

**О. В. БАРАНЮК, М. В. ВОРОБІЙОВ, Є. С. АЛЕКСЕЇК, А. С. МАЗУРЕНКО**

### **CFD МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОЗИЦІЙНОЇ ПЛОСКО-ОВАЛЬНОЇ ТРУБИ З НЕПОВНИМ ГОФРОВАНИМ ОРЕБРЕННЯМ**

Стаття присвячена дослідженню теплоаеродинамічних характеристик оригінальної конструкції теплообмінної поверхні – плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребрінням, яка може бути використана для модернізації сучасного теплообмінного обладнання. Мета роботи полягала у попередній оцінці ефективності плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребрінням 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 оребрінням. Предмет дослідження – теплообмін та аеродинаміка при поперечному омиванні композиційної плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребрінням. В роботі отримані значення безрозмірного коефіцієнту тепловіддачі та аеродинамічного опору згаданих типів труб. Верифікація даних проводилась з гладкою трубою та трубою зі спіральним оребрінням. Науковою новизною роботи є встановлення того факту, що плоско-овальні труби з неповним гофрованим оребрінням мають вищий коефіцієнт тепловіддачі порівняно з гладкими трубами (в середньому на 45 – 50 %) та спіральні-стрічковою оребреною трубою (в середньому на 25 – 30 %) в умовах одночасного зростання аеродинамічного опору на 25 – 30 % при однакових витратах теплоносія. При практичному використанні отриманих результатів конструктори зможуть збільшити площу поверхні теплообміну, що робить ці труби перспективними для використання в енергетиці та промисловості, зокрема сухих градирнях АЕС та ТЕС, теплових утилізаторах котлів, ГТУ тощо.

**Ключові слова:** теплообмін, плоско-овальна труба, аеродинамічний опір, CFD-моделювання, неповне гофроване оребріння, відривна течія, розрахункова залежність.

**А. В. БАРАНЮК, Н. В. ВОРОБЬЄВ, Е. С. АЛЕКСЕИК, А. С. МАЗУРЕНКО**

### **CFD МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОЗИЦИОННОЙ ПЛОСКО-ОВАЛЬНОЙ ТРУБЫ С НЕПОЛНЫМ ГОФРИРОВАННЫМ ОРЕБРЕНИЕМ**

Статья посвящена исследованию теплоаэродинамических характеристик оригинальной конструкции теплообменной поверхности – плоско-овальной трубы с неполным гофрированным оребрением, которая может быть использована для модернизации современного теплообменного оборудования. Цель работы заключалась в предварительной оценке эффективности плоско-овальных труб с неполным гофрированным оребрением и получении эмпирической зависимости для расчета с помощью CFD-моделирования. Объект исследования – вынужденная конвекция при поперечном омывании композиционной плоско-овальной трубы с неполным гофрированным оребрением. Предмет исследования – теплообмен и аэродинамика при поперечном омывании композиционной плоско-овальной трубы с неполным гофрированным оребрением. В работе получены значения безразмерного коэффициента теплоотдачи и потери давления, а также представлена расчетная зависимость определения коэффициента теплоотдачи и аэродинамического сопротивления упомянутых типов труб. Верификация данных производилась с гладкой трубой и трубой со спиральным оребрением. Научной новизной работы является установление того факта, что плоско-овальные трубы с неполным гофрированным оребрением имеют более высокий коэффициент теплоотдачи по сравнению с гладкими трубами (в среднем на 45 – 50 %) и спирально-ленточной оребренной трубой (в среднем на 25 – 30 %) в условиях одновременного роста аэродинамического сопротивления на 25 – 30 % при одинаковых расходах теплоносителя. При практическом использовании полученных результатов конструкторы смогут увеличить площадь поверхности теплообмена, что делает эти трубы перспективными для использования в энергетике и промышленности, в частности, сухих градирнях АЭС и ТЭС, тепловых утилизаторах котлов, ГТУ и так далее.

**Ключевые слова:** теплообмен, плоско-овальная труба, аэродинамическое сопротивление, CFD-моделирование, неполное гофрированное оребрение, отрывное течение, расчетная зависимость.

