(5–6). pp. 410–417. doi: 10.1007/s10556-018-0495-y.

53. Mikulionok I.O. Design of the valves of the contact plates of mass-transfer columns (Survey of patents). *Chemical and Petroleum Engineering*. 2020. 55 (9–10). pp. 762–771. doi: 10.1007/s10556-021-00881-5.

54. Mikulionok I.O. Classification of the designs of the stamped contact plates of mass-exchange columns (survey of patents). *Chemical and Petroleum Engineering.* 2020. 55 (9–10). pp. 847–855. doi: 10.1007/s10556-020-00703-0.

55. Sakai S., Hiraoka M. Municipal solid waste incinerator residue recycling by thermal processes. *Waste Management*. 2000. 20 (2–3). pp. 249–258. doi: 10.1016/S0956-053X(99)00315-3.

56. Zhao P., Ni G., Jiang Y., Chen L., Chen M., Meng Y. Destruction of inorganic municipal solid waste incinerator fly ash in a DC arc plasma furnace. *Journal of Hazardous Materials.* 2010. 181 (1–3). pp. 580–585. doi: 10.1016/j.jhazmat.2010.05.052.

57. Mukherjee C., Denney J., Mbonimpa E.G., Slagley J., Bhowmik R. A review on municipal solid waste-to-energy trends in the USA. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2020. 119. Article 109512. 17 p. doi: 10.1016/j.rser.2019.109512.

58. Zhang Y., Wang L., Chen L., Ma B., Zhang Y., Ni W., Tsang D.C.W. Treatment of municipal solid waste incineration fly ash: State-of-the-art technologies and future perspectives. *Journal of Hazardous Materials*. 2021. 411. Article 125132. 19 p. doi: 10.1016/ j.jhazmat.2021.125132.

59. Li M., Xiang J., Hu S., Sun L.-S., Su S., Li P.-S., Sun X.-X. Characterization of solid residues from municipal solid waste incinerator. *Fuel. 2004.* 83 (10). P. 1397–1405. doi: 10.1016/j.fuel.2004.01.005.

60. Dong J., Chi Y., Tang Y., Ni M., Nzihou A., Weiss-Hortala E., Huang Q. Partitioning of heavy metals in municipal solid waste pyrolysis, gasification and incineration. *Energy & Fuels*. 2015. 29 (11). pp. 7516–7525. doi: 10.1021/acs.energyfuels.5b01918.

61. Kanhar A.H., Chen S., Wang F. Incineration Fly Ash and Its Treatment to Possible Utilization: A Review. *Energies*. 2020. 13 (24). Article 6681. 35 p. doi: 10.3390/en13246681.

62. Xue Y., Liu X. Detoxification, solidification and recycling of municipal solid waste incineration fly ash: A review. *Chemical Engineering Journal.* 2021. 420 (3). Article 130349. 10 p. doi: 10.1016/j.cej.2021.130349.

Received February 16, 2023

УДК 536.24
DOI: 10.33070/etars.1.2023.07

Туз В.О., *докт. техн. наук, проф., ORCID: 0000-0002-4691-4890,*
Лебедь Н.Л., *канд. техн. наук, ORCID: 0000-0002-2194-4911,*
Литвиненко М.П., *ORCID: 0000-0002-1760-1449*
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ
пр-кт Перемоги, 37, 03056 Київ, Україна, e-mail: valeriituz56@gmail.com

Багатофакторність процедури оптимізації конструкції витого теплообмінника, розташованого в кільцевому каналі при ламінарному русі

Кріогенні установки, які працюють за циклом Дж-Т (Джоуля-Томсона), знайшли широке застосування завдяки відносно простій конструкції основних елементів, низьким експлуатаційним витратам, надійності та великому ресурсу роботи. У значній мірі ефективність установки залежить від вибору теплоносія, схемного рішення, а також від конструкції рекуперативного теплообмінного апарата. Можливість компенсації температурних та механічних напружень завдяки витій конструкції забезпечує довготривалу та безаварійну

роботу теплообмінного обладнання. Основною метою багатьох досліджень було визначення впливу теплофізичних властивостей теплоносія, його режимних параметрів та геометричних характеристик поверхні на теплообмін та гідродинаміку. На підставі результатів досліджень виконувалася оптимізація конструкції та наводилися емпіричні залежності для розрахунку її параметрів. Аналіз емпіричних залежностей не дає остаточної відповіді стосовно розробки узагальненої методики розрахунку мікротеплообмінників типу Хемпсона, які використовуються у кріогенних установках.

У статті запропоновано виконувати розрахунки геометричних характеристик такого типу теплообмінників з урахуванням впливу на інтенсивність теплообміну не тільки режимних параметрів теплоносія та робочого тіла, але й конструктивних характеристик обладнання, а саме: діаметр та довжина труби, діаметр витка, зазор між теплообмінною поверхнею та зовнішнім і внутрішнім корпусами, крокові характеристики витка.

Реалізовано методологію розрахунку та проведення оптимізації конструкції витого теплообмінника, розташованого у кільцевому каналі при вимушеній конвекції та ламінарному режимі течії. Основний акцент зроблено на урахуванні зміни інтенсивності теплообміну за довжиною теплообмінної поверхні, визначена довжина початкової теплової ділянки.

Експериментальне дослідження процесів теплообміну при вимушеній конвекції газу у витому теплообміннику при ламінарному режимі руху теплоносія дало можливість встановити залежності коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_к$ від основних геометричних характеристик теплообмінника: відносного кроку витка, зазору між теплообмінною трубою та зовнішньою і внутрішньою поверхнею корпусу. На підставі результатів досліджень було визначено поправки у безрозмірному вигляді, за допомогою яких виконуються варіаційні розрахунки конструкцій витих теплообмінників, розташованих у кільцевих каналах, з метою оптимізації їх геометричних характеристик. *Бібл. 31, рис. 1.*

Ключові слова: витий теплообмінник, конвективний теплообмін у кільцевих каналах, геометричні характеристики витих теплообмінників.

Особливості теплопередачі у витих теплообмінниках

У багатьох галузях науки та техніки виникає потреба у застосуванні теплоносіїв з температурами мінус 200 °С та нижче. Кріогенні установки, які працюють за циклом J-T (Джоуля-Томсона), знайшли широке застосування завдяки відносно простій конструкції основних елементів, низьким експлуатаційним витратам, надійності та великому ресурсу роботи. У значній мірі ефективність установки залежить від вибору теплоносія, схемного рішення, а також від конструкції рекуперативного теплообмінного апарата. Можливість компенсації температурних та механічних напружень завдяки витій конструкції забезпечує довготривалу та безаварійну роботу теплообмінного обладнання.

