

ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ ПОТОКОМ ПОВІТРЯ ОДНО- ТА ДВОРЯДНОГО ПУЧКА КРУГЛИХ ЦИЛІНДРІВ ЗІ СПІРАЛЬНИМИ КАНАВКАМИ НА ЗОВНІШНІЙ ПОВЕРХНІ

М. А. Мулярчук^{1, а}, А. А. Халатов^{1,2}, Г. В. Коваленко²

¹Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
Фізико-технічний інститут

²Інститут технічної теплофізики НАН України

Анотація

Представлені результати експериментального дослідження середньої тепловіддачі, гідравлічного опору та теплогідравлічної ефективності при поперечному обтіканні повітрям одно- та дворядного пучка круглих циліндрів зі спіральними канавками на зовнішній поверхні.

Ключові слова: теплообмін, гідродинаміка, теплогідравлічна ефективність, пучок циліндрів, спіральні канавки

Вступ

Поперечне обтікання циліндрів охоплює майже всі задачі класичної гідродинаміки [1]. На практиці важливу роль відіграють питання стійкості примежового шару і його переходу з ламінарного стану в турбулентний і розміщення місць його відриву на випуклій поверхні [2]. Різке зменшення гідравлічного опору, пов'язане з турбулізацією примежового шару, було виявлено ще Г. Ейфелем в 1912 г. в дослідках при обтіканні кулі [3]. Об'єднання циліндрів в пучки дозволяє додатково інтенсифікувати тепловіддачу, особливо при формуванні їх зовнішньої поверхні лунками або канавками [4, 5, 6].

Теплообмінники з циліндричними трубками, поверхня яких формована спіральними канавками, відома давно. Перший патент на апарат подібного типу було видано в Великобританії в 1887 році. Зараз згадані теплообмінники виготовляються в Індії, Італії, Південній Кореї та інших країнах. Метою даної роботи є експериментальне дослідження середнього теплообміну, гідравлічного опору та теплогідравлічної ефективності при поперечному обтіканні потоком повітря одно- та дворядного пучка циліндрів з різними типами спіральних канавок на зовнішній поверхні. Дослідження виконувалось в діапазоні числа Рейнольдса Re від 3000 до 17000, розрахованого по зовнішньому діаметру циліндру. Цей діапазон чисел Рейнольдса є найбільш цікавим з практичної точки зору.

1. Експериментальна установка, методика проведення дослідів, об'єкти дослідження

Схема експериментальної установки показана на рис. 1. Вона представляє собою газодинамічний контур відкритого типу, який працює за рахунок всмоктування зовнішнього повітря вентилятором 1 (рис. 1) Повітряний потік надходить у вхідний канал контуру, в якому розташовано вимірювач витрати (чашковий анемометр) 5, проходить через хонейкомб 4, який слугує для забезпечення рівномірного поля швидкостей по перерізу каналу, і поступає до робочої ділянки, в якій встановлено однорядний пучок циліндрів з п'яти трубок з центральною трубкою – калориметром.

Перед вентилятором розміщено додатковий патрубок з вентилем 3 для підсмоктування повітря з атмосфери для регулювання витрати основного потоку (в бік його зменшення). Стінки каналу робочої ділянки виготовлено з оргскла з шорсткістю поверхні не більше $R_z = 1,0$ мкм. Загальна довжина каналу 970 мм. В якості об'єктів дослідження використовувався однорядний та дворядний пучок циліндрів (останні розташовувались в шаховому порядку). Діаметр кожного з циліндрів дорівнював 22 мм, їхня довжина – 220 мм, в свою чергу довжина робочої ділянки, що обдувалась поперечно потоком повітря, складала мм. Циліндр вставлявся в спеціальний отвір і закріплювався. Відносні поперечний і повздовжній кроки розташування циліндрів у дворядному пучку дорівнювали відповідно: $s_1/D = 1,7$, $s_2/D = 1,2$. Однорядний або дворядний пучки складався з круглих циліндрів з одним типом канавки. Однорядний або дворядний пучки складався з круглих циліндрів з одним типом канавки. Для визначення середньої