**O. V. BARANYUK, M. V. VOROBYOV, YE. S. ALEKSEIK, A. S. MAZURENKO**

### **CFD MODELLING OF THERMAL AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF COMPOSITE FLAT-OVAL TUBE WITH INCOMPLETE CORRUGATED FIN**

In the article thermo-aerodynamic characteristics of the original design of a heat exchange surface - a flat-oval tube with incomplete corrugated fins, which can be used for the modernization of heat exchange equipment, are studied. The purpose of the work is a preliminary assessment of the efficiency of flat-oval tubes with incomplete corrugated fins and obtaining an empirical dependence for calculation using CFD modeling. The object of the study is forced convection during transverse washing of a composite flat-oval tube with incomplete corrugated fins. The subject of the study is heat transfer and aerodynamics during transverse washing of a composite flat-oval tube with incomplete corrugated fins. In the work, the values of the dimensionless coefficient of heat transfer and pressure loss are obtained, as well as the calculated dependence for determining the coefficient of heat transfer and aerodynamic resistance of the mentioned types of tubes is presented. Data verification was carried out with a smooth tube and a tube 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 (by 45 – 50 % in average) and spiral-ribbed tubes (by 25 – 30 % in average) with simultaneous increasing of aerodynamic resistance by 25 – 30 % at the same flow rate of the heat carrier. Practical application of the obtained results allows designers to increase the surface area of heat exchange, which makes these tubes prospective for using in power engineering and industry, in particular, for dry cooling towers of nuclear power plants and thermal power plants, for boiler heat exchangers, for gas turbine installations, etc.

**Key words:** heat transfer, flat-oval tube, aerodynamic resistance, CFD modelling, incomplete corrugated fins, separation flow, calculation dependence.

**Вступ.** Дослідження, проведені в *КПІ імені Ігоря Сікорського* під керівництвом професора *Є. М. Письменного*, зосереджені на розробці та впровадженні нових конструкцій *оребrenих труб* для підвищення ефективності теплообміну. Конкретно, були розроблені *плоско-овальні труби з неповним оребрінням*, які виявилися більш ефективними на (10 – 15 %) у порівнянні з традиційними круглими оребrenеними трубами за однакових витрат на прокачування робочого середовища.

© О. В. Баранюк, М. В. Воробійов, Є. С. Алексєйк, А. С. Мазуренко, 2023

Наступним кроком у розвитку цих труб стали *композиційні плоско-овальні труби з неповним гофрованим оребренням*. Використання цього нового типу оребрення, як теплообмінної поверхні, вимагає проведення подальших досліджень і отримання надійних розрахункових залежностей для визначення коефіцієнтів теплообміну. Ці залежності дозволять визначити ефективність нових труб при різних умовах експлуатації, тисків та температурних перепадів.

Застосування таких інноваційних теплообмінних поверхонь, як плоско-овальні труби з неповним гофрованим оребренням, має на меті зменшення питомої витрати металу, загальної металомісткості та габаритів устаткування, а також зниження експлуатаційних витрат. Це може мати значний вплив на підвищення ефективності теплоенергетичного обладнання.

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідження [1] вказують на важливість і ефективність використання оребрених труб у системах теплообміну. Різні типи оребрення, зокрема поздовжнє, спіральне та розрізне спіральнострічкове, мають відмінні характеристики щодо інтенсивності теплообміну, гідравлічного опору та теплогідравлічної ефективності.

*Спіральне оребрення* є найпоширенішим через автоматизований процес його виготовлення та високу тепловіддачу. *Розрізне спіральнострічкове оребрення* [2] (рис. 1, а), отримане шляхом розрізання стрічки, є наступним кроком для поліпшення тепловіддачі. Цей тип оребрення формує гострі краї пелюсток, які руйнують потовщені прилежові шари та створюють умови для вихрового режиму течії в міжреберних каналах. Це сприяє більшому перемішуванню потоку та підвищенню інтенсивності тепловіддачі. Такі теплообмінники успішно використовуються в різних теплових системах, зокрема в *кондиціонерах та економайзерах котлів*.

Дослідження показують, що розрізне спіральнострічкове оребрення має переваги порівняно з іншими типами оребрення. Зокрема, воно забезпечує збільшення коефіцієнта тепловіддачі на 10 – 30 % порівняно з суцільним стрічковим оребренням, при цьому аеродинамічний опір теплообмінної секції з таким оребренням підвищується лише на 20 – 45 %, що свідчить про його високу ефективність [3].

