



Svitlana A. Kuznetsova
Кузнецова
Світлана
Анатоліївна



Bohdan A. Bekov
Бєков Богдан
Андрійович



Anatolii P. Shevtsov
Шевцов
Анатолій
Павлович

УДК 621.4

IMPROVEMENT OF GAS-TURBINE PLANT BY POROUS AIR COOLING ON THE SURFACES OF DIRECT COMPRESSOR BLADES

**ВДОСКОНАЛЕННЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ПОРИСТИМ
ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ НА ПОВЕРХНЯХ НАПРЯМНИХ
ЛОПАТОК КОМПРЕСОРА**

DOI [https://doi.org/10.15589/smi2026.1\(22\).10](https://doi.org/10.15589/smi2026.1(22).10)

Svitlana A. Kuznetsova Кузнецова Світлана Анатоліївна, канд. техн. наук,
доц.

svitlana.kuznetsova@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0003-0823-0583

Bohdan A. Bekov

Бєков Богдан Андрійович, аспірант

bohdan.biekov53@gmail.com

ORCID 0009-0003-7029-2061

Anatolii P. Shevtsov

Шевцов Анатолій Павлович, докт. техн. наук, проф.

aootnet@ukr.net

ORCID 0000-0002-8692-6458

Abstract. The aim of the work is to substantiate a method for improving the technical and economic efficiency of simple- and combined-cycle gas turbine plants by reducing compression costs through porous air cooling on the surfaces of compressor guide vanes. The efficiency of evaporative cooling during compression of humid air under quasi-isothermal conditions was determined using mathematical modeling of heat and mass transfer processes during water evaporation under quasi-isothermal compression, taking into account heat conduction in the metal, heat transfer between the metal and the liquid and liquid flow in the porous structure. Air cooling is considered as a result of water evaporation and heat transfer on the surface of compressor guide vanes with heat conduction in their porous structure. The processes of water movement in the porous structure are analyzed considering the interaction of viscous and inertial forces. The developed one-dimensional and two-dimensional models made it possible to investigate temperature fields in the porous shell during water evaporation both on the external surface of pores and on the overall surface of the guide vane. This allowed estimating the potential reserve of water evaporation in the boundary layer near the porous surface of axial compressor guide vanes and determining the magnitude of air temperature reduction during compression. The scientific novelty of the obtained results corresponds to the further development of the thermogasdynamic processes theory in heat engines. The proposed integral criterion of cooling efficiency, defined as a combination of the specific water consumption and the thermal conductivity and porosity coefficients of the material, taking into account thermophysical and design constraints, makes it possible to determine the conditions for effective cooling of humid air in guide vanes under multicriteria optimization. The practical significance of the results lies in the use of the database of temperature field dependences in the porous shell as initial data for the development of guide vane prototypes for experimental studies under various conditions of humid air parameters and porosity characteristics.

Key words: efficiency; compression; degree; evaporation; water; utilization; heat; mass.

Анотація. Метою роботи є обґрунтування способу підвищення техніко-економічної ефективності газотурбінних установок простого та складного циклів за рахунок зниження витрат на стискання при пористому охолодженні повітря на поверхнях напрямних лопаток компресора. Ефективність випарного охолодження при стисканні вологого повітря в умовах квазіізотермічного процесу визначено математичним моделювання процесів тепло– і масопереносу при випаровуванні води в умовах квазіізотермічного стиснення з урахуванням теплопровідності у металі, теплообміну між металом і рідиною, рухом рідини в пористій конструкції. Охолодження повітря розглядається як результат випаровування води та теплообміну на поверхні напрямних лопаток компресора при теплопровідності в їх пористій структурі. Процеси руху води в пористій структурі розглянуті при взаємодії в'язкісних та інерційних сил. Представлені одновимірні та двовимірні моделі дозволили дослідити температурні поля в пористій оболонці при випаровуванні води як на зовнішній поверхні пор та на загальній поверхні напрямної лопатки, що дозволило оцінити можливий резерв випаровування води у приграничному шарі біля пористої поверхні направляючих лопаток осевого компресора та визначити величину зниження температури повітря при стисканні. Наукова новизна отриманих результатів відповідає подальшому розвитку теорії термогазодинамічних процесів теплових двигунів, а запропонований інтегральний критерій ефективності охолодження, як сукупність питомої витрати води та коефіцієнтів теплопровідності і пористості матеріалу, з урахуванням теплофізичних та конструктивних обмежень дозволяє визначити умови ефективного охолодження вологого повітря в направляючих лопатках при багатокритеріальній оптимізації. Практична значимість результатів полягає в використанні бази даних щодо залежностей температурних полів в пористій оболонці як вихідних даних для розробки зразків направляючих лопаток для експериментальних досліджень в різних умовах параметрів вологого повітря і показників пористості.

Ключові слова: ефективність; стискання; ступінь; випаровування; вода; утилізація; теплота; маса.

