

**О. В. Баранюк  
А. Ю. Рачинський**

## **РОЗРАХУНКОВІ ЗАЛЕЖНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ І АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ**

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

*Наведено результати CFD-моделювання конвективного теплообміну при внутрішній течії потоку в трубах з рівнорозвиненою поверхнею в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від 3500 до 13000. Запропоновано узагальнюючі залежності для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі і аеродинамічного опору таких труб, які враховують вплив на інтенсивність теплообміну і опір геометричних параметрів труби та режимних факторів потоку.*

*Ключові слова: теплообмін, гвинтоподібна труба, рівнорозвинена поверхня, вимушена конвекція, узагальнення.*

### **Вступ**

На сьогоднішній день актуальним напрямком вирішення задач ресурсо-енергозбереження є розробка і впровадження нових видів розвинутих конвективних поверхонь теплообміну, які мають високу теплоаеродинамічну ефективність та володіють технологічністю та невеликою вартістю виробництва [1]. Для вирішення зазначених задач в КПІ ім. Ігоря Сікорського розроблені нові теплообмінні поверхні з рівнорозвиненою поверхнею гвинтоподібного профілю [1,2], що призначені для одночасної інтенсифікації теплообміну, як з боку зовнішнього, так і з боку внутрішнього теплоносія. Деякі аспекти досліджень внутрішнього теплообміну в рівнорозвинених поверхнях наведені в роботі [3]. Поверхні з таких труб мають покращену теплову ефективність в порівнянні з поверхнями зі сталевих труб круглого профілю. Зниження металоємності теплообмінника з рівнорозвинених труб на 30...40% в порівнянні з теплообмінником виготовленим із традиційних гладких труб круглого профілю при однаковій потужності затраченої на переміщення теплоносія всередині труб досягається за рахунок високого ступеня інтенсифікації теплообміну всередині труби та шляхом розвинення поверхні труби [4].

Проте слід зазначити, що досліджені авторами [1-3] гвинтоподібні труби мали зовнішній діаметр 36 мм і невеликі кроки між впадинами та виступами (8-12 мм) при висотах впадин чи виступів (4-5 мм). Вказаний діапазон досить вузький, тому з метою створення умов широкого застосування гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею труб в промисловості його потрібно розширити, що є можливим завдяки тому, що розроблена нова технологія [5] дозволяє отримати латунні трубки діаметром 16 мм з однозахідним гвинтоподібним профілем великої довжини – більше 2 м. Тому виникає необхідність встановити оптимальні геометричні характеристики гвинтоподібної труби, а саме крок гвинтової канавки, висота (глибина) виступів (впадин) для створення високоефективних теплообмінних поверхонь. Крім того, необхідно розробити розрахункові залежності теплообміну і аеродинаміки гвинтоподібних труб та методики розрахунку теплообмінного обладнання на їх основі.

На підставі отриманих узагальнюючих залежностей стане можливим розроблення нових інженерних методик розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору всередині рівнорозвинених гвинтоподібних труб.

### **Методика дослідження**

Розроблена в роботі числова модель базується на повній тривимірній моделі гвинтоподібної труби (рис. 1, а) і дозволяє розраховувати тепло- і гідродинамічні параметри потоків, що рухаються як в середині так і ззовні гвинтоподібної труби. Процедура моделювання передбачає дискретизацію дослідної геометрії за допомогою розрахункових сіток, що дозволяють представити фізико-математичний опис течії як в середині гвинтоподібної труби так і ззовні її, яке базується на чисельному рішенні осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса, замкнених за допомогою додаткових диференціальних рівнянь і емпіричних співвідношень [6]. Згадані диференційні співвідношення справедливі як у випадку внутрішньої так і у випадку зовнішньої течії теплоносія.

Внутрішня і зовнішня поверхні труби утворюються шляхом повороту перерізу витка навколо осі ОХ і просуванням його вздовж гвинтової лінії. Переріз витка труби являє собою трикутник, заокруглений у вершині радіусом  $r = 1,25$  мм довжиною основи, що дорівнює кроку гвинтової лінії  $t$  (рис. 1, б). Побудова гвинтової поверхні труби виконана в результаті обертання однозахідної гвинтової лінії (рис. 1, в). Наведений нижче аналіз виконувався за допомогою розроблених кінцево-елементних CFD-моделей гвинтоподібних труб в середовищі програмного комплексу ANSYS-Fluent. Поставлена задача вирішувалася в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки.

