

УДК: 536.242

CFD МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ РОЗМЩЕННІ СПІРАЛЬНО-ДРОТОВОГО ІНТЕНСИФІКАТОРА НА ТРУБИ

Олійник В.С., Круковський П.Г., докт. техн. наук, Дейнеко А.І.

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. М. Капніст 2а, Київ, 03057, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2021.4>

Представлені результати дослідження інтенсифікації процесу теплообміну при вимушеній конвекції повітря в кільцевому просторі теплообмінника типу «труба в трубі» з розміщеним спіралльно-дротовим інтенсифікатором біля зовнішньої поверхні внутрішньої труби. Показано вплив кроку та діаметру дроту на гідравлічний коефіцієнт тертя та тепловіддачу.

Представлены результаты исследования интенсификации процесса теплоотдачи при вынужденной конвекции воздуха в кольцевом зазоре теплообменника типа «труба в трубе» с расположенным спирально-проволочным интенсификатором возле внешней поверхности внутренней трубы. Показано влияние шага и диаметра проволоки на гидравлический коэффициент трения и теплоотдачу.

The results of the study of the intensification of the heat transfer process under forced air convection in the annular gap of a pipe-in-pipe heat exchanger with a spiral-wire intensifier located near the outer surface of the inner pipe are presented. The influence of the wire pitch and diameter on the hydraulic coefficient of friction and heat transfer is shown.

Бібл. 9, табл. 1, рис. 10.

Ключові слова: CFD моделювання, труба, теплообмінник, теплообмін, спіралльно-дротовий інтенсифікатор.

d – зовнішній діаметр внутрішньої труби;

D – внутрішній діаметр зовнішньої труби;

e – діаметр дроту;

f – коефіцієнт тертя;

p – крок спіралльних витків дроту;

T – температура;

Безрозмірні числа:

Re – число Рейнольдса;

Nu – число Нуссельта;

Pr – число Прандтля;

Нижні індекси:

o – гладка поверхня;

i – інтенсифікована поверхня;

Dh – гідравлічний діаметр;

vn - внутрішній.

Вступ

Тенденція на підвищення енергоефективності тепломасообмінних установок сприяє пошукам шляхів інтенсифікації тепловіддачі. Популярним напрямком, з точки зору ефективності та економії капітальних чи операційних затрат, є штучна турбулізація потоку. Вона полягає у дії на потік у спосіб, що призводить до перемішування робочого середовища та періодичного руйнування пограншару, який може складати значний термічний опір. Існує два основні способи інтенсифікації в межах штучної турбулізації: активний та пасивний. В той час як активна турбулізація вимагає для збурення потоку задіяння додаткових джерел енергії (вібрації поверхні, електромагнітне поле, тощо), пасивна впливає на рідину через особливу конфігурацію геометрії (закручування, оребрення, тощо). Найширшого застосування отримали саме пасивні інтенсифікатори, оскільки єдині втрати, які вони викликають, це падіння тиску [1, 9], а їх універсальність сприяє їх впровадженню у будь-які умови теплообміну. Серед параметрів, які мають вплив

на потік у пасивних турбулізаторах це геометрична конфігурація, ефект якої різниться від швидкості потоку та роду теплоносія. Прикладом таких турбулізаторів на поверхні труби є кільцеві накатки, дротові спіралльні намотки або луночна поверхня.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Були проведені чисельні дослідження ефекту спіралльно-дротової намотки на тепловіддачу та гідравлічний опір при течії теплоносіїв на або в трубі. Zohir A. в своїй роботі [2] експериментально дослідив зростання тепловіддачі у теплообміннику типу труба-в-трубі при розміщенні спіралльного дроту навколо внутрішньої труби. Дріт з круглим поперечним перерізом і висотою 2мм був намотаний на трубу з різними кроками намотки: p = 6, 12, 20 мм. Робочим середовищем була вода. Дослідження проводились в діапазоні чисел Рейнольдса 4000-14000 як для протитечії так і для супутнього руху теплоносіїв. В результаті було виведено, що зростання кроку намотки позитивно впливає на тепловіддачу, підвищуючи тепловіддачу до 450% в

порівнянні з гладкою трубою (якщо звести до одного характерного розміру, то до понад 200%). Ефективність інтенсифікатора підвищується при турбулізації потоку. Гідрравлічний опір у даній роботі не досліджувався.

В своїй роботі Ali R. K. [3] експериментально досліджує та аналізує зміну коефіцієнта ефективності (теплову та гідрравлічну ефективність теплообмінника) при розміщенні дротяної вставки в трубі з висотою дроту $e = 2-6$ мм в діапазоні чисел Рейнольдса 14400 – 42900 та з відносним кроком намотки $p = 1-5$. Обтікання відбувалось повітрям. Виявлено, що з підвищенням числа Рейнольдса коефіцієнт ефективності знижується лінійно, зменшення діаметру проволочки і більший крок намотки впливає позитивно на відношення приросту тепловіддачі до приросту коефіцієнта тертя.