References

- [1] Dykyi, M.O., & Solomakha, A.S. (2012). Osoblyvosti protsesu kontaktnoho okholodzhennia tsyklovo-ho povitria v hazoturbinykh ustanovkakh ta sposib yoho realizatsii [Direct cooling cycle air process features in gas turbine engine and method for it realization]. *POWER ENGINEERING: economics, technique, ecology*, 1(30), 22-27 [in Ukrainian].
- [2] Vasserman, O.A., & Slynko, O.H. (2021). Pidvyshchennia efektyvnosti ta pytomoi potuzhnosti vidkrytykh hazoturbinykh ustanovok. 1. tsykl z rozshyrenniam haziv u turbini do tysku nyzhche atmosfernoho ta tsykl z poperednim okholodzhenniam povitria, yake vsmoktuie kompresor [Increase of efficiency and specific power of open gas turbine plants. 1. cycle with broadening of gases into turbine to pressure lower than atmospheric and cycle with preliminary cooling of air sucked by compressor]. *HONMU*, 64, 72-80 [in Ukrainian]. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2021-1-72-80>.
- [3] Konovalov, D.V., & Kobalava, H.O. (2018). Zastosuvannia kontaktnoho okholodzhennia povitria aerotermopresorom tsykli hazoturbinoi ustanovky [Contact air cooling by using the aerothermopressor in the gas turbine plant cycle]. *Refrigeration Engineering and Technology*, 54(5), 62-67 [in Ukrainian]. <https://doi.org/10.15673/ret.v54i5.1248>.
- [4] Sharma, A.K., Singhanian, A., Kumar, A., Roy, R., & Mandal, B.K. (2017). Improvement of Gas Turbine Power Plant Performance. A Review. *International Journal of Innovative Research in Engineering and Management*, 4(3), 658-663. <https://doi.org/10.21276/ijirem.2017.4.3.4>.
- [5] Gvozdetskyi, I.I., Volianska, L.G., & Fakhar M. (2019). Gas turbine plant on the basis of the converted aero engine with regeneration. *Наукоємні технології*, 2(42), 270-279. <https://doi.org/10.18372/2310-5461.42.13760>.
- [6] Zalewski, W., & Gryglaszewski, P.A. (1997). Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers. *Chemical Engineering and Processing*, vol. 36(4), 271-280. [https://doi.org/10.1016/S0255-2701\(97\)00006-8](https://doi.org/10.1016/S0255-2701(97)00006-8).
- [7] Zalewski, W. (1993). Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative condensers. *International Journal of Refrigeration*, vol. 16(1), 23-30. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(93\)90017-3](https://doi.org/10.1016/0140-7007(93)90017-3).

- [8] Raskovic, P.O., Vukovic, G.D., & Vuic, M.V. (2008). Improving eco-sustainable characteristics and energy efficiency of evaporative fluid cooler via experimental and numerical study. *Thermal science*, vol. 12(4), 89-103.
- [9] Finlay, I.C., & Harris, D. (1984). Evaporative cooling of tube banks. *International Journal of Refrigeration*, vol. 7(4), 214-224. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(84\)90073-2](https://doi.org/10.1016/0140-7007(84)90073-2).
- [10] Quresh, B.A., & Zubair, S.M. (2006). A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. Part I. Performance evaluation. *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, 645-658. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.09.014>
- [11] Heyns, J.A., & Kroger, D.G. (2010). Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, vol. 30(5), 492-498. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.10.010>.
- [12] Kloppers, J.C., & Kroger, D.G. (2005). The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 44(9), 879-884. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2005.03.006>
- [13] Erens, P.J. (1987). A procedure for the design or rating of counterflow evaporative cooler cores. *R&D journal*.
- [14] Hasan, A., & Siren, K. (2002). Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of buildings. *Energy and Buildings*, vol. 34(5), 477-486. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00131-1](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00131-1).
- [15] Grzebielec, A.A. (2006). *Comparison of the pressure pulsation in discharge pipeline for three types of compressors: reciprocating, scroll and screw*, 6th Intern. conf. on compressors and coolants. Papiernicka.

Постановка задачі. Реалізації ізотермічного стискання повітря може підвищити величину ефективного ККД газотурбінної установки до значення 0,5 та більше [1-4]. Способи такого зниження витрат на стискання можливо реалізувати шляхом попереднього, проміжного та поступового охолодження. Попереднє охолодження забезпечується впорскуванням дрібних крапель води на вході компресора. Проміжне – в рекуперативних або контактних теплообмінниках між компресорами. Поступове – завдяки впорскуванню води або пористим охолодженням на поверхнях напрямних лопаток компресора. Пористе охолодження повітря забезпечується випаровуванням води та теплообміном на поверхні при теплопровідності в пористій структурі. Одна з головних переваг цього способу полягає в тому що можна досягти ефективного відведення теплоти за малих градієнтів температури всередині тіла.

Відсутність результатів і рекомендацій щодо процесів тепломасопереносу при випаровуванні води з теплообміном на поверхні при теплопровідності в пористій структурі при стисканні повітря стримують створення газотурбінних установок з покращеними

економічними, екологічними, ресурсними та масогабаритними показниками.

Таким чином, відсутність цих науково обґрунтованих результатів доводять актуальність теми дослідження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При пористому охолодженні рідина, проходячи через пори у стінці лопатки, витікає на її зовнішню поверхню, де при охолодженні нагрітого повітрям випаровується [5-15]. Завдяки цьому для охолодження повітря до заданої температури потрібно витратити менше рідини, ніж при контактному тепломасообміні перед компресором або поверхневому способу охолодження. Так, при температурі повітря 500 К лопатки, що мають пористе охолодження, за інших рівних умов вимагають відносну витрату рідини майже в 3 рази меншу, ніж перфораційне охолодження. У конструкції лопатки передбачається пориста профільна оболонка з внутрішнім стрижнем, що несе (рис. 1). Для лопаток з пористим охолодженням ефективність охолодження перебуває у діапазоні 160–170 К на 1% витрати рідини. Достатня жароміцність матеріалів, що застосовуються для лопаток з пористим охолодженням дає можливість повною мірою реалізувати ефект від зниження температури.