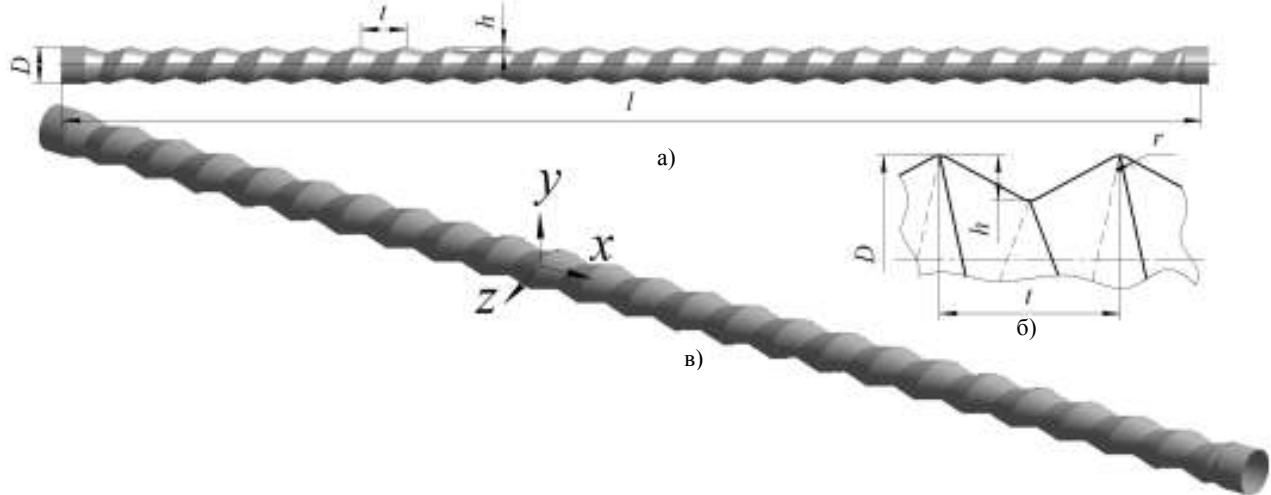


Рисунок 1 – Область рішення задачі в умовах внутрішньої течії теплоносія

При моделюванні, для всіх досліджених типів труб, розрахунки використовувалися граничні умови:

- температура потоку на вході в гвинтоподібну трубу  $t_{ex} = 26$  °С.
- температура стінки труби  $t_{cm} = 100$  °С.
- витрата повітря через трубу, яка в представленому обчислювальному експерименті вибиралася рівним  $1 \cdot 10^{-4}$ ,  $9 \cdot 10^{-4}$ ,  $9 \cdot 10^{-3}$ ,  $3 \cdot 10^{-2}$  кг/с.

Як показано вище, обчислювальний експеримент проводився при граничних умовах  $t_{cm} = \text{const}$ . Визначення середньоповерхневих значень конвективних коефіцієнтів тепловіддачі виконувалось при стаціонарному режимі на основі рівняння тепловіддачі шляхом визначення теплосприйняття повітряного потоку балансовим методом. Температура повітряного потоку на вході в гвинтоподібну трубу  $t_{ex}$ , задавалась у якості граничних умов. Середньоінтегральна температура потоку на виході з гвинтоподібної труби  $t_{eux}$  визначалась в ході обчислювального експерименту. Отримати це значення можна за допомогою команди Report програми ANSYS-Fluent.

Сприйнятий тепловий потік при конвективному теплообміні визначався за формулою

$$Q = \alpha \cdot \overline{\Delta t} \cdot F \quad (1)$$

де  $\alpha$  – середній коефіцієнт тепловіддачі;  $\overline{\Delta t}$  – середньоарифмічний температурний напір;  $F$  – площа поверхні нагріву.

$$\overline{\Delta t} = \frac{(t_{cm} - t_{ex}) - (t_{cm} - t_{eux})}{\ln\left(\frac{t_{cm} - t_{ex}}{t_{cm} - t_{eux}}\right)} \quad (2)$$

За рівнянням теплового балансу величина теплового потоку дорівнює

$$G(h_{ex} - h_{eux}), \quad (3)$$

де  $G$  – масова витрата повітряного потоку;  $h_{ex}$  і  $h_{eux}$  відповідно ентальпії потоку на вході і виході з аеродинамічної труби. Ентальпії також визначаються за допомогою команди Report програми ANSYS-Fluent.

