

О. В. Баранюк  
А. Ю. Рачинський

## CFD-МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ

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

Стаття присвячена аналізу течії в середині гвинтоподібної труби, при неізотермічних умовах. Такі труби плануються використовувати в якості поверхонь нагріву для конденсаторів, парових калориферів, повітря підігрівачів промислових котлів, наприклад Е-50-4-440Г.

Проведено дослідження теплоаеродинамічних характеристик і міцності латунної гвинтоподібної труби з рівнорозвиненою поверхнею при внутрішній течії повітряного потоку засобами CFD-моделювання. Метою роботи є визначення оптимальних геометричних характеристик гвинтоподібних труб, які плануються використати для створення теплообмінного апарату. Верифікації даних CFD-моделювання здійснювалась за допомогою співставлення з тестовою задачею відомою з літератури.

**Ключові слова:** теплообмін, гвинтоподібна труба, рівнорозвинена поверхня, вимушена конвекція, міцність, технологія трьохроликowego обкочування.

### Вступ

Актуальність матеріалу статті нерозривно пов'язана з проблемою модернізації існуючого теплообмінного обладнання. Найбільш металомістка частина в згаданому обладнанні це теплообмінна секція, яка складається, зазвичай, з традиційних круглих або круглорібристих труб. Зменшити металоємність, можливо застосовуючи методи інтенсифікації теплообміну як з боку потоку, що рухається в середині труб, так і з боку потоку, що омиває ці труби ззовні. Саме цим вимогам відповідають розроблені в КПП ім. Ігоря Сікорського [1] гвинтоподібні труби з так званою рівнорозвиненою поверхнею.

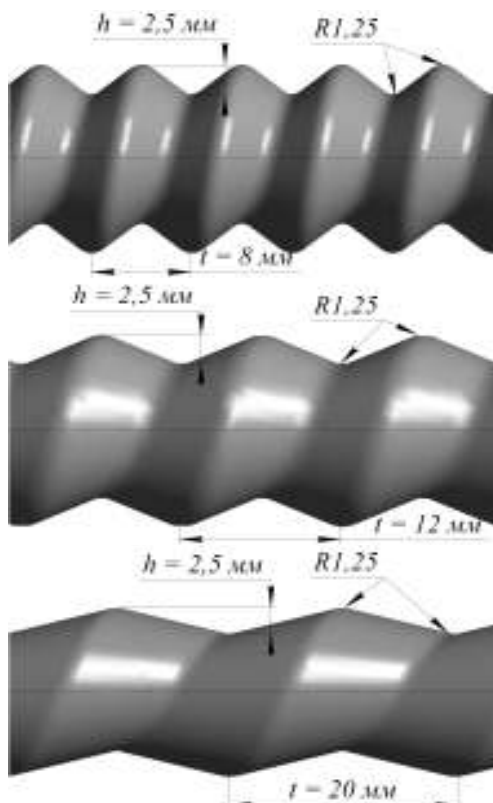


Рисунок 1 – Геометричні параметри досліджених гвинтоподібних труб

Згадані гвинтоподібні труби з рівнорозвиненою поверхнею досліджувалися авторами [1-3]. Автори довели, що їх конструкція дозволяє одночасно суттєво збільшити як зовнішню, так і внутрішню поверхню теплообміну (в 1,15-1,4 рази). Завдяки гвинтоподібним виступам-западин, які послідовно чергуються із заданою висотою-глибиною і кроком, вони викликають додаткову турбулізацію примежового шару [3]. За рахунок закрутки внутрішнього і зовнішнього потоків і різкої зміни швидкості потоку при омиванні поверхні відбувається одночасне збільшення інтенсивності внутрішнього і зовнішнього теплообміну в залежності від геометричних характеристик труб і кроків між ними в 1,5-2,5 і 1,1-1,3 рази відповідно. За рахунок цього коефіцієнт теплопередачі збільшується на 25-70% в порівнянні з трубами круглого перерізу.