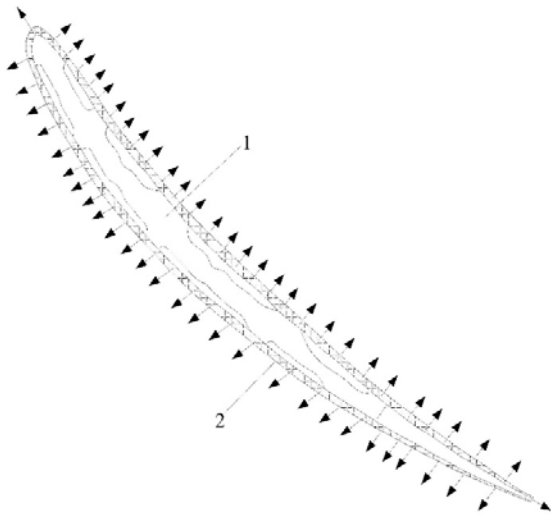


Рис. 1. Лопатка з пористим рідинним охолодженням:
1 – стрижень, що несе; 2 – пориста оболонка

Відокремлення невирішених раніше частин загальної проблеми. Використання пористого охолодження рідиною повітря при стисканні в осьовому компресорі на поверхнях його напрямних лопаток забезпечується випаровуванням води та теплообміном на поверхні при теплопровідності в пористій структурі. Не зважаючи на чисельні результати щодо контактних способів тепломасообміну перед компресором або поверхневих залишаються невирішеними питання характеристик процесів тепломасопереносу при випаровуванні води з теплообміном на поверхні при теплопровідності в пористій структурі при стисканні повітря.

Метою даного дослідження є визначення ефективності випарного охолодження на поверхнях напрямних лопаток при стисканні вологого повітря в умовах квазіізотермічного процесу.

Ця мета досягається вирішенням наступних **завдань**:

1. Визначити резерви випаровування води у приграничному шарі біля пористої поверхні направляючих лопаток осьового компресора та на її поверхні.

2. Визначити раціональні умови інтенсифікації тепломасообміну під час випаровування води при пористому охолодженні лопаток компресора.

3. Обґрунтувати використання системи пористого охолодження напрямних лопаток

осьового компресора для покращення економічних показників суднових газотурбінних установок.

Методом дослідження є математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу при випаровуванні води в умовах квазіізотермічного стиснення.

Об'єкт дослідження – процеси тепло- і масопереносу при випаровуванні води в умовах квазіізотермічного стиску в елементи суднових енергетичних установок та його характеристики.

Предмет дослідження – закономірності та параметри процесів тепло- та масопереносу при випаровуванні води в умовах квазіізотермічного стиску та їх вплив на економічні, екологічні, ресурсні та масогабаритні показники суднових енергетичних установок.

Основний матеріал. Процес випарного охолодження лежить на поверхні напрямних лопаток компресора досить складний. Тому при постановці задачі запропоновані такі припущення: тиск потоку вздовж напрямних лопаток не змінюється, передача теплоти всередині пористої конструкції через метал рідини здійснюється теплопровідністю. Теплопровідність у металі, теплообмін між металом і рідиною, рух рідини в пористій конструкції описуються наступною системою рівнянь із граничними умовами

$$-\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}\right) = \lambda_c \cdot (1 - P) \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right),$$

$$\frac{G_p}{F} \cdot c_{pp} dt = w_p \cdot \rho_p \cdot P \cdot c_{pp} = \lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial z}\right),$$

$$\frac{\mu}{k_{np}} \cdot w_p + C \cdot \frac{\rho \cdot w_p^2}{2} = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial p}{\partial z},$$

$$\alpha_c \cdot (t_c(x, y, z)_{cp1} - t_{c1}(x, y, z)_{cp1}) - \frac{G_p \cdot r}{F} = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t(y, z)}{\partial x}\right)_{cp1},$$

$$\alpha_p \cdot (t_{c2}(x, y, z)_{cp2} - t_{ж}(x, y, z)_{cp2}) = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t(y, z)}{\partial x}\right)_{cp2},$$

$$p(x, y, z)_{cp1} = f_1(x, y, z)_{cp1},$$

$$p(x, y, z)_{cp2} = f_2(x, y, z)_{cp2},$$

де q – щільність теплового потоку; x, y, z – декартові координати простору; λ – коефіцієнт теплопровідності; $P = V_{nop}/V$ – пористість; t – температура; V – об'єм; G – витра-

та; c_p – питома ізобарна теплоємність; w – швидкість; ρ – щільність; F – площа поверхні; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; k – коефіцієнт структури; $k_{np} = P^3 V^2 / k F^2$ – коефіцієнт проникності; C – постійна пористої структури; α – коефіцієнт тепловіддачі; r – теплота фазового переходу; індекси: p – рідина; np – проникність; z – газ; c – стінка; 1, 2 – номери поверхонь; δ – товщина.