Отже, дослідження засвідчують значні переваги використання оребрених труб, зокрема спіральних і розрізних спіральнострічкових оребрених труб, у системах теплообміну. Ці конструктивні форми забезпечують покращену тепловіддачу і можуть знайти широке застосування в різних *галузях енергетики та теплотехніки*.



Рис. 1 – Труба з: а – розрізним спіральнострічковим оребренням; б – спіральнотротяним оребренням; в – плоско-овальна труба з неповним оребренням.

Труби зі *спіральнотротяним оребренням* (рис. 1, б) представляють собою особливий тип поверхонь теплообміну. Вони мають низьку вагу, малу щільність і високу проникність, що сприяє поліпшенню їхніх аеродинамічних і теплових характеристик. У таких поверхнях ребра виконуються у вигляді петель і спірально навиваються на несучу трубу, при цьому кріплення елементів оребрення здійснюється за рахунок мідного дроту *мідного дроту*, припаяним до зовнішньої поверхні труб [1].

За даними розробників компанії *Concept Engineering International (Індія)* і *Sun Heat Transfer Technologies (Індія)* [4], труби зі спіральнотротяним оребренням мають ряд унікальних властивостей. Вони забезпечують високий ступінь турбулентності, що зменшує забруднення поверхні теплообміну. Турбулентність також сприяє високим коефіцієнтам тепловіддачі і компактності теплообмінника, а також знижує втрати тиску. Діапазон робочої температури таких теплообмінників може досягати  $290^{\circ}\text{C}$ . Дротяне оребрення може бути застосоване як зовні, так і всередині труби.

Однак, труби зі спіральнотротяним оребренням мають деякі недоліки. Вони чутливі до забруднень, які погіршують тепловіддачу від оребреної поверхні. Також вони мають складний процес виготовлення, нанесення припою і можуть мати низьку стійкість до зовнішніх механічних навантажень. Якість фіксації теплообмінних елементів впливає на міцність конструкції. Ці недоліки обмежують застосування таких труб у більшості галузей.

Технологія неповного поперечного оребрення плоско-овальних труб, розроблена у КПІ імені Ігоря Сікорського спільно з *ІЕЗ імені Є. О. Патона НАН України*, виключає оребрення лобових і кормових ділянок поверхонь труби, які не працюють у теплообмінній частині. Це дозволяє зменшити вагу конструкції теплообмінника, збільшити площу поверхні оребрення, яку ефективно можна омивати. Така конструкція сприяє турбулізації потоку, підвищує інтенсивність конвективного теплообміну і має низький аеродинамічний опір [5].

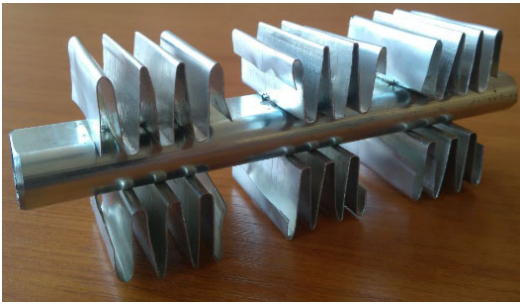


Рис. 2 – Композиційна плоско-овальна труба з неповним оребренням.

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. 2) потребує досліджень та розроблення емпіричних залежностей для можливості розрахунку теплообмінних апаратів на основі нових труб.

Враховуючи сказане вище, актуальним завданням є попередня оцінка ефективності плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребренням та отримання емпіричної залежності для подальших інженерних розрахунків за допомогою *CFD-моделювання*.

**Постановка задачі.** Розроблена конструкція композитної плоско-овальної труби представлена на рис. 3. 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. 3) розроблена спрощена 3D-модель (рис. 4, б) у складі сталевий несучої плоско-овальної труби, привареного до неї алюмінієвого оребрення і потоку повітря, яке в поперечному напрямку омиває дослідний елемент. Спрощення конструкції полягає в тому, що для моделювання використовувався елемент композитної плоско-овальної труби, який обмежувався площинами, що проходять крізь вищі точки виступів ребра. Відстань між цими обмежуючими пластинами відповідала кроку оребрення ( $t = 6$  мм).