У літературі існує значна кількість робіт, присвячених дослідженню процесів теплообміну та гідродинаміки витих теплообмінників типу Хемпсона [1–5]. Основною метою багатьох досліджень було визначення впливу теплофізичних властивостей теплоносія, його режимних параметрів та геометричних характеристик поверхні на теплообмін та гідродинаміку. На підставі результатів досліджень виконувалася оптимізація конструкції та наводилися емпіричні залежності для розрахунку її параметрів. Аналіз емпіричних залежностей не дає остаточної відповіді стосовно розробки узагальненої методики розрахунку мікротеплообмінників типу Хемпсона, які використовуються у кріогенних установках.

При аналізі результатів досліджень, наведених у [1], можливо зробити висновок про наявність великої кількості емпіричних кореляцій, за допомогою яких можливо виконати кваліфіковані тепловий та гідравлічний розрахунки витих або спіральних рекуперативних теплообмінників. Дослідження провадилися для гладкотрубної поверхні, а також для випадків застосування активних (вплив коливань під дією зовнішніх чинників [1]) та пасивних методів інтенсифікації процесів теплообмінну (оребрення різного типу [6], наявність перегородок [1, 7], використання профільованих труб [8–10]).

Перше ніж вирішувати теплову задачу, пов'язану з визначенням площі теплообміну, необхідно попередньо проаналізувати можливі варіанти реалізації гідродинаміки руху теплоносія

© Туз В.О., Лебедь Н.Л., Литвиненко М.П., 2023

та робочого тіла. Класичний підхід рішення динамічної задачі передбачає визначити діапазон зміни масової швидкості та режим течії. Зазвичай при проектуванні рекуперативних кожухотрубних теплообмінників рекомендується забезпечувати турбулентний режим руху рідини або парового чи газового середовища. На практиці у витих теплообмінниках, які використовуються у технологічних схемах кріо- або холодильних установках, можливе існування як ламінарного, так і турбулентного режимів руху. Безумовно, реалізація турбулентного режиму сприяє інтенсифікації процесу теплообміну, та значення коефіцієнта тепловіддачі α може бути у декілька разів більше, ніж при ламінарному режимі, але відомо, що коефіцієнт теплопередачі k не може бути більше найменшого значення коефіцієнта тепловіддачі α. Очевидно, що при виборі швидкостей теплоносія та робочого тіла необхідно забезпечувати по можливості значення коефіцієнта тепловіддачі α з обох сторін одного порядку з мінімізацією втрат тиску на прокачування рідин.

Стосовно внутрішньої задачі, для визначення параметрів теплообміну на внутрішній поверхні витої труби можливо користуватися кореляціями, які одержані при дослідженні процесів теплообміну в прямих трубах. Вплив відцентрових сил на внутрішній потік буде незначним при швидкостях менше 1–2 м/с та відносному діаметру витка $0{,}137 \le (d/D) \le 0{,}255$, характерному для витих теплообмінників [11].

Зовнішня задача, яка пов'язана з визначенням умов теплообміну, значно складніша у порівнянні з внутрішньою. В першу чергу, це пов'язано з визначенням характеру гідродинамічної течії при русі вздовж витої поверхні. На відміну від теплообмінників, розташованих у достатньо просторих корпусах, вита теплообмінна поверхня, яка обмежена зовнішньою та внутрішньою стінками кільцевого каналу, взаємодіє не тільки з осьовим потоком теплоносія, але і з частиною закрученого потоку. У [12, 13] наведені результати досліджень щодо визначення оптимального кута навивки поверхні теплообмінника типу Хемпсона, але зі зміною режиму течії умови оптимізації можуть бути порушені. Крім того, співвідношення між осьовою та радіальною складовими потоку в значній мірі залежать не тільки від кута навивання, але й від зазору між поверхнею та корпусом. Урахування наведених факторів дасть можливість аргументовано провадити оптимізацію конструкції теплообмінника. На підставі наведеного вважаємо актуальною тему досліджень.

Методологія теплового розрахунку поверхонь нагріву витих теплообмінників

Тепловий розрахунок конвективних поверхонь нагріву [14–16] передбачає спільне вирішення системи рівнянь тепловіддачі та теплового балансу теплоносія і робочого тіла:

а) рівняння теплопередачі:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \,, \qquad (1)$$

де Q — теплота, яку поверхня одержала конвекцією, Вт; k — коефіцієнт теплопередачі, віднесений до розрахункової поверхні нагріву, Вт/(м^2·К); F — розрахункова поверхня нагріву, м^2; Δt — температурний напір, К;

б) теплота, яка віддається теплоносієм:

$$Q = G_1 \cdot \left(i_1' - i_1''\right), \qquad (2)$$

де G_1 — масова витрата теплоносія, кг/с; i_1', i_1'' — ентальпії теплоносія на вході у поверхню нагріву та виході з неї, кДж/кг;

в) теплота, яка сприймається робочим тілом:

$$Q = G_2 \cdot \left(i_2'' - i_2'\right), \qquad (3)$$

де i_2'', i_2' — ентальпії робочого тіла на виході з теплообмінної поверхні та вході до неї, кДж/кг.

Враховуючи значну кількість невідомих, які входять у рівняння (1)–(3), розв'язок наведеної вище задачі виконується за методом послідовних наближень. Для цього попередньо задають крокові характеристики витого теплообмінника. За результатами теплового розрахунку гладкотрубних теплообмінників визначається коефіцієнт теплопередачі k, Вт/(м^2·К):

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + R_1 + \delta/\lambda + R_2 + 1/\alpha_2}, \qquad (4)$$

де α_1 — коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки, віднесений до розрахункової поверхні F, для турбулентного режиму визначається [14] так, Вт/(м^2·К):

$$\alpha_1 = 0{,}023 \cdot \lambda / d_e \left(w \cdot d_e / \nu\right)^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_k \,, \qquad (5)$$

де R_1, R_2 — термічні опори забруднень на внутрішній та зовнішній поверхнях труби, (м²·К/Вт); C_t — поправка, яка враховує різницю температур потоку рідини та стінки, $C_t = 1$; C_l — поправка, яка враховує відносну довжину теплообмінної поверхні, уводиться у випадку прямого входу у трубу без закруглень при $l/d \le 50$; C_k — поправка, яка враховує односторонній обігрів у кільцевих каналах; при двосторонньому обігріві $C_k = 1$.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до робочого тіла:

$$\alpha_2 = \xi \cdot \left(\alpha_к + \alpha_{пром}\right), \qquad (6)$$

де ξ — коефіцієнт використання, який враховує зменшення теплосприйняття поверхні нагріву внаслідок нерівномірного омивання її робочим тілом, часткового перетікання газів повз неї та утворювання застійних зон; $\alpha_к$ — коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до повної зовнішньої поверхні витого теплообмінника, Вт/(м²·К); $\alpha_{пром}$ — коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, Вт/(м²·К).

