

УДК: 536.24: 532.55

## ЗАСТОСУВАННЯ ЗАГЛИБЛЕНЬ ТА ГВИНТОВИХ КАНАВОК НА ЗОВНІШНІЙ ПОВЕРХНІ ТРУБ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРУБНИХ ПУЧКІВ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ

Халатов А.А., академік НАН України, Борисов І.І., канд. техн. наук,  
Коваленко Г.В., канд. техн. наук, Мулярчук М.А.

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

<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2022.2>

*Виконано аналіз структури потоку та теплогідрравлічної ефективності при поперечному обтіканні пучків труб із заглибленням та гвинтовими канавками на зовнішній поверхні*

*The analysis of the flow structure and thermal-hydraulic efficiency of tube bundles with dimples and helical grooves at a cross flow is carried out*

Бібл. 11, рис. 3.

**Ключові слова:** пучки труб, поперечне обтікання, структура потоку, теплообмін, теплогідрравлічна ефективність.

$C_D$  – коефіцієнт спротиву форми;

$D$  – діаметр заглибини;

$h$  – глибина заглибини;

$w$  – швидкість;

$Eu$  – число Ейлера;

$Re$  – число Рейнольдса;

$Nu$  – число Нуссельта.

**Індекси:**

0 – параметри для гладких циліндрів.

### Вступ

Теплообмінники з поперечним обтіканням трубних пучків широко використовуються в енергетиці, металургійній, хімічній та інших галузях промисловості. При удосконаленні та розробці нового теплообмінного устаткування одним із найбільш важливих факторів є зменшення його масогобаритних характеристик та матеріалоемності. Досягнення цієї мети передбачає забезпечення високого рівня інтенсифікації теплообміну при мінімальних енерговитратах на прокачку теплоносіїв. Для поперечного обтікання циліндру основним внеском у гідравлічний опір є опір форми, тому значні зусилля дослідників були спрямовані на зменшення впливу відриву у кормовій частині. Одним із способів зниження коефіцієнту форми  $C_D$  є «затягування» точки відриву далі по потоку за допомогою застосування поверхневих заглиблень різної форми.

В роботі [1] досліджувалось обтікання одиночного циліндру з мілкими ( $h/D = 0,1$ ) заглибленнями сферичної форми на поверхні. Експерименти, виконані в діапазоні чисел Рейнольдса  $2 \cdot 10^4 \dots 3 \cdot 10^5$ , показали, що вплив заглиблень на аеродинаміку виявився аналогічним обтіканню м'яча для гольфа, який досліджено раніше цими ж авторами. Зниження значення  $C_D$  у порівнянні

з гладкою трубою мало місце при числах Рейнольдса, більших  $4 \cdot 10^4$ ; заглиблення «затягують» точку відриву далі по потоку, знижують лобовий опір та зменшують критичне число Рейнольдса. Дослідження, проведені в роботі [2] з гідродинаміки обтікання одиночного циліндру з мілкими ( $h/D = 0,08$ ) та глибокими ( $h/D = 0,35$ ), сферичними заглибленнями показали, що причиною зміщення точки відриву вниз по потоку є зміщення назад точки ламінарно-турбулентного переходу. Дані по коефіцієнту лобового опору задовільно збігаються з результатами роботи [1]. Виконувались також дослідження обтікання одиночної труби із заглибленнями інших форм. Аналогічні результати отримані при вивченні гідравлічних характеристик обтікання круглої труби з циліндричними симетричними та несиметричними заглибленнями [3]. В області малих чисел Рейнольдса  $Re < 10^4$  наявність заглиблень на поверхні зменшує довжину зони відриву потоку за трубою у порівнянні з гладкою трубою, причому, зі збільшенням глибини цей ефект посилюється. Окрім цього, несиметричні заглиблення оказались ефективніші за симетричні. При  $Re > 10^4$  область відриву незначно зростає, і становиться незмінною при  $Re > 4,5 \cdot 10^4$ . В роботі [4] досліджено обтікання циліндру із заглибленнями та виступами гексагональної форми в діапазоні числа Рейнольдса

$3,14 \cdot 10^4 \dots 2,77 \cdot 10^5$ . Виявилось, що більше зниження опору зафіксовано для циліндра з гексагональними виступами, ніж для циліндра з гексагональними заглибленнями.

