційних відрахувань. Останні два фактори фактично не залежать від режиму роботи системи охолодження.

Енерговитрати на охолодження повітря можуть бути визначені потужністю електродвигуна вентилятора відповідно до залежності:

$$N_e = [V_{II}(\Delta P_{no} + \Delta P_e)]/\eta_e, \quad (1)$$

де  $V_{II}$  – об'ємна витрата повітря в системі охолодження, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta P_{no}$  – аеродинамічний опір повітроохолоджувача, Па;

$\Delta P_e$  – динамічний напір, Па;

$\eta_e$  – ККД вентилятора.

Зниження енерговитрат, при фіксованій холодопродуктивності та застосованій в системі охолодження конструкції повітроохолоджувача, можливо шляхом впливу на об'ємну витрату повітря та коефіцієнт теплопередачі робочої поверхні повітроохолоджувача, оскільки інші параметри безпосередньо пов'язані або залежать від конструктивних особливостей обладнання системи охолодження.

Параметром, що дозволить отримати загальну оцінку режиму роботи вентилятора повітроохолоджувача, є швидкість повітря в живому перетині апарату, яка, в свою чергу, впливає на значення коефіцієнту теплопередачі.

Таким чином, проаналізувавши взаємовплив швидкості повітря та коефіцієнту теплопередачі та визначивши їх оптимальне співвідношення з точки зору витраченої енергії, стає можливим визначення оптимальних режимів роботи для повітроохолоджувача та його вентилятора.

З урахуванням утворення інею на робочій поверхні повітроохолоджувача при визначенні коефіцієнту теплопередачі можливо використати залежність:

$$k = [ (1/\alpha_3 \zeta E_p) + (\delta_{in}/\lambda_{in}) + (\beta' \beta_{in}/\alpha_{vn}) ]^{-1}, \quad (2)$$

де  $\alpha_3$  – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні, Вт/м<sup>2</sup>К;

$\zeta$  – коефіцієнт вологовипадіння;

$E_p$  – коефіцієнт, що характеризує ефективність оребреної поверхні повітроохолоджувача;

$\delta_{in}$  – товщина шару інею, м;

$\lambda_{in}$  – коефіцієнт теплопровідності інею, Вт/м<sup>2</sup>;

$\beta'$  – геометричний ступень оребрення;

$\beta_{in}$  – додатковий ступень оребрення інеєм;

$\alpha_{vn}$  – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні до холодоносія або холодильного агента, Вт/м<sup>2</sup>К.

Для визначення параметрів, що фігурують у формулі (2), можливо використання поширених залежностей наведених в літературі [3; 4].

Аналіз процесів, що мають місце під час охолодження повітря в повітроохолоджувачах холодильних установок, дозволяє зробити висновок, що збільшення  $k$ , тобто інтенсифікація процесу відтоку тепла від повітря, супроводжується найвищим ефектом за рахунок збільшення  $\alpha_3$ . Зростання останнього під час охолодження повітря досягається при фіксованій конструкції за рахунок збільшення швидкості повітря при проходженні скрізь живий перетин повітроохолоджувача.

Із достатнім ступенем імовірності залежність  $\alpha_3 = f(w_n)$  для поширених в повітроохолоджувачах теплообмінних поверхонь відповідає аналітичному виразу:

$$\alpha_3 = 0,85\psi w_n^a (\lambda_n / \nu_n) \quad (3)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості поверхні теплообміну;  $w_n$  швидкість повітря, м/с;  $\lambda_n$  – коефіцієнт теплопровідності повітря Вт/м<sup>2</sup>К;  $\nu_n$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м<sup>2</sup>/с;

$a$  – показник ступеню, що враховує тип компонування теплообмінної поверхні повітроохолоджувача (0.72 – при коридорному розташуванні труб, 0.65 – при шаховому розташуванні).

У свою чергу, коефіцієнт  $\psi$  можливо визначити як:

$$\psi' = C[(d+2\delta_{in})/(b-2\delta_{in})] (b-2\delta_{in})^a, \quad (4)$$

де  $C = 0.205$  при шаховому розташуванні труб,  $C = 0.096$  при коридорному розташуванні;  $d$  – діаметр труб повітроохолоджувача, м;  $b$  – відстань між сусідніми ребрами, м.