Прирівнявши (1) і (3), отримаємо, що середній коефіцієнт тепловіддачі може визначитися:

$$\alpha = \frac{G(h_{ex} - h_{eux})}{\overline{\Delta t} \cdot F} \quad (4)$$

За розрахованим значенням  $\alpha$  визначається безрозмірний критерій Нусельта, де за визначальний розмір прийнято внутрішній діаметр гладкої частини труби.

$$\text{Nu} = \alpha D / \lambda . \quad (5)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності повітряного потоку, знаходиться за інтерполяційною залежністю

Визначення швидкості в трубі базується на рівнянні суцільності. Це значення визначається за допомогою команди Report програми ANSYS-Fluent.

Отримане значення швидкості потоку в трубі  $W_{mp}$ , дозволить визначити число Рейнольдса:

$$\text{Re} = W_{mp} D / \nu . \quad (6)$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості.

Експерименти по визначенню сумарного коефіцієнта аеродинамічного опору виконувались на основі виміру втрати статичних тисків вздовж гвинтоподібної труби і динамічного напору, розрахованого за середньовитратною швидкістю в трубі.

Коефіцієнт аеродинамічного опору визначається за формулою

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta P d}{\rho W_{mp}^2 l} . \quad (7)$$

де  $\Delta P$  – аеродинамічний опір дослідної труби,  $l$  – довжина робочої ділянки труби. Аеродинамічний опір дослідної труби визначається як різниця абсолютного тиску на вході і виході з гвинтоподібної труби. Згадані абсолютні тиски визначаються за допомогою команди Report програми ANSYS-Fluent.

### Узагальнення даних з теплообміну всередині гвинтоподібних труб

Дослідження конвективного теплообміну виконані в інтервалі чисел Рейнольдса  $\text{Re} = (3,5 - 13) \cdot 10^3$ . Досліджені труби відрізнялись тільки кроком гвинтової лінії. Результати цих досліджень подані на рис. 3.1 і свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневу залежністю виду

$$\text{Nu} = C_q \text{Re}^m . \quad (8)$$

За визначальний розмір в числах Нусельта і Рейнольдса приймався внутрішній діаметр проточної гладкої частини труби  $D = 16$  мм, а в якості розрахункової прийнята середньовитратна швидкість в трубі.

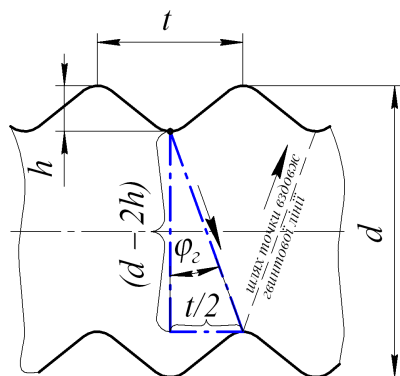


Рис. 2. Визначення кута нахилу гвинтової лінії

В рівнянні (8) коефіцієнт пропорційності  $C_q$  залежить від геометричних параметрів досліджених гвинтоподібних труб. В дослідженнях вивчався вплив довжини кроку гвинтової лінії  $t$ , інші параметри, в тому числі висота виступів-впадин  $h$ , довжина  $l$  і діаметр труби  $d$  залишались не змінними. Також необхідно пам'ятати, що зміна довжини кроку гвинтової лінії  $t$ , впливає на нахил між дотичною до гвинтової лінії і нормаллю вісі труби (рис. 2). Цей так називається кут нахилу гвинтової лінії  $\varphi_2$ , утворюється під впливом основних геометричних параметрів перерахованих вище але він впливає на форму труби в цілому, що має суттєвий вплив на теплообмін.