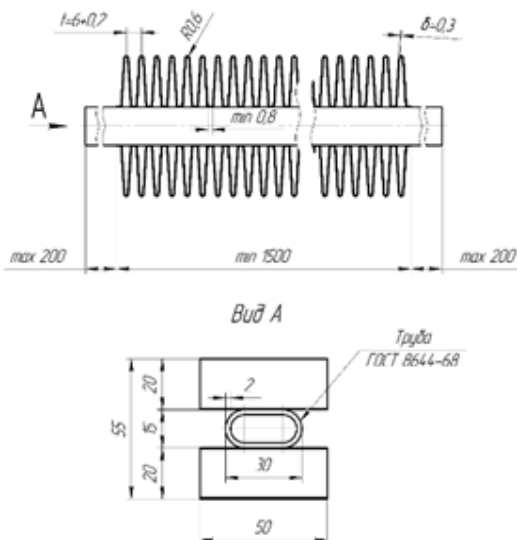
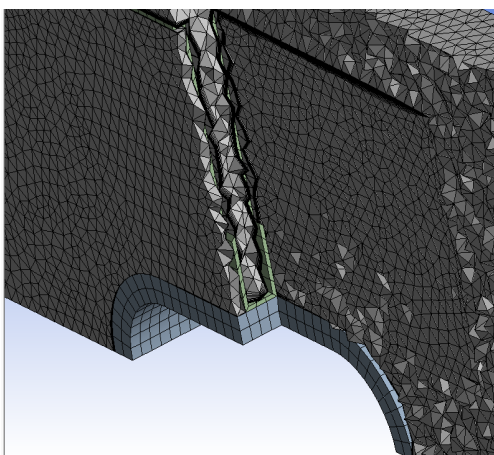


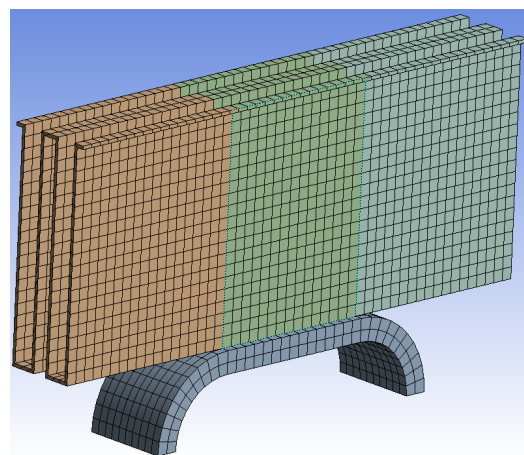
Рис. 3 – Дослідна модель розробленої труби.

**Математична модель.** Математичне моделювання виконували в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. В представленій роботі використана *гібридна сітка* – комбінація структурованої і неструктурованої скінченно-елементної сітки. Поблизу твердотільних стінок використана структурована скінченно-елементна сітка у вигляді сукупності паралелепіпедів. Ця область призначена для моделювання течії в примежовому шарі, що розвивається на межі твердотільна поверхня – потік сухого повітря.

На рис. 4, а представлено три чверті розрахункової області скінченно-елементної сітки для візуалізації порядку вибору меж, на яких планується розвиток примежових шарів. Модель розвитку примежових шарів поблизу твердотільних поверхонь зображено у вигляді згущення скінченно-елементної сітки (візуалізовано помітним затемненням). Видно, що за областю, яку займає примежовий шар, тип скінченного елемента – *тетраedr*. На рис. 4, б зображена скінченно-елементна сітка всіх твердотільних об'ємів розрахункової області. Тип елемента – *паралелепіпед*.



а



б

Рис. 4 – а – скінченно-елементна сітка, вигляд в тривимірному просторі;  
б – скінченно-елементна сітка всіх твердотільних об'ємів розрахункової області.

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

В якості граничних умов 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 плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребренням, – *турбулентний*. В якості характерного розміру, за допомогою якого визначались *середні числа Нусельта* та *Рейнольдса* використовувався гідравлічний діаметр.