В іншій роботі Jung-Yang San [4] експериментально визначає кореляцію на тепловіддачу та гідрравлічний опір для круглих труб із спірально-дротовими вставками. Змінними параметрами у даному досліді є число Рейнольдса (3967–19245), крок намотки, висота дроту та діаметр труби. Досліджена як вода, так і повітря. За експериментальними даними встановлено, що для води і повітря тепловіддача зростає зі зменшенням кроку намотки і збільшенням висоти дроту. Максимально зафіксований приріст тепловіддачі (понад $2.5Nu_0$) помічений для конфігурації з найменшим кроком ($p/d = 1,304$) і висотою дроту ($e/d = 0,0725$). Ефективність турбулізатора (приріст тепловіддачі до приросту гідрравлічного опору) складає близько 0,2. Були виведені кореляції залежності числа Нусельта від числа Рейнольдса та відносних розмірів p/d та e/d .

При наявності чисельних досліджень ефекту спірально-дротових турбулізаторів при внутрішній течії повітря, зовнішнє обтікання вивчене недостатньо. Для випадку зовнішнього обтікання водою роботи [2] та [4] мають розбіжності у висновках. З огляду на це дослідження теплового та гідрравлічного ефекту турбулізатора для зовнішньої задачі є необхідним, оскільки результати внутрішньої задачі не можуть бути застосовані для зовнішньої через значний вплив дроту на характер течії в трубі (закручування, відбивання потоку від дроту до протилежної стінки).

Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є визначення інтенсифікації теплообміну зовнішньої поверхні внутрішньої труби теплообмінника типу «труба в трубі» з спірально-дротовим інтенсифікатором.

Для досягнення поставленої мети були поставлені наступні задачі:

- розробити комп'ютерну CFD модель теплообмінного апарату з урахуванням всіх граничних умов протікання теплообміну;

- провести моделювання теплообміну для труби з спірально-дротовим інтенсифікатором для різних кроків навивки та визначити інтенсифікацію теплообміну в порівнянні з гладкою трубою.

Фізична модель

Теплообмінник типу «труба в трубі» має наступні геометричні розміри: довжина 450 мм, зовнішній діаметр внутрішньої труби 12 мм, внутрішній діаметр зовнішньої труби 40 мм, товщини стінок 1 мм.

Спірально-дротовий інтенсифікатор жорстко закріплюється на кінцях внутрішньої труби, а його діаметр має забезпечувати стійкість конструкції при значних потоках повітря, що забезпечується висотою проволочки 1,5. Зміна кроку намотки варіюється у межах від 12 до 20 мм. Конфігурація труби та інтенсифікатора зображена на рис.1.

На внутрішній поверхні внутрішньої труби теплообмінника типу «труба в трубі» задані граничні умови I роду $+20^\circ\text{C}$, в той час як гаряче повітря в кільцевому просторі поздовжньо омиває трубу з початковою температурою на вході $+300^\circ\text{C}$.

Швидкість потоку повітря варіювалась $6 \text{ м/с} < U_0 < 15 \text{ м/с}$ при постійній температурі на вході та на стінці. Теплофізичні параметри не залежали від температури.

Математична модель

Для дослідження була розроблена гідродинамічна модель, в основі якої метод скінченних елементів неструктурованої сітки, із використання пакету програмного забезпечення Ansys Fluent. Модель базується на числовому вирішенні рівнянь нерозривності, імпульсу і енергії, що наведені нижче [5, 6].

Рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0. \quad (1)$$

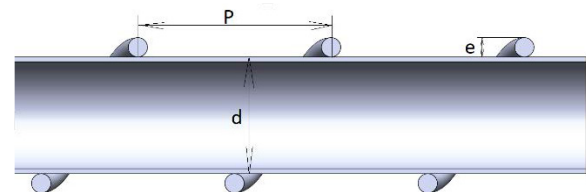


Рис. 1. Конфігурація труби з інтенсифікатором:

d – зовнішній діаметр труби, P – крок намотки,

e – висота дроту

Рівняння імпульсу:

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + v_{\text{турб}}) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right). \quad (2)$$

Рівняння енергії :

$$\frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{v}{\text{Pr}} + \frac{v_i}{\text{Pr}_{\text{турб}}} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right). \quad (3)$$

Оскільки в задачі присутній ефект закручування потоку, вибір моделі турбулентності залежить від безрозмірного числа закручування потоку (Swirl Number). Воно визначається як:

$$S = \frac{\int r \omega \vec{v} \cdot d\vec{A}}{R_{\text{ref}} \int u \vec{v} \cdot d\vec{A}} \quad (4)$$

З метою попереднього аналізу потоку та оцінки значення S була задана k - ε realizable модель. Рівняння переносу для k - ε realizable моделі нижче:

k -рівняння турбулентної кінетичної енергії:

$$\frac{\partial u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(v + \frac{v_{\text{турб}}}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \Gamma - \varepsilon, \quad (5)$$

ε -рівняння турбулентної дисипації енергії:

$$\frac{\partial u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(v + \frac{v_{\text{турб}}}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + c_1 \Gamma \varepsilon - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}}, \quad (6)$$

де Γ – генерація k турбулентної кінетичної енергії під дією градієнтів середньої швидкості і визначається як:

$$\Gamma = -u_i u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = v_{\text{турб}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (7)$$

$v_{\text{турб}}$ – турбулентна кінетична в'язкість:

$$v_{\text{турб}} = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

Емпіричні константи для k - ε realizable моделі: $c_1 = \max[0.43, \mu/(\mu + 5)]$, $c_2 = 1.9$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$.