Якщо не враховувати вплив інею на інтенсивність теплообміну відповідно до наявних рекомендацій [2] коефіцієнт тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні можливо визначити таким чином:

$$\alpha_3 = (C\lambda_n/d_{екв})(w_n d_{екв}/\nu_n)^m (L/d_{екв})^n, \quad (5)$$

де  $L$  – довжина межреберного каналу, м;  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр живого перетину повітроохолоджувача, м;  $\nu_n$  – кінематична в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с

$$d_{екв} = [2(z_{тр} - d_3)(z_p - \delta_p)] / [(z_{тр} - d_3) + (z_p - \delta_p)], \quad (6)$$

де  $z_{тр}$  – крок трубок в повітроохолоджувачі, м;  $d_3$  – зовнішній діаметр трубок, м;  $z_p$  – крок оребрення, м;  $\delta_p$  – товщина ребер, м.

Показники ступеню  $n$  та  $m$  можуть бути визначені за такими емпіричними залежностями:

$$n = 0.45 + 0.066(L/d_{екв}),$$

$$m = -0.28 + 8R_e \cdot 10^{-5},$$

де  $R_e$  – критерій Рейнольдса, що враховує швидкість повітря, та конфігурацію теплообмінної поверхні.

Значення константи  $C$  залежить від співвідношення  $L/d_{екв}$  та швидкості повітря та може бути визначено за відомими залежностями [2].

Для аналізу процесів теплообміну були обрані повітроохолоджувачі з такими характеристиками:  $d_3 = 10$  та  $12$  мм,  $z_{тр} = 4, 5$  та  $7$  мм,  $\delta_p = 1$  мм.

Графічні залежності  $\alpha_3 = f(w_n)$ , побудовані на базі формули (5), наведені на рис. 1.

Якщо в якості параметра управління обрати швидкість повітря, можливо розглянути  $\alpha_3$  як функцію дискретно обраних значень швидкості повітря:

$$\alpha_3 = f(w_{n1}, w_{n2}, \dots, w_{ni}, \dots, w_{nm}), \quad (7)$$

де  $w_{n1}, w_{n2}, w_{ni}, w_{nm}$  – різні швидкості повітря м/с.

Функція багатой кількості змінних (7) буде мати екстремуми за умови:

$$d\alpha_3 = 0, \quad (8)$$

та максимум при

$$d^2\alpha_3 < 0 \quad (9)$$

Повну похідну функції можливо визначити як:

$$d\alpha_3 = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \alpha_{3i}}{\partial w_{ni}} dw_{ni} = 0$$

За фізичним змістом прирощення  $w_n$  не може дорівнювати 0. Таким чином, для визначення екстремуму необхідно виконання умов:

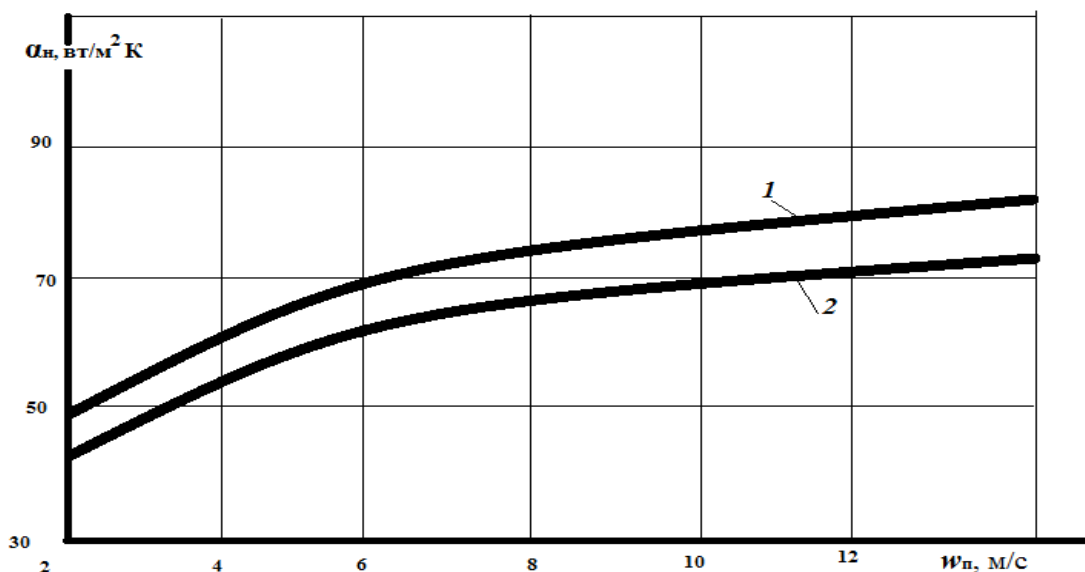


Рис. 1. Графічні залежності коефіцієнту тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні від швидкості повітря: 1-  $L/d_{екв} = 5$ , 2-  $L/d_{екв} = 10$

$$\partial \alpha_{31} / \partial w_{n1} = 0, \partial \alpha_{32} / \partial w_{n2} = 0 \dots, \partial \alpha_{3i} / \partial w_{ni} = 0, \dots, \partial \alpha_{3n} / \partial w_{nn} = 0.$$