Потік рідини, позначений в налаштуванні розрахункової області *препроцесора Ansys-CFX*, як *Fluid*, моделюється як суцільне середовище. В якості керуючих рівнянь використовується *система рівнянь Нав'є – Стокса для течії в'язкої рідини*, що стискається, зі змінними властивостями [6, 7]:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] + S_m, \quad (1)$$

де  $S_m$  – рівнодіюча масових сил;  $\mu_{eff}$  – ефективна в'язкість, що представляє собою суму молекулярної і турбулентної в'язкості;  $p'$  – модифікований тиск, який визначено наступним чином:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k}. \quad (2)$$

Доданки лівої частини системи рівнянь (1) визначають зміну властивостей потоку рідини (пари) у часі та кількості руху молекул рідини. Доданки правої частини рівнянь (1) визначають дію масових сил, сил тиску та сил в'язкості. Таким чином, рівняння розглядаються, як баланс сил інерції (ліва частина), масових сил, сил тиску та в'язкості (права частина), що діють на частинку рідини.

Можливо, перетворення молекулярного дифузійного члена може бути неточним, якщо *ентальпія*  $h_{tot}$  залежить від інших параметрів, а не тільки від температури. Останнє рівняння, записане через турбулентну дифузію, є правильним, за умови дотримання *гіпотези про вихородифузійність*. Більше того, оскільки турбулентна дифузія зазвичай набагато більша, ніж молекулярна, тому невеликі похибки в останній можна ігнорувати.

Разом з рівняннями нерозривності рівняння Нав'є – Стокса і *рівняння енергії Фур'є – Кірхгофа* [7] утворюють замкнену систему:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0. \quad (3)$$

Для моделювання складових *тензора напружень Рейнольдса* використовувалась так звана *нова квадратична модель турбулентності C. G. Spexiale, S. Sarkar і T. B. Gatski (SSG)*, що призначена для моделювання кореляції деформації тиску і не використовує гіпотезу турбулентної в'язкості. Замість цього даний клас моделей передбачає вирішення окремого рівняння переносу для кожного компонента тензора рейнольдсових напружень  $\overline{u'_i u'_j}$  і рівняння переносу для швидкості дисипації кінетичної енергії турбулентності  $\varepsilon$ . Тим самим відкривається можливість визначення *анізотропності* турбулентних пульсацій, що істотно розширює потенційну область застосовності моделей даного класу, зокрема для течій з великою кривизною ліній току, закручуванням потоку, значною деформацією поля швидкості. З урахуванням симетрії тензора рейнольдсових напружень, повинні бути розглянуті шість рівнянь переносу для різних компонент  $\overline{u'_i u'_j}$  в тривимірному просторі. Головна проблема при використанні *моделей RSM* полягає в достовірності наближеного моделювання чисельних незамкнених кореляцій, що виникають при виведенні рівнянь переносу для  $\overline{u'_i u'_j}$ . SSG модель турбулентності є покращеною моделлю в порівнянні з *моделлю Launder та Reece & Rodi*, а також новішими моделями, які мають значно складнішу нелінійну структуру, що забезпечується п'ятьма незалежними рівняннями.

Ця нова модель дає покращені результати порівняно із загальнозживаними моделями Лаундера та ін. Тобто, при моделюванні різноманітних однорідних турбулентних потоків, які включають плоскі деформації, площинний зсув під час обертання та осесиметричне розширення/звуження. Однак, у новій моделі досі залишаються деякі недоліки, особливо щодо обертального зсувного потоку [7].

Модель SSG не набагато складніша, ніж загальнозживані моделі Лаундера та ін.. Керуючі рівняння математичної моделі турбулентної течії, що мають місце в цій задачі, і рівняння згаданих моделей турбулентності, приведені в [7], і в інших підручниках по чисельним методам і гідродинаміці.

Всі дослідження проводились із застосуванням *Scalable Wall Function (масштабовані пристінні функції)*. Використання таких функцій ставить за мету подолання одного з основних недоліків підходу до стандартних функцій стінки. Основна ідея підходу масштабованих функцій стінки полягає в тому, щоб обмежити значення

$y^*$ , що використовується в логарифмічному законі течії в примежовому шарі, меншим значенням на перетині між логарифмічним і лінійним профілем біля стінки. Результати розрахунку не можуть опускатися нижче цієї межі. Тому всі точки сітки знаходяться за межами в'язкого підшару, і всі невідповідності дрібної сітки зникають.