Представлена математична модель представлялася в одновимірній та двовимірній постановках для порівняння з результатами експериментальних досліджень, отриманих на лабораторних стендах. При вирішенні для одновимірної моделі постійної товщини вихідна система рівнянь з граничними умовами перетворюється на вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{w_p \cdot \rho_p \cdot P \cdot c_{pp}}{\lambda_c \cdot (1-P)} \cdot \frac{dt}{dx} &= 0, \\ \frac{dp}{dx} &= \frac{\mu}{k_{np}} \cdot w + C \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \\ \alpha_z \cdot (t_z - t_{c1}) - \frac{G_p}{F} \cdot r &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0}, \\ \alpha_p \cdot (t_{c2} - t_p) &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta}, \\ p(x)_{x=\delta} &= p_0, \\ p(x)_{x=0} &= p_0 - \Delta p_p. \end{aligned}$$

Рішення для одновимірної моделі має вигляд

$$t(x) = t_z - \frac{G_p \cdot r}{F \cdot \alpha_z} - \frac{\left[(t_z - t_p) - \frac{G_p \cdot r}{F \cdot \alpha_z} \right]}{\left(1 + \frac{G_p \cdot c_{pp}}{F \cdot \alpha_z} \right) - \left(1 - \frac{G_p \cdot c_{pp}}{F \cdot \alpha_z} \right) \cdot \exp\left(-\frac{G_p \cdot c_{pp} \cdot \delta}{\lambda_c \cdot F \cdot (1-P)} \right)} \cdot \left[1 + \frac{G_p \cdot c_{pp}}{F \cdot \alpha_z} - \exp\left(-\frac{G_p \cdot c_{pp} \cdot x}{\lambda_c \cdot F \cdot (1-P)} \right) \right]$$

де

$$G_p = \left(\sqrt{\left(\frac{\mu}{k_{np} \cdot C \cdot \rho} \right)^2 + \frac{2 \cdot \Delta p}{\delta C p}} - \frac{\mu}{k_{np} \cdot C \cdot \rho} \right) \times \rho_p \cdot F,$$

Δp – різниця тиску; $d_{екв} = 4VP/F$ – еквівалентний діаметр пор, ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості; $C_1 = C/d_{екв}$.

Вид математичної двовимірної моделі наступний

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 t(x, y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t(x, y)}{\partial y^2} + \frac{w_p \cdot \rho_p \cdot P \cdot c_{pp}}{\lambda_c \cdot (1-P)} \cdot \left(\frac{\partial t(x, y)}{\partial x} + \frac{\partial t(x, y)}{\partial y} \right) &= 0, \\ \alpha_z \cdot (t_z(0, 0) - t_{c1}(0, 0)) - G_p \cdot r &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0, y=0}, \\ \alpha_p \cdot (t_{c2}(\delta, 0) - t_p(\delta, 0)) &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta, y=0}, \\ \alpha_z \cdot (t_z(0, b) - t_{c1}(0, b)) - G_p \cdot r &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0, y=b}, \\ \alpha_p \cdot (t_{c2}(\delta, b) - t_p(\delta, b)) &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta, y=b}, \\ p(x, y)_{x=\delta} &= p_0 + \Delta p \cdot \frac{y}{l}, \\ p(x, y)_{x=0} &= p_0 + \Delta p \cdot \frac{y}{l} - \Delta p_p. \end{aligned}$$

Рішення для двовимірної моделі виконано методом поділу змінних

$$t(x, y) = \varphi(x) \cdot \psi(y).$$

Рівняння у частинних похідних наводиться до вигляду

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi(x)}{dx^2} + \frac{w_p \cdot \rho_p \cdot c_{pp} \cdot P}{\lambda_c \cdot (1-P)} \cdot \frac{d\varphi(x)}{dx} &= - \\ \frac{d^2 \psi(y)}{dy^2} + \frac{w_p \cdot \rho_p \cdot c_{pp} \cdot P}{\lambda_c \cdot (1-P)} \cdot \frac{d\psi(y)}{dy} &= -K^2, \end{aligned}$$

яке представляється двома звичайними диференціальними рівняннями

$$\varphi''(x) + A \cdot \varphi'(x) + K^2 \cdot \varphi(x) = 0,$$

$$\psi''(y) + A \cdot \psi'(y) - K^2 \cdot \psi(y) = 0,$$

де

$$A = \frac{w_p \cdot \rho_p \cdot c_{pp} \cdot P}{\lambda_c \cdot (1-P)},$$

K – стала величина, що визначається за граничними умовами.

Якщо прийняти, що вид рішення $\varphi(x) = \exp(\varepsilon \cdot x)$, а $\psi(y) = \exp(\varepsilon \cdot y)$, то отримуються два характеристичні рівняння

$$\varepsilon^2 + A \cdot \varepsilon + K^2 = 0,$$

$$\varepsilon^2 + A \cdot \varepsilon - K^2 = 0.$$

Перше характеристичне рівняння має три варіанти розв'язання

при $\left(\frac{A}{2} \right)^2 - K^2 > 0$ два нерівні дійсні корені

$$\varepsilon_{1,2} = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A}{2} \right)^2 - K^2},$$

при $\left(\frac{A}{2}\right)^2 - K^2 = 0$, два рівні дійсні корені

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = -\frac{A}{2},$$

і при $\left(\frac{A}{2}\right)^2 - K^2 < 0$ два нерівні комплексні корені

$$\varepsilon_{1,2} = -\frac{A}{2} \pm i\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2},$$

