

УДК 621.4:620.9

doi: 10.32620/aktt.2020.5.12

В. В. КОРОБКО

Національний університет кораблебудування ім. адм. С.О. Макарова, Миколаїв

ЗАЛЕЖНІСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОАКУСТИЧНОГО ДВИГУНА ВІД НЕОДНОРІДНОСТІ ТЕМПЕРАТУРИ ПОВЕРХОНЬ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Задача утилізації низькопотенційних теплових викидів енергетичних установок (ЕУ) промисловості, транспорту, енергетики може бути вирішена з допомогою термоакустичних енергогенеруючих систем енергозбереження. Такі системи являють собою окремі функціональні модулі, які зв'язані з головною ЕУ з допомогою проміжних систем, що забезпечують енергообмін між зовнішніми джерелами енергії та термоакустичними двигунами (ТАД) цих систем. Проміжні системи являють собою циркуляційні контури, до складу яких входять теплообмінники – зовнішні, що безпосередньо контактують з джерелами енергії, та внутрішні, які є складовими елементами вузла термоакустичних перетворень ТАД. Конструктивні особливості ТАД систем енергозбереження зумовлюють використання рекуперативних теплообмінників трубчато-реберної конструкції з перехресним рухом теплоносіїв.

Відомо, що на виході з таких теплообмінників теплоносії мають суттєво неоднорідний розподіл температур. В даному випадку, це призведе до формування неоднорідного розподілу температур в структурних елементах вузла термоакустичних перетворень ТАД, що є небажаним явищем. Існуючі теоретичні моделі термоакустики та методики розрахунку ТАД побудовані в рамках лінійної теорії, яка передбачає наявність однорідного розподілу теплофізичних параметрів в поперекових перетинах будь яких елементів ТАД – резонаторів, теплообмінників, матриці, тощо.

В ході досліджень було розроблено математичну модель розподілу температури в матриці ТАД в залежності від поля температур на поверхні теплообмінників вузла термоакустичних перетворень ТАД. Особливістю запропонованої моделі є урахування впливу ділянки початкової гідродинамічної стабілізації потоку на інтенсивність теплообміну в трубах теплообмінників. В ході числового моделювання розглядалися випадки використання різних типів проміжних теплоносіїв, таких, як вода або терморідини. Показано, що неоднорідність розподілу температур в поперековому перетині матриці ТАД призводить до зменшення можливої потужності ТАД в 1,1 – 1,4 рази, в залежності від характеристик теплообмінників та теплофізичних параметрів транспортних теплоносіїв. Зменшити неоднорідність поля температур в елементах ТАД систем утилізації теплових викидів можна за рахунок використання теплообмінників на основі фазових переходів.

Ключові слова: енергозбереження; теплообмін; теплообмінники; неоднорідність; математична модель; термоакустичний двигун.

Вступ

Утилізація теплових викидів енергетичних установок (ЕУ) є дієвим методом підвищення їх ефективності. Найбільш прості рішення реалізують схеми безпосереднього використання теплових викидів на потреби теплофікації або технологічні процеси. Однак, такі схеми доцільні лише за наявності потреб в тепловій енергії.

Енергогенеруючі технології утилізації скидної енергії є більш привабливими, оскільки механічна робота, або електрична енергія, мають значно більше потенційних споживачів.

В сучасних ЕУ використання відомих технічних рішень стає проблематичним, оскільки температурний потенціал викидів постійно зменшується [1, 2].

Прикладом може слугувати суднова енергетика, де маємо ситуацію зниження температурного

рівня скидної теплоти головних двигунів, так температури теплових викидів сучасних малооборотних двигунів не перевищують 470...490 К. Крім того, на судах поширюється використання криогенних палив, таких, як скраплені гази (LNG LPG, H₂), під час регазифікації яких утворюються великі обсяги теплових ресурсів з температурним потенціалом 111...132 К [3, 4]. У сукупності, ці обставини суттєво ускладнюють реалізацію на морському флоті та інших галузях виробництва теплоутилізаційних систем, працюючих з використанням циклу Ренкіна на водній парі, оскільки такі системи стають економічно не доцільними.