Величина $\alpha_{пром}$ залежить від оптичних властивостей робочого тіла, його температури та поверхні нагріву, наявності забруднень, геометричних характеристик системи. Враховуючи наведені фактори та параметри процесу, величина $\alpha_{пром}$ у порівнянні з коефіцієнтом тепловіддачі конвекцією на порядок буде меншим, і його можливо не враховувати при розрахунку витих теплообмінників кріокулерів, які працюють за циклом J-T.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією $\alpha_к$ залежить від компанування теплообмінника, його геометричних характеристик, швидкості робочого тіла, режиму течії, характеру омивання, температури, теплофізичних властивостей та температури стінки. При поперечному омиванні коридорних гладкотрубних пучків коефіцієнт тепловіддачі конвекцією $\alpha_к$, Вт/(м²·К), віднесений до повної поверхні [14]:

$$\alpha_к = 0{,}2 \cdot C_S \cdot C_Z \cdot \lambda/d \cdot \left(w \cdot d/\nu\right)^{0{,}65} \cdot Pr^{0{,}33}, \qquad (7)$$

де C_S — поправка, яка враховує крокові характеристики; C_Z — поправка на число рядів по ходу теплоносія.

Використання (7) для розрахунку буде некоректним. Пов'язано це з особливостями гідродинаміки течії у міжвитковому просторі витого теплообмінника. Розглядаючи рух теплоносія у кільцевому каналі, в якому розташований витий теплообмінник, можливо виділити характерну особливість гідродинаміки потоку. Полягає вона у тому, що, зберігаючи основний напрям руху вздовж осі теплообмінника, на робоче тіло завдяки криволінійній поверхні витої труби починають діяти відцентрові сили.

Слід зазначити, що кривизна ліній току спричиняє виникнення вторинних течій, які пов'язані з відцентровою нестабільністю. Наслідком таких процесів є виникнення біля увігнутих поверхонь вторинних течій у вигляді вихорів Тейлора-Гертлера, а у криволінійних каналах течій — у формі вихорів Діна, які можна класифікувати як вторинні течії першого роду [17]. Наявність вторинних течій та, як наслідок, появи вихрової структури потоку в значній мірі сприяє інтенсифікації теплообміну. На гідравліку течії у значній мірі впливають як параметри потоку (режим течії, степінь турбулентності, фізичні властивості теплоносія), так і геометрія кільцевого каналу та витого теплообмінника (зовнішній та внутрішній діаметри каналу $D_з$, $D_{вн}$, діаметр труб $d_{тр}$, крок витка S, зазор між теплообмінником та стінками каналу $\delta_{заз}$, довжина труб $l_{тр}$).

Аналіз методик розрахунку, наведений у [5], не дає можливості однозначно відповісти на питання про можливість використання одержаних емпіричних кореляцій для розрахунку обладнання. Запропоновані залежності для розрахунку інтенсивності теплообміну функціонально мають вигляд:

$$Nu = f\left(Re^n\right), \qquad (8)$$

де показник степені при числі Re змінюється: n = 0,2 для ламінарного, n = 1,6 для перехідної області, n = 0,8 для турбулентного режимів.

Така зміна інтенсивності теплообміну свідчить про необхідність їх уточнення з урахуванням впливу геометричних характеристик теплообмінника, теплофізичних властивостей та режимних параметрів теплоносія.

У значній кількості відомих робіт [7, 10, 18–23] для ламінарного режиму течії у міжтрубному просторі витих теплообмінників для визначення інтенсивності теплообміну пропонуються емпіричні кореляції виду, в яких автори, крім чисел подібності, які визначають вплив режиму течії Re та теплофізичні властивості теплоносія Pr, додатково вносять симплекси виду d/l для врахування

геометрії теплообмінника та μ_f/μ_w для зміни в'язкості у пограничному шарі:

$$Nu = f\left[Re^n; Pr^m; (d/l)^t; (\mu_f/\mu_w)^h \right]. \quad (9)$$

Вид кореляції суттєво ускладнюється, але точність результатів підвищується.

Слід зазначити, що у роботах [7, 10, 18, 20, 23] замість числа Рейнольдса Re у кореляціях використовують число Діна De. Теплообмін визначається:

$$Nu = f\left(De^n\, Pr^m\right), \quad (10)$$

де De — число Діна, $De = Re\sqrt{d/D}$.

Таким чином, враховується вплив геометрії витого теплообмінника на теплообмін. Наскільки виправдана заміна Re на De стосовно витих теплообмінників, розташованих у кільцевих каналах, розглянемо нижче.

Важливо, що результати дослід-жень, наведених у [7, 19, 24], враховують особливості ламінарної течії теплоносія: в'язкісного та в'язкісно-гравітаційного режимів. Кореляції мають вигляд:

$$Nu = f\left(Ra^k\, Re^n\, Pr^m\right), \quad (11)$$

де Ra — чисто Релея визначається як $Ra = Gr, Pr$.

На жаль, аргументованого визначення границі між в'язкістним та в'язкістно-гравітаційним режимами не наведено.

Варто зауважити, що якісним показником інтенсивності процесу конвективного теплообміну вважається значення показника степені n числа Re. У роботах [1, 4, 7, 8, 11, 22] змінюється діапазоні n від 0,48 до 0,6447, що свідчить про складність у визначенні додаткових факторів на процес.

Порівнюючи результати досліджень процесів у витких теплообмінниках, можливо зробити висновок, що у більшості випадків емпіричні кореляції суттєво відрізняються між собою. Наведені у літературі розрахункові залежності належать до конкретних типів пристроїв та узагальнюються по інтегральних параметрах. У більшості робіт застосовується класичний підхід для визначення інтенсивності конвективного теплообміну, що не завжди дає можливість виконати оптимізаційні розрахунки конструкції витого теплообмінника типу Хемпсона, який найбільш поширений у кріогенних установках.

Основною метою досліджень є визначення факторів, які мають найбільший вплив на інтенсивність процесу конвективного теплообміну при зовнішньому обтіканні розташованої у кільцевому каналі трубної поверхні витого теплообмінника, одержання емпіричних кореляцій для визначення інтенсивності теплообміну з урахуванням особливостей формування пограничного шару та впливу геометричних характеристик теплообмінника, які дадуть можливість уточнити методику розрахунку теплообмінних пристроїв у вигляді витого теплообмінника у кільцевому каналі.