Щоб уникнути проблем подальшого уточнення у сітці стандартної пристінної функції, обрана функція покращеного опрацювання стінки (enhanced wall treatment).

В результаті безрозмірне число закручування потоку було в діапазоні застосування k - ε realizable моделі ($S < 0.5$).

Розрахункова сітка CFD моделі

Було досліджено 4 варіанти теплообмінника типу труба-в-трубі: один із гладкою поверхнею без інтенсифікатора та три із дровою намоткою різної конфігурації. У зв'язку з тим, що намотка розміщена лише на зовнішній частині внутрішньої труби, моделювання внутрішнього об'єму труби не проводилось.

Враховуючи інтенсифікуючу роль дроту і з метою зменшення обчислювальних ресурсів, генерація сітки дроту не проводилась, що ігнорує теплопровідність від стінки до дроту і тепловіддачу від дроту до повітря. Це відтворює реальні умови, оскільки при закріпленні дроту на кінцях труби контакт між проволокою та трубою не забезпечується і ефект оребрення відсутній. Генерація сітки для областей дослідження проводилась із залученням тетраедричних та призматичних форм елементів (рис.2).

Щоб переконались у якості згенерованої сітки, на прикладі труби із інтенсифікатором з конфігураціями $r = 20$ мм, $e = 1,5$ мм, було досліджено чутливість результатів моделювання від кількості елементів. У зв'язку зі складністю геометрії та малого розміру найменшого елемента, різниця у кількості елементів для трьох варіантів сітки незначна. Помічено, що при кількості елементів 4699583 та 5178564 різниця значень

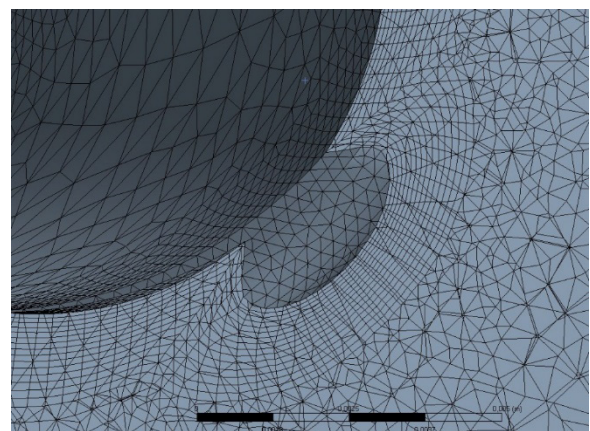


Рис.2. Сітка критичної області навколо проволоки

розрахованого теплового потоку складає близько 1% і на основі цього було прийнято, що оптимальна кількість елементів дорівнює 4699583 (рис.3).

Дані згенерованої сітки для даного теплообмінника (кількість вузлів, елементів, середня асиметрія та середня ортогональна якість) наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Статистика згенерованої сітки

Кількість вузлів	Кількість елементів	skewness	Orthogonality
1781368	4699583	0,26	0,73

Рівняння стану ітераційно вирішуються методом скінченних елементів з використанням алгоритму Coupled. Для розв'язання рівнянь імпульсу, енергії, турбулентності та дисипації була обрана схема second-order upwind. Тиск розраховувався за PRESTO! схемою.

Валідація CFD моделі

Щоб забезпечити отримання результатів, які відповідають стабілізованій ділянці досліджуваної області, було досліджено трубу з гладкою поверхнею (без проволоки) та порівняно результати із відомими напівемпіричними формулами. Порівняння виконано як по коефіцієнту тепловіддачі, так і по падінню тиску. Надалі отриманий профіль швидкості та температури на виході із труби був використаний як профіль швидкості та температури на вході в трубу з інтенсифікатором. Результати аналізу гладкої труби були також використанні для визначення відносних коефіцієнтів зростання тепловіддачі та падіння тиску.