В таких випадках, в нагоді можуть стати системи енергозбереження на основі термоакустичних теплових машин (ТАТМ), термоакустичних двигунів (ТАД), або термоакустичних рефрижераторів (ТАР). ТАД здатні працювати від будь яких зовнішніх низькотемпературних джерел енергії, в тому разі

кріогенних, їм притаманні висока надійність, мала вартість [5, 6].

На поточний момент, задача практичного впровадження термоакустичних систем енергозбереження стає актуальною, в зв'язку з цим набувають значення питання створення діючих дослідних і промислових зразків обладнання. Особливості використання ТАД в таких системах розглянуто в наслідній роботі.

1. Постановка задачі досліджень

В роботах [3, 4] показано, що застосування енергозберігаючої термоакустичної установки дає можливість, за рахунок утилізації теплових викидів, отримати додаткову потужність – Ne^{TA} .

Потужність термоакустичної системи можна оцінити, виходячи з ексергетичного потенціалу скидних ресурсів, параметрів ТАД, та ефективності перетворювачів акустичної енергії в механічну роботу та електричну енергію

$$Ne^{TA} = Q_{in}^{TAD} \eta_i^{TAD} \eta_{IDT}^{TAD} \eta_{ген}^{TAD}, \quad (1)$$

де Q_{in}^{TAD} – об'єм теплових викидів утилізованих термоакустичною системою;

η_i^{TAD} – к.к.д термоакустичного двигуна, залежить від термодинамічного циклу;

η_{carnot}^i – к.к.д Карно, який визначається температурним рівнем теплових викидів;

η_{IDT} – к.к.д перетворювача акустичної енергії в механічну роботу;

$\eta_{ген}$ – к.к.д електричного генератора.

Сумарна ефективна потужність ЕУ з енергогенерацією термоакустичною системою становить

$$Ne_{\Sigma}^{EY} = Ne^{EY} + Ne^{TA}(Q_i^{BEP}, T_{amb}, T_H, T_C, \dots). \quad (2)$$

ТАД систем енергозбереження зв'язані з зовнішніми джерелами енергії з допомогою проміжних систем, в яких циркулюють транспортні теплоносії.

Процеси перетворення теплової енергії в механічну у вигляді акустичних коливань здійснюються в теплообмінному вузлі ТАД (рис.1), який складається з пористої матриці (стеку або регенератора) та теплообмінників (нагрівача і охолоджувача).

В термоакустичних системах утилізації теплових викидів ЕУ єдиним шляхом енергообміну між джерелами скидної енергії, робочим тілом ТАД та матрицею є використання трубчато-реберних теплообмінників – з перехресним рухом робочих середовищ.

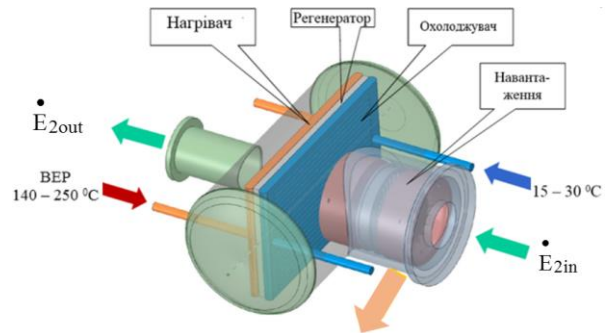


Рис. 1. Вузол термоакустичних перетворень ТАД та його складові елементи

Проміжні теплоносії – термомасила, вода, антифризи – циркулюють всередині трубок, а газ – робоче середовище ТАД – здійснює коливний рух в поперековому напрямку.

Відомо, що теплообмінники з перехресним рухом теплоносіїв формують по фронтальній поверхні неоднорідне поле температур. В даному випадку, цей фактор має велике значення, оскільки виникнення неоднорідності поля температур в елементах вузла термоакустичних перетворень безумовно буде мати вплив на інтенсивність термоакустичних перетворень та результуючу ефективність ТАД.