для яких загальні рішення першого диференціального рівняння відповідно дорівнюють

$$\varphi(x) = C_{11} \cdot \exp(\varepsilon_1 \cdot x) + C_{12} \cdot \exp(\varepsilon_2 \cdot x),$$

$$\varphi(x) = (C_{21} + C_{22} \cdot x) \cdot \exp\left(-\frac{A}{2} \cdot x\right),$$

$$\varphi(x) = \left[C_{31} \cdot \cos\left(\left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2}\right) \cdot x\right) + C_{32} \cdot \sin\left(\left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2}\right) \cdot x\right) \right] \cdot \exp\left(-\frac{A}{2} \cdot x\right).$$

Друге характеристичне рівняння має рішення з двома нерівними дійсними коренями

$\varepsilon_{3,4} = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 + K^2}$, для яких загальне рішення другого диференціального рівняння має вигляд

$$\psi(y) = C_{41} \cdot \exp(\varepsilon_3 \cdot y) + C_{42} \cdot \exp(\varepsilon_4 \cdot y).$$

Варіанти загальних видів рішення для двовимірної моделі

$$t(x, y) = [C_{11} \cdot \exp(\varepsilon_1 \cdot x) + C_{12} \cdot \exp(\varepsilon_2 \cdot x)] \cdot [C_{41} \cdot \exp(\varepsilon_3 \cdot y) + C_{42} \cdot \exp(\varepsilon_4 \cdot y)],$$

$$t(x, y) = \left[(C_{21} + C_{22} \cdot x) \cdot \exp\left(-\frac{A}{2} \cdot x\right) \right] \cdot [C_{41} \cdot \exp(\varepsilon_3 \cdot y) + C_{42} \cdot \exp(\varepsilon_4 \cdot y)],$$

$$t(x, y) = \left[\left(C_{31} \cdot \cos\left(\left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2}\right) \cdot x\right) + C_{32} \cdot \sin\left(\left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2}\right) \cdot x\right) \right) \cdot \exp\left(-\frac{A}{2} \cdot x\right) \right] \cdot [C_{41} \cdot \exp(\varepsilon_3 \cdot y) + C_{42} \cdot \exp(\varepsilon_4 \cdot y)],$$

де постійні C_{ij} визначаються відповідно до граничних умов.

Визначення чотирьох парних постійних виконано при вирішенні систем чотирьох алгебраїчних рівнянь виду

$\sum k_{ixjxjy} C_{ixjx} \times C_{ijyy} = B_{ixjxjy}$ при $i_x = 1, 2, 3; j_x = 1, 2; i_y = 4; j_y = 1, 2$, для точок поверхні лопатки з координатами $(0, 0); (\delta, 0); (0, b)$ і (δ, b) .

де вирази k_{ixjxjy} та B_{ixjxjy} представлені в таблиці 1.

Для визначених постійних розрахунки виконані при наступних вихідних даних:

– питома витрати води на охолодження – $0,01 \dots 0,1$ (кг/с)/м²;

– коефіцієнт теплопровідності металу – $15 \dots 50$ Вт/(м·К);

– пористість – $0,3 \dots 0,5$.

Результати розрахунків наведено на рис. 2 для варіантів з урахуванням випаровування тільки на зовнішній поверхні пор та на загальній поверхні напямної лопатки.

Ці результати дають змогу оцінити можливий резерв випаровування води у прикордонному шарі біля пористої поверхні напямляючих лопаток осьового компресора та на її поверхні та визначити величину зниження температури повітря при стисканні.

Обговорення отриманих результатів. Рациональні умови тепломасообміну під час випаровування води при пористому охолодженні лопаток компресора визначаються інтегральним критерієм ефективності охолодження $IKEO = G_{aia} / \lambda_{ia\delta} \cdot (1 - \Phi) \rightarrow \min \max$ з урахуванням теплофізичних та конструктивних обмежень (рис. 3).

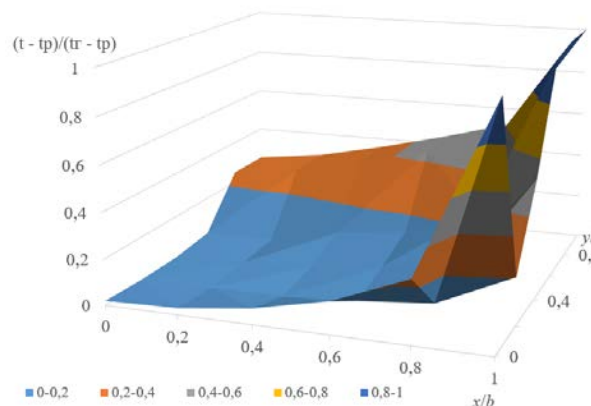
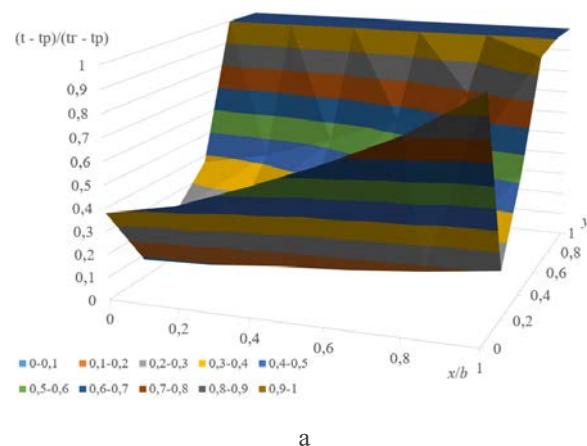


