

О. Ю. Співак
Н. В. Резидент
Д. М. Резидент
Н. О. Ткач

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОРЕБРЕННЯ НА ТЕПЛОПЕРЕДАЧУ ТЕПЛООБМІННОЇ ПОВЕРХНІ

Вінницький національний технічний університет

Розглянуто теплопередачу одиночної труби з поперечним круглим оребрением під час вимушеної конвекції. Запропоновано математичну модель для визначення питомого теплового потоку від рідини до газового потоку за теплопередачі через циліндричну поверхню, оребрєну круглими ребрами, з врахуванням розподілу температур по висоті пластини. Виявлено вплив геометричних розмірів круглого оребрєння на тепловіддачу та питомий тепловий потік через циліндричну зовні оребрєну поверхню. За результатами моделювання процесу теплопередачі в середовищі MathCAD показано, що в разі збільшення висоти ребра збільшується повний тепловий потік теплопередачі, але коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря у цьому випадку зменшується, мінімальний питомий тепловий потік спостерігається за діаметра оребрєння 31...32 мм. Максимальний питомий тепловий потік через оребрєну поверхню має місце для товщини ребра $\delta = 2$ мм, водночас зменшення товщини ребра призводить до зменшення маси поверхні теплопередачі та зменшення коефіцієнта ефективності ребра. Суттєвим фактором, який впливає на ефективність круглого поперечного оребрєння труби, є крок між ребрами. Збільшення кроку ребер на трубі призводить до збільшення коефіцієнта тепловіддачі зі сторони оребрєння та зменшення питомого теплового потоку. Значення інтенсивності теплообміну з поверхні оребрєної труби та питомий тепловий потік через трубу змінюється в 1,5...2 рази за кроку між ребрами 0,005...0,02 м. Встановлено, що оптимальним для теплообмінника буде щонайменший крок оребрєння, але варто враховувати техніко-економічну доцільність сучасних промислових технологій оребрєння труб алюмінієм та суттєве зростання гідравлічного опору в разі зменшення кроку ребер на трубі, що призводить до необхідності застосування нагнітальних машин більшої видатності і потужності. Отримані результати можна використовувати для оптимізації геометричних розмірів трубчатих газо-водяних теплообмінних апаратів з поперечним круглим оребрєнням.

Ключові слова: теплопередача, оребрєння, вимушена конвекція, питомий тепловий потік

Вступ

Газоводяні теплообмінні апарати (ГТА) досить широко використовуються для утилізації теплоти відпрацьованих газів та як калорифери для підігрівання повітря в сушильних установках різного типу. Під час їх використання є ряд особливостей, яким необхідно приділяти особливу увагу.

По-перше, в разі передачі теплоти через стінку теплообмінного апарата коефіцієнти тепловіддачі з обох боків стінки для води і газу (повітря) суттєво відрізняються, іноді на порядок-два, тому недоцільно використовувати для роботи з такими теплоносіями як вода і повітря в одному ГТА теплообмінну поверхню, яка має приблизно однакову площу з обох боків. Коефіцієнт теплопередачі такої поверхні обмежується меншим коефіцієнтом тепловіддачі, як правило, з боку повітря [1], тому така поверхня теплопередачі не є ефективною. виправити це можна, якщо в кожухотрубному теплообміннику вода рухатиметься в трубках, а повітря в міжтрубному просторі – застосувавши з боку повітря оребрєну поверхню.

По-друге, використання оребрєної поверхні в міжтрубному просторі значно збільшує його аеродинамічний опір, що призводить до необхідності застосування нагнітальних машин більшої видатності і потужності.

Не дивлячись на останнє зауваження, використання оребрєння є одним із найпоширеніших способів інтенсифікації теплопередачі, який відбувається за рахунок збільшення поверхні теплообміну. Такі поверхні нагрівання виконуються з труб, що мають поперечне, повздовжнє, дискретне, дротове оребрєння тощо.

Крім того, в разі використання оребрєних поверхонь підвищується показник компактності теплообмінника β , який є відношенням площі теплообміну, до об'єму ГТА, і за рахунок інтенсифікації процесу теплообміну можна суттєво підвищити техніко-економічні показники обладнання.

Мета роботи – дослідити вплив геометричних розмірів оребрєння на процес теплопередачі в системі газ-рідина та дослідити процес інтенсифікації теплопередачі методом високого оребрєння.