Згідно з [5], термоакустичні перетворення відбуваються в теплообмінному вузлі ТАД. В результаті цих перетворень частина повного потоку енергії – для даного випадку теплова енергія – Q_{in}^{TAD} , трансформується в механічну енергію у вигляді потужних акустичних коливань.

$$\dot{E}_2 = \dot{H}_2 - \left[\frac{1}{2} \rho_m T_m \int \text{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA + (Ak + A_{solid} k_{solid}) \frac{dT_m}{dx} \right]. \quad (3)$$

Як показано [5], в елементі матриці ТАД довжиною dx , при наявності температурного градієнту – dT_m/dx та акустичних пульсацій – генерується додаткова акустична енергія:

$$\frac{dE_{reg}}{dx} = -\frac{\Gamma_v}{2} |U_1|^2 - \frac{1}{2\Gamma_k} |p_1|^2 + \frac{1}{2} \text{Re}[g \tilde{p}_1 U_1], \quad (4)$$

де Γ_v – в'язкісна складова акустичного опору;

Γ_k – терморелаксційна складова акустичного опору;

$\tilde{p}_1$ – акустичний тиск;

U_1 – об'ємна швидкість;

g – коефіцієнт «підсилювання» перетворення енергії в матриці.

Перші дві складові в рівнянні (4) є дисипативними, пов'язані з в'язкістими та терморелаксацийними процесами і не залежать від поперечного градієнту температур.

Третя складова – $\frac{1}{2} \text{Re}[g\tilde{p}_1 U_1]$ – характеризує приріст акустичної енергії, при цьому коефіцієнт «підсилювання» перетворення енергії в матриці визначається, як

$$g(x) = \frac{f_k - f_v}{(1 - \sigma)(1 - f_v)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} = \Phi(f_k, f_v, \sigma) \times \frac{1}{T_m(x)} \frac{dT_m(x)}{dx}, \quad (5)$$

де f_k , та f_v – термоакустичні функції Ротта;

σ – стала Прандтля.

Комплекс $\Phi(f_k, f_v, \sigma)$ залежить лише від типу матриці, тому вважаємо його константою. Ключовим моментом лінійної теорії термоакустики є припущення, що об'ємна швидкість U_1 , температура робочого середовища T_{gas} та температура матриці T_m , є функціями виключно поперечної координати – x . За умов використання рекуперативних теплообмінників це припущення не є коректним.

Метою нашої роботи є дослідження впливу неоднорідності поля температур по фронту рекуперативних теплообмінників на розподіл температури в матриці, вплив цього фактору на інтенсивність термоакустичних перетворень та ефективність ТАД в цілому.

2. Розробка математичної моделі

На рис. 2. показана схема побудови математичної моделі. Припускаємо, що конструкція колекторів теплообмінників забезпечує рівномірний розподіл витрати транспортних теплоносіїв по трубках теплообмінників. Неоднорідність температурного поля в матриці визначається виключно зміною температури проміжного теплоносія.

Частина енергії, що підведена нагрівачем, перетворюється в механічну енергію у формі акустичних коливань, решта відводиться в довкілля з допомогою охолоджувача. Розглядаємо елемент теплообмінника, який складається з двох окремих трубок, довжиною L_z , та матриці, довжиною L_m .

В такому випадку, комплекс $\Theta T_M(x)$ також є функцією двох координат –

$$\Theta T_M(x) = \frac{1}{T_M(x, z)} \frac{dT_M(x, z)}{dx}. \quad (6)$$

Температуру матриці будемо шукати у вигляді функції

$$T_M(x, z) = \Psi(z) \times Y(x), \quad (7)$$

при цьому

$$\begin{cases} \Psi(z) = C - \frac{x}{L_x} (C_2 - C_3), \\ Y(x) = C_1 e^{-\mu x}, \\ \mu = \frac{\alpha_L(z) \times \Pi}{G_{cPL}}, \end{cases} \quad (8)$$

де $\alpha_L(z)$ – локальний коефіцієнт теплообміну;

Π – периметр трубки теплообмінника;

G_{cPL} – водяний еквівалент.