Методика проведення дослідження і обробки результатів використана з роботи [8].

Завдання вирішувалося в стаціонарній постановці. При моделюванні для всіх типорозмірів вибиралися незмінними такі граничні умови:

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

**Результати роботи програми.** Отримані результати при даних граничних умовах моделювання процесу омивання композиційної плоско-овальної труби з неповним гофрованим оребренням представлені на рис. 5. Отримані при моделюванні дані порівнювались з відомими залежностями для круглої труби та труби зі спіральним оребренням, геометричні параметри якої 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 .

Як видно з наведених на рис. 5 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 на 25 – 30 % значення аеродинамічного опору при однакових витратах теплоносія.

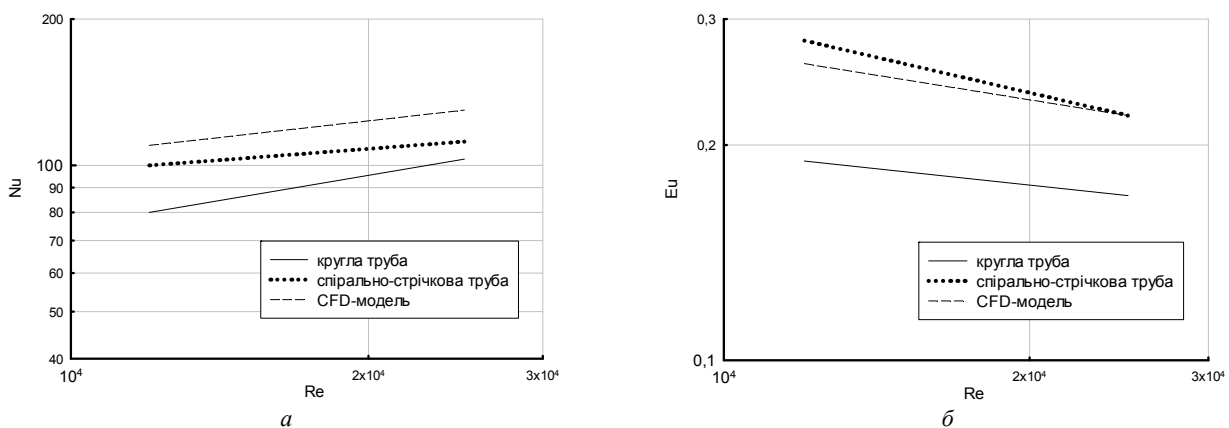


Рис. 5 – Результати моделювання: *a* – інтенсивності теплообміну; *б* – аеродинамічного опору.

В нашому випадку, при використанні SSG моделі турбулентності можна отримати наступний розподіл траєкторій руху частинок в міжреберному каналі композитної труби (рис. 6, *a*). Як свідчить рис. 6, *a* спостерігається локальне прискорення потоку в найбільш вузькому перерізі, який створено обмежувочними поверхнями – верхньою обмежувальною стінкою, що моделює стінку аеродинамічної труби та згинами композитного ребра. Крім того, по мірі просування вглиб каналу, утвореного композитним оребренням, потік прискорюється внаслідок збільшення товщини примежового шару, що розвивається на всіх твердотільних поверхнях і зменшує площу перерізу для протікання потоку.

Аналіз даних (рис. 6, *б*) свідчить, що величина локального коефіцієнта тепловіддачі тим вища, чим вища локальна швидкість потоку. Це означає, що в місцях, де товщина примежового шару вища (за точкою приєднання плоско-овальної труби і композитного оребрення), вищими будуть і значення локальних коефіцієнтів тепловіддачі. Це, в свою чергу, значить, що вплив модуля локальної швидкості потоку є домінантним порівняно зі



зростом термічного опору теплопровідності, який супроводжує збільшення товщини примежового шару. Видалення частин ребер в лобовій і кормовій областях оребреної плоско-овальної труби призводить до збільшення інтенсивності теплообміну в цілому. Це пояснюється тим, що ці частини ребер не беруть участь в інтенсивному теплообміні, оскільки мають досить низьку інтенсивність тепловіддачі в порівнянні з бічними поверхнями ребер. Крім того, при видаленні частини поверхні вона не приймає участі у формуванні примежових шарів, не утворює додатковий термічний опір тепловіддачі та не впливає на зростання загального аеродинамічного опору. Але слід враховувати, що видалення частин ребер призводить до зменшення теплообмінної поверхні.