^аmariyamul997@gmail.com

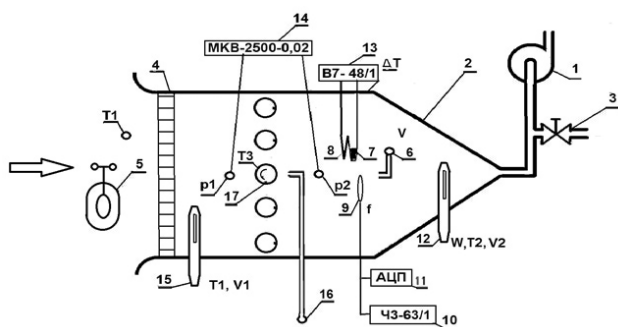


Рис. 1. Схема експериментальної установки: 1 – вентилятор; 2 – конічна частина робочої ділянки; 3 – регулюючий клапан; 4 – хонейкомб; 5 – вхідний анемометр; 6 – трубка Піто (рухається вздовж потоку); 7 – волога термопара; 8 – суха термопара; 9 – п'єзокерамічний датчик; 10 – частотомір; 11 – аналого-цифровий перетворювач; 12 – вимірювач відносної вологості, температури, швидкості; 13 – цифровий вольтметр; 14 – мікроманометр; 15 – вимірювач швидкості повітря і температури на вході; 16 – трубка Піто (рухається поперек потоку); 17 – нижній початок канавки (його положення однакове для всіх циліндрів, крім середнього); T1 – ртутний термометр; T3 – льодовий калориметр; p1 p2 – канали для вимірювання статичного тиску

тепловіддачі використовувався метод танення льоду [6], причому досліджуваний циліндр-калориметр розміщувався в середині одиничного ряду (рис. 1) Геометричні параметри циліндрів, що використовувались в експериментах, представлені в таблиці 1

2. Середній теплообмін

Рис. 2 ілюструє інтенсивність середньої тепловіддачі циліндра-калориметр в однорядному пучку труб з різним кроком спіральної канавки. Найбільший рівень теплообміну спостерігається для труби з кроком 10 мм. Так, для значення числа Рейнольдса 6000 різниця становить приблизно 50 % в порівнянні з однорядним пучком гладких циліндрів, а для $Re = 15000$ – 65%. У випадку для дворядного пучка циліндрів інтенсифікація була отримана для циліндра з двозахідною канавкою з кроком 20 мм (рис. 2). Різниця дорівнює приблизно 50% в порівнянні з дворядним пучком гладких циліндрів.

3. Гідравлічні втрати

Гідравлічний опір вимірювався по різниці статичних тисків в отворах на боковій стінці робочої ділянки p_1 і p_2 (рис. 1) за допомогою мікроманометра. На рис. 4 представлена залежність для числа Ейлера від числа Рейнольдса для однорядного пучка циліндрів. Одрядний пучок циліндрів зі спіральними канавками має гідравлічний опір нижче, ніж для однорядного пучка гладких циліндрів. З ростом кроку спіральної канавки втрати тиску знижуються.

Зміна гідравлічного опору в залежності від числа Рейнольдса для дворядного пучка циліндрів зі

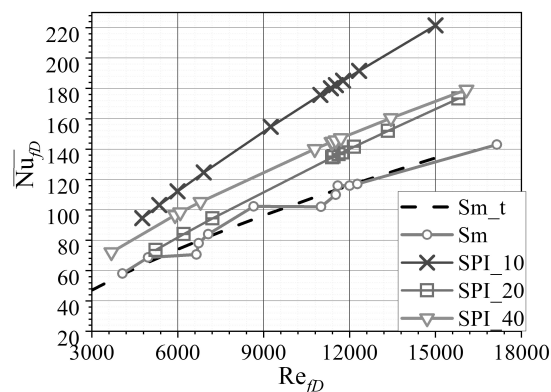


Рис. 2. Залежність середнього числа Нуссельта від числа Рейнольдса для однорядного пучка циліндрів: Sm_t – однорядний пучок гладких циліндрів [7]; пояснення позначень представлені в табл. 1