Дослідження теплообміну та гідравлічного опору при поперечному обтіканні пучків труб із поверхневими заглибленнями проводились при малих числах Рейнольдса ( $10^3 \dots 10^4$ ), характерних для промислових теплообмінників. Авторами роботи [5] проведено експериментальне дослідження поперечного обтікання шестирядних коридорного та шахового пучків труб зі сферичними заглибленнями з  $h/D = 0,12$  в діапазоні чисел Рейнольдса  $6 \cdot 10^3 \dots 3 \cdot 10^4$ . Експерименти показали, що для коридорного розташування труб рівень теплообміну відповідає пучку гладких труб, проте втрати тиску оказались менше на 25%. Для шахового розташування наявність заглиблень підвищує теплообмін на 20% і знижує втрати тиску на 35%. В роботі [6] представлено результати експериментального дослідження теплообміну та гідравлічного опору при обтіканні повітрям чотирирядного пучка труб шахового розташування з зі сферичними заглибленнями. Досліди проведено в діапазоні чисел Рейнольдса, яке визначалось по швидкості набігаючого потоку:  $Re = 10^4 \dots 1,2 \cdot 10^4$ . Досліджувались глибокі ( $h/D = 0,37$ ) і мілкі ( $h/D = 0,085$ ) сферичні заглиблення, з густиною розташування 42,5%. Виявилось, що мілкі заглиблення показали більш високий рівень інтенсифікації теплообміну, більш низький опір, і кращу теплогідравлічну досконалість. Параметр аналогії Рейнольдса для обох варіантів виявився більшим за одиницю. У роботі [7] проводились випробування на пілотній установці для хімічної промисловості при обтіканні високотемпературним ( $600^\circ\text{C}$ ) газовим потоком пучків труб зі сферичними заглибленнями з коридорним та шаховим розташуванням. Експерименти показали важливий практичний результат: на відміну від труб без заглиблень, в даному випадку були відсутні відкладення. Автори пояснюють цей факт вихроутворенням у заглибленнях та додатковою турбулізацією потоку при течії в міжтрубному просторі.

Фізична картина обтікання циліндрів із заглибленнями є доволі складною, з присутністю вихрових структур різної природи. Експериментальне дослідження таких течій представляє собою складну і трудомістку задачу. Тому є доцільним застосування CFD-моделювання, яке дозволяє, при наявності адекватних верифікованих моделей, отримувати важливі дані як по структурі потоку, так і по розподіленні температури потоку та поверхні, локальним коефіцієнтам тепловіддачі.

Чисельне моделювання обтікання тривимірних заглиблень інтенсивно розвивається на протязі останніх двох десятиліть, з появою програмних комплексів та комп'ютерної техніки, які дозволили проводити обчислення складних тривимірних турбулентних течій з відривними зонами та вихровими структурами.

На даний час існує невелика кількість робіт, присвячених математичному моделюванню обтікання циліндрів із заглибленнями. В роботі [8] виконано моделювання теплообміну при поперечному обтіканні циліндру із заглибленнями за допомогою комерційного коду CFD2000, із застосуванням прямокутної сітки. Модель циліндру відповідала трубам «Vipertex», які застосовуються для інтенсифікації теплообміну у різноманітних застосуваннях. Дослідження проводилось в діапазоні чисел Рейнольдса від  $10^4$  до  $2,15 \cdot 10^5$ . В результаті отримано, що значення інтенсифікації теплообміну у два рази перевищує фактор підвищення гідравлічного опору. У роботі [9] проведено розрахунків поперечного обтікання пакету труб коридорного розташування зі сферичними заглибленнями з відносною глибиною  $h/D = 0 \dots 0,26$ . Розрахунки показали, що фактор інтенсифікації теплообміну складає 1,07, а фактор підвищення опору складає 1,085, тобто для зростання опору випереджає зростання теплообміну. В роботі [8] проводилось чисельне моделювання гідродинаміки та теплообміну при поперечному обтіканні турбулентним потоком восьмирядного пакету труб шахового розташування зі сферичними заглибленнями за допомогою пакету FLUENT V5. Число Рейнольдса складало величину 104. Моделювання показало, що інтенсифікація теплообміну за лунками відбувається за рахунок вихорів, які формуються у лунках та викидаються назовні. Ці вихори збільшують рівень турбулентності. Основні результати моделювання полягають у наступному: фактор інтенсифікації теплообміну складає 1,15...1,20, фактор зростання гідравлічного опору складає 1,05...1,10, тобто зростання теплообміну випереджає зростання гідравлічного опору.