Експериментальне дослідження теплообміну у витих теплообмінниках, розташованих у кільцевих каналах

Мініатюризація елемента, який необхідно охолоджувати, спричиняє необхідність використовувати теплообмінне обладнання малих або навіть мікророзмірів. Чіткого критерію класифікації за геометричними характеристиками теплообмінного обладнання не існує. Аналізуючи конструкції кріогенних установок [5], можливо зробити висновок, що найбільш поширеними в їх схемах є теплообмінники, які виготовлені з мідних трубок діаметром $d_{зов}$ = (0,5–3) мм та товщиною стінки δ_c = (0,1–0,5) мм. Трубка може бути гладка або оребрена [5, 25, 26]. Оребрення виконується навивкою мідного дроту діаметром $d_{др}$ = (0,2–0,3) мм або стрічки товщиною $\delta_{ст}$ = (0,1–0,2) мм. Оребрення припаюється до основи, або щільно намотується. Для забезпечення компактності теплообмінник виготовляється у вигляді трубного пучка витої форми, який розміщений у циліндричному корпусі з аксіально розташованим суцільним сердечником або без нього. Крім того, для збільшення питомої поверхні теплообміну в одиниці об'єму теплообмінника він виконується багатозахідним (кількість заходів може змінюватися у діапазоні від $Z_з$ = 1–8 та більше) [27, 28], а також одно- й багатошаровим [29, 30].

Теплообмінна поверхня розташовується у кільцевому зазорі корпусу на певній відстані від стінок. Характерним для витих теплообмінників є відносно невелике значення відношення діаметра витка D до довжини теплообмінника L. Типовий діапазон зміни D/L становить 0,15–0,4. Пов'язано це з необхідністю забезпечення компактності установки та зменшення теплових втрат. Традиційно використовується протитокова схема ру-

ху. Теплоносій при тиску P = (1,5–2,5) МПа рухається по трубках теплообмінної поверхні, а після дроселювання він потрапляє у міжтрубний простір при P = (0,2–0,5) МПа. Температура теплоносія на вході змінювалася у діапазоні t' = (35–65) °С, температура робочого тіла на вході t_z' = (25,5–26,3) °С, а його швидкість w' = (3–9) м/с.

Враховуючи наведене, пропонується виконувати розрахунки геометричних характеристик такого типу теплообмінників з урахуванням впливу на інтенсивність теплообміну не тільки режимних параметрів теплоносія та робочого тіла, але й конструктивних характеристик обладнання, а саме: діаметр та довжина труби, діаметр витка, зазор між теплообмінною поверхнею та зовнішнім і внутрішнім корпусами, крокові характеристики витка.

Підсумовуючи результати наведеного аналізу, вважаємо за доцільне при оптимізації конструкції витого теплообмінника типу Хемпсона, розташованого у кільцевому каналі, використовувати емпіричні кореляції такого виду:

$$Nu = f\left[Re^n ; Pr^m ; \varepsilon_{кр} ; \varepsilon_з \right], \qquad (12)$$

де $\varepsilon_{кр}$ — поправка, яка враховує вплив на теплообмін крокових характеристик теплообмінника; ε_z — поправка, яка враховує зазор між зовнішнім і внутрішнім корпусами та трубою.

На відміну від найбільш поширених запропонована кореляція (12) спростить методику розрахунку такого типу теплообмінників.

Був проведений комплекс досліджень [30, 31], метою яких було визначення впливу параметрів теплоносія та основних геометричних характеристик теплообмінника на інтенсивність конвективного теплообміну.

У науковій літературі існує невелика кількість робіт [27, 29], присвячених дослідженню локального теплообміну в потоках складної просторової форми при виникненні вторинних течій. Для вирішення оптимізаційних задач, пов'язаних зі створенням теплообмінного обладнання якісно нового рівня, недостатньо мати інформацію про осереднені теплообмінні та гідравлічні характеристики. Виникає необхідність визначити закономірності зміни локальної тепловіддачі при різних умовах як вздовж, так впоперек криволінійної поверхні. Враховуючі особливості фізичних процесів у витих теплообмінниках, доцільно звернути увагу на характер зміни інтенсивності процесу теплообміну за довжиною теплообмінної поверхні.

Аналітичне та експериментальне визначення довжини початкової ділянки $l_{нт}$ пов'язане із значними труднощами, зокрема через велику кількість режимних чинників та геометричних характеристик, що впливають на зміну теплофізичних властивостей та режим руху теплоносіїв.

У [30] наведені результати досліджень локальних характеристик процесу теплообміну при вимушеній конвекції робочого тіла у витому теплообміннику, розташованому в кільцевому каналі. Досліджуваний діапазон швидкостей газового потоку включав ламінарний режим при Re < 2230. На підставі обробки експериментальних даних по визначенню довжини початкової теплової ділянки для ламінарного режиму була одержана кореляція:

$$l_{нт} = 0{,}356 \cdot d \cdot Pe \cdot \sigma_2^{0{,}163}, \qquad (13)$$

де σ_2 — відносний крок витка.

При проведенні досліджень для визначення впливу на інтенсивність теплообміну крокових характеристик теплообмінної поверхні довжина труби залишалася постійною. Швидкість теплоносія у міжтрубному просторі змінювалася у діапазоні w = (0,68–10,58) м/с, а температура t = (50–65) °С.

Результати досліджень свідчать, що збільшення відносного кроку σ_2 спричиняє зростання коефіцієнта тепловіддачі на (16–18) %. Найбільш суттєве зростання відбувається при зміні відносного кроку σ_2 від 1 до 3–4. Фізична сутність цього ефекту полягає у тому, що зростає доля кількості руху закрученого потоку. На процес формування пограничного шару, особливо у кормовій частині труби, впливає струмінь, який рухається вздовж труби. Наявність такого струменя впливає на утворення вихрової структури, зменшує долю поверхні труби, яка знаходиться під дією зворотної течії. Подальше збільшення значення відносного кроку σ_2 практично не впливає на процес теплообміну, а при значних температурах стінки труби інтенсивність тепловіддачі дещо знижується. Визначити вплив крокових характеристик трубного пучка на параметри процесу теплообміну в діапазоні досліджень зміни параметрів можливо за допомогою поправки [31]:

$$\varepsilon_{кр} = -0{,}022 \cdot \sigma_2^2 + 0{,}192 \cdot \sigma_2 + \sigma^*, \qquad (14)$$

де $\sigma^* = 8{,}9 \cdot 10^{-4}\ Re^{0{,}885}$.

Залежність одержана у діапазоні зміни Re = 200–1570 та σ_2 = 1–6.

Як крокові характеристики трубного пучка, так і величина зазору між поверхнею труби, корпусом та внутрішньою вставкою спричиняють перерозподіл між осьовою та відцентровою кількістю руху.