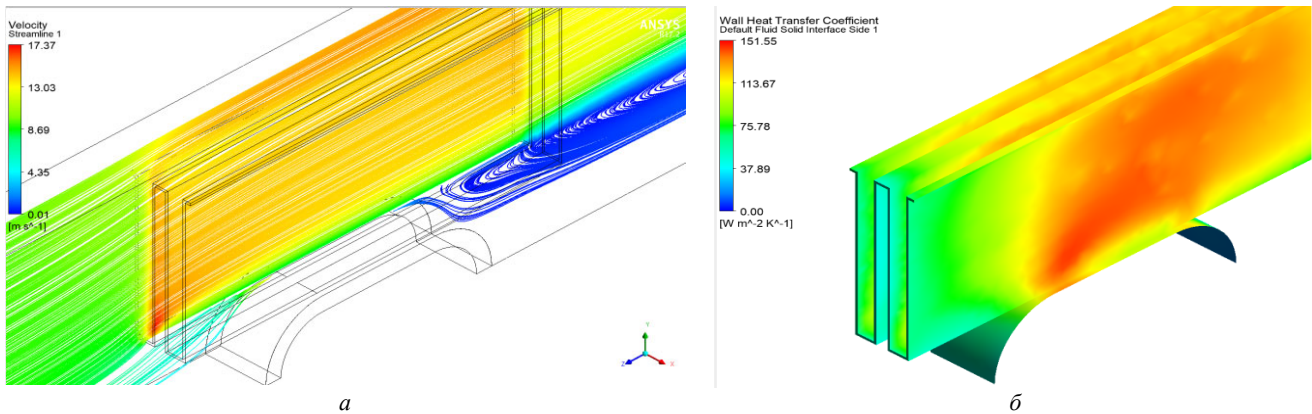


Рис. 6 – Розподіл: а – траєкторій руху частинок в міжреберному каналі; б – коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні ребер.

**Перспективи подальших досліджень.** Подальші дослідження можуть бути використанні при розробці методик розрахунку теплообмінного обладнання на основі плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребренням.

**Висновки.** Показано, що найбільш перспективною моделлю для подальших розрахунків в представленій тематиці є модель турбулентності SSG, оскільки результат моделювання локальних коефіцієнтів тепловіддачі найбільш адекватний з фізичної точки зору.

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 стрічковою 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 трубами та трубами зі спірально-стрічковим оребренням.

З врахуванням результатів проведених досліджень можна констатувати, що використання плоско-овальних труб з неповним гофрованим оребренням дозволить конструкторам збільшити площу поверхні теплообміну за рахунок зміни геометричних розмірів ребер, що робить використання цих труб перспективним при конструюванні теплообмінних апаратів.

#### Список літератури

1. Shah R. K., Sekulic D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. – Jon Wiley & Sons, 2003. – 941 p.
2. Global metals distributor. – Режим доступу : <http://www.ts-aceroinoxidable.com>. – Дата звернення : 31.03.2023.
3. Lemouedda A., Schmid A., Franz E., Breuer M., Delgado A. Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers // *Applied Thermal Engineering*. – 2011. – vol. 31. – no. 8 – 9. – P. 1393 – 1401. DOI: 10.1016/j.applthermaleng. 2010.12.035.
4. Haldar S. C., Kochhar G. S., Manohar K., Sahoo R. K. Numerical study of laminar free convection about a horizontal cylinder with longitudinal fins of finite thickness // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2007. – vol. 46. – no. 7. – P. 692 – 698. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.001.
5. Письменний Є. М., Ніцик О. П., Вознюк М. М., Терех О. М. Пат. 148303. Україна. Композиційна теплообмінна труба. – 2021.
6. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149.
7. ANSYS FLUENT 14.5 Theory Guide. – New-York, USA : ANSYS Inc, 2012. – 789 p.
8. Терех А. М., Шаповал О. Е., Письменный Е. Н. Среднеповерхностный теплообмен в поперечно-омываемых коридорных пучках труб с разрезным спиральноленточным оребрением // *Промышленная теплотехника*. – 2001. – № 1 – 2. – С. 35 – 41.