На основі сучасного стану дослідження обтікання циліндрів із заглибленнями можна зробити висновок, що їх застосування для створення теплообмінників трубчастого є досить перспективним.

По-перше, наявність заглибин посилює рівень теплообміну за рахунок розвинення поверхні, а також утворення і викидання вихорів із заглибин і їх взаємодії з основним потоком. По-друге, застосування заглиблень на поверхні труб затягує точку відриву потоку, знижує гідравлічний опір та покращує теплогідравлічну характеристику.

Результатів наявних досліджень показують, що дані по гідродинаміці і теплообміну при обтіканні трубних пучків із заглибленнями, які необхідні для розробки теплообмінного устаткування, є досить обмеженими. Потрібні надійні залежності у діапазоні чисел Рейнольдса  $10^3 \dots 3 \cdot 10^4$ , який на практиці застосовується у теплообмінних апаратах. Важливим також є комп'ютерне моделювання, аналіз структури потоку, особливості гідродинаміки, які дозволять знаходити оптимальні геометричні та режимні параметри теплообмінних апаратів. Виходячи з важливості та перспективності даного напрямку для покращення теплогидравлічних характеристик трубчастих теплообмінників, в Інституті технічної теплофізики НАН України було виконано цикл експериментальних та чисельних досліджень обтікання пучків труб з двома новими видами турбулізаторів на поверхні труб – заглибинами у формі усікненого конусу та гвинтовими канавками прямокутного профілю.

#### Методика проведення досліджень

В дослідженнях застосовано комплексний підхід, з використанням експериментального методу та комп'ютерного моделювання. Описання методики проведення експериментів та комп'ютерного моделювання наведено в роботах [10, 11].

Експериментальні дослідження поперечного обтікання пучків труб проводились на установці, яка представляє собою газодинамічний контур відкритого типу, що працює за рахунок всмоктування атмосферного повітря вентилятором. Коефіцієнт тепловіддачі визначався за допомогою методики, яка базується на використанні калориметра з льодом, що тане. Для визначення втрат тиску вимірювався розподіл тиску перед циліндрами та за ними. Експерименти проводились в діапазоні чисел Рейнольдса  $10^3 \dots 2 \cdot 10^4$ , який є характерним для теплообмінних апаратів трубчастого типу.

Комп'ютерне моделювання гідродинаміки та теплообміну при поперечному обтіканні пакету труб із проводилось із застосуванням комерційного пакету ANSYS CFX.

В чисельних дослідженнях тестувались чотири моделі турбулентності: RNG k- $\epsilon$  модель; SST модель; моделі напружень Рейнольдса – LRR та SSG. Результати розрахунків за допомогою вказаних моделей порівнювались з літературними даними, з метою вибору найбільш адекватної моделі турбулентності. При розрахунку обтікання циліндру із заглибинами найбільш адекватною виявилась SST модель, а для циліндру з гвинтовими канавками – RNG k- $\epsilon$  модель.

#### Об'єкти досліджень

На рис. 1 наведено зовнішній вигляд експериментальних зразків труб із заглибинами (рис. 1а) та гвинтовими канавками (рис. 1б).