Важливою геометричною характеристикою витих теплообмінників, які використовуються у кріокулерах, є величина зазору між корпусами та трубою. Результати досліджень показують, що зміна коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_к$ у значній мірі залежить від величини зазору. Чим він менше, тим більша частина газового потоку рухається між витками теплообмінника по гвинтовій лінії. Такі умови наближені до випадку повздовжнього руху в каналах довільної форми. Пояснити це можливо тим, що незважаючи на покращання умов теплообміну в кормовій частині труби зростання товщини пограничного шару в лобовій частині пригнічує дію часткової закрутки потоку. Збільшення величини зазору $\delta_з$ від 1 до 1,6 мм спричиняє інтенсифікацію процесу приблизно на 40 % у всьому діапазоні швидкості газового потоку. Подальше збільшення величини зазору уповільнює цей ефект, але гідродинамічний опір витого теплообмінника може значно зменшитися [31]. На підставі аналізу експериментальних даних щодо впливу величини зазору на інтенсивність теплообміну доцільно обирати його значення, враховуючи не тільки теплообмін та гідродинаміку, а і загальні розміри витого теплообмінника.

Таким чином, для врахування впливу величини зазору між поверхнею труби, корпусом та внутрішньою вставкою, коли $\delta_з$ дорівнює 1,6 мм та більше, на параметри процесу теплообміну в діапазоні дослідження зміни параметрів можливі за допомогою поправки:

$$\varepsilon_з = 1{,}26 \cdot \left(\delta_з^*\right)^{0{,}2}, \qquad (15)$$

де $\delta_з^* = d/D_e$; D_e — еквівалентний діаметр кільцевого каналу.

Залежність одержана у діапазоні зміни Re = 110–1790 та d/D_e = 0,1552–0,2288.

Одержані поправки, які визначають вплив геометричних характеристик трубного пучка на інтенсивність теплообміну, дають можливість модифікувати методику теплового розрахунку витих теплообмінників введенням їх у розрахункову залежність.

На інтенсивність теплообміну при вимушеній конвекції найбільш впливають режимні параметри та теплофізичні властивості робочого тіла.

Дослідження конвективного теплообміну та аеродинамічного опору витих теплообмінників, розташованих у кільцевих каналах, при їх обтіканні потоком газу здійснювалися на експериментальній установці, яка являє собою аеродинамічну трубу розімкнутого типу круглого перерізу, розміри якої складали: діаметр $D_{вн}$ = 38,5 мм, довжина каналу L = 1000 мм.

Проточна частина (прямий канал) складалася з робочої та гідродинамічної стабілізуючої ділянки, призначеної для вирівнювання полів швидкості та статичного тиску. Стабілізаційна ділянка приєднувалася до камери термічної стабілізації вимірювального вузла, який складався з двох ротаметрів типу РС-5 та одного типу РМ-7, вентилятора продуктивністю 0,08 м^3/с та напором до 1,5 кПа.

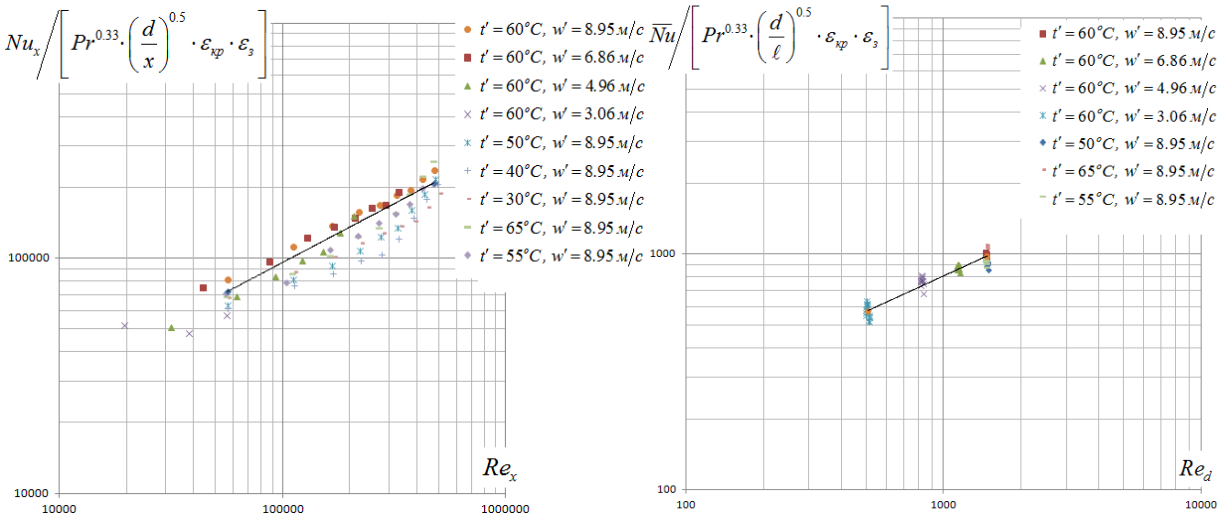
Максимальна швидкість у «живому» перерізі робочої ділянки змінювалася в діапазоні (0,4–8,8) м/с.

Для визначення середньоінтегральних характеристик інтенсивності теплообміну провадилися вимірювання температур на вході та виході взаємодіючих фаз (рідини та газового потоку) з витого теплообмінника за допомогою хромелькопелевих термопар, які встановлювалися у гільзи, виготовлені з мідної трубки діаметром 1,5 мм.

З метою визначення локальних характеристик процесу теплообміну провадилося вимірювання температурного поля у кільцевому зазорі між внутрішньою поверхнею прямої ділянки та циліндричною вставкою — зондом, у якому розташовувалася термопара. Зонд вводився через задній фланець проти руху газового середовища.

Температура стінки витого теплообмінника вимірювалася хромель-копелевими термопарами з діаметром дроту 0,1 мм. Корольок термопари карбувався у стінку трубки, а місце розташування покривалося термостійким лаком. Крок розташування термопар змінювався у залежності від координати перерізу, в якому провадилося вимірювання.

Результати експериментальних досліджень інтегральної та локальної інтенсивності конвективного теплообміну у витих теплообмінниках, розташованих у кільцевих каналах, при ламінарному русі теплоносія наведені на рис. 1. Дослід-



а б

Рис. 1. Інтенсивність конвективного теплообміну у витих теплообмінниках, розташованих у кільцевих каналах, при ламінарному русі теплоносія: а — локальний теплообмін на початковій ділянці; б — інтегральний теплообмін на ділянці стабілізації.

Figure 1. Intensity of convective heat exchange in coiled heat exchangers located in ring channels during laminar movement of the heat carrier: a — local heat exchange in the initial section; b — integral heat exchange in the area of stabilization.