Технологія отримання гвинтоподібних профілів на трубках, заснована на використанні трьохроlikовой обкатної головки спільно з одноріlikовою обкатною головкою, розроблена в ММІ КПП ім. Ігоря Сікорського [4]. Потрібно відзначити, що на сьогоднішній день авторами [5] розроблена нова технологія дозволяє отримати латунні трубки діаметром 16 мм з однозахідним гвинтоподібним профілем великої довжини - більше 2 м (рис. 1).

Досліджено авторами [1-3] гвинтові труби мали

зовнішній діаметр 36 мм і невеликі кроки між виступами-впадинами (8-12 мм) при висоті западин або виступів (4-5 мм). Зазначений діапазон досить вузький, тому з метою створення умов широкого застосування гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в промисловості його потрібно розширити.

Можливості застосування нової технології [5] необхідно уточнити числовими і експериментальними дослідженнями характеристик теплообміну й аеродинамічного опору таких труб. Уточнення полягає у визначенні оптимальних геометричних параметрів гвинтоподібних труб, які можуть виготовлятися за цією технологією.

Основними геометричними параметрами, які впливають на конфігурацію зовнішньої поверхні труби, є крок і висота виступів-западин гвинтової лінії. Аналіз проводився за змінному кроці гвинтової лінії  $t$ , який становив 8, 12 і 20 мм. У всіх трьох досліджених типорозмірів висота виступів-западин гвинтової лінії  $h$  залишалася незмінною і становила 2,5 мм. Значення вибраних параметрів для аналізу продиктовано технологічними складнощами, пов'язані з можливостями технології трьохроликового обкатування, яка застосовується при виготовленні труби. Отже, визначення оптимальних геометричних характеристик гвинтоподібних труб зводиться до пошуку оптимального кроку гвинтової лінії. Висновок про оптимальність кроку буде поставлений за умови досягнення максимальної теплової потужності, яка здатна розсіяти гвинтоподібна труба при всіх інших рівних умовах.

### Результати дослідження

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.

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

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

З метою верифікації вибраної методики CFD-дослідження, автори розробили CFD-модель гладкої циліндричної труби з тим же внутрішнім діаметром і довжиною (16 мм і 460 мм відповідно), як і для гвинтоподібної труби. Дослідження проводилося з тими ж граничними умовами і при тій же щільності розрахункової сітки.

Перед початком основних досліджень по CFD-моделі гвинтоподібної труби, проводилося дослідження CFD-моделі гладкою циліндричної труби внутрішнім діаметром і довжиною (16 мм і 500 мм відповідно), які збігаються з дослідженими моделями гвинтоподібної труби. Дослідження проводилося аналогічних граничних умовах і при тій же щільності розрахункової сітки. Для порівняння результатів чисельного моделювання - інтенсивності теплообміну й аеродинамічного опору, при турбулентному режимі течії використовувалася наведені в [7] відомі розрахункові залежності:

$$Nu_{жс} = 0,021 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_{cm})^{0,25} \epsilon_l, \quad (1)$$

$$\Delta p = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (1)$$

де

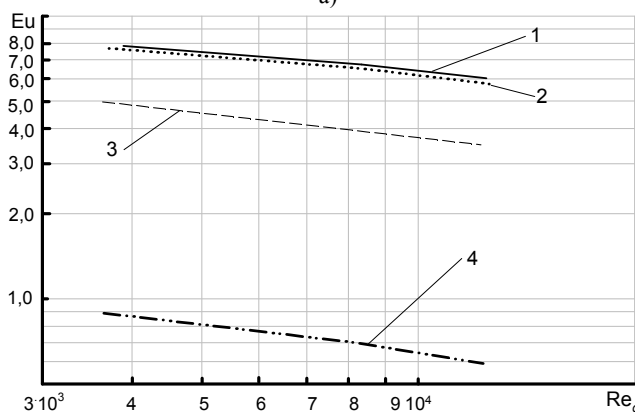
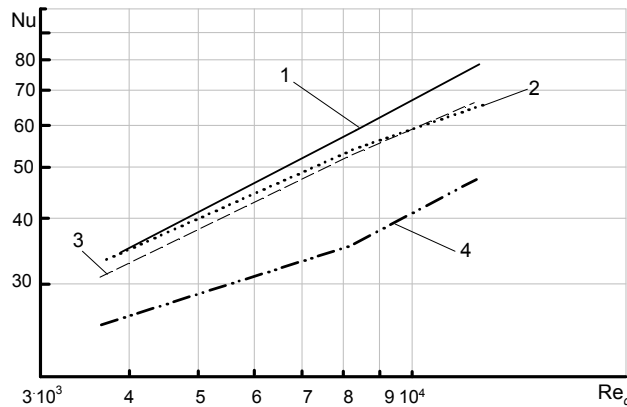
$$\xi = \frac{0,31464}{Re_d^{0,25}}. \quad (1)$$