З метою використання в майбутній узагальнюючій залежності тільки первинних геометричних параметрів ( $d$ ,  $t$ , і  $h$ ), представлений на рис. 2 кут нахилу гвинтової лінії можна також по виразити через крок гвинтової лінії, висоту виступів-впадин і внутрішній діаметр труби:

$$\varphi_2 = \arctg \left\{ (t/2) / (d - 2h) \right\} . \quad (9)$$

Таким чином, при створенні розрахункової залежності для визначення інтенсивності теплообміну вплив геометричних параметрів можна використати так називається параметр відносного кроку  $t/h$  і занести в коефіцієнт  $C_q$ . Значення показника степеня  $m$  в формулі (8) становить 0,78. Аналізуючи отримані результати, можна сказати, що режим течії в середині гвинтоподібних труб в дослідному діапазоні чисел Рейнольдса відрізняється від режиму течії в гладкій трубі у заданому діапазоні чисел Рейнольдса про що свідчить близький до турбулентного закону теплообміну нахил кривих

$Nu = f(Re)$ .

Для узагальнення отриманих даних з теплообміну, використовувався підхід, який ґрунтується на використанні розрахункової базової залежності для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі всередині звичайної гладкої круглї труби при стабілізованому турбулентному режимі течії [156, 159]. Враховуючи сказане можна записати наступні рівняння:

$$Nu = C_q Nu_{zл}, \quad (10)$$

де

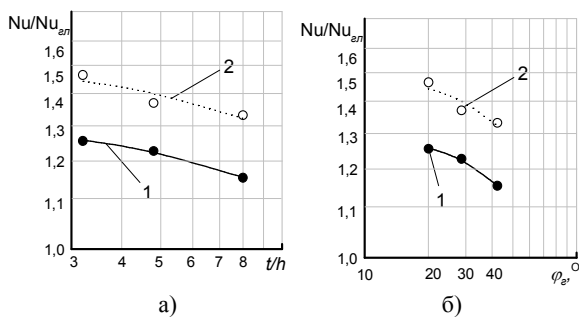
$$Nu_{zл} = 0,021 Re^{0,8}. \quad (11)$$

На рис. 3 приведені дані з впливу відносного кроку  $t/h$  на інтенсивність теплообміну при межових числах Рейнольдса  $3,5 \cdot 10^3$  і  $13 \cdot 10^3$ .

Можна відзначити, що збільшенням  $t/h$  призводить до збільшення кута при вершині виступів-впадин гвинтоподібної труби (рис. 3), інтенсивність теплообміну знижується і відношення  $Nu/Nu_{zл}$  буде наближуватися до одиниці, що відповідає звичайній гладкій трубі.

На основі математичного аналізу приведених на рис. 3 даних, залежність для визначення коефіцієнта  $C_q$  має вигляд

$$C_q = f_1(t/h) \times f_2(\arctg\{(t/2)/d - 2h\}) = 2,723 e^{-0,025t/h - 0,0001 \arctg\{(t/2)/d - 2h\}}, \quad (12)$$



1 – дані моделювання при  $Re = 3500$ ; 2 – при  $Re = 13000$ ;  
Рис. 3. Вплив параметру  $t/h$  (а) і кута  $\varphi_e$  (б) на відношення  $Nu/Nu_{zл}$

Для урахування початкової ділянки гідродинамічної стабілізації, згідно з роботою [7] в узагальнюючу формулу для теплообміну вводиться поправка на початкову ділянку  $\epsilon_l$ .

З метою розширення області використання запропонованих розрахункових залежностей для газових теплоносіїв за аналогією з роботою [8] вводиться також критерій Прандтля, після чого узагальнююча формула теплообміну має вигляд:

$$Nu = 0,057 e^{\left(-0,025 \frac{t}{h}\right) - 0,0001 \arctg\left(\frac{t/2}{d-2h}\right)} Re_d^{0,78} Pr_p^{0,43} \left(Pr_{cm}/Pr_p\right)^{0,25} \cdot \epsilon_l. \quad (13)$$

Числа Прандтля з індексами „ст” і „р” пропонується розраховувати за середніми температурами стінки і рідини.

Розбіжність у інтенсивності теплообміну, які рекомендується розраховувати за залежністю (13) для труб різної глибини виступів-впадин складає менше 6%.