Побудова математичної моделі

Відомо, що оребрєння відноситься до пасивних методів інтенсифікації тепловіддачі. В основі

пасивних методів – вплив на потік формою поверхні теплообміну: застосування різних інтенсифікаторів (гвинтових, локальних і пластинчастих закручувачів потоку) тощо [2].

Умови однозначності

На рис. 1 показано оребрену трубу, через яку проходить процес теплопередачі.

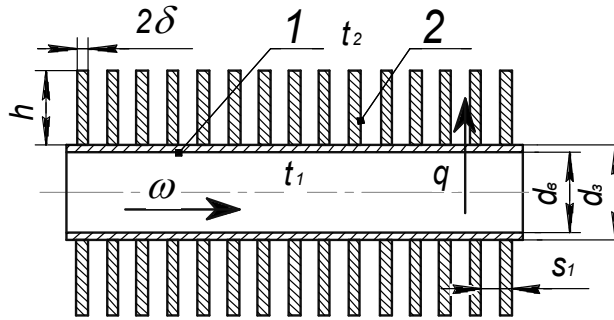


Рисунок 1 – Оребрена труба
1 – труба; 2 – оребрення

Гарячий теплоносій (вода) подається в трубу 1, омиває її внутрішню сторону і віддає теплову енергію стінці труби з коефіцієнтом тепловіддачі α_1 . В матеріалі труби 1 і ребрі 2 перенесення теплоти відбувається за рахунок процесу теплопровідності. Далі теплота з коефіцієнтом тепловіддачі α_2 від поверхні стінки труби і з поверхні ребер передається холодному газовому теплоносію (повітря), який рухається в міжтрубному просторі кожухотрубного ГТА.

Під час розробки математичної моделі, яка описує процес теплопередачі через таку систему, необхідно врахувати вплив термічних опорів на величину теплового потоку, який передається через оребрення:

- термічний опір тепловіддачі від води до труби;
- термічний опір стінки труби;
- термічний опір оребрення;
- термічний опір тепловіддачі від труби (або ребер) до повітря.

Вважаємо, що елементи оребрення виготовлені разом із трубою і термічний опір в місці контакту ребра з трубою відсутній.

Враховуючи особливості системи, сформулюємо геометричні та фізичні умови однозначності і задамо початкові умови.

Геометричні умови однозначності. Ця система складається з труби, до якої прикріплено секції оребрення (рис. 1). Зовнішній діаметр труби d_8 , внутрішній діаметр d_6 , висота оребрення h , ширина ребра 2δ . Ребра круглі, їх площини розташовані перпендикулярно до осі труби.

Фізичні умови однозначності. Гарячий теплоносій (вода) рухається трубою зі швидкістю ω , а тепловий потік q направлений назовні і проходить через стінку труби до ребер. Холодний теплоносій (повітря) рухається зі швидкістю w , омиваючи як гладкі ділянки труби, так і елементи оребрення. Вважаємо, що середні температури теплоносіїв і теплофізичні характеристики теплоносіїв відомі.

Початкові умови. Нехай в початковий момент часу $\tau = 0$, теплоносії в системі перебувають в стані спокою, тобто $\omega = 0$, $w = 0$, градієнт температур в матеріалі труби і ребер відсутній.

Математична модель системи

Розглянемо процес перенесення теплоти в круглому ребрі постійної товщини, розріз якого показано на (рис. 2).

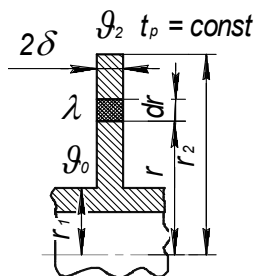


Рисунок 2 – Кругле ребро постійної товщини

Дано: внутрішній радіус ребра r_1 ; зовнішній радіус r_2 ; товщина 2δ ; коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра λ . Температура середовища $t_p = \text{const}$.

Прийmemo такі допущення:

- вважаємо коефіцієнт тепловіддачі α_p на всій поверхні ребра постійним;
- система труба – ребро знаходиться в стаціонарному режимі;
- температура змінюється тільки по висоті ребра, градієнтом температури по ширині ребра нехтуємо.

Надлишкова температура:

- поверхні труби $\vartheta_0 = t_0 - t_p$;
- поверхні ребра $\vartheta = t - t_p$;
- торця ребра $\vartheta_2 = t_2 - t_p$.