При різних конструктивних характеристиках прохідного перетину повітроохолоджувачів крапки екстремумів функції  $\alpha_3 = f(w_n)$  не будуть співпадати, але розгляд характеристик, наведених на рис. 1, дозволяє зробити висновок, що розбіг між ними не буде перевищувати 10%.

Для виконання умови (8) необхідно та достатньо отримати рівність

$$\Theta_1 = \Theta_2 = \dots = \Theta_i = \dots = \Theta_n, \quad (10)$$

де

$$\Theta_i = \alpha_{3i} + w_{ni} \frac{\partial \alpha_{3i}}{\partial w_{ni}} \quad (11)$$

У даному випадку «i» визначає конкретну конфігурацію прохідного перетину повітроохолоджувача.

Залежність (11) дозволяє визначити екстремум функції багатьох змінних. Маючи визначені залежності  $\alpha_{3i} = f(w_{ni})$  для різних геометричних характеристик, можливо визначити значення  $\Theta_i$  та побудувати функції  $\Theta = f(w_{ni})$  та знайти умови, що задовольняють рівність (10), тобто визначити швидкість повітря для наявної геометрії прохідного перетину повітроохолоджувача. При цьому виконується умова (8). Для виконання оптимальної умови достатньою стає умова (9). Оскільки умова (9) є залежністю у квадратичній формі, необхідно виконання умови:

$$\partial \Theta_i / \partial w_{ni} < 0, \quad (12)$$

що не складно визначити з залежностей  $\Theta_i = f(w_{ni})$ .

Запропонована методика може бути використана під час вибору конструкції теплообмінних апаратів, зокрема повітроохолоджувачів, за умови завдання можливого діапазону зміни швидкості повітря та при рішенні зворотної задачі – визначення швидкості холодоносія в повітроохолоджувачах, залежно від його конструктивних характеристик, з урахуванням можливих змін аеродинамічного опору.

Якщо необхідно вирішити задачу мінімізації поточних витрат на одержання холоду, слід розглянути можливість мінімізації функції

$$\varphi_e = \Sigma C / \Sigma Q_0 \quad (13)$$

Припускаючи, що зміна поточних витрат зумовлюється, поперед усім, кількістю енергії, що споживає електричний вентилятор повітроохолоджувача, а зміна холодопродуктивності зумовлена зміною коефіцієнта тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні, можливо спростити функцію (2) до вигляду

$$\varphi_e = \Sigma N_e / \Sigma \alpha_3 \quad (14)$$

Параметри  $N_e$  та  $\alpha_3$  залежать від швидкості повітря, що було обґрунтовано вище.

Для визначення оптимального значення швидкості повітря найбільш простим шляхом є розгляд геометричної інтерпретації функції  $\varphi_e(w_n)$ .