##### Труби із заглибленнями

Діаметр всіх труб  $d$  складав 22 мм, робоча довжина з нанесеними заглибленнями, в межах поперечного перерізу каналу,  $l = 105$  мм. Відносні поперечний і повздовжній шага розташування труб у пучку складали відповідно:  $s_1/d = 1,7$   $s_2/d = 1,2$ . По окружності труби було виконано 15 рядів заглиблень, розташованих у шаховому порядку, всього 318 заглиблень, густина  $\gamma$  заповнення поверхні складала 55%. Відношення повної поверхні трубки (з урахуванням поверхні заглиблень) до поверхні гладкої трубки складало 1,41. Відносна глибина заглиблень складала  $h/D = 0,325$ .

##### Труби з гвинтовими канавками

Діаметр кожного з циліндрів дорівнював 22 мм, довжина робочої ділянки, що обдувалась поперечно потоком повітря, складала  $l = 105$  мм. Досліджувались труби з трьома різними кроками спіралі: 10 мм, 20 мм та 40 мм.

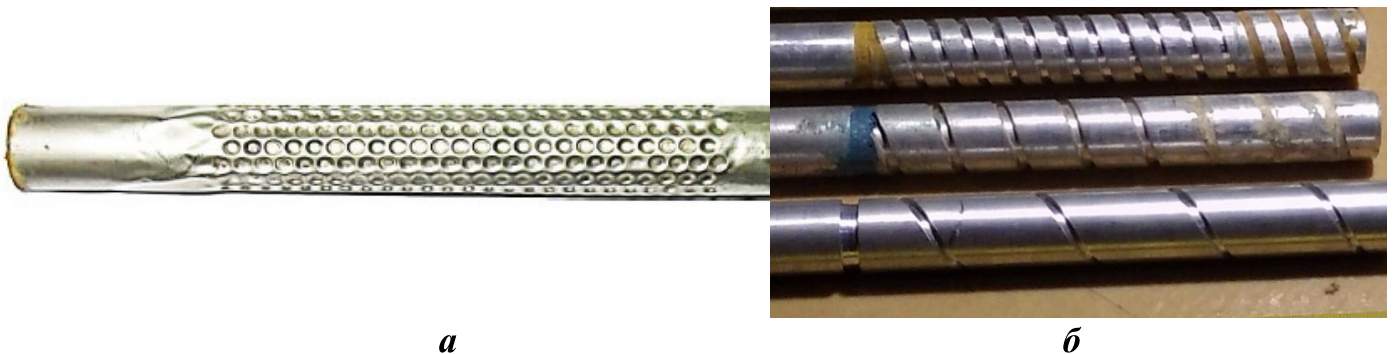


Рис. 1. Зовнішній вигляд експериментальних зразків труб:

а – труба із заглибинами; б – труби з гвинтовими канавками з кроками спіралі 10 мм, 20 мм та 40 мм

Ширина спіральної канавки складала 3 мм, глибина 1,8 мм (відношення глибини канавки до ширини дорівнювало 0,6).

В якості об'єкту порівняння використовувались гладкотрубні пучки.

### Структура потоку

Структура потоку вивчалась за допомогою комп'ютерного моделювання. На рис. 2а та 2б наведено характерні картини течії при обтіканні гладкого циліндру та циліндру із заглибленнями для значення числа Рейнольдса  $Re = 13100$ .