Число Нусельта обчислено з формули Міхеєва:

$$Nu_0 = \frac{\alpha_0 d_0}{\lambda} = 0,023 \cdot Re_{d_0}^{0,8} \cdot Pr^{1/3}. \quad (9)$$

Звідки коефіцієнт тертя f для гладких труб:

$$f = (0,79 \ln(Re_{d_0}) - 1,64)^{-2}. \quad (10)$$

З іншого боку, вираз для падіння тиску:

$$\Delta P = f \frac{L}{d_0} \frac{\rho U^2}{2} \quad (11)$$

На рис. 4 зображено графік залежності числа Нусельта Nu від числа Рейнольдса Re_{d_0} , отриманого в процесі моделювання та в емпіричній залежності. На рисунку 4 видно, що відхилення від емпіричної залежності не складає більше 8%, що вказує на високу відповідність отриманих результатів до експериментальних.

На рис. 5 зображено графік залежності коефіцієнта тертя f (Re_{Dh}) за результатами моделювання та емпіричної залежності. Максимальне відхилення складає 10%, що є хорошим показником якості обраної моделі. Таким чином, дана модель є достовірною для гідравлічного розрахунку.

Результати моделювання

На рис. 6 наведено графік залежності числа Нусельта від числа Рейнольдса для намотки із різним кроком. Для всіх трьох конфігурацій тепловіддача зростає лінійно зі збільшенням числа Рейнольдса.

Хоч різниця у тепловіддачі для різних конфігурацій мінімальна, найвищий показник теплообміну зафіксований при кроці намотки 15 мм. Це пояснюється тим, що за дротом утворюється вихрова зона (рис. 7), протяжність якої становить $5e$, яка закінчується точкою приєднання потоку до стінки і подальшим приростом пограншару. Перед перешкодою також існує вихрова зона довжиною $2e$, де пограншар знову руйнується. Та-

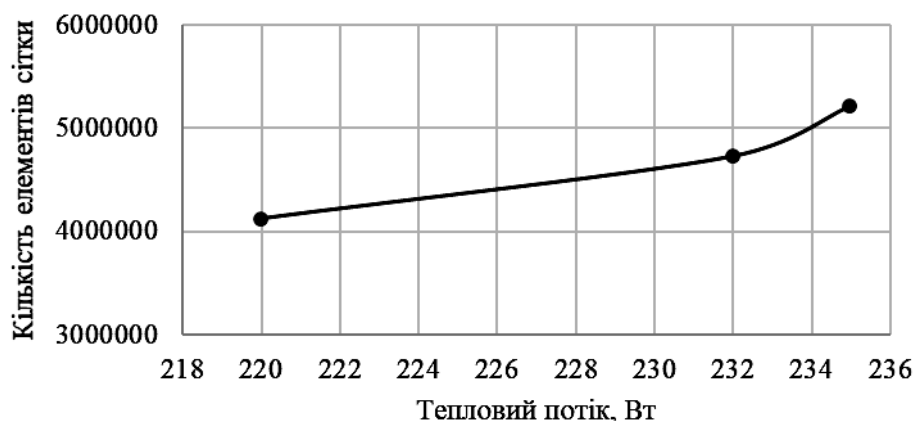


Рис.3. Залежність значення теплового потоку від кількості елементів розрахункової сітки

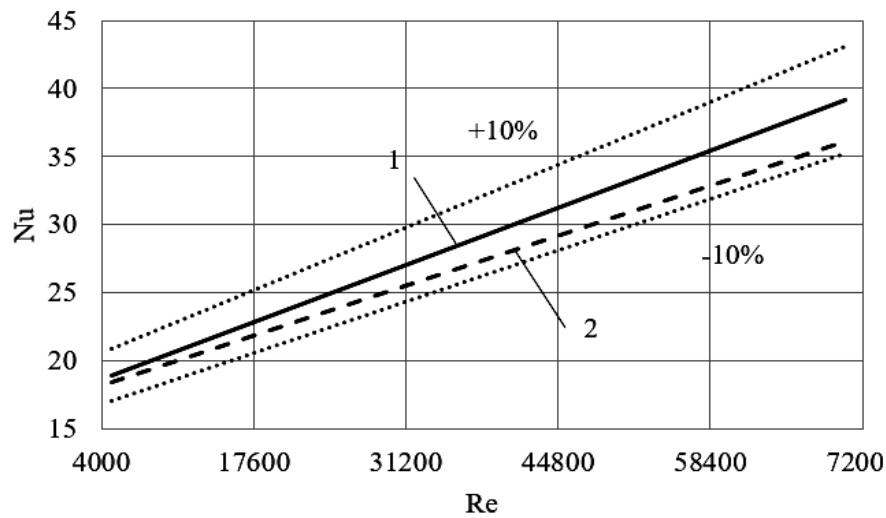


Рис. 4. Залежність числа Нусельта від Рейнольдса для чисельного експерименту та емпіричної залежності Міхеєва: 1 – залежність Міхеєва [7]; 2 – чисельний експеримент