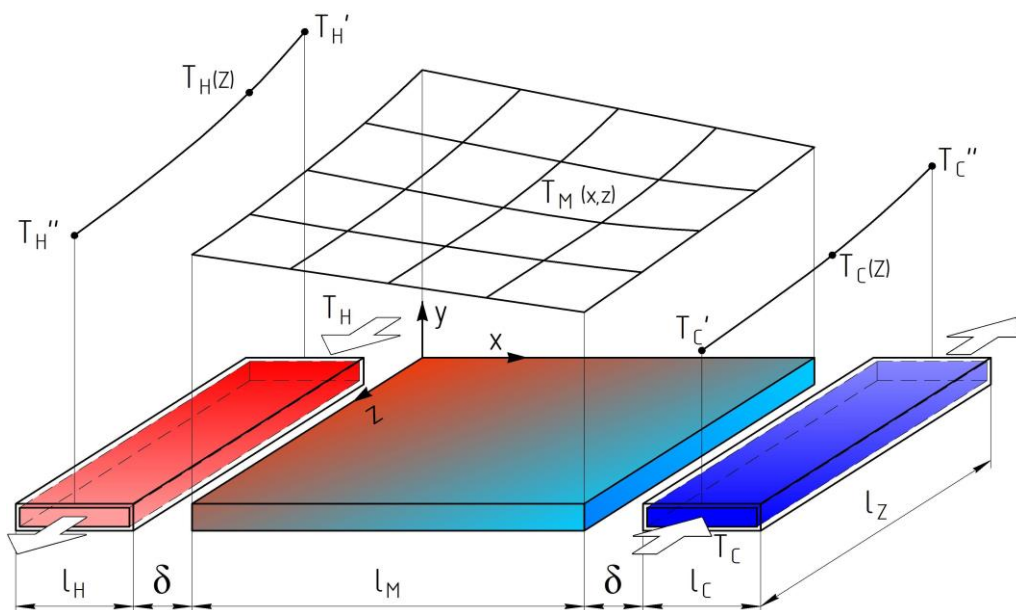


Рис. 2. Схема побудови математичної моделі

Граничні умови задаємо у вигляді:

при $x = 0, z = 0$, маємо T_{M0}, T_H' ;

$x = L_x, z = L_z$ маємо T_{MZ}, T_H'' ;

$\delta \ll L_x, \delta \ll L_z$;

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} = \frac{\partial T_M}{\partial x} = \frac{\partial T_2}{\partial x}.$$

Тоді

$$T_M(x, z) = \left[C_2 - \frac{x}{L_x} (C_2 - C_3) \right] C_1 e^{-\mu z}. \quad (9)$$

Використовуючи граничні умови, визначаємо значення констант:

при $x = 0, z = 0$, маємо $C_1 C_2 = T_{M0}$ та $C_1 C_3 = T_{MZ} L$, відповідно при $x = L_x, z = L_z$, будемо мати

$$T_{MZ} = T_{10M} - T_{10M} + C_1 C_3 e^{-\mu L_z}$$

та $C_1 C_3 = T_{ZM} \times e^{\mu L_z}$.

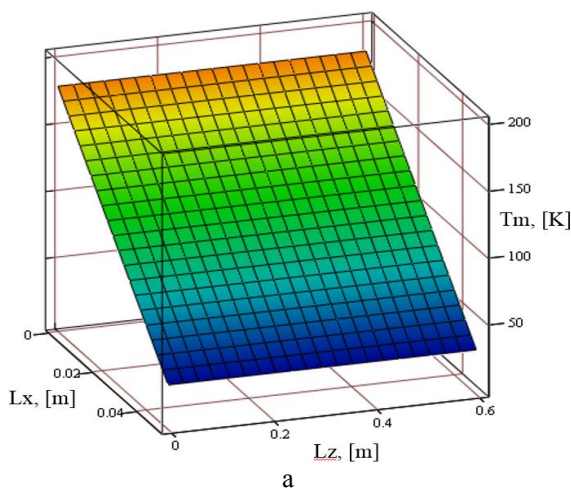
Після підстановки констант в (9) отримаємо

$$T_M(x, z) = \left[T_{M0} - \frac{x}{L_x} (T_{M0} - T_{ZM} \times e^{\mu L_z}) \right] e^{-\mu z}. \quad (10)$$

Вираз (10) формалізує розподіл температури в матриці в залежності від поля температури на поверхні теплообмінників. Використовуючи (10), можемо дослідити вплив неоднорідності розподілу температур на коефіцієнт підсилення матриці.

3. Результати моделювання

Розглянемо приклади використання в ТАД «ідеального» та «реального» теплообмінників. За «ідеальні» вважаємо теплообмінники, які здатні забезпечити однорідні поля температур на своїй поверхні, в робочому тілі та по фронту матриці.



а

Це можуть бути теплообмінники з внутрішніми джерелами енергії (електричні нагрівачі та термоелектричні охолоджувачі, радіоізотопні нагрівачі, теплообмінники з фазовими переходами, то що).