Рис. 2. Температурні поля в пористій оболонці: а – при випаровуванні води тільки на зовнішній поверхні пор, б – при випаровуванні води на загальній поверхні напямної лопатки

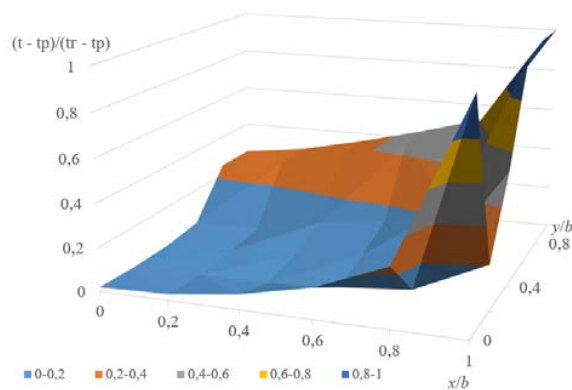
Таблиця 1. Вирази для k_{ixjxiy} та B_{ixjxiy}

Значення				Вирази величин	
1	2	3	4	5	6
i_x	j_x	i_y	j_y	k_{ixjxiy}	B_{ixjxiy}
координати (0,0)					
1	1	4	1	ε_1	$-\frac{\alpha_1}{\lambda} [t_c(0,0)-t_c(0,0)]+\frac{G_{\text{ж}} \times r}{\lambda}$
1	1	4	2	ε_1	
1	2	4	1	ε_2	
1	2	4	2	ε_2	
координати ($\delta,0$)					
1	1	4	1	$\varepsilon_1 \exp(\varepsilon_1 \delta)$	$-\frac{\alpha_{\text{ж}}}{\lambda} [t_{c2}(\delta,0)-t_{\text{ж}}(\delta,0)]$
1	1	4	2	$\varepsilon_1 \exp(\varepsilon_1 \delta)$	
1	2	4	1	$\varepsilon_2 \exp(\varepsilon_2 \delta)$	
1	2	4	2	$\varepsilon_2 \exp(\varepsilon_2 \delta)$	
координати (0,b)					
1	1	4	1	$\varepsilon_1 \exp(\varepsilon_3 b)$	$-\frac{\alpha_1}{\lambda} [t_c(0,b)-t_c(0,b)]+\frac{G_{\text{ж}} \times r}{\lambda}$
1	1	4	2	$\varepsilon_1 \exp(\varepsilon_4 b)$	
1	2	4	1	$\varepsilon_2 \exp(\varepsilon_3 b)$	
1	2	4	2	$\varepsilon_2 \exp(\varepsilon_4 b)$	
координати (δ,b)					
1	1	4	1	$\varepsilon_1 \exp(\varepsilon_1 \delta+\varepsilon_3 b)$	$-\frac{\alpha_{\text{ж}}}{\lambda} [t_{c2}(\delta,b)-t_{\text{ж}}(\delta,b)]$
1	1	4	2	$\varepsilon_1 \exp(\varepsilon_1 \delta+\varepsilon_4 b)$	
1	2	4	1	$\varepsilon_2 \exp(\varepsilon_2 \delta+\varepsilon_3 b)$	
1	2	4	2	$\varepsilon_2 \exp(\varepsilon_2 \delta+\varepsilon_4 b)$	
координати (0,0)					
2	1	4	1	1	$\frac{2\alpha_1}{\lambda A} [t_c(0,0)-t_{c1}(0,0)]-\frac{2G_{\text{ж}} \times r}{\lambda A}$
2	1	4	2	1	
2	2	4	1	1	
2	2	4	2	1	
1	2	3	4	5	
координати ($\delta,0$)					
2	1	4	1	1	$\frac{2\alpha_{\text{ж}} [t_{c2}(\delta,0)-t_{\text{ж}}(\delta,0)]}{\lambda A \exp\left(-\frac{A\delta}{2}\right)}$
2	1	4	2	1	
2	2	4	1	1	
2	2	4	2	1	
координати (0,b)					
2	1	4	1	$\exp(\varepsilon_3 b)$	$\frac{2\alpha_1}{\lambda A} [t_c(0,b)-t_{c1}(0,b)]-\frac{2G_{\text{ж}} \times r}{\lambda A}$
2	1	4	2	$\exp(\varepsilon_4 b)$	
2	2	4	1	$\exp(\varepsilon_3 b)$	
2	2	4	2	$\exp(\varepsilon_4 b)$	
координати (δ,b)					
2	1	4	1	$\exp(\varepsilon_3 b)$	$\frac{2\alpha_{\text{ж}} [t_{c2}(\delta,b)-t_{\text{ж}}(\delta,b)]}{\lambda A \exp\left(-\frac{A\delta}{2}\right)}$
2	1	4	2	$\exp(\varepsilon_4 b)$	
2	2	4	1	$\exp(\varepsilon_3 b)$	
2	2	4	2	$\exp(\varepsilon_4 b)$	
координати (0,0)					
3	1	4	1	1	$\frac{2\alpha_1}{\lambda A} [t_c(0,0)-t_{c1}(0,0)]-\frac{2G_{\text{ж}} \times r}{\lambda A}$
3	1	4	2	1	
3	2	4	1	1	
3	2	4	2	1	
координати ($\delta,0$)					