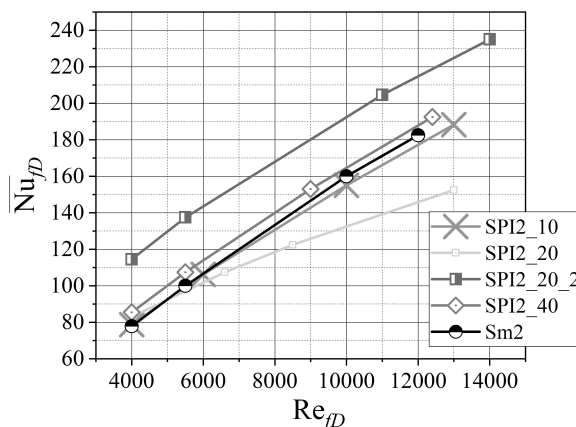


Рис. 3. Залежність середнього числа Нуссельта від числа Рейнольдса для дворядного пучка циліндрів: пояснення позначень представлені в табл. 1

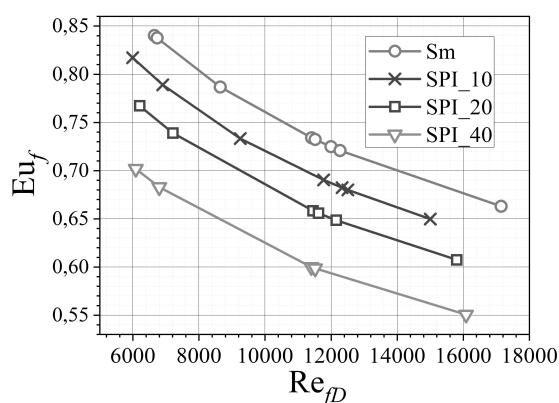


Рис. 4. Залежність числа Ейлера від числа Рейнольдса для однорядного пучка циліндрів: пояснення позначень представлені в табл. 1

Табл. 1. Об'єкти дослідження. Пояснення позначень

№	Позначення	Кількість канавок	Крок спіралі t , мм	Відносний крок спіралі t/D
1	Sm	0	—	—
2	SPI_10	1	10,0	0,45
3	SPI_20	1	20,0	0,91
4	SPI_40	1	40,0	1,82
5	SPI_20_2	2	20,0	0,91

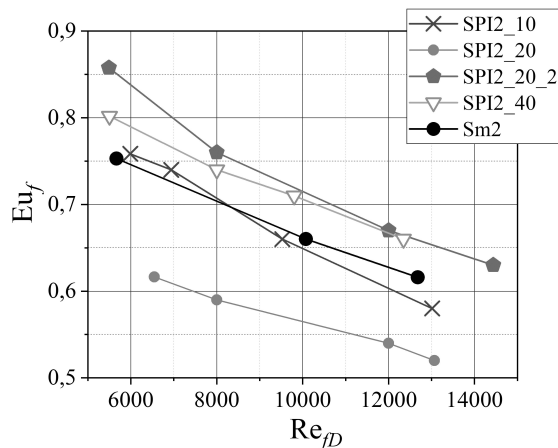


Рис. 5. Залежність числа Ейлера від числа Рейнольдса для дворядного пучка циліндрів: пояснення позначень представлені в табл. 1

спіральними канавками на зовнішній поверхні зображена на рис. 5. З графіка можна зробити висновок, що зниження опору в порівнянні з дворядним пучком гладких циліндрів спостерігається для циліндрів з канавкою з кроком 20 мм (однозахідна). Такий результат можна пояснити зміною структури потоку в кормовій ділянці циліндрів.

4. Теплогідрравлічна ефективність

Теплогідравлічна ефективність визначалась як залежність Фактору Аналогії Рейнольдса (ФАР) $(Nu/Nu_0)/(Eu/Eu_0)$ від відношення Eu/Eu_0 . На рис. 6 зображено теплогідрравлічна ефективність для однорядного пучка циліндрів зі спіральними канавками. Значення представлені для чисел Рейнольдса: 6800, 8000, 12000. З рисунка видно, що всі циліндри зі спіральними канавками показують вищий результат теплогідрравлічної ефективності в порівнянні з пучком гладких циліндрів. Занижений результат для канавки з кроком 20 мм в порівнянні з іншими канавками пов'язаний з невеликою інтенсифікацією теплообміну (рис. 2). Для дворядного пучка циліндрів теплогідрравлічна ефективність представлена на рис. 7. З рисунка видно, що використання канавок з малим кроком (10 мм, 20 мм) призводить до покращення теплогідрравлічної ефективності в порівнянні з дворядним пучком гладких циліндрів.