#### References (transliterated)

1. Shah R. K., Sekulic D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Jon Wiley & Sons, 2003. 941 p.
2. Global metals distributor. Available at : <http://www.ts-aceroinoxidable.com> (accessed 31 March 2023).
3. Lemouedda A., Schmid A., Franz E., Breuer M., Delgado A. Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2011, vol. 31, no. 8 – 9, pp. 1393–1401. DOI: 10.1016/j.applthermaleng. 2010.12.035.
4. Haldar S. C., Kochhar G. S., Manohar K., Sahoo R. K. Numerical study of laminar free convection about a horizontal cylinder with longitudinal fins of finite thickness. *International Journal of Thermal Sciences*. 2007, vol. 46, no. 7, pp. 692–698. DOI: 10.1016/j.ijther-malsci.2006.10.001.

5. Pys'mennyy E. M., Nishhyk O. P., Voznyuk M. M., Terekh O. M. *Kompozytsiyina teploobminna truba* [Composite heat exchange tube]. Patent UA, no. 148303, 2021.
6. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149.
7. ANSYS FLUENT 14.5 *Theory Guide*. New-York, USA, ANSYS Inc, 2012. 789 p.
8. Terekh A. M., Shapoval O. E., Pis'mennyy E. N. Srednepoverkhnostnyy teploobmen v poperechno-omyvaemykh koridornykh puchkakh trub s razreznym spiralelentochnym orebreniem [Surface averaged heat exchange in a cluster of tubes with split spiral fins under transverse washing]. *Promyshlennaya teplotelhnika* [Industrial thermal mechanics]. 2001, no. 1–2, pp. 35–41.

*Надійшла (received) 07.04.2023*

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

**Баранюк Олександр Володимирович** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри атомної енергетики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ; тел.: (067) 379-80-69; e-mail: AleksandrW@i.ua.

**Баранюк Александр Владимирович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры атомной энергетики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», г. Киев; тел.: (067) 379-80-69; e-mail: AleksandrW@i.ua.

**Baranyuk Oleksandr Volodymyrovych** – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Assistant Professor of the Heat-and-Power Engineering Department, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv; tel.: (067) 379-80-69; e-mail: AleksandrW@i.ua.

**Воробйов Микита Валерійович** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри атомної енергетики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ; тел.: (096) 245-98-05; e-mail: vorobiov.nikv@gmail.com.

**Воробьёв Никита Валерьевич** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры атомной энергетики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», г. Киев; тел.: (096) 245-98-05; e-mail: vorobiov.nikv@gmail.com.

**Vorobyov Nikita Valeriyovych** – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Assistant Professor of the Heat-and-Power Engineering Department, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv; tel.: (096) 245-98-05; e-mail: vorobiov.nikv@gmail.com.

**Алексеїк Євгеній Сергійович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник науково-дослідної (експериментальної) лабораторії процесів в енергетичному обладнанні, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ; тел.: (063) 261-79-59; e-mail: alexeik\_kpi@ukr.net.

**Алексеик Евгений Сергеевич** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательской (экспериментальной) лаборатории процессов в энергетическом оборудовании, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», г. Киев; тел.: (063) 261-79-59; e-mail: alexeik\_kpi@ukr.net.

**Alekseik Yevhenii Serhiyovych** – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of Research (experimental) Laboratory of Processes in Power Equipment, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv; tel.: (063) 261-79-59; e-mail: alexeik\_kpi@ukr.net.

**Мазуренко Антон Станіславович** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса; тел.: (067) 929-76-19; e-mail: mazurenko@op.edu.ua.

**Мазуренко Антон Станиславович** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий, Национальный университет «Одесская политехника», г. Одесса; тел.: (067) 929-76-19; e-mail: mazurenko@op.edu.ua.

**Mazurenko Anton Stanislavovich** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Thermal Power Plants and Energy-saving Technologies Department, Odessa Polytechnic National University, Odessa; tel.: (067) 929-76-19; e-mail: mazurenko@op.edu.ua.