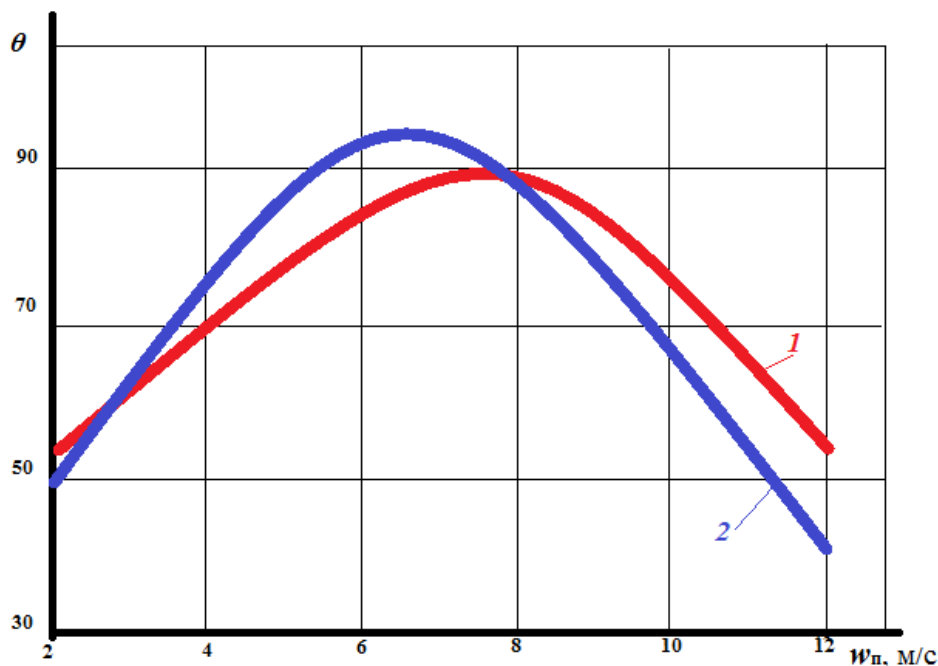


Рис. 2. Графічні залежності показника  $\Theta$  від швидкості повітря:  
1 -  $\alpha/d_{екв} = 5$ ; 2 -  $L/d_{екв} = 10$

На рис. 3 наведено графічне рішення для типового випадку повітроохолоджувача суднової системи комфортного кондиціонування повітря, яка забезпечує холодопродуктивність від 60 до 80 кВт для двох конструктивних типів трубчасто-пластинчастого оребрення.

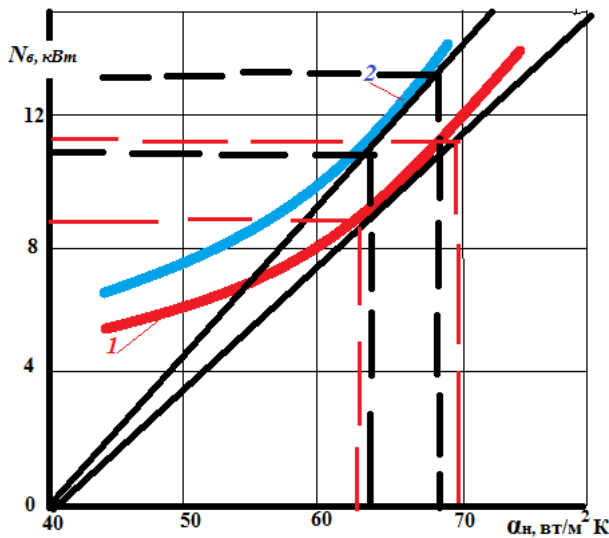


Рис. 3. Геометрична інтерпретація функції  $\varphi_e(w_n)$  при  $L/d_{екв} = 5(1)$  та при  $L/d_{екв} = 10(2)$

Застосовуючи запропоновану методику при визначенні оптимальної швидкості повітря в живому перетині повітроохолоджувача, потрібно отримати залежності  $\alpha_3 = f(N_g)$  для обраних характеристик повітроохолоджувача. Потужність, що споживається вентилятором, визначається з його характеристики або по розрахунковій залежності

$$N_g = V_n H_g k_g / \eta_g \eta_{ев},$$

де  $V_n$  – масова витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;

$H_g$  – напір, що забезпечує вентилятор при заданому режимі, Па;

$k_g$  – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна вентилятору;

$\eta_g$  – ККД вентилятору;

$\eta_{ев}$  – ККД електродвигуна.

Для розглянутих в якості приклада типів повітроохолоджувачів оптимальні режими можливо забезпечити при наступних значеннях характерних параметрів  $\alpha_3$  та  $N_g$  для  $L/d_{екв} = 5$ ,  $\alpha_3 = 60 \div 70$  Вт/(м<sup>3</sup>К),  $N_g \approx 9,0 \div 12$  кВт, що відповідає швидкості

повітря 4 ÷ 6 м/с; для  $L/d_{екв} = 10$ ,  $\alpha_3 = 55 \div 65$  Вт/(м<sup>3</sup>К);  $N_g \approx 9,5 \div 13$  кВт, що відповідає швидкості повітря 5 ÷ 7 м/с.

Водночас із визначенням оптимальної швидкості повітря можливо розглянути вибір типу застосованого вентилятору.

Для найбільш поширених у суднових системах комфортного кондиціонування повітря потужність електродвигунів вентиляторів центральних кондиціонерів складає 10 ÷ 12 кВт, однак можливість застосування безколекторних електронно-комутованих двигунів (Electronically Commutated) дозволяє знизити необхідні витрати енергії майже на 50% [5].