ження провадилися при дотриманні граничних умов другого роду, а саме: густина теплового потоку на стінці підтримувалася $q = const$. Обробка результатів досліджень здійснювалася окремо для початкової теплової ділянки та ділянки стабілізованого теплообміну. Враховуючи наведену аргументацію, обробка експериментальних результатів дала можливість одержати наведені нижче кореляції:
для початкової теплової ділянки

$$Nu_x = 302,71 \cdot Re_x^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \cdot (d/x)^{0,5} \cdot \varepsilon_{кр} \cdot \varepsilon_з ; \quad (16)$$

для ділянки стабілізованого теплообміну

$$\overline{Nu} = 25,47 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \cdot (d/l)^{0,5} \cdot \varepsilon_{кр} \cdot \varepsilon_з . \quad (17)$$

Як визначальний розмір при розрахунку числа Рейнольдса на ділянці стабілізованої течії Re_d обирався зовнішній діаметр теплообмінної труби d, а при визначенні числа Рейнольдса на ділянці стабілізації Re_x — координата перерізу теплообмінника x.

Висновки

Оригінальність конструкції витого теплообмінника, спроможність компенсувати термічні напруження визначили основні переваги такого типу теплообмінників. У науковій літературі наведені результати моделювання та експериментальних досліджень гідродинаміки та конвективного теплообміну у витих теплообмінниках. Як підсумок проведених досліджень були запропоновані емпіричні кореляції, на підставі яких розробляється методологія розрахунку теплообмінного апарата. Вибір чисел подібності та певних симплексів дає можливість врахувати вплив на число Nu режимних параметрів, зміни в'язкості у пограничному шарі та співвідношення основних геометричних характеристик.

При проектувані витих теплообмінників необхідно максимально використовувати їх переваги та зменшувати дію негативних факторів. Запропоновано та реалізовано методологію розрахунку та проведення оптимізації конструкції витого теплообмінника, розташованого у кільцевому каналі, при вимушеній конвекції та ламінарному режимі течії. Основний акцент зроблено на урахуванні зміни інтенсивності теплообміну за довжиною теплообмінної поверхні. Визначена довжина початакової теплової ділянки.

Експериментальне дослідження процесів теплообміну при вимушеній конвекції газу у витому

теплообміннику при ламінарному режимі руху теплоносія дало можливість встановити залежності коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_к$ від основних геометричних характеристик теплообмінника: відносного кроку витка, зазору між теплообмінною трубою та зовнішньою і внутрішньою поверхнями корпусу. На підставі результатів досліджень визначені поправки у безрозмірному вигляді, за допомогою яких виконуються варіаційні розрахунки конструкцій витих теплообмінників, розташованих у кільцевих каналах, з метою оптимізації їх геометричних характеристик.

Список літератури

1. Wang G., Wang D., Peng X., Han L., Xiang S., Ma F. Experimental and numerical study on heat transfer and flow characteristics in the shell side of helically coiled trilobal tube heat exchanger. *Appl. Therm. Eng.* 2018. Vol. 149. P. 772–787. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.055

2. Xu X., Zhang Y., Chao L. Experimental investigation of heat transfer of supercritical CO_2 cooled in helically coiled tubes based on exergy analysis. *Int. J. Refrig.* 2016. Vol. 67. P. 190–201. — https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.03.010

3. Wang C., Shengju L., Wu J., Li Z. Effects of temperature-dependent viscosity on fluid flow and heat transfer in a helical rectangular duct with a finite pitch. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*. 2014. Vol. 31, № 3. P. 787–797. — https://doi.org/10.1590/0104-6632.20140313s00002676

4. Genic S.B., Jacimovic B.M., Jaric M.S. Research on the shell-side thermal performances of heat exchangers with helical tube coils. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2012. Vol. 55, № 15–16. P. 4295–4300. — https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.074

5. Дилевская Е.В. Криогенные микротеплообменники. Москва : Машиностроение, 1978. 165 с.

6. Zachar A. Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2010. Vol. 53. P. 3928–3939. — https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.05.011

7. Andrzejczyk R, Muszynski T. An Experimental investigation on the effect of new continuous core-baffle geometry on the mixed convection heat transfer in shell and coil heat exchanger. *Appl. Therm. Eng*. 2018. Vol. 136. P. 237–251. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.003

8. Salem M.R., Elshazly K.M., Sakr R.Y. Effect of Coil Torsion on Heat transfer and Pressure Drop Characteristics of Shell and Coil Heat Exchanger. *J. Therm. Sci. Eng. Appl*. 2016. Vol. 8. — https://doi.org/10.1115/1.4030732

9. Naphon P., Wongwises S. An experimental study on the in-tube convective heat transfer coefficients in a spiral coil heat exchanger, *Int. Conmiun. Heat Mass*. 2002. Vol. 29. P. 797–809. — https://doi.org/10.1016/S0735-1933(02)00370-6

10. Wongwises S., Naphon P. Heat Transfer Characteristics And Performance Of A Spirally Coiled Heat Exchanger Under Sensible Cooling Conditions. *Jsme Int. J. B-Fluid*. 2005. Vol. 48. P. 810–819. — https://doi.org/10.1299/jsmeb.48.810

11. Moawed M. Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters. *Energ. Conversion Management*. 2011. Vol. 52. P. 1150–1156. — https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.09.009

12. Mirgolbabaei H., Taherian H., Domairry G. Numerical estimation of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers. *Int. J. Num. Meth. Fl*. 2011. Vol. 66. P. 805–819. — https://doi.org/10.1002/fld.2284

13. Ghorbani N., Taherian H., Gorji M., Mirgolbabaei H. An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers. *Int. Conmiun. Heat Mass*. 2010. Vol. 37. P. 775–781. — https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.02.001

14. Тепловой расчёт котлов (Нормативный метод) / Под ред. С.И.Мочана, Г.М.Абрютина. Санкт-Петербург : НПО ЦКТИ, 1998. 256 с.

15. Туз В.О., Лебедь Н.Л. Теплогідравлічні розвірки в витих мікротеплообмінниках, розташованих в кільцевих каналах. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 2021. № 4. С. 71–79. — https://doi.org/10.33070/etars.4.2021.07

16. Лобунець Ю.М. Застосування кріогенних термоелектричних генераторів в системах накопичення енергії. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 2022. № 1. С. 69–73. — https:// doi.org/ 10.33070/etars.1.2022.07

17. Халатов А.А., Авраменко А.А., Шевчук И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Киев : Випол, 1999. Т. 3. 476 с.