### Узагальнення даних з аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб

Для узагальнення отриманих даних з гідродинамічного опору використовувався підхід, який ґрунтується на використанні розрахункової базової залежності для обчислення сумарних коефіцієнтів опору  $\xi$  всередині гладкої круглї труби за методикою, яка приведена в [9]. Враховуючи це можна записати наступні рівняння

$$\xi = C_p \xi_{zл}, \quad (14)$$

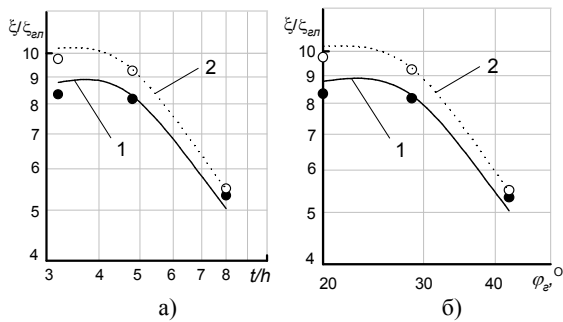
Коефіцієнт опору гладких труб  $\xi_{zл}$  визначається за допомогою залежності (7). В залежності (14) коефіцієнт  $C_p$  залежить від геометричних параметрів гвинтоподібної труби. Автори зазначають, що основним геометричним параметром, який впливає на зростання гідродинамічного опору є відносний крок  $t/h$ .

Для визначення впливу відносного кроку  $t/h$  на гідродинамічний опір скористаємось графічними залежностями  $\xi/\xi_{zл} = f(t/h)$  і  $\xi/\xi_{zл} = f(\varphi_e)$ , що приведені на рис. 4. Аналізуючи приведені на рис. 4 дані можна відзначити, що крива носить експоненціальний характер. Втрати тиску поступово знижуються і при  $t/h \rightarrow \infty$  відношення  $\xi/\xi_{zл}$  буде наближатися до одиниці.

На основі графічного аналізу отриманих даних для розрахунку гідродинамічного опору всередині рівнорозвинених гвинтоподібних труб при значеннях відносного кроку витка  $t/h = (3,2 -$

8) в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re$  від  $3,5 \cdot 10^3$  до  $13 \cdot 10^3$  пропонується рівняння

$$\xi = 4,97e^{-0,0035(t/h) - 0,025 \times \arctg\{(t/2)/(d-2h)\}} \times Re^{-0,3} \quad (14)$$



1 – дані моделювання при  $Re = 3500$ ; 2 – при  $Re = 13000$ ;  
Рис. 4. Вплив параметру  $t/h$  (а) і кута  $\varphi_z$  (б) на відношення  $\xi/\xi_{\text{cal}}$

Розбіжність між дослідними та розрахунковими значеннями коефіцієнтів опору не перевищує  $\pm 4,8\%$ .

### Висновки

Результати CFD-моделювання гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею у діапазоні чисел Рейнольдса в діапазоні від 3500 до 13000 свідчать, що застосування таких труб у теплообмінних апаратах є достатньо ефективним засобом підвищення інтенсивності теплообміну.

Встановлено, що на теплообмін і аеродинамічний опір труб неоднозначно і по різному впливають геометричні параметри  $t/h$  і  $\varphi_z$ .

Запропоновані розрахункові залежності з точністю до  $\pm 6\%$  дозволяють обчислити коефіцієнти теплообміну і аеродинамічного опору.

Отримані дані можуть лягти в основу розробки методики теплоаеродинамічного розрахунку теплообмінних апаратів з пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею.