Поправка на початковий ділянку  $\epsilon_l$ , вибиралася відповідно до рекомендацій [7].

Згідно оцінки, за наведеними залежностями, похибка розрахункових даних по теплообміну становить 1,2%, а по аеродинамічному опору 5,8%. Таким чином, можна зробити висновок, що розроблена CFD-модель можна використовувати для розрахунку теплообміну та гідродинаміки гвинтоподібних труб.

При дослідженні теплообміну і гідродинаміки гвинтоподібних труб засобами ANSYS-Fluent є

можливість визначити як розподіл первинних термодинамічних параметрів в будь-якому перерізі труби так і інтегральні значення. На основі отриманих даних розраховувалися безрозмірні залежності Нуссельта і Ейлера від числа Рейнольдса які приведені рис. 2а, б.



1 –  $t = 8$  мм; 2 –  $s = 12$  мм; 3 –  $s = 20$  мм; 4 – гладка циліндрична труба;

Рисунок 2 – Теплообмін (а) і аеродинамічний опір (б) гвинтоподібних труб

20 мм, яка здатна підвищити інтенсивність теплообміну на 30% при одночасному зростанні аеродинамічного опору в 5-6 разів.

Автори вважають, що таке значення опору (рис. 3б) збільшенням місцевих опорів, тобто з великою кількістю витупів-впадин на заданій довжині. Крім того, автори зазначають, що для зменшення аеродинамічного опору бажано було б зменшити глибину виступів-впадин  $h$  з 2,5 мм до 1,5-1 мм. Саме про дотримання такого співвідношення між висотою виступів-западин і їх кроком рекомендується дотримуватися в [8].

Крім теплових характеристик розроблена CFD-модель здатна визначити характеристики міцності. Як цих характеристик вибрано розподілу напружень і переміщень матеріалу стінок труби внаслідок дії температур потоку і тиску на стінку. У роботах [9, 10] авторами було доведено, що розрахунок напружено-деформованого стану циліндричних оболонок і труб з урахуванням всіх конструктивних особливостей є дуже актуальною проблемою. Результати обчислення розподілу напружень і переміщень моделі гвинтоподібної труби з кроком гвинтової лінії 12 мм представлені на рис. 3.

Для всіх інших досліджених форм поверхні гвинтоподібних труб (кроки гвинтової лінії яких складають 8 та 20 мм) рівень напружень і переміщень майже не відрізняється, тому з метою запобігання перевантаження тексту вони не наводяться. Аналіз напруг (рис. 4) свідчить про те, що для значення перепаду тиску 74 Па, при середній температурі стінки 48 °С спостерігається найбільше переміщення матеріалу стінок моделі в  $5 \cdot 10^{-6}$  мм. Це відповідає нарузі 1300 Па. Для порівняння, в гладкою циліндричною трубою (рис. 5), напруги, що виникають в результаті дії надмірного внутрішнього тиску, становлять 394 Па. Це значення можна перевірити за допомогою аналітичних залежностей.