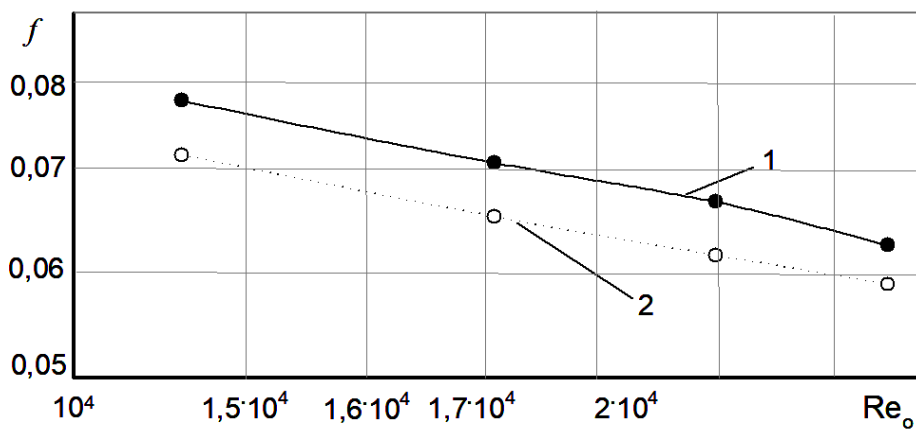


Рис. 5. Залежність коефіцієнту тертя від числа Рейнольдса: 1 – чисельний експеримент; 2 – емпірична залежність Філоненко [8]

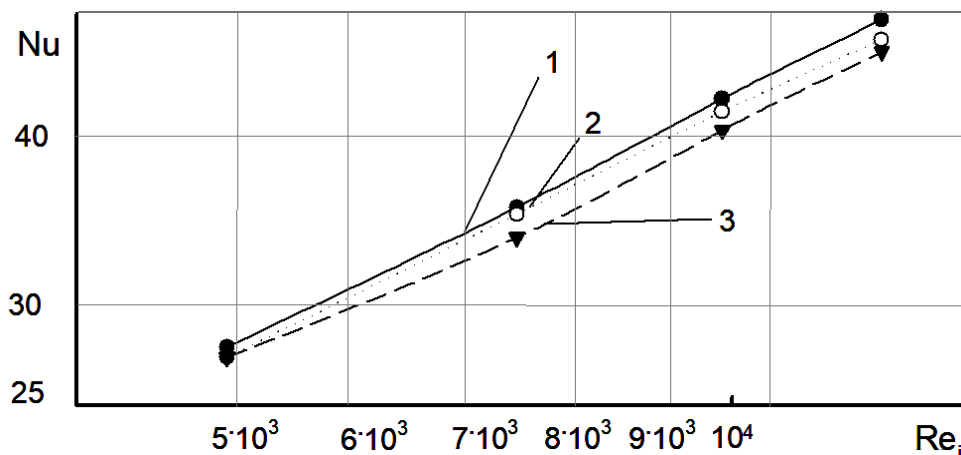


Рис. 6. Залежність числа Нусельта інтенсифікованого від числа Рейнольдса при різних кроках намотки: 1 – $p = 15$ мм; 2 – $p = 12$ мм; 3 – $p = 20$ мм

ким чином, для $p = 12$ мм зона пограншару дуже коротка і не утворює значний термічний опір, а впадина між дротами складається переважно із вихрових зон, тепловіддача в яких нерівномірна і з тінювими областями.

На рис. 8 продемонстровано відношення числа Нусельта інтенсифікованого до числа Нусельта для гладкої труби. Даний графік демонструє високе значення інтенсифікації теплообміну при низьких числах Рейнольдса, яке суттєво зменшується у діапазоні чисел Рейнольдса 5000-7000. Подальше падіння приросту тепловіддачі із зростанням числа Рейнольдса можна пояснити збільшенням вихрової зони за перешкодою, появи рециркуляційних зон, які вносять мінімальний вклад у тепловіддачу.

Коефіцієнт тертя f кільцевого простору обчислювався із гідравлічним діаметром $(D-d)$ в якості характерного розміру. Залежність коефіцієнта тертя f від числа

Рейнольдса для різних конфігурацій намотки наведена на рис. 9. Значення f зростають при зменшенні кроку намотки і зменшуються із ростом швидкості потоку. При чому, коефіцієнт тертя для кроку 12 мм зменшується з ростом числа Рейнольдса менш інтенсивно, ніж при більших кроках.

Для комплексного порівняння конфігурацій намотки на рис. 10 наведено графік залежності відношень приросту Nu до приросту f від Re . З графіка видно, що максимальна ефективність такого типу інтенсифікатора складає близько 0,76, що досягнуто за рахунок низького росту коефіцієнта тертя для $p = 20$ мм. У зоні середніх швидкостей потоку ефективність змінюється мінімально, а при високих швидкостях спостерігається різке падіння, зокрема для $p = 20$ мм і 12 мм, яке викликане як падінням приросту тепловіддачі, так і високим падінням тиску на інтенсифікаторі.