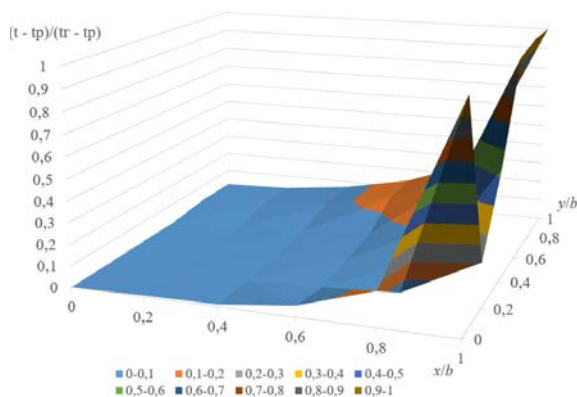
Продовження таблиці 1

3	1	4	1	$\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \sin \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right) + \frac{A}{2} \cos \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right)$	$\frac{2\alpha_1}{\lambda A} [t_z(0,0) - t_{c1}(0,0)] - \frac{2G_{жс} \times r}{\lambda A}$
3	1	4	2	$\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \sin \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right) + \frac{A}{2} \cos \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right)$	
3	2	4	1	$-\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \cos \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right) + \frac{A}{2} \sin \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right)$	
3	2	4	2	$-\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \cos \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right) + \frac{A}{2} \sin \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right)$	
координати (0,b)					$\frac{2\alpha_1}{\lambda A} [t_z(0,b) - t_{c1}(0,b)] - \frac{2G_{жс} \times r}{\lambda A}$
3	1	4	1	$\exp(\varepsilon_3 b)$	
3	1	4	2	$\exp(\varepsilon_4 b)$	
3	2	4	1	$\exp(\varepsilon_3 b)$	
3	2	4	2	$\exp(\varepsilon_4 b)$	
координати (δ,b)					$\frac{2\alpha_{жс} [t_{c2}(\delta,b) - t_{жс}(\delta,b)]}{\lambda \exp\left(-\frac{A\delta}{2}\right)}$
3	1	4	1	$\left[\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \sin \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right) + \frac{A}{2} \cos \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right) \right]$	
				$\exp(\varepsilon_3 b)$	
1					
3					
				3	
3	2	3	4	5	6
3	1	4	1	$\left[\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \sin \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right) + \frac{A}{2} \cos \left(\sqrt{K^2 - \left(\frac{A}{2}\right)^2} \times \delta \right) \right]$	$\frac{2\alpha_{жс} [t_{c2}(\delta,b) - t_{жс}(\delta,b)]}{\lambda \exp\left(-\frac{A\delta}{2}\right)}$
				$\exp(\varepsilon_3 b)$	

Визначення мінімаксного значення критерія обґрунтовується протиріччями низки обмежень експлуатаційних та конструктивних властивостей. Підвищення питомої витрати води підвищує поглинання теплоти від повітря, а її мінімізація є наслідком теплофізичних властивостей вологого повітря, коли з підвищення тиску підвищується температура «точки роси», нижче за яку починається конденсація вологи та зменшення площини поверхні направляючих лопаток за рухом вологого повітря. Значення коефіцієнтів теплопровідності та пористості матеріалу обмежується протиріччям умовами теплообміну та механічної міцності. Тому визначення умов раціональної ефективності охолодження є завданням багатокритеріальної оптимізації на базі отриманих розподілів температур в пористій структурі.



а



б

Рис. 3. Температурні поля в пористій оболонці:
а – $IKEO = 4$, б – $IKEO = 7$

Обґрунтування використання системи пористого охолодження напрямних лопаток осевого компресора для покращення економічних, екологічних, ресурсних та масогабаритних показників суднових газотурбінних установок виконано на підставі їх порівняльних оцінок.

Оцінка підвищення ККД установок отримана згідно укрупнених розрахунків простої схеми газотурбінного двигуна, бінарної та контактної газопаротурбінних установок з метою визначення їх питомих значень

$$\frac{\eta_{ГТДox}}{\eta_{ГТД}} = \left(1 + \frac{L_K - L_{Kox}}{L_T - L_K} \right);$$

$$\frac{\eta_{ГПТУox}}{\eta_{ГПТУ}} = \frac{\eta_{ГТУox} + (1 - \eta_{ГТУox})\eta_{ТУКox}}{\eta_{ГТУ} + (1 - \eta_{ГТУ})\eta_{ТУК}},$$

де η – ККД, L – робота, індекси: $ГТД$, $ГТУ$, $ГПТУ$, $ТУК$, K , T , ox – відповідно газотурбінний двигун, газотурбінна установка, газопаротурбінна установка, теплоутилізаційний контур, компресор, турбіна, з охолодженням.

При максимальному значенні температури за камерою згоряння 1300 К та ККД $ГТД = 0,36$ отримані наступні значення для двох варіантів охолодження: $\eta_{ГТДox} = 0,41$ та $0,46$; бінарної $ГПТУ$ $\eta_{БГПТУox} = 0,45$ та $0,53$; контактної $ГПТУ$ $\eta_{КГПТУox} = 0,47$ та $0,54$.

Однак позитивні результати підвищення ККД при пористому охолодженні досягаються при використанні знесоленої води та запобіганні від засмічення пір частинками пилу та солей. З цього приводу більш раціонально використовувати спосіб пористого охолодження для компресорів контактних $ГПТУ$, що дозволить за рахунок збільшення вологовмісту газопарової суміші робочого тіла забезпечити конденсацію вологи на рівні достатньої для забезпечення водою утилізаційного котла і системи охолодження.