З цією метою розглянемо дію сил тиску на внутрішню поверхню циліндричної труби. На рис. 6

Аналіз рис. 2а свідчить, що при течії повітря в досліджених трубах спостерігався як турбулентний, так і перехідний режим течії, про що свідчить характерний злам кривих при  $Re_d = (8-12) \cdot 10^3$ . Який в свою чергу підтверджує зростання інтенсивності теплообміну при турбулентному режимі течії. Результати порівняльного аналізу (рис. 3а) також свідчать, що в разі застосування гвинтоподібних труб інтенсивність теплообміну зростає майже на 50% в порівнянні з гладкою циліндричною трубою тієї ж довжини і зовнішнього діаметра. Також можна констатувати, що серед досліджених типорозмірів гвинтоподібних труб труба, крок гвинтової лінії якої становить 8 мм, здатна розсіяти найбільший тепловий потік. Для цієї труби також характерна більша поверхня теплообміну (на 3%), ніж для всіх інших труб.

Зростання інтенсивності теплообміну нерозривно пов'язане з ростом аеродинамічного опору. Так для гвинтоподібної труби з кроком гвинтової лінії 8 мм, зростання інтенсивності теплообміну на 50% супроводжується зростанням аеродинамічного опору в 9-10 разів. При цьому необхідно зазначити, що гвинтова труба, крок гвинтової лінії якої становить

[9] показана половина циліндра, внутрішній діаметр якого позначимо через  $D$ , довжину циліндра через  $L$ , і товщину стінки через  $\delta$ .

За умовами міцності напруги розтягнення не повинні перевищувати допустимих напружень  $[\sigma]_p$  або

$$\sigma = \frac{pD}{2\delta} \leq [\sigma]_p, \quad (1)$$

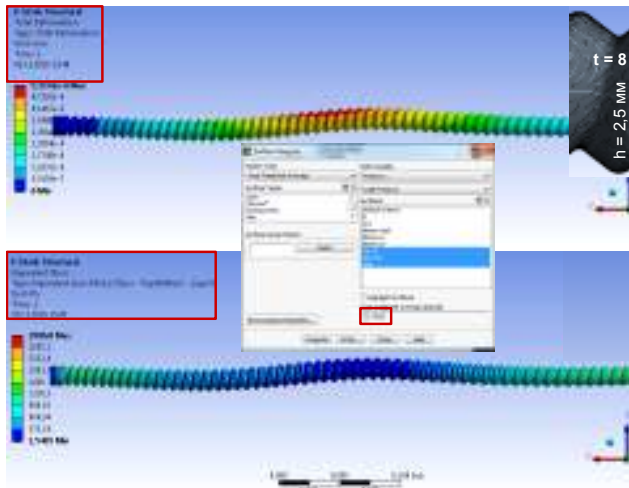


Рисунок 3 – Розподіл напружень і переміщень матеріалу стінок CFD-моделі гвинтоподібної труби з кроком гвинтової лінії  $t = 12$  мм

За цієї формулою можна визначати фактичні напруги розтягнення  $\sigma$  в стінці судини і, порівнюючи їх з допустимими  $[\sigma]_p$ , перевіряти міцність стінок циліндричних судин, труб тощо.

При порівнянні результатів розрахунку за формулою (7) і з численними результатами, отриманими за допомогою програмного комплексу ANSYS [10, 11], максимальна похибка не перевищила 18%.