В якості «реальних» розглядаємо трубчато-реберні теплообмінники з плоскими трубками, такі, як використовувались в [8].

Транспортні теплоносії: в охолоджувачі – вода (температура на вході 293 К), в нагрівачі – термооля «Shell Thermia Oil B» (температура на вході 473 К).

Температурний напір між теплообмінниками та матрицею задаємо рівним 20 К. Режим течії транспортних рідин в каналах теплообмінників ламінарний.

В розрахунках був використаний локальний коефіцієнт теплообміну, який визначаємо згідно з рекомендаціями [9].

$$Nu(z) = 7.55 + \frac{0.024 \left(\frac{Pr Re d_{екв}}{z} \right)^{1.14}}{1 + 0.0358 Pr \left(Re \frac{d_{екв}}{z} \right)^{0.64}},$$

де Pr – стала Прандтля;

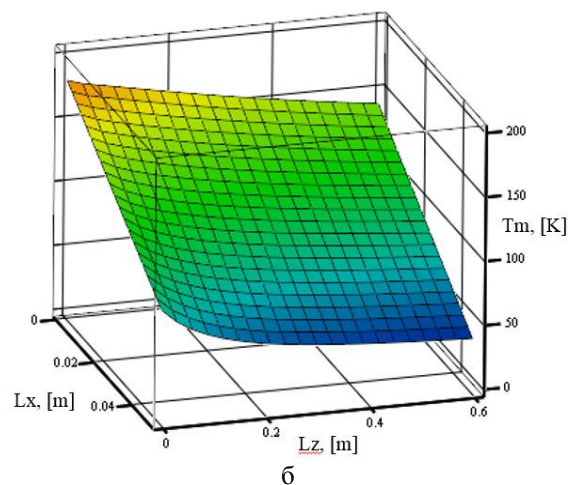
Re – стала Рейнольдса;

$d_{екв}$ – еквівалентний діаметр плоскої трубки.

Такий підхід дозволив врахувати залежність фізичних якостей робочих речовин від температури, та ефектів початкової ділянки на гідродинаміку та теплообмін в плоскій трубці.

На рис. 3 та 4 показані результати розрахунків розподілів $T_M(x, z)$ та комплексів $\Theta T_M(x, z)$ в матриці для апаратів з різними типами теплообмінників.

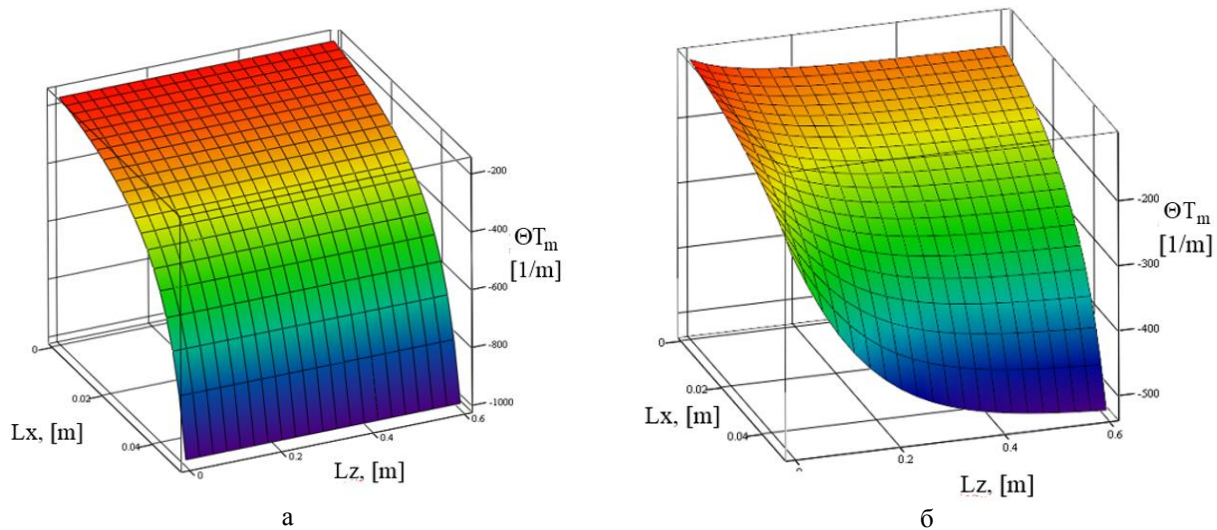
На рис. 5 наведені результати розрахунку співвідношення $\Theta T_M^{real}(x, z) / \Theta T_M^{ideal}(x, z)$ по об'єму матриці.