Складемо диференціальне рівняння для цих умов, яке описує процес теплопровідності в ребрі. Запишемо рівняння балансу енергії для кінцевого елемента ребра товщиною dr

$$dQ = Q_r - Q_{r+dr} \quad (1)$$

Знайшовши складові, отримаємо диференціальне рівняння в циліндричних координатах

$$\frac{d^2\vartheta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\vartheta}{dz} - \frac{\alpha}{\lambda \cdot \delta} \vartheta = 0. \quad (2)$$

Позначимо

$$\frac{\alpha}{\lambda \cdot \delta} = m^2; \quad m \cdot r = z. \quad (3)$$

Тоді

$$\frac{d^2\vartheta}{dr^2} + \frac{m}{z} \frac{d\vartheta}{dz} - m^2 \vartheta = 0. \quad (4)$$

Відомо [3], що вираз (4) є рівнянням Бесселя з розв'язком виду

$$\vartheta = C_1 J_0(z) + C_2 Y_0(z), \quad (5)$$

де $J_0(z) = J_0(mr)$ – модифікована функція Бесселя першого роду нульового порядку [4];

$Y_0(z) = Y_0(mr)$ – модифікована функція Бесселя другого роду нульового порядку [4].

Властивості функцій:

- за $r=0$ $J_0(z)=1$, а $Y_0(z) \rightarrow \infty$;
- за $r=\infty$ $J_0(z) \rightarrow \infty$, а $Y_0(z)=0$.

Сталі C_1 і C_2 можна визначити з граничних умов.

Якщо прийняти, що $\vartheta_2 = 0$ (тобто знехтувати тепловіддачею з торця ребра), отримаємо формулу для поточної температури в ребрі

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{J_0(mr_2)Y_1(mr_2) - J_1(mr_2)Y_0(mr_2)}{J_0(mr_1)Y_1(mr_2) + J_1(mr_2)Y_0(mr_1)}. \quad (6)$$

Кількість теплоти через ребро

$$Q_p = -\lambda \pi r_1 \delta \left(\frac{d\vartheta}{dr} \right)_{r=r_1} = \pi r_1 \alpha_p \lambda m \vartheta_0 \psi, \quad (7)$$

$$\text{де } \psi = \frac{J_0(mr_2)Y_1(mr_2) - J_1(mr_2)Y_0(mr_2)}{J_0(mr_1)Y_1(mr_2) + J_1(mr_2)Y_0(mr_1)}$$

α_p – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра, Вт/(м² · К);

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра, Вт/(м · К).

З врахуванням (6) і (7) і вважаючи, що ребра постійної товщини, розрахунок теплопередачі через трубу, оребрену зовні кільцевими ребрами виконано із введенням поняття ефективності ребра [5]

$$E = \varepsilon_k \frac{\text{th}(mh_{\text{эф}})}{(mh_{\text{эф}})}, \quad (8)$$

де ε_k – коефіцієнт, визначений за номограмами [5] залежно від $\frac{\vartheta_k}{\vartheta_0}$ і $\frac{R}{r}$;

$h = r_2 - r_1$, м;

$h_{\text{эф}} = h + 0,5\delta$ – ефективна висота ребра, м;

$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \frac{1}{\text{ch}(m \cdot h_{\text{эф}})}$ є відношенням надлишкових температур в кінці і біля основи ребра;

m – параметр ребра (див. рівняння 3).

Питомий тепловий потік за теплопередачі через циліндричну поверхню, оребрену круглими ребрами, з боку теплоносія з меншою інтенсивністю тепловіддачі визначається за відомим рівнянням [6]

$$q = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_r}{\lambda} + \frac{1}{(\alpha_2 \Phi E)}}, \quad (9)$$

де α_1 і α_2 відповідно коефіцієнти тепловіддачі з внутрішнього і зовнішнього боку труби, Вт/(м² · К);

δ_r – товщина стінки труби, м;

$\Phi = \frac{F_2}{F_1}$ – коефіцієнт оребрення.

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі використано відомі критеріальні залежності [5].

Результати дослідження і їх обговорення

Досліджувався вплив геометричних розмірів круглого оребрення на теплопередачу через циліндричну зовні оребрену поверхню. Математичну модель реалізовано у програмному вигляді в математичному пакеті MathCAD. Змодельовано процес теплопередачі для нагрівання повітря від 10 °С до 20 °С за умов вимушеної конвекції. Гладку трубу брали із зовнішнім діаметром 30 мм. Матеріал труби і ребер – алюміній марки АД0. Отримано залежність зміни інтенсивності тепловіддачі до повітря та питомого теплового потоку для різної величини висоти ребра (рис. 3).