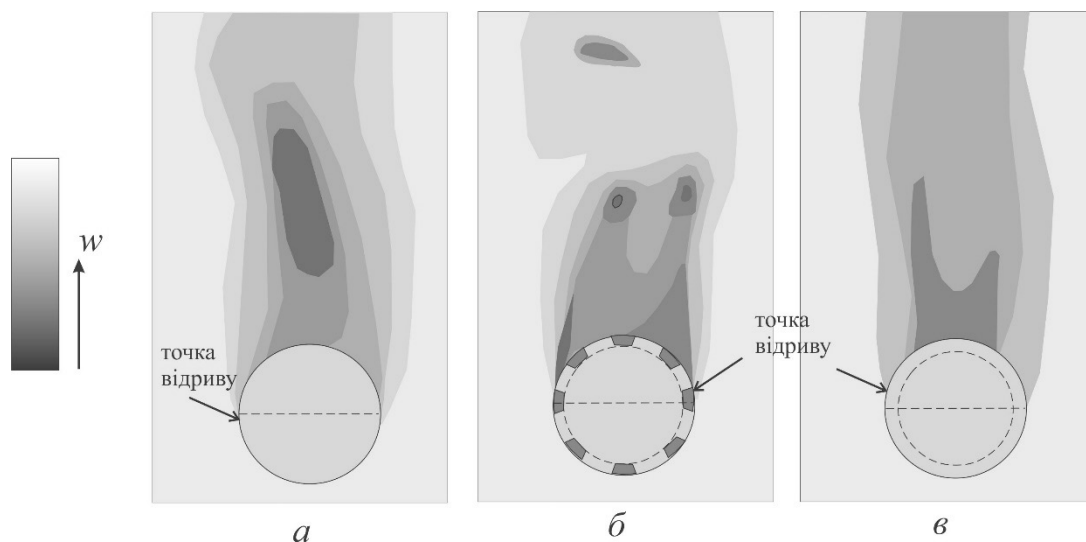
Як видно із рисунку, картини течії суттєво відрізняються. Для циліндру із заглибленнями область сліду за циліндром є дещо коротшою у порівнянні із гладким циліндром. Крім цього, вона має більш складну структуру, із утворенням окремого вихору на відстані від основної зони зворотної течії. Зона відриву потоку зміщується вниз за течією. Розрахунки показали, що для циліндру із заглибленнями зі збільшенням числа Рейнольдса точка відриву зміщується вниз по потоку. Для гладкого циліндру вона не змінює свої координати в дослідженому діапазоні числа Рейнольдса. Нанесення заглиблень на поверхню циліндру сприяє суттєвому зменшенню коефіцієнту лобового опору у порівнянні з гладким циліндром: на 17% при  $Re = 7300$ , і на 27% при  $Re = 13100$ .

Картини потоку при обтіканні пучків гладких труб і труб із заглибленнями в цілому подібні, і особливі відмінності між глобальними картинами течії відсутні.

На відміну від обтікання одиночної труби, в даному випадку вплив сусідніх циліндрів та «щільність» потоку призводить до суттєвого зменшення масштабу зони зворотних течій, за виключенням останнього ряду, коли потік виходить із пучка. При обтіканні труб у пучку відбуваються зміни вектору швидкості, що призводить до генерування турбулентності і зниження впливу вихрових структур, які виходять із заглибин, на точку відриву потоку та його фізичну структуру.

Поле швидкості при обтіканні циліндру з гвинтовою канавкою показано на рис. 2в. Кут відриву істотно зростає в порівнянні з гладким циліндром і більш характерний для обтікання гладкого циліндра при великих числах Рейнольдса. Після взаємодії з гвинтовою канавкою потік стає турбулентним. У сліді за циліндрами лінії струму спрямовані всередину потоку. Як і для циліндру із заглибленнями, область сліду за циліндром з гвинтовою канавкою є дещо коротшою у порівнянні із гладким циліндром.

Результати моделювання потоку в трубному пучку показують складний характер течії області сліду: вихрові структури «переплітаються» одна з одною, формуючи вихрову структуру принципово нового типу. Вихрова структура за одним рядом циліндрів зі спіральною канавкою принципово відрізняється від структури обтікання гладкого циліндра, що сприяє зниженню гідравлічних втрат у порівнянні з обтіканням гладких циліндрів. Зовнішній потік не завихрюється як за гладким пучком, а рухається по поверхні вихорів. Тому



**Рис. 2. Поля швидкості потоку при обтіканні циліндру:**  
**а – гладкий циліндр; б – циліндр із заглибинами [10],  $Re = 13100$ ;**  
**в – циліндр з гвинтовими канавками [11],  $Re = 10000$**

при обтіканні циліндрів зі спіральною канавкою втрати тиску для конфігурації з оптимальним кроком спіралі 20 мм приблизно на 10% менше, ніж при обтіканні гладкого пучка.