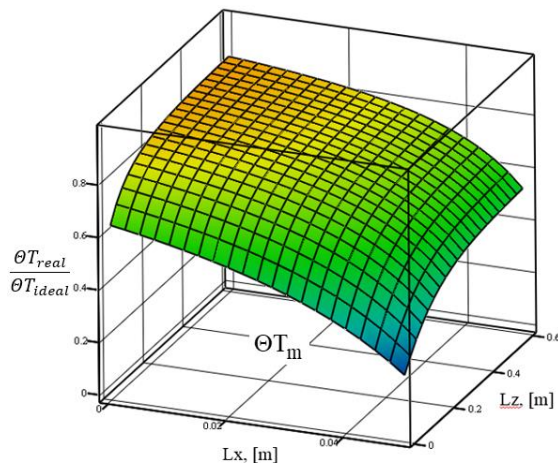
б

Рис. 3. Розподіл температури в матриці ТАД:

а – ТАД з «ідеальними» теплообмінниками; б – ТАД з реальними рекуперативними теплообмінниками

Рис. 4. Розподіл параметру $\Theta T_m(x, z)$ в матриці ТАД:

а – ТАД з ідеальним теплообмінниками; б – ТАД з реальними рекуперативними теплообмінниками

Рис. 5. Розподіл відношення $\Theta T_{real}(x, z) / \Theta T_{ideal}(x, z)$ в матриці ТАД з рекуперативними теплообмінниками

Розрахунки показують, що в матриці «реального» ТАД розподіл коефіцієнта підсилення значно відрізняється від розподілу в ідеальному випадку.

Кількісно, вплив неоднорідності розподілу температур по фронту матриці на можливу потужність ТАД можна оцінити з допомогою нормованого інтегрального комплексу $\bar{\Theta T}_M$, який був отриманий шляхом інтегрування по об'єму матриці:

$$\bar{\Theta T}_M = \frac{\int_0^B \int_0^L \left(\frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \right)_{real} dx dz}{\int_0^B \int_0^L \left(\frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \right)_{ideal} dx dz}.$$

Результати моделювання показали, що неоднорідність температурного поля по фронту матриці, яку формують рекуперативні теплообмінники, може знизити коефіцієнт «підсилення» перетворення енергії в матрицю в 1.1 ... 1.35 рази. В свою чергу, це зменшить можливу потужність ТАД та призведе до втрати ефективності термоакустичної системи енергозбереження.

Висновки

1. Використання в термоакустичних енергозощаджуючих установках проміжних систем, які забезпечують енергообмін між джерелами енергії та ТАД, призводить до втрат ефективності, пов'язаних, як з незворотністю процесів теплообміну, так і з формуванням неоднорідності температур в елементах вузла термоакустичних перетворень ТАД.

2. Неоднорідність поперекового розподілу температури в матриці низькотемпературного ТАД може знизити потенційну потужність такого двигуна в 1.1 ... 1.4 рази. Найбільш суттєво впливають на формування неоднорідності температури в матриці теплофізичні якості транспортних теплоносіїв.

3. Для досягнення максимально можливої ефективності енергогенеруючих термоакустичних систем енергозбереження доцільним є застосування в ТАД теплообмінників, які працюють за рахунок енергії фазових переходів.

4. Результати роботи є основою для подальшого розвитку наукових досліджень в напрямку впровадження низькотемпературних енергогенеруючих термоакустичних систем енергозбереження в судовій енергетиці, транспорті, промисловості.