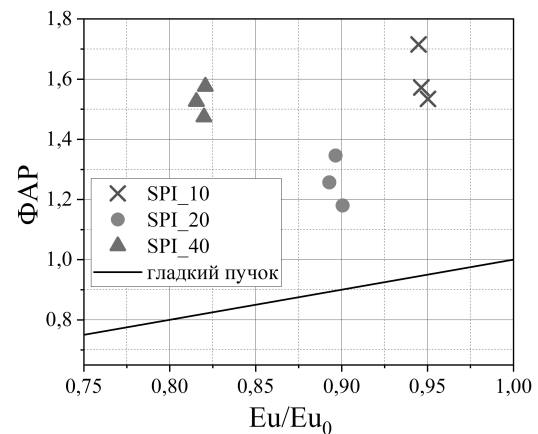


Рис. 6. Теплогідрравлічна ефективність однорядного пучка циліндрів зі спіральними канавками на зовнішній поверхні з різним кроком: пояснення позначень представлені в таблиці 1

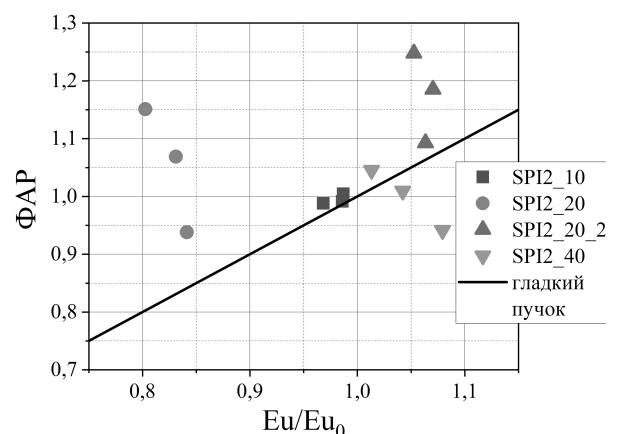


Рис. 7. Теплогідрравлічна ефективність дворядного пучка циліндрів зі спіральними канавками на зовнішній поверхні з різним кроком: пояснення позначень представлені в табл. 1

Висновки

В результаті проведення серії експериментів з різними типами спіральних канавок було отримано наступні результати:

- 1) Для однорядного пучка циліндрів спостерігалась інтенсифікація теплообміну для всіх типів канавок. Максимальну різницю показував циліндр з канавкою з кроком 10 мм – 50%. Для дворядного пучка циліндрів зі спіральними канавками за рахунок складної структури потоку інтенсифікація спостерігалась тільки для циліндра з канавкою з кроком 20 мм (двозахідна) – 50%. Для інших випадків інтенсифікації не спостерігалось або теплообмін взагалі падав.
- 2) Втрати тиску знижувались для всіх типів канавок в однорядному пучку циліндрів. Для дворядного пучка циліндрів тільки для канавки з кроком 20 мм (однозахідна) спостерігалось зниження гідравлічного опору.
- 3) Для однорядного пучка циліндрів з різними типами канавок було отримано хороші результати теплогідравлічної ефективності в порівнянні з гладким пучком. Для дворядного пучка циліндрів хороші результати спостерігались для канавок з малим кроком.

Перелік використаних джерел

1. Мигай В. К., Фирсова Э. В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб — 1986 — Ленинград: «Наука» — С. 198.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя — 1969 — С. 742 с. —
3. Eiffel G. Sur la resistance des spheres dans l'air en mouvement — Comptes Rendus — 1597 — С. 155 с. —
4. Жукаускас Ж., Жюгжда И. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости — 1979 — Вильнюс: «Мокслас» — С. 240.
5. Khalatov A. A., Kovalenko G. V. Fluid flow and heat transfer features at a cross-flow of dimpled tubes in a confined space — 2003 — Proceeding of ASME Turbo Expo — Atlanta, Georgia, USA. —
6. Коваленко Г. В., Мейрис А. Ж. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях — 2013 — Восточно-европейский журнал передовых технологий. 3/12 (63) — С. 58-60.
7. Исаченко В. П., Осипов В. А., Сукомел А. С. Теплопередача — 1975 — Москва: «ЭНЕРГИЯ» — С. 488.