### Теплогідравлічний аналіз

Як показали експерименти [10], для п'ятирядного пучка труб з поверхневими заглибинами розглянутому діапазоні змінення числа Рейнольдса  $3 \cdot 10^3 \dots 2,5 \cdot 10^4$  фактор підвищення опору змінюється слабо, і складає величину  $Eu/Eu_0 = 1,15 \dots 1,10$ . В роботі [6] значення  $Eu/Eu_0$  склало величину  $\sim 1,2$ , що на 5...10% більше, однак в цих експериментах досліджувався пучок труб з меншим поперечним шагом. Фактор інтенсифікації теплообміну також змінюється слабо, і складає величину:  $Nu/Nu_0 = 1,34 \dots 1,4$ . Порівняння з даними [6] показує, що вони достатньо добре узгоджуються між собою, розбіжність не перевищує 10%.

Експерименти з дворядними пучками труб з гвинтовою канавкою [11] показали, що більш високий опір в порівнянні з дворядним пучком гладких циліндрів показали пучок циліндрів з канавкою і кроком 40 мм. При значенні числа Рейнольдса 12000 середня величина зростання гідравлічного опору складає 6%. Результати для циліндрів з канавкою з кроком 10 мм практично співпадають з даними для гладкого пучка, а для циліндрів з кроком 20 мм розташовується значно нижче даних для гладкого пучка (на 18-20%). Можна припустити, що зниження опору для циліндрів з канавкою з кроком

20 мм відбувається за рахунок формування специфічної вихрової структури потоку в кормовій області циліндрів. Слід відмітити, що для дворядних пучків труб з гвинтовими канавками відсутня інтенсифікація теплообміну. Для канавок з кроком 10 мм і 40 мм середній теплообмін практично співпадає з теплообміном для гладкого пучка, а для канавок з кроком 20 мм, теплообмін навіть зменшився на 16% для числа Рейнольдса 12000 у порівнянні з дворядним пучком гладких циліндрів. В області числа Рейнольдса менше 6000 для всіх циліндрів результати практично відповідають дворядному гладкому пучку циліндрів.

На рис. 3 наведено дані по фактору аналогії Рейнольдса  $(Nu/Nu_0)/(Eu/Eu_0)$ . Як видно із рисунка, згідно даних [10] для п'ятирядного пакету труб із заглибленнями в діапазоні  $Re = 3000 \dots 25000$  значення фактору аналогії Рейнольдса змінюється слабо, і складає величину  $1,17 \dots 1,27$ . В роботі [6] воно складає дещо меншу величину:  $1,1 \dots 1,15$ .

Для дворядного пакету труб з гвинтовими канавками майже всі варіанти показують кращі або такі ж самі результати теплогідравлічної ефективності як і пучок гладких циліндрів. Найкращі результати показує пучок циліндрів з кроком канавки 20 мм. Фактор аналогії Рейнольдса для пучка з кроком канавки 10 мм приблизно відповідає даним гладкого пучка. Для пучка циліндрів з кроком канавки 40 мм цей параметр є меншим, ніж для пучка гладких труб, що обумовлено більшим гідродинамічним опором. Таким чином, можна

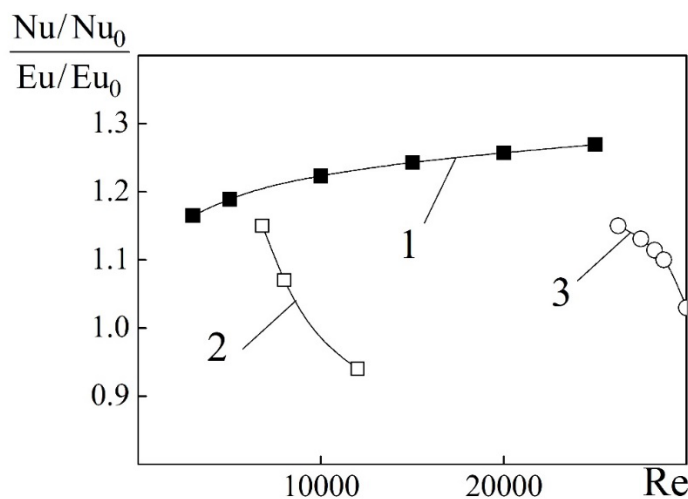


Рис. 3. Залежність фактору аналогії Рейнольдса від числа Рейнольдса:  
 1 – дані [10] для п'ятирядного пучка труб із заглибленнями; 2 – дані [11] для дворядного пучка труб з гвинтовими канавками з кроком канавки 20 мм;  
 3 – дані роботи [6] для чотирирядного пучка труб зі сферичними заглибленнями

констатувати, що циліндри зі спіральною канавкою з малим кроком (10, 20 мм) мають високу теплогідрравлічну ефективність, і можуть бути рекомендовані для застосування в практиці розробки та створення сучасного теплообмінного устаткування трубчастого типу.