Література

1. Estimating the global waste heat potential. [Text] / C. Forman, M. I. Pardemann, I. K. Muritala, B. Meyer // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2016. – Vol. 57. – P. 1568-1579. DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.192.
2. Singh, D. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications [Text] / D. Singh, E. Pedersen // *Energy Conversion and Management*. – 2016. – Vol. 111. – P. 315–328. DOI: 10.1016/j.enconman.
3. Коробко, В. В. Підвищення ефективності енергетичних установок шляхом застосування термоакустичних технологій [Текст] / В. В. Коробко // *Судостроение и морская инфраструктура*. – Николаев : Издательство НУК, 2018. – № 2(10). – С. 252–261.
4. Коробко, В. В. Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ [Текст] / В. В. Коробко // *Наук. вісник Херсонської державної морської академії*. – Херсон : Видавництво ХДМА, 2014. – № 2 (11). – С. 69-76.
5. Swift, G. W. Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators [Text] / G. W. Swift. – American Inst. of Physics, 2002. – 300 p.
6. De Blok, K. Low operating temperature integral thermoacoustic devices for solar cooling and waste heat recovery [Text] / K. De Blok // *Acoustic-2008, International conference*. – Paris, 2008. – P. 18–24.
7. Коробко, В. В. Аналіз впливу конструкції теплообмінників на характеристики низькотемпературних термоакустичних установок [Текст] / В. В. Коробко // *Авиационно - космическая техника и технология*. – 2016. – № 8 (135). – С. 5-10.
8. Spoelstra, Simon. *ThermoAcoustic Technology for Energy Applications. Final Report. FP7-ENERGY-2008-FET* [Text] / Simon Spoelstra // *Energy research Centre of the Netherlands (ECN)*. 2012. – 48 p. – Available at: <https://cordis.europa.eu/docs/results/226/226415/final1-final-report.pdf>. – 12.03.2020.
9. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках [Текст] / А. А. Жукаускас. – М. : Наука, 1982. – 472 с.

References

1. Forman, C., Pardemann, M. I., Muritala, I. K., Meyer, B. Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 57, pp. 1568-1579, DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.192.
2. Singh, D., Pedersen, E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 111, pp. 315–328. DOI: 10.1016/j.enconman.
3. Korobko, V. V. Pidvyshchennya efektyvnosti enerhetychnykh ustanovok shlyakhom zastosuvannya termoakustychnykh tekhnolohiy [Improving the efficiency of power plants through the use of thermoacoustic technologies]. *Sudostroenye i morskaya infrastruktura – Shipbuilding & marine infrastructure*, Mykolaiv, NUK. Publ., 2018, no. 2(10), pp. 252–261.
4. Korobko, V. V. Mozhlyvi shlyakhy vykorystannya termoakustychnykh teplovykh mashyn v systemakh SEU [Possible ways of using thermoacoustic thermal machines in SEU systems]. *Naukovyi visnyk KhDMA – Scientific Bulletin of KhDMA* [Scientific Bulletin Kherson State Maritime Academy], 2014, no. 2 (11), pp. 69-76.
5. Swift, G. W. Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators. American Inst. of Physics, 2002. 300 p.
6. De Blok, K., Low operating temperature integral thermoacoustic devices for solar cooling and waste heat recovery. *Acoustic-2008, Inter. Conf.* 2008, Paris, 2008, pp. 18–24.
7. Korobko, V. V. Analiz vplyvu konstruktsiyi teploobminnykiv na kharakterystyky nyz'kotemperaturnykh termoakustychnykh ustanovok [Analysis of the impact on the design of heat exchangers harakterystyky low temperature termoakustych-governmental installations]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2016, no.8 (135), pp. 5-10.
8. Simon Spoelstra. *ThermoAcoustic Technology for Energy Applications. Final Report. FP7-ENERGY-2008-FET*. Energy research Centre of the Netherlands (ECN), 2012, 48 p. Available at: <https://cordis.europa.eu/docs/results/226/226415/final1-final-report.pdf>. (accessed 12.03.2020).
9. Zhukauskas, A. A. *Konvektivnyj perenos v teploobmennikah* [Convective transfer in heat exchangers]. Moscow, Nauka Publ., 1982. 472 p.

Надійшла до редакції 05.06.2020, розглянута на редколегії 15.08.2020

ЗАВИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОАКУСТИЧНОГО ДВИГАТЕЛЯ ОТ НЕОДНОРОДНОСТИ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В. В. Коробко

Задача утилизации низкопотенциальных тепловых выбросов энергетических установок (ЭУ) промышленности, транспорта, энергетики, может быть решена с помощью термоакустических энергогенерирующих систем энергосбережения. Такие системы представляют собой отдельные функциональные модули, связанные с базовой ЭУ с помощью промежуточных систем, обеспечивающих энергообмен между внешними ис-

точниками энергии и термоакустическим двигателем (ТАД). Эти системы представляют собой циркуляционные контуры, в состав которых входят теплообменники - внешние, непосредственно контактирующие с источниками энергии, и внутренние, которые являются составными элементами узла термоакустических преобразований ТАД. Конструктивные особенности ТАД определяют использование рекуперативных трубчато-ребристых теплообменников с перекрестным движением теплоносителей.