На ділянці, де зовнішній діаметр оребрення 31...32 мм спостерігається зменшення питомого теплового потоку з оребреної поверхні труби. Подальше збільшення висоти ребра збільшує повний тепловий потік теплопередачі, але коефіцієнт тепловіддачі до повітря у цьому разі зменшується.

Залежність на рис. 4, показує вплив товщини круглого ребра на теплопередачу. Із рис.4 видно, що питомий тепловий потік зростає зі збільшенням товщини ребра, а максимальне значення досягається за товщини ребра $\delta_p = 2$ мм. Варто зазначити, що зі зменшенням товщини ребра зменшується ефективність ребра, водночас збільшення товщини ребра обумовлює зростання загальної маси оребреної поверхні теплообміну.

Проаналізовано також вплив кроку орбрення між круглими ребрами на коефіцієнт теплопередачі та питомий тепловий потік (рис. 5).

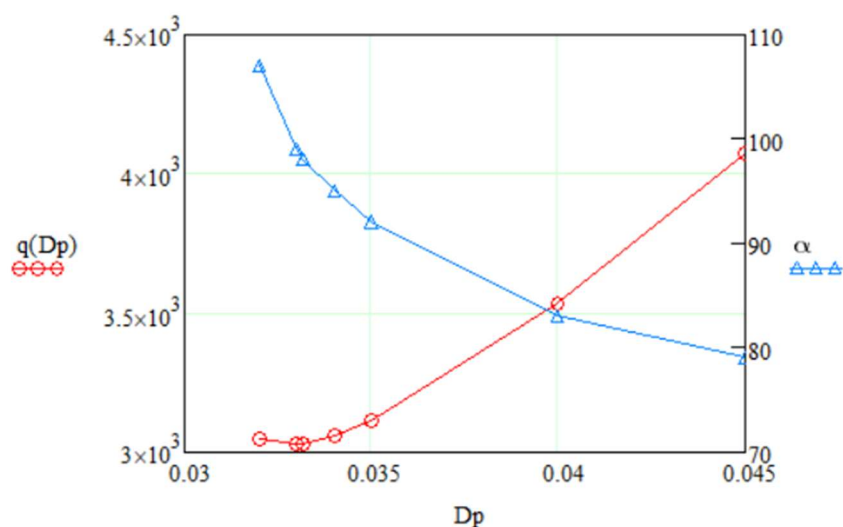


Рисунок 3 – Вплив висоти ребра на коефіцієнт тепловіддачі і питомий тепловий потік через орбрену трубу