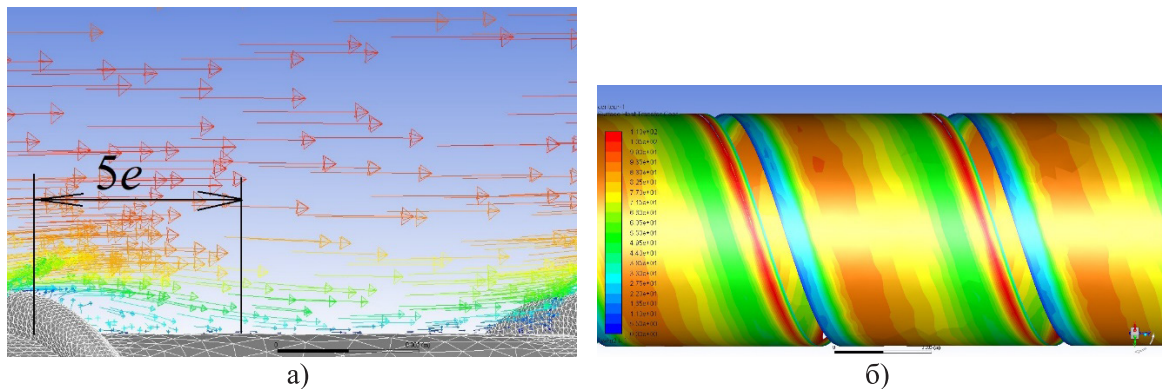


Рис. 7. Результати моделювання: а) – векторне поле швидкості потоку повітря; б) – розподіл коефіцієнта тепловіддачі вздовж труби при $p = 12$ мм

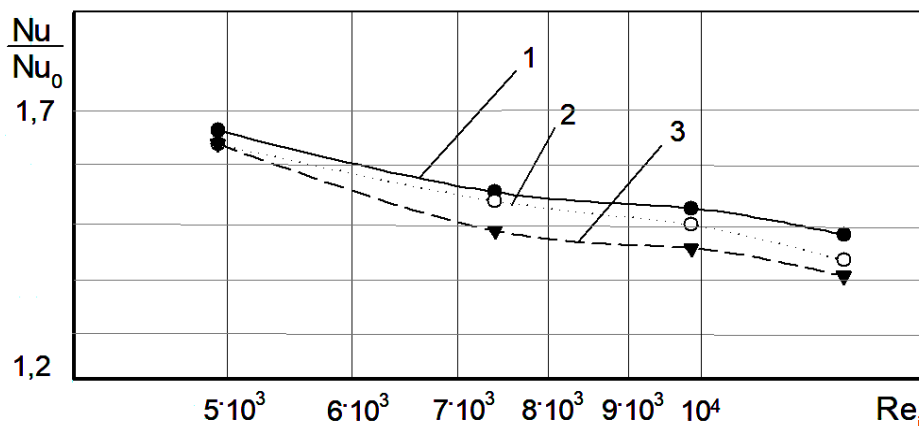


Рис. 8. Залежність числа Нусельта від числа Рейнольдса для різних кроків намотки проволочки: 1 – $p = 15$ мм; 2 – $p = 12$ мм; 3 – $p = 20$ мм

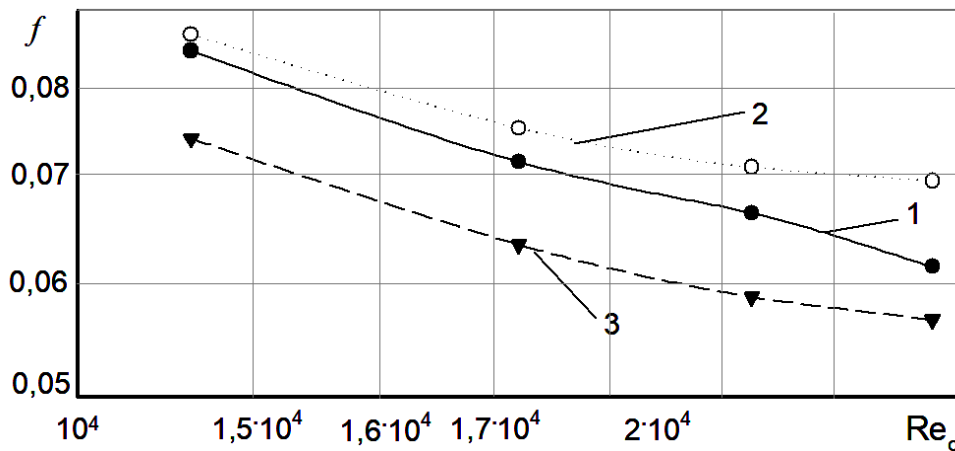


Рис. 9. Залежність коефіцієнту тертя від числа Рейнольдса при різних кроках намотки:
1 – $p = 15$ мм; 2 – $p = 12$ мм; 3 – $p = 20$ мм