### Висновки

В результаті проведених досліджень теплогідрравлічних характеристик трубних пучків з заглибинами та гвинтовими канавками на поверхні можна зробити наступні висновки:

- Для циліндрів із заглибленнями та канавками область сліду за циліндром є дещо коротшою у порівнянні із гладким циліндром, що знижує гідрравлічні витрати
- Інтенсифікація теплообміну п'ятирядного пучка труб з поверхневими заглибленнями в діапазоні змінення числа Рейнольдса 3000...25000 складає 34...40% при зростанні гідродинамічного опору всього на 10...15%. Значення фактора аналогії Рейнольдса склало 1,17...1,27
- Гідрравлічний опір дворядного пучка з гвинтовою канавкою з шагом 20 мм на 20% нижчий, ніж для гладкотрубного пучка, в той час, як інтенсифікація теплообміну практично відсутня. Фактор аналогії Рейнольдса досягає величини 1,15
- Виходячи з високої теплогідрравлічної ефективності трубних пучків із заглибинами та спіральними канавками, їх можна рекомендувати для застосування в практиці розробки та створення сучасного теплообмінного устаткування трубчастого типу.

*Робота фінансувалась Національною Академією наук України, програма 1230.*

### ЛІТЕРАТУРА

1. Bearman P.M., Harvey J.K. (1993) Control of circular cylinder flow by the use of dimples. *AIAA Journal*. 31(10), 1753–1756. <https://doi.org/10.2514/3.11844>
2. Kozlov A., Schukin A. (1994) Hydrodynamic effects from spherical dimples on the surface of a cylinder at a cross flow. *Izv. VUZ. Aviatsionnaya Tekhnika* No 2, 27–34
3. Kovalenko G.V., Khalatov A.A. (2003) Fluid flow and heat transfer features at a cross-flow of dimpled tubes in a confined space // *ASME Paper GT2003-38155 Proc. ASME Turbo Expo, V 3*, 945-954. doi:10.1115/GT2003-38155
4. Butt U., Egbers C. (2013) Aerodynamic characteristics of flow over circular cylinders with patterned surface. *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*. 1(2), 121–125. DOI:10.7763/IJMMM.2013.V1.27
5. Belenkiy M. et al. (1995) Thermohydraulic characteristics of dimpled surfaces at a cross flow. *Thermal Engineering*. No 4, 49–51.
6. Sherrow L., Ligrani P., Chudnovsky Y., Kozlov A. (2006). Effect of exterior surface dimples on heat transfer and friction factors for a cross-flow heat exchanger. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 13(1), 1–10. DOI:10.1615/JENHHEATTRANSF.V13.I1.10
7. Chudnovsky Y., Kozlov A., (2006) Development and field trial of dimpled-tube technology for chemical industry process heaters. GTI Final report, U.S. DOE Award DEFC07-01ID14089, 2006. <https://doi.org/10.2172/894062>
8. Kukulka D.J., Smith R. (2013) Enhanced heat transfer surface development for exterior tube surfaces. *Chem. Eng. Transactions*. 32, 511–516. <https://doi.org/10.3303/CET1332086>
9. Bystrov Y. et al. Numerical simulation of vortex heat transfer augmentation in a tube bundles. 2005, Saint Petersburg, Sudostrojenije, 392 p.
10. Meyris A., Khalatov A., Kovalenko G. (2017) Experimental study of heat transfer and hydraulic resistance at cross flow of tube bundle with indentations. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4(8), 17–21. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.108576>
11. Khalatov A.A., Kovalenko G.V., Muliarchuk M.A. Research of hydrodynamics and heat transfer during the transverse air flow of a row of cylinders with screw grooves // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, –2020.– № 3/8. (105), С. 39 – 45. doi.org/10.15587/1729-4061.2020.205656

# APPLICATION OF DIMPLES AND HELICAL GROOVES ON THE OUTER SURFACE OF TUBES TO INCREASE THERMAL-HYDRAULIC EFFICIENCY OF TUBE BUNDLES AT CROSS FLOW

Khalatov A.A., Borisov I.I., Kovalenko G., Muliarchuk M.

*Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a Marii Kapnist str. Kyiv, 03057, Ukraine*

<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2022.2>

The flow structure and thermo-hydraulic efficiency of cross flow of tube bundles with dimples and helical grooves have been analyzed. The Reynolds number range (103-104) was typical for industrial heat exchangers. It was found that dimples and grooves decrease scientifically the cylinder wake area and reduces the hydraulic losses. The heat transfer augmentation in five-row tube bundle by dimples is 35-40% while pressure drop increase by 10-15%. The hydraulic resistance of two-row bundle of tube with helical grooves is 20% lower than that of a smooth tube bundle, while heat transfer augmentation is absent. The value of Reynolds analogy factor for tube bundles with dimples and helical grooves exceeds unity. The high thermo-hydraulic efficiency of tube bundles with dimples and helical grooves, allows us to recommend it for practical use in the development of modern heat exchange equipment of the tubular type.

**Key words:** tube bundles, cross flow, flow structure, heat transfer, thermo-hydraulic performance

References 11, figures 3.

1. Bearman P.M., Harvey J.K. (1993) Control of circular cylinder flow by the use of dimples. *AIAA Journal*. 31(10), 1753–1756. <https://doi.org/10.2514/3.11844>

2. Kozlov A., Schukin A. (1994) Hydrodynamic effects from spherical dimples on the surface of a cylinder at a cross flow. *Izv. VUZ. Aviatsionnaya Tekhnika* No 2, 27–34

3. Kovalenko G.V., Khalatov A.A. (2003) Fluid flow and heat transfer features at a cross-flow of dimpled tubes in a confined space // *ASME Paper GT2003-38155 Proc. ASME Turbo Expo*, V 3, 945-954. doi:10.1115/GT2003-38155

4. Butt U., Egbers C. (2013) Aerodynamic characteristics of flow over circular cylinders with patterned surface. *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*. 1(2), 121–125. DOI:10.7763/IJMMM.2013.V1.27

5. Belenkiy M. et al. (1995) Thermohydraulic characteristics of dimpled surfaces at a cross flow. *Thermal Engineering*. No 4, 49–51.

6. Sherrow L., Ligrani P., Chudnovsky Y., Kozlov A. (2006). Effect of exterior surface dimples on heat transfer and friction factors for a cross-flow heat exchanger. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 13(1), 1–10. DOI:10.1615/JENHHEATTRANSF.V13.I1.10

7. Chudnovsky Y., Kozlov A., (2006) Development and field trial of dimpled-tube technology for chemical industry process heaters. GTI Final report, U.S. DOE Award DEFC07-01ID14089, 2006. <https://doi.org/10.2172/894062>

8. Kukulka D.J., Smith R. (2013) Enhanced heat transfer surface development for exterior tube surfaces. *Chem. Eng. Transactions*. 32, 511–516. <https://doi.org/10.3303/CET1332086>

9. Bystrov Y. et al. Numerical simulation of vortex heat transfer augmentation in a tube bundles. 2005, Saint Petersburg, Sudostrojenije, 392 p.

10. Meyris A., Khalatov A., Kovalenko G. (2017) Experimental study of heat transfer and hydraulic resistance at cross flow of tube bundle with indentations. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4(8), 17–21. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.108576>

11. Khalatov A.A., Kovalenko G.V., Muliarchuk M.A. Research of hydrodynamics and heat transfer during the transverse air flow of a row of cylinders with screw grooves // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2020, № 3/8, (105), P. 39-45. doi.org/10.15587/1729-4061.2020.205656

Отримано 25.07.2022  
Received 25.07.2022