В умовах роботи суднових енергетичних установок спосіб пористого охолодження для компресорів доцільний для використання в установках простого циклу, бінарної та контактної завдяки використанню комплексних повітроочисних пристроїв та опріснювачів.

Висновки

1. Розроблені математичні моделі процесів охолодження стискаємого повітря при випаровуванні води з теплообміном на поверхні та теплопровідності в пористій структурі направляючих лопаток осевого компресора дозволяють визначати температурні поля пористої оболонки, що дає можливість визначити витрати води в залежності від температури, тиску і вологовмісту вологого повітря у прикордонному шарі біля пористої поверхні направляючих лопаток.

2. Запропонований інтегральний критерій ефективності охолодження, як сукупність питомої витрати води та коефіцієнтів теплопровідності і пористості матеріалу, з урахуванням теплофізичних та конструктивних обмежень дозволяє визначити умови

ефективного охолодження вологого повітря в направляючих лопатках при багатокриптеріальній оптимізації на базі отриманих розподілів температур в пористій структурі способом зведення до одного критерія та порівняння його числових значень.

3. Оцінки поліпшення економічності суднових газотурбінних установок встановили можливість для газотурбінних установок простого циклу підвищення ККД з 0,36 до 0,46, а бінарних та контактних газопаротурбінних установок на їх базі відповідно до 0,53 та 0,54.

4. Отримана база даних щодо залежностей температурних полів в пористій оболонці для різних умов параметрів вологого повітря і показників пористості дозволяє розробити зразки направляючих лопаток для експериментальних досліджень.

Список літератури

- [1] Дикий, М.О., Соломаха, А.С. (2012). Особливості процесу контактного охолодження циклового повітря в газотурбінних установках та спосіб його реалізації. *Енергетика: економіка, технології, екологія*, №1(30), 22–27.
- [2] Вассерман, О.А., Слинько, О.Г. (2021). Підвищення ефективності та питомої потужності відкритих газотурбінних установок. 1. цикл з розширенням газів у турбіні до тиску нижче атмосферного та цикл з попереднім охолодженням повітря, яке всмоктує компресор. *Вісник ОНМУ*, №64, 72–80. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2021-1-72-80>.
- [3] Коновалов, Д.В., Кобалава, Г.О. (2018). Застосування контактного охолодження повітря аеротермопресором в циклі газотурбінної установки. *Холодильна техніка та технологія*, 54(5), 62–67. <https://doi.org/10.15673/ret.v54i5.1248>.
- [4] Sharma, A.K., Singhania, A., Kumar, A., Roy, R., Mandal, B.K. (2017). Improvement of Gas Turbine Power Plant Performance. A Review. *International Journal of Innovative Research in Engineering and Management*, 4(3), 658–663. <https://doi.org/10.21276/ijirem.2017.4.3.4>.
- [5] Gvozdetzkyi, I.I., Volianska, L.G., Fakhar M. (2019). Gas turbine plant on the basis of the converted aero engine with regeneration. *Наукоємні технології*, №2(42), 270–279. <https://doi.org/10.18372/2310-5461.42.13760>.
- [6] Zalewski, W. and Gryglaszewski, P.A. (1997). Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers. *Chemical Engineering and Processing*, vol. 36(4), 271–280. [https://doi.org/10.1016/S0255-2701\(97\)00006-8](https://doi.org/10.1016/S0255-2701(97)00006-8).
- [7] Zalewski, W. (1993). Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative condensers. *International Journal of Refrigeration*, vol. 16(1), 23–30. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(93\)90017-3](https://doi.org/10.1016/0140-7007(93)90017-3).
- [8] Raskovic, P.O., Vukovic, G.D. and Vuic, M.V. (2008). Improving eco-sustainable characteristics and energy efficiency of evaporative fluid cooler via experimental and numerical study. *Thermal science*, vol. 12(4), 89–103.
- [9] Finlay, I.C. and Harris, D. (1984). Evaporative cooling of tube banks. *International Journal of Refrigeration*, vol. 7(4), 214–224. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(84\)90073-2](https://doi.org/10.1016/0140-7007(84)90073-2).
- [10] Quresh, B.A. and Zubair, S.M. (2006). A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. Part I. Performance evaluation. *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, 645–658. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.09.014>

- [11] Heyns, J.A. and Kroger, D.G. (2010). Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, vol. 30(5), 492–498. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.10.010>
- [12] Kloppers, J.C. and Kroger, D.G. (2005). The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 44(9), 879–884. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2005.03.006>
- [13] Erens, P.J. (1987). A procedure for the design or rating of counterflow evaporative cooler cores. *R&D journal*, 18–25.
- [14] Hasan, A. and Siren, K. (2002). Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of buildings. *Energy and Buildings*, vol. 34(5), 477–486. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00131-1](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00131-1).
- [15] Grzebielec, A.A. (2006). *Comparison of the pressure pulsation in discharge pipeline for three types of compressors: reciprocating, scroll and screw*, 6th Intern. conf. on compressors and coolants. Papiernicka.

© Кузнецова С. А., Бєков Б. А., Шевцов А. П.

Дата першого надходження статті до видання: 21.01.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 17.02.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 15.05.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу CC BY 4.0