### Висновки

- Рішення тестового завдання у вигляді прогнозування течії в гладкій циліндричній трубі показало, що перепад тиску визначений за відомим емпіричним залежностям, повністю збігається з даними CFD-моделювання.
- В умовах забезпечення незмінною середньовитратної швидкості потоку, оптимальним кроком гвинтової лінії є крок 8 мм. Труба з таким кроком, при інших незмінних параметрах, здатна розсіяти майже в два рази більшу кількість теплоти.
- У двох досліджених типорозмірів гвинтових труб (кроки гвинтової лінії 8 і 12 мм) зростання інтенсивності теплообміну на 44-50% супроводжується зростанням аеродинамічного опору в 9-10 разів.
- Гвинтоподібна труба, крок гвинтової лінії якої становить 20 мм, здатна підвищити інтенсивність теплообміну на 30% при одночасному зростанні аеродинамічного опору в 5-6 разів.
- На основі даних CFD-моделювання спостерігається найбільше переміщення матеріалу стінок моделі в  $5 \cdot 10^{-6}$  мм. У гвинтоподібних трубах це значення відповідає напрузі 1300 Па, тоді як для циліндричної труби значення напруги становить 394 Па.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Pis'mennyi, E. N. Ways for Improving the Tubular Heaters Used in Gas Turbine Units / E. N. Pis'mennyi // Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 59, Issue 6. – P. 485–490.
2. 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.
3. 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.
4. Пат 102107 UA, Опубл. 12.10.2015
5. Маковей В.О. Особливості профілювання одно- та трьохзахідних гвинтоподібних труб / Маковей 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. Калинин Э.К. Эффективные поверхности теплообмена [Текст] / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп, А.С. Мякочин. – Москва.: Энергоатомиздат, 1998. – 131с.
9. Черняк О.В. Основы теплотехники и гидравлики. – М.: Высшая школа, 1974. – 286 с.
10. Трубачев С.И. Напряжено-деформированное состояние цилиндрических толстостенных перфорированных оболочек / С.И. Трубачев, Б.О. Яхно // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут", серія Машинобудування. – 2015. - №67–С.126-130.
11. Трубачев С. И. Розрахунок на міцність трубопроводів енергетичних систем з вигинами методом скінчених елементів

тів / С. И. Трубочев, О.М. Алексейчук // Інформаційні системи, механіка та керування. – 2015.- №12– С.94-98.

**Баранюк Олександр Володимирович** – к.т.н., старший викладач, кафедра атомних електростанцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

**Рачинський Артур Юрійович** – к.т.н., старший викладач, кафедра теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

**A. Baranyuk**

**A. Rachynskyi**

## CFD-MODELING OF THERMAL AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF SCREW TUBES

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

*The article is devoted to the analysis of the flow in the middle of the propellant tube under non-isothermal conditions. Such pipes are planned to be used as heating surfaces for condensers, steam heaters, air heaters for industrial boilers, for example, E-50-4-440G.*

*The study of heat aerodynamic characteristics and strength of a brass spiral tube with an evenly developed surface at an internal flow of air flow by means of CFD-modeling is carried out. The purpose of the work is to determine the optimal geometric characteristics of propeller tubes, which are planned to be used for the creation of a heat exchanger. The CFD-modeling data verification was carried out using a comparison with the test task known from the literature.*

*Keywords: heat transfer, helical tube, equalincreased surface, forced convection, three roller technology.*

**Baranyuk Alexandr** – Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer, Department of nuclear power plants and engineering thermophysics, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute".

**Rachynskyi Artur** – Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer, Department of thermal power plants of thermal and nuclear power plants, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute".

**A. В. Баранюк**

**A. Ю. Рачинський**

## CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТООБРАЗНЫХ ТРУБ

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

*Статья посвящена анализу течения в середине винтообразной трубы, при неизотермических условиях. Такие трубы планируется использовать в качестве поверхностей нагрева для конденсаторов, паровых калориферов, воздух подогревателей промышленных котлов, например E-50-4-440Г.*

*Проведено исследование теплоаэродинамических характеристик и прочности латунной винтообразной трубы с равноразвитой поверхностью при внутренней течения воздушного потока средствами CFD-моделирования. Целью работы является определение оптимальных геометрических характеристик винтовых труб, которые планируется использовать для создания теплообменного аппарата. Верификации данных CFD-моделирования осуществлялась с помощью сопоставления с тестовой задачей известной из литературы.*

*Ключевые слова: теплообмен, винтообразная труба, равноразвитая поверхность, вынужденная конвекция, прочность, технология трехроликового обкатывания.*

**Баранюк Александр Владимирович** – к.т.н., старший преподаватель, кафедра атомных электростанций и инженерной теплофізики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского».

**Рачинский Артур Юрьевич** – к.т.н., старший преподаватель, кафедра теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»