Ураховуючи, що регулювання подачі повітря для вентиляторів з такими двигунами значно спрощується, застосування їх стає доцільним та обґрунтованим не тільки в суднових системах кондиціонування, але й в повітроохолоджувачах рефрижераторних контейнерів та провізійних камер.

**Висновки.** Одним із доцільних напрямків зниження енерговитрат під час експлуатації систем охолодження, в яких використовується прилади охолодження з примусовою циркуляцією повітря, є визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача.

Забезпечення оптимального режиму може бути досягнуто шляхом впливу на об'ємну витрату повітря та коефіцієнт теплопередачі теплообмінної поверхні повітроохолоджувача.

Під час вибору як параметр управління, швидкості повітря в робочому перетині повітроохолоджувача виникає можливість розгляду інтенсивності теплообміну у вигляді функції багатьох дискретно обраних змінних, що дозволяє визначити її екстремум та максимум, що дозволить визначити оптимальні умови.

Методика визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача з використанням залежності  $\varphi_e = f(w_n)$  дозволяє вирішити задачу сумісного вибору конструктивних характеристик теплообмінної поверхні повітроохолоджувачів та вентиляторів, що їх обслуговують на етапі проектування, а під час експлуатації – забезпечити мінімізацію енерговитрат. Застосування такого підходу забезпечить до 50% зниження енерговитрат на експлуатацію повітроохолоджувача.

#### Список літератури:

1. Галян І.С., Козьмініх М.А. Ольшамовський В.С. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках. *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Вип. 38. Одеса : НУ «ОМА», 2019. С. 61–75.
2. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка. Київ : Наукова думка, 2000. 575 с.

3. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Санкт-Петербург : Судостроение, 1994. 503 с.
4. Кузьмин М.С. Энергосбережение при интенсификации теплообмена в системах кондиционирования зданий. «Academia, Архитектура и строительство». Вып. 2. 2015. С. 122–126.
5. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С. Удосконалення судових систем вентиляції та комфортного і технічного кондиціонування повітря. *Вчені записки таврійського національного університету ім. В.І. Вернадського, серія: Технічні науки*. том 31(70) № 1. 2020. С. 131–134.

#### **Kozminykh M.A., Vasylets D.I. DETERMINATION OF THE OPTIMAL MODE OF OPERATION AIR COOLERS FOR SHIP REFRIGERATION UNITS**

*In modern conditions, the development of transport refrigeration plants, in particular refrigeration equipment used on ships, in addressing the issue of improving their efficiency requires a comprehensive approach. On the one hand, it is necessary to ensure effective cooling and maintenance of specified conditions in the facility, whether refrigerated hold, container or comfortable air conditioning system, with the best possible mass and dimensions of refrigeration equipment, on the other – to obtain characteristics of optimal operation of equipment and devices. in order to minimize operational energy consumption.*

*At the same time, it is necessary to comply with environmental conditions regarding the impact on the ozone layer of the atmosphere and the factors of global warming.*

*The article considers and substantiates possible options for optimizing operating modes and choosing the design of air coolers, which are part of most modern transport refrigeration units.*

*Minimization of cold production costs is defined as a basic indicator.*

*It is proposed to achieve a reduction in energy consumption by influencing the volume flow of air and the heat transfer coefficient in the air cooler.*

*The air velocity in the living section of the air cooler was selected as a parameter for the evaluation of the operating mode and the interaction of air velocity and heat transfer coefficient for different types of heat exchange surfaces was analyzed.*

*From the condition of choice as a parameter of air velocity control, it is proposed to consider the heat transfer coefficient from air to the heat exchange surface as a function of many discretely selected values of air velocity, which allows to determine the extremum of the function, its maximum and fulfillment of optimal conditions costs for refrigeration capacity.*

*To determine the optimal values of air velocity, a graph-analytical method is proposed based on the consideration of the functional dependence of the cost of cold production on the air velocity of air coolers.*

*The values of heat transfer coefficients from air to the heat exchange surface, air velocities and the required power of electric fans corresponding to the optimal modes for typical heat exchange surfaces are given.*

*It is proposed to use fans with collectorless electronically commutated with motors in order to simplify the regulation of air speed.*

**Key words:** refrigeration, power consumption, air cooler, optimization, air speed, heat transfer.