18. Ujhidy A., Nemeth J., Szepvolgyi J. Fluid flow in tubes withhelical elements. *Chem. Eng. & Processing*. 2003. Vol. 42. P. 1–7. — https://doi.org/10.1016/S0255-2701(01)00194-5

19. Elan EI.Z., Li B.X., Yu B.Y. Numerical study of flow and heat transfer characteristics in outward convex corrugated tubes. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2012. Vol. 55. P. 7782–78021. — https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.007

20. Dravid A.N., Smith K.A., Merrill E.W. Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes. *Aiche J*. 1971. Vol. 17. P. 1114–1122. — https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.007

21. Salimpour M.R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. *Exp. Therm. Fluid Sci*. 2009. Vol. 33. P. 203–207. — https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2008.07.015

22. Naphon P., Wongwises S. Investigation of the Performance of a Spiral — Coil Finned Tube Heat Exchanger under Dehumidifying Conditions. *J. Eng. Phys. Thermophys*. 2003. Vol. 76. P. 83–92. — https://doi.org/10.1023/A:1022967208737

23. Pawar S.S., Sunnapwar V.K. Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger. *Chem. Eng. Research & Design*. 2014. Vol. 92. P. 2294–2312. — https://doi.org/10.1016/j.cherd.2014.01.016

24. Duan J., Xiong Y., Yang D. Study on the effect of multiple spiral fins for improved phase change process. *Appl. Therm. Eng*. 2020. Vol. 169. Article 114966. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114966

25. Majidi D., Alighardashi H., Farhadi F. Experimental studies of heat transfer of air in a double-pipe helical heat exchanger. *Appl. Therm. Eng*. 2018. Vol. 133. P. 276–282. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.057

26. Wu J., Zhao J., Sun X., Liu S., Wang M. Design Method and Software Development for the Spiral-Wound Heat Exhanger with Bilateral Phase Change. *Appl. Therm. Eng*. 2020. Vol. 166. Article 114674. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114674

27. Moradi H., Bagheri A., Shafaee M., Khorasani S. Experimental investigation on the thermal and entropic behavior of a vertical helical tube with none-boiling upward air-water two-phase flow. *Appl. Therm. Eng*. 2019. Vol. 157. Article 113621. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.031

28. Wu J., Liu S., Wang M. Design Process calculation method and optimization of the spiral-wound heat exchanger with bilateral phase change. *Appl. Therm. Eng*. 2018. Vol. 134. P. 360–368. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.128

29. Wang S., Jian G., Xiao J., Zhang Z. Optimization investigation on configuration parameters of spiral-wound heat exchanger using Genetic Aggregation response surface and Multi-Objective Genetic Algorithm. *Appl. Therm. Eng*. 2017. Vol. 119. P. 603–609. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng. 2017.03.100

30. Туз В.О., Лебедь Н.Л., Литвиненко М.П. Особливості теплообміну витих теплообмінників при зовнішньому обтіканні. *Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2021. № 3. С. 12–17. — https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.03.02

31. Туз В.О., Лебедь Н.Л., Литвиненко М.П. Теплообмін у витих теплообмінниках при зміні геометричних характеристик. *ЕНЕРГЕТИКА: економіка, техніка, екологія*. 2021. № 4. С. 71–78. — https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2021.257272

Надійшла до редакції 09.01.2023

Tuz V.O., *Doctor of Technical Sciences, Professor, ORCID: 0000-0002-4691-4890,*
Lebed N.L., *Candidate of Technical Sciences, ORCID: 0000-0002-2194-4911,*
Lytvynenko M.P., *ORCID: 0000-0002-1760-1449*
National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv
37, Peremohy Ave., 03056 Kyiv, Ukraine, e-mail: valeriituz56@gmail.com

The Multifactoriality of the Procedure for Optimizing the Design of a Twisted Heat Exchanger Located in an Annular Channel During Laminar Motion

Cryogenic units that operate on the J-T (Joule-Thomson) cycle have found wide application due to the relatively simple design of the main elements, low operating costs, reliability and long service life. To a large extent, the efficiency of the installation depends on the choice of

the coolant, the schematic solution, as well as on the design of the recuperative heat exchanger. The ability to compensate for temperature and mechanical stresses due to the twisted structure ensures long-term and trouble-free operation of the heat exchange equipment. The main goal of many studies was to determine the influence of thermophysical properties of the coolant, its mode parameters and geometric characteristics of the surface on heat exchange and hydrodynamics. On the basis of the results of the research, the optimization of the structure was carried out and empirical dependencies were given for calculating its parameters. The analysis of the presented empirical dependencies does not give a final answer regarding the development of a generalized method of calculating microheat exchangers of the Hampson type used in cryogenic installations.

It is proposed to calculate the geometric characteristics of this type of heat exchangers, taking into account the influence on the intensity of heat exchange not only of the mode parameters of the heat carrier and the working fluid, but also of the design characteristics of the equipment, namely: the diameter and length of the pipe, the diameter of the coil, the gap between the heat exchange surface and the outer and inner casings, step characteristics of the coil.

The work implements the methodology of calculation and optimization of the design of a twisted heat exchanger located in an annular channel with forced convection and laminar flow regime. The main emphasis is made on taking into account the change in the intensity of heat exchange along the length of the heat exchange surface, the length of the initial heat section is determined.

An experimental study of heat exchange processes during forced convection of gas in a coiled heat exchanger in the laminar mode of movement of the heat carrier made it possible to establish the dependence of the heat transfer coefficient $\alpha_к$ on the main geometric characteristics of the heat exchanger: the relative pitch of the coil, the gap between the heat exchange pipe and the outer and inner surfaces of the housing. On the basis of research results, dimensionless corrections were determined, with the help of which variational calculations of twisted heat exchanger structures located in annular channels are performed in order to optimize their geometric characteristics. *Bibl. 31, Fig. 1.*

Keywords: twisted heat exchanger, convective heat exchange in annular channels, geometric characteristics of twisted heat exchangers.

References

1. Wang G., Wang D., Peng X., Han L., Xiang S., Ma F. Experimental and numerical study on heat transfer and flow characteristics in the shell side of helically coiled trilobal tube heat exchanger. *Appl. Therm. Eng.* 2018. 149. pp. 772–787. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.055

2. Xu X., Zhang Y., Chao L. Experimental investigation of heat transfer of supercritical CO_2 cooled in helically coiled tubes based on exergy analysis. *Int. J. Refrig.* 2016. 67. pp. 190–201. — https:// doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.03.010

3. Wang C., Shengju L., Wu J., Li Z. Effects of temperature-dependent viscosity on fluid flow and heat transfer in a helical rectangular duct with a finite pitch. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*. 2014. 31 (3). pp. 787–797. — https://doi.org/10.1590/0104-6632.20140313s00002676

4. Genic S.B., Jacimovic B.M., Jaric M.S. Research on the shell-side thermal performances of heat exchangers with helical tube coils. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2012. 55 (15–16). pp. 4295–4300. — https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.074

5. Dilevskaya Ye.V. Kriogennyye mikroteploobmenniki. [Cryogenic micro heat exchangers]. Moscow : Mashinostroyeniye, 1978. 165 p. (Rus.)