При подальшому вивченні запропонованих нових типів інтенсифікованих теплообмінних поверхонь передбачається з'ясувати вплив основних геометричних параметрів на теплоаеродинамічну ефективність поверхонь при зовнішньому омиванні набігаючим потоком.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Письменний Є.М. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею / Є. М. Письменний, В. А. Рогачов, О. М. Терех, В. І. Коньшин, Д. С. Омельчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – №1/8 (61). – С. 29–33.
2. Рева С. А. Теплообмін малорядних пучків гвинтоподібних труб / С. А. Рева, В. А. Рогачов, О. М. Терех, О. В. Алфьорова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – №3/8 (63). С. 54-56.
3. Патент на корисну модель №67783 Україна, МПК F28F1/08. Теплообмінна труба / Є. М. Письменний, О. М. Терех, О. І Руденко, О. П. Нішик, О. В. Баранюк; заявник та володар патенту на корисну модель НТУУ "КПІ" – u201108293; заявл. 01.07.2011; опубл. 12.03.2012. Бюл. №5.
4. Письменний, Е.Н. Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб / Е. Н. Письменный, В. А. Кондратюк, Ю. В. Жукова, А. М. Терех // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №2/8 (50). – С. 4-8.
5. Маковой В.О. Особливості профілювання одно- та трьохзахідних гвинтоподібних труб / Маковой В. О., Проценко П. Ю. // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – 2013. – №43(1016). – С.153-162.
6. Быстров, Ю. А. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю. А. Быстров, С. А. Исаев, Н. А. Кудрявцев, А. И. Леонтьев. – С-Пб.: Судостроение, 2005. – 392 с.
7. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел - Москва: Энергия, 1975. – 199 с.
8. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева – Изд. 2-е, стереотип. М: Энергия, 1977, – 344 с.
9. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп.– М.; Машиностроение, 1992. – 672 с.

**Баранюк Олександр Володимирович** – к.т.н., старший викладач, кафедра атомних електростанцій і інженерної теплофізики.

**Рачинський Артур Юрійович** – к.т.н., старший викладач, кафедра теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій.

**A. Baranyuk**

**A. Rachynskyi**

## CALCULATED HEAT TRANSFER DEPENDENCIES AND AERODYNAMIC RESISTANCE OF SCREW-TYPE TUBES

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

The paper presents the results of CFD simulation of convective heat transfer and aerodynamic drag during internal flow in pipes with an equidistant surface in the range of Reynolds numbers from 3500 to 13000. Heat exchanger sections composed of such pipes have improved thermal efficiency compared to heat exchange sections that are composed of steel pipes of round profile. The use of such pipes, with the same power spent for moving the heat carrier inside the pipes, will allow to reduce the metal consumption of the heat exchanger by 30 ... 40% in comparison with the heat exchanger made of traditional smooth tubes of round profile. This is achieved due to a high degree of intensification of heat exchange inside the pipe and by decomposition of the pipe surface. In addition, for the manufacture of such pipes, the use of a relatively inexpensive technology is envisaged-roller rolling around a round pipe using a flowing medium or liquid for counterpressure inside the pipe. The proposed technology and equipment for the profiling of screw pipes with an equidistant surface makes it possible to produce such pipes up to 6 m in length.

Generalizing relationships are proposed for calculating the convective coefficients of heat transfer and aerodynamic drag of equidistant screw-shape surface, taking into account the effect on the heat transfer intensity and resistance of the geometric parameters of the pipe and regime flow factors.

Generalized computational dependencies for determination of heat transfer coefficients and aerodynamic resistance inside brass screw-shaped pipes with an external diameter of 16 mm are obtained, taking into account the effect on the heat exchange intensity and resistance of the geometric parameters of the pipe and regime flow factors.

On the basis of the generalizing dependences obtained, it will be possible to develop new engineering methods for calculating heat transfer coefficients and aerodynamic drag inside the equidistant screw-shape pipes.

**Keywords:** heat transfer, helical tube equalinreased surface, forced convection, generalization

**Baranyuk Alexandr** – Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer, Department of nuclear power plants and engineering thermophysics

**Rachynskiyi Artur** – Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer, Department of thermal power plants of thermal and nuclear power plants.

**А. В. Баранюк**

**А. Ю. Рачинський**

## РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛООБМЕНА И АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВИНТООБРАЗНЫХ ТРУБ

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Приведены результаты CFD моделирования конвективного теплообмена при внутренней течения потока в трубах с равноразвитой поверхностью в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 3500 до 13000. Предложены обобщающие зависимости для расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления таких труб, учитывающих влияние на интенсивность теплообмена и сопротивление геометрических параметров трубы и режимных факторов потока.

**Ключевые слова:** теплообмен, винтообразная труба, равноразвитая поверхность, вынужденная конвекция, обобщение.

**Баранюк Александр Владимирович** – к.т.н., старший преподаватель, кафедра атомных электростанций и инженерной теплофизики.

**Рачинский Артур Юрьевич** – к.т.н., старший преподаватель, кафедра теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций.