

УДК 536.24:533.6.011
DOI [https://doi.org/10.15589/znp2023.1\(490\).14](https://doi.org/10.15589/znp2023.1(490).14)

HEAT TRANSFER AND AERODYNAMICS OF CFD-MODEL OF COMPOSITE FLAT-OVAL TUBE WITH INCOMPLETE CORRUGATED FINS

ТЕПЛООБМІН ТА АЕРОДИНАМІКА CFD-МОДЕЛІ КОМПОЗИЦІЙНОЇ ПЛОСКО-ОВАЛЬНОЇ ТРУБИ З НЕПОВНИМ ГОФРОВАНИМ ОРЕБРЕННЯМ

Oleksandr V. Baranyuk
aleksandrW@i.ua
ORCID: 0000-0001-6008-6465

Denys V. Konko
denchikonko217@gmail.com
ORCID: 0000-0001-6469-3529

Mykyta V. Vorobiov
vorobiov.nikv@gmail.com
ORCID: 0000-0001-9621-7658

О. В. Баранюк,
канд. техн. наук, доцент

Д. В. Конько,
інженер

М. В. Воробйов,
канд. техн. наук, доцент

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

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ

Abstract. The actuality of the problems of intensification of heat and mass transfer processes and development of new finned heat transfer surfaces is associated with the creation of modern heat exchange equipment for energy and industry, in particular, dry cooling towers of NPPs and TPPs, heat recovery units of boilers, GTUs, etc. In order to create the appropriate high-efficiency equipment, a new original design of the heat exchange surface – a flat-oval tube with incomplete corrugated fins – is proposed.

This paper investigates the heat transfer and aerodynamic characteristics of a flat-oval tube with incomplete corrugated fins.

The purpose of the study was to preliminarily assess the efficiency of flat-oval tubes with incomplete corrugated fins and to obtain an empirical dependence for calculation using CFD modelling.

Object of study – forced convection during cross-wash of a composite flat-oval pipe with incomplete corrugated fins.

The subject of the study is heat transfer and aerodynamics during the cross-wash of a composite flat-oval tube with incomplete corrugated fins.

The research methodology consisted of CFD modelling using an academic licence of the ANSYS-Student software package.

The study obtained the values of the dimensionless heat transfer coefficient and pressure loss, and presented the calculation dependence for determining the heat transfer coefficient and aerodynamic drag of the above-mentioned pipe types. The data were verified with a smooth pipe and a pipe with spiral fins.

The scientific novelty of the work is the establishment of the fact that flat-oval tubes with incomplete corrugated fins have a higher heat transfer coefficient compared to smooth tubes (on average by 45–50%) and spiral-belt finned tubes (on average by 25–30%) under conditions of simultaneous increase in aerodynamic drag by 25–30% at the same coolant flow rate. Also, the proposed flat-oval tubes with incomplete corrugated fins have lower values of aerodynamic drag (compared to similar geometry round tubes and tubes with spiral-band fins).

In practical application of the results obtained for the use of flat-oval tubes with incomplete corrugated fins, designers will be able to increase the heat transfer surface area by changing the geometric dimensions of the fins, which makes these tubes promising in the design of heat exchangers.

Key words: heat transfer; aerodynamic resistance; fins; separation flow; calculated dependence.

Анотація. Актуальність задач інтенсифікації процесів тепломасопереносу та розробки нових оребраних поверхонь теплообміну пов'язана зі створенням сучасного теплообмінного обладнання для енергетики та промисловості, зокрема сухих градирень АЕС та ТЕС, теплових утилізаторів котлів, ГТУ та ін. З метою створен-

ня відповідного вискоєфективного обладнання запропоновано нову оригінальну конструкцію теплообмінної поверхні – плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням.

В даній статті виконано дослідження теплообміну та аеродинаміки характеристик плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням.

Мета роботи полягала у попередній оцінці ефективності плоско-овальних труб неповним гофрованим оребренням та отриманні емпіричної залежності для розрахунку за допомогою CFD-моделювання.

Об'єкт дослідження – вимушена конвекція при поперечному омиванні композиційної плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням.

Предмет дослідження – теплообмін та аеродинаміка при поперечному омиванні композиційної плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням.

Методика дослідження полягала у проведенні CFD-моделювання за допомогою академічної ліцензії програмного комплексу ANSYS-Student.

В роботі отримані значення безрозмірного коефіцієнту тепловіддачі та втрати тиску, а також представлена розрахункова залежність для визначення коефіцієнту тепловіддачі та аеродинамічного опору згаданих типів труб. Верифікація даних проводилась з гладкою трубою та трубою зі спіральним оребренням.

Науковою новизною роботи є встановлення того факту, що плоско-овальні труби з неповним гофрованим оребренням мають вищий коефіцієнт тепловіддачі порівняно з гладкими трубами (в середньому на 45–50%) та спіральньо-стрічковою оребреною трубою (в середньому на 25–30%) в умовах одночасного зростання аеродинамічного опору на 25–30% при однакових витратах теплоносія. Також запропоновані плоско-овальні труби з неповним гофрованим оребренням мають нижчі значення аеродинамічного опору (в порівнянні з аналогічними за геометрією круглими, та трубами з спіральньо-стрічковим оребренням).

При практичному використанні отриманих результатів для застосування плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребренням конструктори зможуть збільшити площу поверхні теплообміну за рахунок зміни геометричних розмірів ребер, що робить ці труби перспективними при конструюванні теплообмінних апаратів.

Ключові слова: теплообмін; аеродинамічний опір; оребрення; відривна течія; розрахункова залежність.

ВСТУП

На сьогоднішній день незаперечним є той факт, що створення, вдосконалення і впровадження інтенсифікованих поверхонь нагріву із різних типів труб сприяє підвищенню ефективності теплоенергетичного обладнання в цілому. Зазвичай, основу теплообмінних апаратів становить несуча гладка труба, що призначена для транспортування робочого середовища, яка повинна витримувати задані діапазон тисків і перепад температур. В якості матеріалу труби використовують сталь, чавун і кольорові метали. Відомо також, що при заміні оребреними трубами традиційних конструкцій із гладких труб стає можливим помітно зменшити питому витрату метала, що працює під тиском, знизити загальну металомісткість і габарити устаткування, зменшити експлуатаційні витрати.

В КПІ ім. Ігоря Сікорського під керівництвом проф. Письменного Є.М. були розроблені конструкції плоско-овальних труб з неповним оребренням [1–3], які показали на 10–15 % вищу ефективність при застосуванні як теплообмінна поверхня в порівнянні з круглим оребренням за рівних витрат на прокачування. Наступним кроком в розвитку даного типу оребрених труб стали композиційні плоско-овальні труби з неповним гофрованим оребренням. Використання нового типу оребрення для їх використання в якості теплообмінних поверхонь потребує досліджень і отримання

надійних розрахункових залежностей для визначення коефіцієнтів теплообміну.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Розроблена конструкція композитної плоско-овальної труби представлена на рис. 1, а. Виконати моделювання течії і теплообміну при поперечному омиванні такої конструкції в цілому, навіть за допомогою сучасних комп'ютерів не є можливим. Тому для моделювання проектної геометрії (рис. 1, а) розроблена спрощена 3D-модель (рис. 1, б) у складі несучої плоскоовальної труби (1), що виготовлена зі сталі, приварного до несучої труби алюмінієвого оребрення (2) і потоку повітря, яке в поперечному напрямку омиває дослідний елемент (3). Спрощення конструкції полягає в тому для моделювання використовувався елемент композитної плоскоовальної труби, який обмежувався площинами, що проходять крізь вищі точки виступів ребра. Відстань між цими обмежуючими пластинами відповідала кроку оребрення ($t = 6$ мм).

Математичне моделювання виконували в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. В якості граничних умов в використовувався перепад тиску через трубу з дотриманням визначеної в налагоджувальних експериментах середньовитратної швидкості потоку. Визначено, що режим течії потоку, що має місце при омиванні композиційних

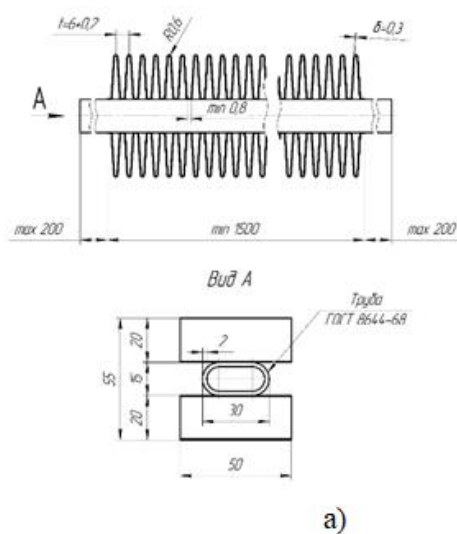


Рис. 1. Дослідна модель розробленої труби (а) та її геометричні розміри (б)

плоско-овальних труб з неповним гофрованим ребренням – турбулентний. В якості характерного розміру, за допомогою якого визначались середні числа Нусельта та Рейнольдса використовувався гідравлічний діаметр. Для моделювання складових тензора напружень Рейнольдса використовувалась модель турбулентності Ментера [1], яка дозволяє отримати достатньо точні результати як при моделюванні течій з великою кривизною ліній току і закручуванням течії та і течій без відриву примежового шару. Керуючі рівняння математичної моделі турбулентної течії, що має місце в цій задачі, і рівняння модель турбулентності Ментера приведені в [2] і в інших підручниках по чисельним методам і гідродинаміці.

Методика проведення дослідження і обробки результатів використана з робіт [3, 4].

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

В енергетиці використовуються велика різноманітність конструктивних форм розвинених поверхонь. Найчастіше використовуються труби з поздовжнім ребренням (рис. 2, а) оскільки їх можна отримати простим методом екструзії, причому кожна з яких забезпечує характерну інтенсифікацію тепловіддачі. У роботі [5] проведено порівняння різних типів пучків поздовжнього ребрення по відношенню до інтенсивності теплообміну, гідравлічного опору і відносної теплогідравлічної ефективності. В [6] представлено аналіз впливу товщини, висоти і кількості ребер в процесі конвекції на розподіл швидкостей, температур і теплового потоку, які отримані методами чисельного моделювання. Відзначено, що максимальний тепловий потік знімається при товщині ребер не менше 0,01 м, висотою не більше 0,2 м, і числом ребер від 6 до 12.

Течія в пучках поздовжньо-оребrenних труб має наступні особливості: при поздовжньому обтіканні потоку уздовж труби коефіцієнт тепловіддачі зменшується, за рахунок зменшення інтенсивності теплообміну через відсутність турбулентності. Причиною тому є ламінарний режим руху потоку, що характеризується шаруватою течією, в якій відсутнє перемішування. При відсутності турбулентності в поздовжніх трубах повітря розширюється, і в теплопередачі з поверхнею беруть участь тільки примежові шари. У той час як при поперечному обтіканні поверхня працює рівномірно, проте за рахунок сильної турбулізації різко зростає опір.

Наряду з використанням труб з поздовжнім ребренням в літературі відомі випадки застосування ошипованих труб (рис. 2, б). Такі труби частіше застосовують в системах теплообміну на нафтохімічних заводах, де поверхня піддається впливу дуже агресивних середовищ, тому повинні бути стійкими до агресивних матеріалів і легко очищатись [7]. Шипи приварюються до труби в шаховому порядку за допомогою контактного зварювання діаметрально протилежними парами по колу і можуть мати кільцеве і спіральне розташування. Такий процес зварювання дозволяє комбінувати практично будь-які матеріали для шипів і труб.

У загальному випадку ошиповані сталеві труби призначені для інтенсифікації тепловіддачі від високов'язких рідин (мазут, гудрон та інші важкі нафтопродукти). В цій області теплообміну ошиповані труби відрізняються меншим гідравлічним опором і меншою забруднюваністю в порівнянні з ребrenними трубами, оскільки мають ефект самоочищення.

Швидкість протікання повітряного потоку в ошиповано-оребrenних залежить від міжреберної відстані

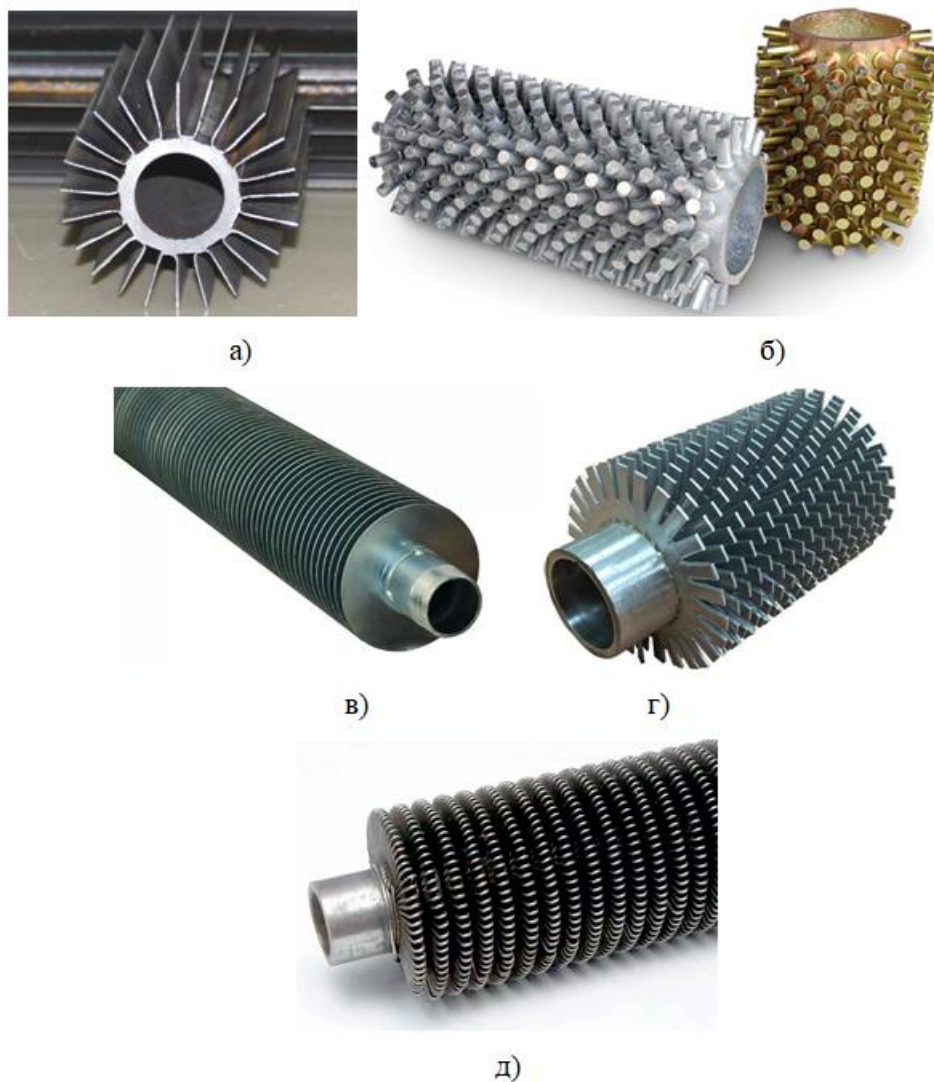


Рис. 2. Труби з поздовжнім оребренням (а), ошиповані труби (б), труби з нерозрізним (в) та розрізним спіральнo-стрічковим оребренням (г), та труби з дротяною навивкою (д).

і висоти ребер. Такий вид оребрення представлений виробниками без технічних характеристик. Передбачається, шипи повинні бути масивними для більш стійкої конструкції, як до механічних навантажень, так і до хімічного впливу. З цієї причини, площа теплообміну істотно нижче, ніж площі спіральнo-оребrenних теплообмінників. У зв'язку з цим їх використання вважається недоцільним.

Найбільш поширеним вважають спіральне оребрення (рис. 2, в) за рахунок повністю автоматизованої технології їх виготовлення, а також розрізне спіральнo-стрічкове оребрення яке отримано внаслідок попереднього розрізання стрічки є наступним кроком для збільшення тепловіддачі спіральнo-стрічкових оребrenних труб. При навивці стрічки формуються пластини-пелюстки з гострими крайками (рис. 2, г) [7]. Газові потоки, обтікаючи розриви ребер, руйнують потовщені прикордонні шари

поблизу поверхні теплопередачі, створюючи умови для утворення вихрового режиму течії в міжреберних каналах. Крім того, збільшення числа пелюсток призводить до більшого розриву прикордонного шару і перемішування потоку, чого, наприклад, не спостерігається при поздовжньому ребрах. В результаті цього підвищується інтенсивність тепловіддачі. Такі теплообмінники добре зарекомендували себе в багатьох теплових системах, особливо в кондиціонерах і економайзерах котлах. За даними авторів [8] просічне оребрення характеризується збільшенням коефіцієнта тепловіддачі в середньому на 20% щодо оребрення суцільною стрічкою. Експериментальні дослідження [8] показали, що коефіцієнт тепловіддачі просічної стрічки на 10–30% перевищує аналогічний показник суцільного стрічкового оребрення, а аеродинамічний опір ТА з розрізної стрічки вище на 20–45 %.

Розроблені також труби з спірально-дротяним оребренням. Теплообмінні апарати зі спірально-дротяним оребренням мають малу вагу і невелику щільність, високу проникність і теплопровідність (рис. 2, г). Використовуються в основному для повітряних масло- і паливоохолоджувачів, систем нагріву та охолодження води і пари при великих тисках, це пов'язано з поліпшенням аеродинамічних і теплових характеристик охолоджувачів [9]. Ребра виконуються у вигляді петель, потім спірально навиваються на несучу трубу. Кріплення елементів внутрішнього і зовнішнього оребрення здійснюється мідним дротом, припаяної до труб м'яким припоєм. Значущим недоліком є швидке забруднення проміжків пилом, пухом, комахами, що веде до значного погіршення їх теплових характеристик [5].

За даними розробників компанії Concept Engineering International (Індія) і Sun Heat Transfer Technologies (Індія) дротяно-спіральне оребрення має ряд унікальних властивостей [9]. По-перше, високий ступінь турбулентності, що зменшує забруднення теплообмінної поверхні. Дане твердження можна легко спростувати тим, що забруднення дрібними частинками пригнічується турбулентністю, а великі фракції вкрай критичні для такого роду теплообмінних апаратів. По-друге, турбулентність, забезпечуючи високі коефіцієнти тепловіддачі, підвищує компактність теплообмінника, ніж знижує втрати тиску. По-третє, діапазон робочої температури теплообмінників може досягати 290 °С. По-четверте, можливість використання значної кількості матеріалів. По-п'яте, дротяне оребрення можна застосовувати як зовні, так і всередині труб [9]. Однак першим недоліком є чутливість таких теплообмінних апаратів до великих фракцій, що забруднюють поверхню. Також до недоліків можна віднести складність технологічного виготовлення, нанесення припою і конструктивна слабкість до зовнішніх механічних навантажень. Від якості фіксації теплообмінних елементів залежить міцність конструкції. Зазначені недоліки роблять метод мало застосовним в більшості галузей.

Окремо слід відмітити, що у Національному технічному університеті України спільно з ІЕЗ ім. Є. О. Патона НАН України розробили технологію неповного поперечного оребрення плоскоовальних труб, приклад яких представлений на рис. 3. Згідно з [10] немає необхідності оребрувати лобові і кормові ділянки поверхонь плоскоовальної труби, так як вони є не працюючими в теплообмінних частинами. У зв'язку з цим зменшується вага конструкції теплообмінника, збільшується площа поверхні ребер, що ефективно омивається. Завдяки такій конструкції відбувається турбулізація потоку, внаслідок взаємодії потоку з краями ребер, чим досягається підвищення інтенсивності конвективного теплообміну. Також відзначаються низьким аеродинамічним опором [3].

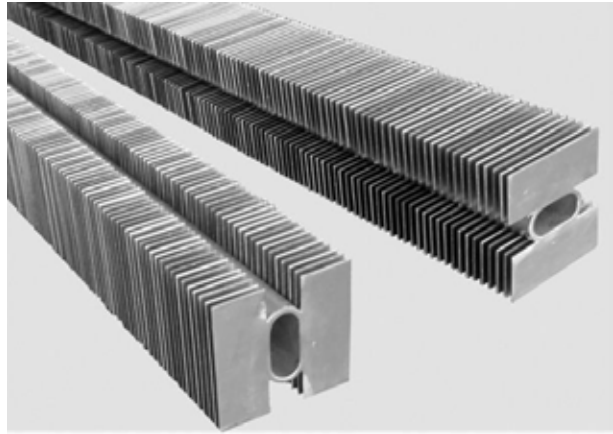


Рис. 3. Плоско-овальні труби з неповним оребренням

Абсолютно новим кроком в розвитку ідеї плоско-овальних труб з неповним оребренням став проект, що буде досліджуватись в рамках даної роботи – композиційні плоско-овальні труби з неповним гофрованим оребренням.

Використання нового типу оребрення (рис. 4) потребує досліджень та отримання емпіричних залежностей для можливості розрахунку теплообмінних апаратів на основі нових труб. Постає задача дослідження теплообміну та аеродинамічних характеристик плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням.

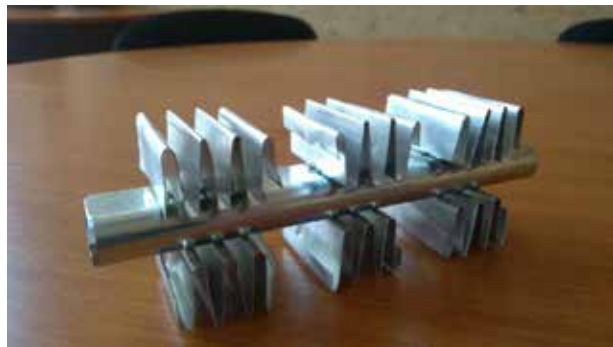


Рис. 4. Композиційна плоско-овальна труба з неповним оребренням

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Під час аналізу літературних джерел [5–9] розглянуті основні типи оребрення які існують на сьогоднішній день. Проаналізовані переваги та недоліки кожного з розглянутих типів та сфера використання різних варіантів оребрення. Визначено, що відомі емпіричні залежності, отримані експериментально для кожного типу ребер, описують теплообмін та аеродинаміку для конкретної компоновки труб з різним поперечним оребренням. Проте жодна з наведених формул неможлива для використання для опису теплообміну та визначення безрозмірного коефіцієн-

ту опору плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребренням, що потребує розробки методики та отримання залежності для конкретного типу оребрення.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягала у попередній оцінці ефективності плоско-овальних труб неповним гофрованим оребренням та отриманні емпіричної залежності для подальших інженерних розрахунків за допомогою CFD-моделювання.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метод дослідження – чисельний за допомогою академічної ліцензії програмного комплексу ANSYS-Student. Дана ліцензія є абсолютно безкоштовною (з 2015 року) і призначена для вирішення ознайомлювальних і освітніх задач в академічному середовищі.

Об'єкт дослідження – вимушена конвекція при поперечному омиванні композиційної плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням.

Предмет дослідження – теплообмін та аеродинаміка при поперечному омиванні композиційної плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Комп'ютерна модель в середовищі програмного комплексу ANSYS-Fluent враховує рівняння нерозривності, осереднені по Рейнольдсу рівняння збереження енергії, імпульсу і маси (Нав'є-Стокса), а також рівняння переносу i -го компонента суміші. Для замикання осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса використовувалась Realizable k - ϵ модель турбулентності. Транспортні рівняння для Realizable моделі турбулентності можна знайти в [2]. Теплоносієм слугує повітря, а при моделюванні теплофізичні

властивості повітря задавалися за допомогою поліноміальної функції від температури.

Скінчено-елементна сітка моделі враховує розвиток прилежого шару на всіх твердотільних поверхнях. Область поза прилежовим шаром моделювалась за допомогою нерівномірної тетраедричної сітки. При цьому скошеність (Skewness) не перевищувала 0,8, а співвідношення сторін (AspectRatio) кінцевих елементів не перевищувало 40.

Обчислення на моделі проводилися при періодичних граничних умовах, які визначалися в бічних площинах. Відстань між згаданими бічними площинами відповідало поперечному кроку між трубами (рис. 1).

Завдання вирішувалася в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки.

При моделюванні для всіх типорозмірів вибиралися незмінними такі граничні умови:

- температура потоку на вході $t_{\text{вх}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- теплова потужність на стінці труби $Q = 50\text{ Вт}$;
- витрата теплоносія $G = 0,035\text{ кг/с}$; $0,05\text{ кг/с}$; $0,07\text{ кг/с}$.
- значення турбулентності $Tu = 1\%$;
- гідравлічний діаметр $d = 15\text{ мм}$.

Отримані результати при даних граничних умовах моделювання процесу омивання композиційної плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням за умови виходу нев'язки на постійне значення представлені на рис. 2–3.

Як видно з наведених на рис. 5 та рис. 6 графіків, отриманих після моделювання розробленого типу оребрення, композиційна плоско-овальна труба з неповним гофрованим оребренням має більш високі значення коефіцієнту тепловіддачі в порівнянні з гладкою трубою в середньому на 45–50%, але при цьому має більші значення аеродинамічного опору на 25–30% при однакових витратах теплоносія.

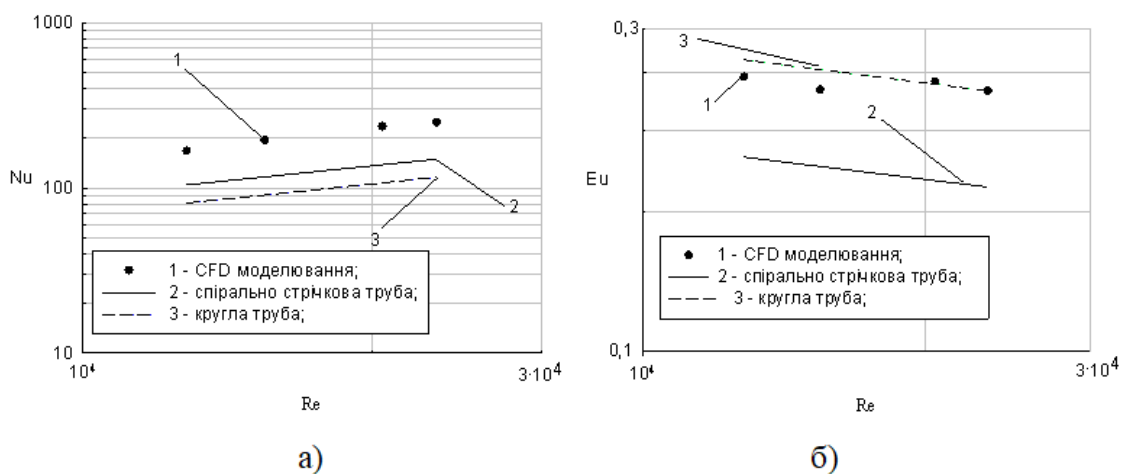


Рис. 5. Результати моделювання інтенсивності теплообміну (а) та аеродинамічного опору

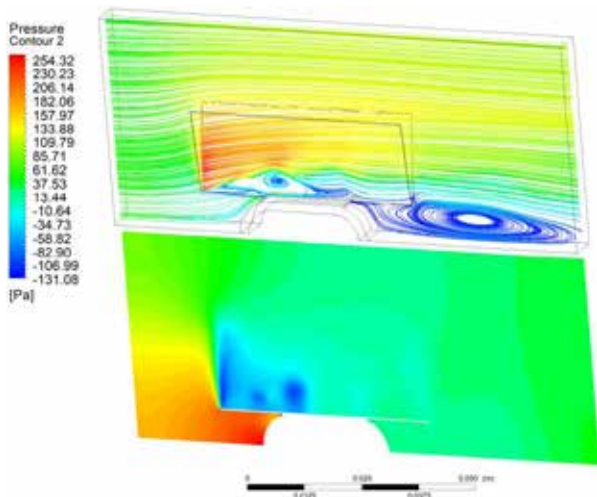


Рис. 6. Лінії току та поле тиску в середній площині при $Re = 2 \cdot 10^4$

Як видно з рис. 6 точкою максимуму тиску є лобова точка, що обумовлено гальмуванням рідини і добре узгоджується з відомими теоретичними залежностями. Також з даного рисунку видно прискорення течії у зв'язку з звуженням живого перерізу, а як видно збільшення швидкості є приблизно двократним.

На рис. 7 представлені поля температур на поверхнях основи та ребра. Як видно максимум знаходиться в зоні контакту ребра з основою труби, зміщений по напрямку руху рідини.

Отримані при моделюванні точки порівнювались з відомими залежностями для круглої труби та труби зі спіральним оребренням.

Характеристики труби зі спіральним оребренням були наступними:

- діаметр несучої труби 32 мм;
- крок між ребрами 6 мм;
- висота ребер 9 мм;
- коефіцієнт оребрення 5,1;
- зовнішній діаметр 50 мм;
- товщина оребрення 1,3 мм.

Також в порівнянні з спіральною стрічковою трубою видно, що при ідентичних значеннях витрат на прокачування, розроблений тип оребрення має більші значення безрозмірного коефіцієнта тепловіддачі на 25–30%.

Попереднє моделювання розробленого типу оребрення показало, що при даних геометричних характеристиках дана труба є більш ефективною в порівнянні з гладкою трубою та трубою зі спіральним оребренням.

Апроксимація результатів CFD моделювання дозволила отримати узагальнюючі залежності для розрахунку теплообміну і аеродинаміки, які справедливі в діапазоні чисел Рейнольдса $(1 \dots 3) \cdot 10^4$:

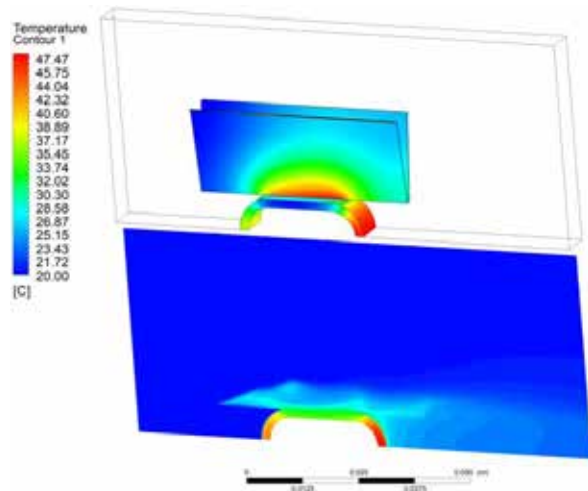


Рис. 7. Поле температур на поверхнях основи та ребра при $Re = 2 \cdot 10^4$

$$Nu = 0,303 Re^{0,75}, \quad (1)$$

$$Eu = 0,75 Re^{-0,11}, \quad (2)$$

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Аналіз даних рис. 5 та рис. 6 свідчить, що після набігання потоку на кромку ребра також чітко видно, як набігаючий потік відривається від кромки ребра, що призводить до утворення вихору в міжреберному просторі, який в подальшому дисипує під дією набігаючого прискореного потоку.

Про це також свідчать не тільки лінії току, а й отримане розрахункове поле тиску. В початковій зоні ребра існує певне розрідження у вигляді «плям» з мінімум у центрі, що також підтверджує наявність вихору або вихорів, які в наслідку дисипують під дією набігаючого потоку, де поле тиску згладжується та стає більш рівномірним, який за рахунок більшої кінетичної енергії згладжує потік в міжреберному просторі.

Явно помітним є вихор у кормовій зоні дослідної області, що обумовлено зривом потоку з поверхні ребра, а також поверхні сталевий основи, внаслідок чого утворюється великий вихор та має місце значна деформація ліній току внаслідок «зіткнення» двох течій які утворилися внаслідок розділення течії за рахунок дослідного типу оребрення.

Той факт, що видалення частин ребер в лобовій і кормовій областях оребреної плоско-овальної труби, які мають досить низьку інтенсивність теплообміну в порівнянні з бічними поверхнями ребер і не беруть участь в інтенсивному теплообміні призводить до збільшення інтенсивності теплообміну в цілому. Таким чином, при видаленні частини поверхні, вона не приймає участі у формуванні пограничних шарів та утворює додатковий термічний опір тепловіддачі,

що не впливає на зростання загального аеродинамічного опору. Але слід враховувати, що видалення частин ребер призводить до зменшення теплообмінної поверхні.

ВИСНОВКИ

Показано, що розроблена CFD-модель коректно, з фізичної точки зору, моделює особливості течії в умовах складної геометрії плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням.

Проведений розрахунковий аналіз свідчить, що теплообмінні поверхні з плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребренням мають вищий коефіцієнт тепловіддачі порівняно з гладкими трубами (в середньому на 45–50%) та спіральною стрічко-

вою трубою (в середньому на 25–30%) в умовах одночасного зростання аеродинамічного опору на 25–30% при однакових витратах теплоносія. Також запропоновані плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням мають нижчі значення аеродинамічного опору (в порівнянні з аналогічними за геометрією круглими, та трубами з спірально-стрічковим оребренням).

З врахуванням вище сказаного, слід зазначити, що при використанні плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребренням конструктори зможуть збільшити площу поверхні теплообміну за рахунок зміни геометричних розмірів ребер, що робить ці труби перспективними при конструюванні теплообмінних апаратів.

REFERENCES

- [1] Menter F.R. (1994) Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. Vol. 32, No 8. P. 1598–1605.
- [2] ANSYS FLUENT 14.5 Theory Guide, (2012) ANSYS Inc.
- [3] Pismenniy E.N., Terekh A.M., Semenyako A.V., Baranyuk A.V. (2010). Teploaerodinamicheskaya effektivnost' trubchatykh poverkhnostey nagreva re-generatorov GTU [Thermal and aerodynamic efficiency of tubular heating surfaces of gas turbine re-generators]. *Promyshlennaya teplotekhnika – Industrial heat engineering*. V.32, No. 4. pp. 63–73 [in Russian].
- [4] Pismenniy E.N., Terekh A.M., Burlei V.D., Baranyuk A.V. (2010). Teploobmen i aerodinamicheskoye soprotivleniye maloryadnykh puchkov plosko-oval'nykh trub s nepolnym orebreniyem [Heat transfer and aerodynamic resistance of small-row bundles of flat-oval pipes with incomplete finning]. *Promyshlennaya teplotekhnika – Industrial heat engineering*. V.32, No. 5. pp. 34–41 [in Russian].
- [5] Shah R.K., Sekulic D.P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Jon Wiley & Sons. 941 p.
- [6] Halder S.C., Kochhar G.S., Manohar K., Sahoo R.K. (2007). Numerical study of laminar free convection about a horizontal cylinder with longitudinal fins of finite thickness. *International Journal of Thermal Sciences*. vol. 46. no. 7. pp. 692–698. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.001
- [7] Global metals distributor. Retrieved from: <http://www.ts-aceroinoxidable.com> (date of application: 31.03.2023).
- [8] Lemouedda A., Schmid A., Franz E., Breuer M., Delgado A. (2011). Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. vol. 31. no. 8–9. P. 1393–1401. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.12.035.
- [9] Terekh A.M., Shapoval O.E., Pismenniy E.N. (2001). Srednepoverkhnostnyy teploobmen v poperechno-omyvayemykh koridornykh puchkakh trub s razreznym spiral'no-lentochnym orebreniyem [Medium-surface heat transfer in cross-washed in-line tube bundles with split spiral-band finning]. *Promyshlennaya teplotekhnika – Industrial heat engineering*. No. 1–2. pp. 35–41 [in Russian].
- [10] Antufyev V.M. (1966). *Efektivnost razlychnykh form konvektyvnykh poverkhnostei nahreva. [Efficiency of different forms of convective heating surfaces]*. Moscow – Leningrad: Energy, 184 p. [in Russian].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Menter F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. Vol. 32, No 8. P. 1598–1605.
- [2] ANSYS FLUENT 14.5 Theory Guide, (2012) ANSYS Inc.
- [3] Письменный Е.Н., Терех А.М., Семеняко А.В., Баранюк А.В. (2010). Теплоаэродинамическая эффективность трубчатых поверхностей нагрева ре-генераторов ГТУ. *Промышленная теплотехника*. Т.32, № 4. С. 63–73.
- [4] Письменный Е.Н., Терех А.М., Бурлей В.Д., Баранюк А.В. (2010). Теплообмен и аэродинамическое сопротивление малорядных пучков плоско-овальных труб с неполным оребрением. *Промышленная теплотехника*. Т.32, № 5. С. 34–41.
- [5] Shah R.K., Sekulic D.P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Jon Wiley & Sons, 2003. 941 p.
- [6] Halder S.C., Kochhar G.S., Manohar K., Sahoo R.K. (2007). Numerical study of laminar free convection about a horizontal cylinder with longitudinal fins of finite thickness. *International Journal of Thermal Sciences*. vol. 46. no. 7. P. 692–698. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.001
- [7] Global metals distributor. URL: <http://www.ts-aceroinoxidable.com> (дата звернення: 31.03.2023).

- [8] Lemouedda A., Schmid A., Franz E., Breuer M., Delgado A. (2011). Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. vol. 31. no. 8–9. P. 1393–1401. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.12.035.
- [9] Терех А.М., Шаповал О.Е., Письменный Е.Н. (2001). Среднеповерхностный теплообмен в поперечно-омываемых коридорных пучках труб с разрезным спиральноленточным оребрением. *Промышленная теплотехника*. № 1–2. С. 35–41.
- [10] Антуфьев В.М. (1966). Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. Москва – Ленинград: Энергия. 184 с.

© О. В. Баранюк, Д. В. Конько, М. В. Воробйов
Дата надходження статті до редакції: 03.04.2023
Дата затвердження статті до друку: 15.04.2023