6. Zachar A. Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2010. 53. pp. 3928–3939. — https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.05.011

7. Andrzejczyk R, Muszynski T. An Experimental investigation on the effect of new continuous core-baffle geometry on the mixed convection heat transfer in shell and coil heat exchanger. *Appl. Therm. Eng*. 2018. 136. pp. 237–251. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.003

8. Salem M.R., Elshazly K.M., Sakr R.Y. Effect of Coil Torsion on Heat transfer and Pressure Drop Characteristics of Shell and Coil Heat Exchanger. *J. Therm. Sci. Eng. Appl*. 2016. 8. — https://doi.org/10.1115/1.4030732

9. Naphon P., Wongwises S. An experimental study on the in-tube convective heat transfer coefficients in a spiral coil heat exchanger, *Int. Conmiun. Heat Mass*. 2002. 29. pp. 797–809. — https://doi.org/10.1016/S0735-1933(02)00370-6

10. Wongwises S., Naphon P. Heat Transfer Characteristics And Performance Of A Spirally Coiled Heat Exchanger Under Sensible Cooling Conditions. *Jsme Int. J. B-Fluid*. 2005. 48. pp. 810–819. — https://doi.org/10.1299/jsmeb.48.810

11. Moawed M. Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters. *Energ. Conversion Management*. 2011. 52. pp. 1150–1156. — https://doi.org/10.1016/j.enconman. 2010.09.009

12. Mirgolbabaei H., Taherian H., Domairry G. Numerical estimation of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers. *Int. J. Num. Meth. Fl*. 2011. 66. pp. 805–819. — https://doi.org/10.1002/fld.2284

13. Ghorbani N., Taherian H., Gorji M., Mirgolbabaei H. An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers. *Int. Conmiun. Heat Mass*. 2010. 37. pp. 775–781. — https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.02.001

14. [Thermal calculation of boilers (A Standard Method)]. Eds. S.I.Movchan, G.M.Abryutin. St.-Petersburg : NPO CKTI, 1998. 256 p. — https://djvu.online/file/NgQFv7pUaRpaZ (Rus.)

15. Tuz V.O., Lebed N.L. [Thermohydraulic distribution in twisted micro heat exchangers mounted in annular channels]. *Energy Technologies and Resource Saving.* 2021. No. 4. pp. 71–79. — https://doi.org/10.33070/etars.4.2021.07 (Ukr.)

16. Lobunets Yu.M. [Application of cryogenic thermoelectric generators in energy storage systems]. *Energy Technologies and Resource Saving*. 2022. No. 1. pp. 69–73. — https://doi.org/10.33070/etars.1.2022.07 (Ukr.)

17. Khalatov A.A., Avramenko A.A., Shevchuk I.V. Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnyh massovyh sil. [Heat transfer and hydrodynamics in centrifugal force field]. Kyiv : Vipol, 1999. 3. 476 p., ISBN 5-77-02-1067-2. (Rus.)

18. Ujhidy A., Nemeth J., Szepvolgyi J. Fluid flow in tubes withhelical elements. *Chem. Eng. & Processing*. 2003. 42. pp. 1–7. — https://doi.org/10.1016/S0255-2701(01)00194-5

19. Elan EI.Z., Li B.X., Yu B.Y. Numerical study of flow and heat transfer characteristics in outward convex corrugated tubes. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2012. 55. pp. 7782–78021. — https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.007

20. Dravid A.N., Smith K.A., Merrill E.W. Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes. *Aiche J*. 1971. 17. pp. 1114–1122. — https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.007

21. Salimpour M.R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. *Exp. Therm. Fluid Sci*. 2009. 33. pp. 203–207. — https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2008.07.015

22. Naphon P., Wongwises S. Investigation of the Performance of a Spiral — Coil Finned Tube Heat Exchanger under Dehumidifying Conditions. *J. Eng. Phys. Thermophys*. 2003. 76. pp. 83–92. — https://doi.org/10.1023/A:1022967208737

23. Pawar S.S., Sunnapwar V.K. Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger. *Chem. Eng. Research & Design*. 2014. 92. pp. 2294–2312. — https://doi.org/10.1016/j.cherd.2014.01.016

24. Duan J., Xiong Y., Yang D. Study on the effect of multiple spiral fins for improved phase change process. *Appl. Therm. Eng*. 2020. 169. Article 114966. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114966

25. Majidi D., Alighardashi H., Farhadi F. Experimental studies of heat transfer of air in a double-pipe helical heat exchanger. *Appl. Therm. Eng*. 2018. 133. pp. 276–282. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.057

26. Wu J., Zhao J., Sun X., Liu S., Wang M. Design Method and Software Development for the Spiral-Wound Heat Exhanger with Bilateral Phase Change. *Appl. Therm. Eng*. 2020. 166. Article 114674. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114674

27. Moradi H., Bagheri A., Shafaee M., Khorasani S. Experimental investigation on the thermal and entropic behavior of a vertical helical tube with none-boiling upward air-water two-phase flow. *Appl. Therm. Eng*. 2019. 157. Article 113621. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.031

28. Wu J., Liu S., Wang M. Design Process calculation method and optimization of the spiral-wound heat exchanger with bilateral phase change. *Appl. Therm. Eng*. 2018. 134. pp. 360–368. — https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.128

29. Wang S., Jian G., Xiao J., Zhang Z. Optimization investigation on configuration parameters of spiral-wound heat exchanger using Genetic Aggregation response surface and Multi-Objective Genetic Algorithm. *Appl. Therm. Eng*. 2017. 119. pp. 603–609. — https://doi.org/10.1016/ j.applthermaleng. 2017.03.100

30. Tuz V.O., Lebed N.L., Lytvynenko M.P. [Particularity of Heat Exchange of Twisted Heat Exchangers in External Flow]. *NTU "KhPI" Bulletin: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*. 2021. No. 3. pp. 12–17. — https://doi.org/10.20998/2078-774X. 2021.03.02 (Ukr.)

31. Tuz V.O., Lebed N.L., Lytvynenko M.P. [Heat transfer in coil heat exchangers with varying geometric characteristics]. *POWER ENGINEERING: economics, technique, ecology*. 2021. No. 4. pp. 71–78. — https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2021.257272 (Ukr.)

Received January 9, 2023