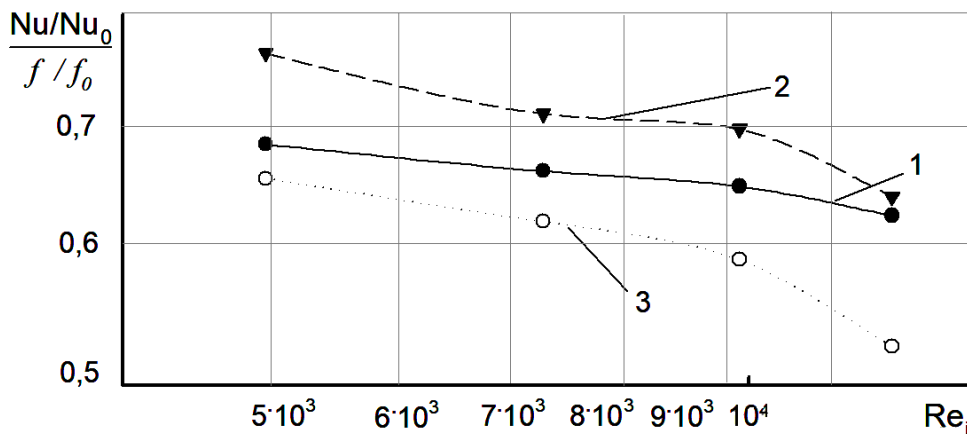


Рис. 10. Залежності відношень приросту Nu до приросту f від Re для різних p :
1 – $p = 15$ мм; 2 – $p = 12$ мм; 3 – $p = 20$ мм

Порівнюючи дані результати із іншими дослідженнями, які проводились для внутрішньої спіральної вставки [4], теплова ефективність використання проволочки ззовні труби є меншою (зростання коефіцієнта тепловіддачі до $1,7Nu_0$, проти до $2,5Nu_0$ при розміщенні інтенсифікатора в трубі), проте гідравлічний опір лишається низьким ($2,5\xi_0$ проти $4\xi_0$ відповідно). Аналіз результатів вказує на існування оптимальної геометрії та конфігурації інтенсифікатора, яка ще має бути досліджена.

Висновки

В статті наведені результати CFD моделювання інтенсифікації процесу теплообміну при вимушеній конвекції повітря в кільцевому просторі теплообмінника типу «труба в трубі» з розміщенням спірально-дротовим інтенсифікатором на зовнішній поверхні внутрішньої труби для випадку, коли інтенсифікатор не торкається поверхні труби. Діаметр дроту для всіх варіантів моде-

лювання приймався незмінним 1,5 мм, а крок навивки змінювався в межах від 12 до 20 мм.

Для розробленої CFD моделі теплообмінника типу «труба в трубі» обґрунтовано використання розрахункової сітки з 4,7 млн елементів. Також було проведено валідацію розробленої CFD з використанням літературних даних по теплообміну Міхеєва та коефіцієнту гідравлічного тертя Філоненка.

На підставі аналізу відношення інтенсифікованого числа Нуссельта до числа Нуссельта для гладкої труби було виявлено збільшення коефіцієнта тепловіддачі в 1,7 рази для чисел Рейнольдса від 5000 до 7000. Цей результат пояснюється періодичним руйнуванням пограничного шару уздовж труби. З подальшим збільшенням чисел Рейнольдса до 13000 інтенсифікація теплообміну зменшується з 1,7 до 1,3, що пояснюється збільшенням зони вихору безпосередньо за дротом та появою зон рециркуляції, які роблять мінімальний внесок у тепло передачі.

Визначено, що спірально-дротовий інтенсифікатор з максимально можливим кроком 20 мм (із заданого діапазону) сприяє найбільшому збільшенню тепловіддачі в 1,7-1,3 рази і має найменший коефіцієнт гідравлічного тертя 0,076-0,06 для досліджуваного діапазону Числа Рейнольдса.

Було виявлено, що спірально-дротовий інтенсифікатор показує високу ефективність при малих числах Рейнольдса (приріст коефіцієнта тепловіддачі до 1,7 рази в порівнянні з гладкою трубою), в той час як при високих значеннях Re теплова ефективність зменшується. З точки зору ефективності, намотка $p = 20$ має кращі показники приросту тепловіддачі та падіння тиску.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Devan A., Mahanta P., Sumithra Raju K., Suresh Kumar P.* Review of passive heat transfer augmentation techniques. Proc. Instn Mech. Engrs, Vol.218. Part A: J. Power and Energy. 2004. P. 509-527. <https://doi.org/10.1243/0957650042456953>
2. *Zohir A.E., Habib M.A., Nemitallah M.A.* Heat transfer characteristics in a double-pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires. Experimental Heat Transfer: A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion, 28:6. 2015. P. 531-545.
DOI: 10.1080/08916152.2014.915271
3. *Ali R.K, Sharafeldeeen M.A, Berbish N.S. et al.* Convective heat transfer enhancement inside tubes using inserted helical coils. Thermal Engineering, 63. 2016. P. 42-50.
<https://doi.org/10.1134/S0040601516010018>
4. *Jung-Yang San, Wen-Chieh Huang, Chang-An Chen.* Experimental investigation on heat transfer and fluid friction correlations for circular tubes with coiled-wire inserts. International communications in Heat and Mass transfer, Vol. 65. 2015. P. 8-14. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.04.008>
5. *El Maakoul A., Laknizi A, Saadeddine S., El Metoui M.* Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles. Applied Thermal Engineering, Vol. 109. 2016. P. 175–185. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.067>
6. *F. Inc., FLUENT User's Guide; 2006.*
7. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача. Энергия. 1981. 416с.
8. *Осмачкин В.С., Борисов В.Д.* Гидравлическое сопротивление пучков тепловыделяющих стержней в потоке кипящей воды. Инст. Атомной эн. им. Курчатова. 1970. 25с.
9. *Ghogare R.M., Gore V.G., Shaikh A.S.* A review of passive technique used for heat transfer enhancement in heat exchanger. International Research Journal of Engineering and Technology, Vol. 05, Is. 02. 2018. P. 571-576. e-ISSN: 2395-0056, p-ISSN: 2395-0072.