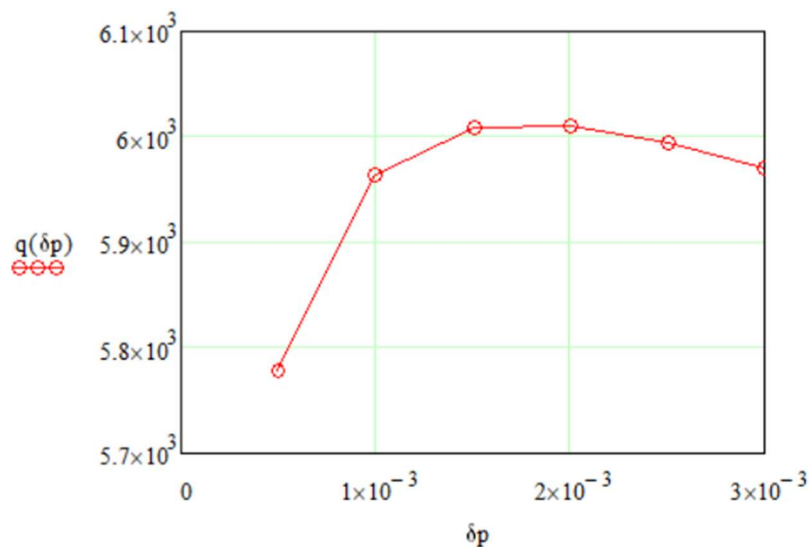


Рисунок 4 – Вплив товщини ребра на теплопередачу через орбрену трубу

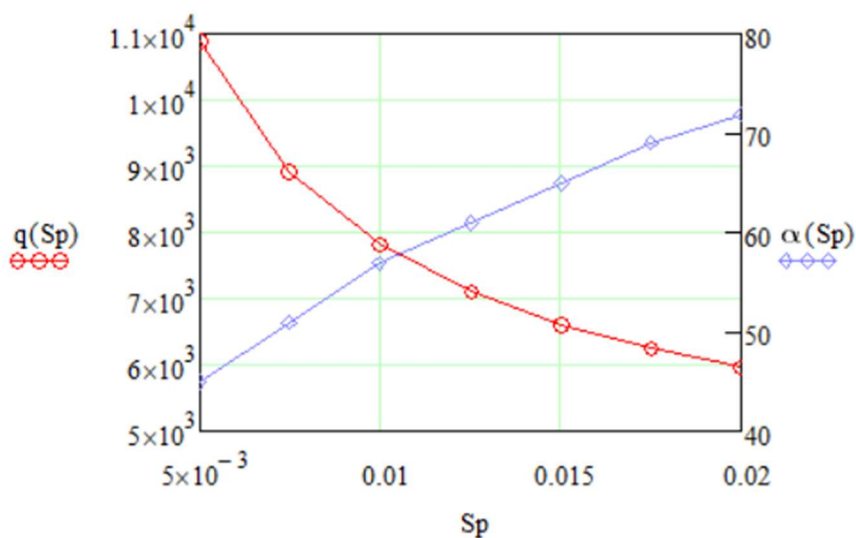


Рисунок 5 – Вплив кроку орбрення на інтенсивність тепловіддачі та питомий тепловий потік

Із залежності (рис. 5) видно, що збільшення кроку ребер на трубі призводить до збільшення коефіцієнта тепловіддачі зі сторони оребрення та зменшення питомого теплового потоку. В досліджуваному діапазоні кроку між ребрами 0,005...0,02 м значення інтенсивності теплообміну та питомий тепловий потік через поверхню труби змінюються в 1,5...2 рази. Тож оптимальним буде щонайменший крок оребрення. Але варто враховувати суттєве зростання гідравлічного опору в разі зменшення кроку ребер на трубі. Зменшення кроку оребрення обмежене також техніко-економічною доцільністю сучасних технологій оребрення труб алюмінієм.

Висновки

Створена математична модель адекватно описує процес теплопередачі в газо-водяному теплообміннику і загалом в системі газ-рідина. Досліджено вплив параметрів оребрення на теплопередачу, що може спростити як розрахунки, так і процес конструювання ТА з розвиненими поверхнями.

На підставі результатів моделювання процесу теплопередачі в середовищі MathCAD, встановлено, що основними факторами, які впливають на ефективність оребрення, є крок між ребрами, товщина ребра і його висота. В разі збільшення висоти ребра збільшується питомий тепловий потік теплопередачі, але коефіцієнт тепловіддачі до повітря зменшується.

Залежність питомого теплового потоку від товщини ребра має екстремальний характер з максимумом значень товщини ребра $\delta_p = 2$ мм. Зменшення товщини ребер призводить до зменшення коефіцієнта ефективності ребра та зменшення маси теплообмінного апарата.

Суттєвим фактором, який впливає на ефективність круглого поперечного оребрення труби, є крок між ребрами, який дозволяє змінити значення інтенсивності теплообміну та питомий тепловий потік через поверхню труби в 1,5...2 рази за кроку між ребрами 0,005...0,02 м. Разом з тим, збільшення аеродинамічного опору призводить до необхідності застосування нагнітачів більшої потужності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Горобець В. Г., Богдан Ю. О., Троханяк В. І. Теплообмінне обладнання для когенераційних установок. Київ: «ЦП «Компринт», 2017. 198 с.
2. Співак О. Ю., Резидент Н. В. Тепломасообмін. Методи інтенсифікації : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] Вінниця : ВНТУ, 2023. 112 с.
3. Сясов А. В. Диференціальні рівняння : навч. посіб. Дніпропетровськ : Вид. ДНУ, 2007, 356 с.
4. Функції Бесселя. URL : https://en.wikipedia.org/wiki/Bessel_function/ (дата звернення 17.03.2024).
5. Співак О. Ю., Резидент Н. В. Тепломасообмін. Частина I : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2021. 113 с.
6. Тепло- та масообмін: текст лекцій і задачі з коментарями до розв'язання для студентів спеціальностей 7.050601-01 «Теплоенергетика» і 7.050601-02 «Енергетичний менеджмент» / Р.Г.Акмен. Харків : НТУ «ХПІ», 2009. 148 с. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/76518e6b-234c-45a3-bcf3-1060815ead6b/content> (дата звернення 17.03.2024).