Известно, что на выходе таких теплообменников, теплоносители имеют существенно неоднородное распределение температур. В данном случае, это приведет к формированию неоднородного поля температур в элементах узла термоакустических преобразований ТАД, что является нежелательным явлением. Существующие теоретические модели термоакустики и методики расчета ТАД построены в рамках линейной теории, которая предусматривает наличие однородного распределения теплофизических параметров в поперечных сечениях любых элементов ТАД – резонаторах, теплообменниках, матрице.

Разработана математическая модель распределения температуры в матрице ТАД в зависимости от поля температур на поверхности теплообменников узла термоакустических преобразований ТАД. Особенностью модели является учет влияния начального участка на интенсивность теплообмена. В ходе численного моделирования рассматривались случаи использования различных типов промежуточных теплоносителей, таких как вода, или терможидкости. Показано, что неоднородность распределения температур в поясничном пересечении матрицы ТАД приводит к уменьшению возможной мощности ТАД в 1,1 ... 1,4 раза, в зависимости от характеристик теплообменников и теплофизических параметров транспортных теплоносителей. Использование теплообменников на основе фазовых переходов термоакустических системах утилизации тепловых выбросов позволяет уменьшить неоднородность поля температур.

Ключевые слова: энергосбережение; неоднородность; математическая модель; термоакустический двигатель.

INVESTIGATION INFLUENCE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE MATRIX ON THE CHARACTERISTICS OF THE THERMOACOUSTIC APPARATUS

V. Korobko

The problem of utilization of low-potential thermal emissions of the Power plants of industry, transport, energy, with the help of thermoacoustic energy-saving systems may be solved. Such systems are separate functional modules connected to the main power plan with transitional systems that provide energy exchange between external energy sources and thermoacoustic engines (TAE). These intermediate systems are circulating circuits, include external heat exchangers, for direct contact with energy sources, and internal, which are components of the thermoacoustic engine. Design features of thermoacoustic energy-saving systems define the use of recuperative heat exchangers of tubular-rib design with cross-movement of coolants.

Known, that at the outlet of such heat exchangers, the coolants have a significantly inhomogeneous temperature distribution in the cross-sections. In this case, this will lead to the formation of inhomogeneous temperature distribution in the structural elements of the thermoacoustic transformation core of TAE, which is an unwanted phenomenon. Existing theoretical models of thermoacoustic and methods of calculation of TAE have built within the linear theory, which assumes the presence of a purely homogeneous distribution of thermophysical parameters in the cross-sections of any elements of TAE - resonators, heat exchangers, matrices, etc.

The mathematical model of temperature distribution in the TAE matrix depending on the temperature field on the surface of heat exchangers of the TAE was developed. The peculiarity of the proposed model is taking into account the influence of the initial hydrodynamic stabilization of the flow on the intensity of heat transfer. Cases of using different types of intermediate coolants, such as water or thermal fluids, have been investigated. Numerical simulations have shown that the inhomogeneity of the temperature distribution in the cross-section of the TAE matrix leads to a decrease in the possible capacity of TAE by 1.1 to 1.4 times. The use of heat exchangers based on phase transitions in thermoacoustic energy-saving systems can reduce the level of temperature field inhomogeneity in the matrix, which will increase the efficiency of the thermoacoustic system.

Keywords: energy saving; heat exchange; heterogeneity; mathematical model; thermoacoustic engine.

Коробко Владимир Владиславович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры Эксплуатации СЭУ и Теплоэнергетики, Национальный университет кораблестроения, Николаев, Украина.

Volodymyr Korobko – PhD, associate professor, National University of Shipbuilding, associate professor of the department of Operation of Ship Power Plants and Heat Power Engineering, Nikolaev, Ukraine,
e-mail: volodymyr.korobko@nuos.edu.ua, kvv001@gmail.com,
ORCID Author ID: 0000-0001-5761-6824, Scopus Author ID: 54420455300.