CFD SIMULATION OF HEAT TRANSFER WITH SPIRAL-WIRE DISPLACEMENT ON THE PIPE

Oliinyk V.S., Krukovskyi P.G., Deineko A.I.

Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Science of Ukraine, 2a, Kapnist Marii str., Kiev 03057, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2021.4>

The results of the study of the intensification of the heat transfer process under forced air convection in the annular gap of a pipe-in-pipe heat exchanger with a spiral-wire intensifier located near the outer surface of the inner pipe are presented. The intensifier does not touch the pipe surface. The height of the wire of the intensifier is taken as 1.5 mm. The change in the winding pitch varied within the range of 12-20mm.

Boundary conditions of the first kind + 20 °C are set on the inner surface of the inner pipe. The temperature of the air moving in the annular gap is 300 °C. The air velocity varied from 6 to 15 m/s.

For the CFD model of a pipe-in-pipe heat exchanger, the use of a computational grid with 4.7 million elements is justified. The CFD model was validated using literature data.

Based on the analysis of the ratio of the intensified Nusselt number to the Nusselt number for a smooth pipe, a 1.7-fold increase in heat transfer was found for Reynolds numbers from 5000 to 7000. This result is explained by the periodic destruction of the boundary layer along the pipe. With a further increase in Reynolds numbers to 13000, the intensification of heat transfer decreases from 1.7 to 1.3, which is explained by an increase in the vortex zone immediately behind the wire and the appearance of recirculation zones that make a minimum contribution to heat transfer.

It has been determined that the spiral-wire intensifier with the maximum possible step of 20 mm contributes to the greatest increase in heat transfer by 1.7 times and has the smallest coefficient of hydraulic friction of 0.076-0.06 for the studied range of Reynolds numbers.

References 9, tables 1, figures 10.

Key words: CFD modeling, pipe, heat exchanger, heat transfer, spiral-wire intensifier.

1. *Devan A., Mahanta P., Sumithra Raju K., Suresh Kumar P.* Review of passive heat transfer augmentation techniques. Proc. Instn Mech. Engrs, Vol.218. Part A: J. Power and Energy. 2004. P. 509-527. <https://doi.org/10.1243/0957650042456953>

2. *Zohir A.E., Habib M.A., Nemitallah M.A.* Heat transfer characteristics in a double-pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires. Experimental Heat Transfer: A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion, 28:6. 2015. P. 531-545.

DOI: 10.1080/08916152.2014.915271

3. *Ali R.K., Sharafeldeen M.A., Berbish N.S.* et al. Convective heat transfer enhancement inside tubes using inserted helical coils. Thermal Engineering, 63. 2016. P. 42-50.

<https://doi.org/10.1134/S0040601516010018>

4. *Jung-Yang San, Wen-Chieh Huang, Chang-An Chen.* Experimental investigation on heat transfer and fluid friction correlations for circular tubes with coiled-wire inserts. International communications in Heat and Mass transfer, Vol. 65. 2015. P. 8-14. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.04.008>

5. *El Maakoul A., Laknizi A., Saadeddine S., El Metoui M.* Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles. Applied Thermal Engineering, Vol. 109. 2016. P. 175-185. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.067>

6. *F. Inc., FLUENT User's Guide;* 2006.

7. *Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S.* [Heat Transfer]. 1981 (Moscow: Energy Publishing). 416 p.

8. *Osmachkin V.S., Borisov V. D.* [Hydraulic resistance of bundles of fuel rods in a stream of boiling water] Institute of Atomic Energy named after I. V. Kurchatov. 1970. 25p.

9. *Ghogare R.M., Gore V.G., Shaikh A.S.* A review of passive technique used for heat transfer enhancement in heat exchanger. International Research Journal of Engineering and Technology, Vol. 05, Is. 02. 2018. P. 571-576. e-ISSN: 2395-0056, p-ISSN: 2395-0072.

Отримано 09.09.2021

Received 09.09.2021