REFERENCES

1. Horobets V. G., Bohdan Yu. O., Trokhanyak V. I. Heat exchange equipment for cogeneration plants. Kyiv: CP «Comprint», 2017. 198 p.
2. Spivak O. Yu., Resident N.V. Heat and mass transfer. Methods of intensification: an electronic training manual for combined (local and network) use [Electronic resource] Vinnytsia: VNTU, 2023. 112 p.
3. Syasev A. V. Differential equations: study guide. Dnipropetrovsk: Ed. DNU, 2007, 356 p.
4. Bessel functions. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Bessel_function/ (access date 03/17/2024).
5. Spivak O. Yu., Resident N.V. Heat and mass transfer. Part I: teaching manual. Vinnytsia: VNTU, 2021. 113 p.
6. Heat and mass transfer: text of lectures and problems with comments on solutions for students of specialties 7.050601-01 «Heat power» and 7.050601-02 «Energy management»/R.G. Akmen. Kharkiv: NTU «KhPI», 2009. 148 p. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/76518e6b-234c-45a3-bcf3-1060815ead6b/content> (access date 03/17/2024).

Співак Олександр Юрійович – к.т.н., доцент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e-mail: spivak000@gmail.com. ORCID: 0000-0002-1988-1886

Резидент Наталія Володимирівна – к.т.н., доцент, доцент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e-mail: rezidentnv1@ukr.net ORCID: 0000-0001-5400-3889

Резидент Дмитро Миколайович – аспірант кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e-mail: rezidentdmitrij@gmail.com

Ткач Назарій Олександрович – студент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e-mail: tkach.nazar71@gmail.com.

O. Spivak
N. Rezydent
D. Rezydent
N. Tkach

INFLUENCE OF GEOMETRIC CHARACTERISTICS OF THE FRENCH ON HEAT TRANSFER HEAT EXCHANGE SURFACE

Vinnitsia National Technical University

The heat transfer of a single pipe with transverse round fins during forced convection is considered. A mathematical model is proposed for determining the specific heat flow from a liquid to a gas flow during heat transfer through a cylindrical surface ribbed with round ribs, taking into account the temperature distribution along the height of the plate. The influence of the geometric dimensions of circular fins on heat transfer and specific heat flow through a cylindrical externally finned surface was revealed. According to the results of the simulation of the heat transfer process in the MathCAD environment, it is shown that in case of an increase in the height of the fin, the total heat transfer heat flow increases, but the heat transfer coefficient from the air side decreases in this case, the minimum specific heat flow is observed at a fin diameter of 31...32 mm. The maximum specific heat flow through the finned surface occurs for the fin thickness $\delta = 2$ mm, while the decrease in fin thickness leads to a decrease in the mass of the heat transfer surface and a decrease in the efficiency coefficient of the fin. A significant factor that affects the efficiency of circular transverse pipe fins is the pitch between the fins. An increase in the pitch of the fins on the pipe leads to an increase in the heat transfer coefficient from the side of the fins and a decrease in the specific heat flow. The value of the intensity of heat exchange from the surface of the finned pipe and the specific heat flow through the pipe changes by 1.5...2 times per step between the ribs of 0.005...0.02 m. It was established that the smallest step of finning would be optimal for the heat exchanger, but it is worth considering the technical the economic expediency of modern industrial technologies of finning pipes with aluminum and a significant increase in hydraulic resistance in the event of a decrease in the pitch of the fins on the pipe, which leads to the need to use injection machines of greater prominence and power. The obtained results can be used to optimize the geometric dimensions of tubular gas-water heat exchangers with transverse round fins.

Key words: heat transfer, finning, forced convection, specific heat flow

Spivak Oleksandr Yu. – Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Thermal Power Engineering, Vinnitsia, e-mail: spivak000@gmail.com ORCID: 0000-0002-1988-1886

Rezydent Nataliia V. – Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Thermal Power Engineering, Vinnitsia, e-mail: rezydentnvl@ukr.net ORCID: 0000-0001-5400-3889

Rezydent Dmytro M. – postgraduate student of the Chair of Heat and Power Engineering, Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia, e-mail: rezydentdmitrij@gmail.com

Tkach Nazariy O. – student of the Chair of Heat and Power Engineering, Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia, e-mail: tkach.nazar71@gmail.com