

# ОСОБЛИВОСТІ СЕРЕДНЬОЇ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ ОБТІКАННІ ПОВІТРЯМ ЦИЛІНДРА ЗІ СПІРАЛЬНИМИ КАНАВКАМИ

О. Ю. Степанюк<sup>1, а</sup>, М. А. Мулярчук<sup>1</sup>, Г. В. Коваленко<sup>2</sup>

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

<sup>2</sup> Інститут Технічної Теплофізики НАН України

## Анотація

Виконано експериментальне дослідження середньої тепловіддачі при обтіканні повітрям одиночного циліндра зі спіральними канавками на зовнішній поверхні та аналогічного циліндра з гладкою поверхнею. Утворення на зовнішній поверхні циліндра діаметром 22 мм двох паралельних спіральних канавок шириною 3 мм, глибиною 1,8 мм з кроком 20 мм збільшило коефіцієнт тепловіддачі в діапазоні чисел Рейнольдса 2000 - 6000 в порівнянні з гладким пучком на 40 - 100 %. Показано, що інтенсифікацію теплообміну, можна пояснити появою поперечної складової швидкості, індукованою обтіканням спіральних канавок.

**Ключові слова:** інтенсифікація теплообміну, тепловіддача, поперечне обтікання циліндра, спіральні канавки.

## Вступ

В теплообмінниках широко використовуються різні види трубчастих поверхонь. Хоча в пластинчастих апаратах можна досягти більшої інтенсивності тепловіддачі при рівних гідравлічних опорах, в випадку великої різниці тисків теплоносіїв трубчасті теплообмінники показують більшу довговічність і ремонтоздатність. Схема з поперечним обтіканням труб демонструє переваги щодо надійності і можливості очищення теплообмінних поверхонь. Принциповим недоліком трубчастих теплообмінників можна вважати відносно великий гідравлічний опір при поперечному обтіканні труб [1].

Відомо, що в залежності від числа Рейнольдса є кілька режимів поперечного обтікання гладкого циліндра [2].

Внаслідок того, що турбулентний примежовий шар виявляється більш стійким, ніж ламінарний, при збільшенні швидкості обтікання циліндра настає критичний режим, який супроводжується різким зменшенням гідравлічного опору. Це явище, що спостерігається при  $Re \approx 200000$ , може бути використане на практиці.

В докритичному режимі коефіцієнт опору змінюється слабо, так само як і частота відриву вихорів з кормової частини циліндра. Нормована частота їх відриву (число Струхала  $Sh = f * D/U$ , де  $f$  - частота сходу вихорів,  $D$  - діаметр циліндру, а  $U$  - швидкість повітря в найбільш вузькому перерізі) є майже постійною  $Sh = 0,21$ . При настанні критичного режиму обтікання число Струхала зростає до 0,46 [1]. Застосування різних турбулізаторів зміщує границю режимів обтікання в сторону менших чи-

сел Рейнольдса [2]. Одним з таких турбулізаторів може бути спіральна канавка на зовнішній поверхні циліндру.

В докритичному режимі коефіцієнт опору змінюється слабо, так само як і частота відриву вихорів з кормової частини циліндра. Застосування різних турбулізаторів зміщує границю режимів обтікання в сторону менших чисел Рейнольдса [2]. Одним з таких турбулізаторів може бути спіральна канавка на зовнішній поверхні циліндру.

Інтерес до труб зі спіральними канавками зафіксовано ще в 1877 р. (патент Великобританії № 1097 Самсона Фокса). Труби з накаткою випускає ряд зарубіжних фірм. Відомі дослідницькі роботи в цій царині [3], [4].

У даній роботі проведені експериментальні дослідження середньої тепловіддачі одиночних циліндрів зі спіральними канавками на зовнішній поверхні і подібного циліндра з гладкою поверхнею. Для пояснення фізичної картини процесів виконано комп'ютерне моделювання гідродинаміки і тепловіддачі при обтіканні повітрям зазначених циліндрів.

## Експериментальна установка

Схему експериментальної установки наведено на (рис. 1). Вона являла собою відкритий газодинамічний контур. Повітря, що всмоктується компресором низького тиску 1, проходило через вимірювач витрати (чашковий анемометр) 5, хонейкомб 4 з діаметром чарунок 10 мм, надходило в робочу ділянку 2, з встановленим в ній калориметром ТЗ. Регулюючий вентиль 3 дозволяв плавно змінювати витрату, за рахунок з'єднання всмоктуючої магістралі з атмосферою.

<sup>а</sup>sasha.stepaniuk1997@gmail.com

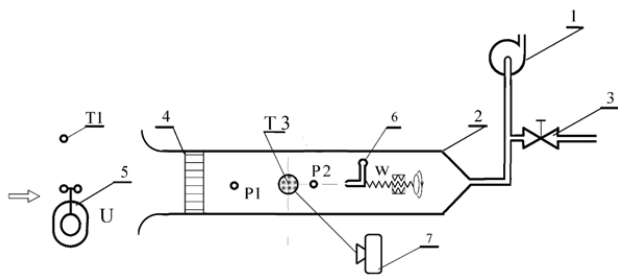


Рис. 1. Схема експериментальної установки 1 - компресор низького тиску; 2 - робоча ділянка; 3 - регулюючий вентиль; 4 - хонейкомб; 5 - чашковий анемометр; 6 - трубка Піто з координатником; 7 - відеокамера.

Ширина експериментальної ділянки становила 158 мм, висота 110 мм, зовнішній діаметр труб - 22 мм. Діапазон чисел Рейнольдса -  $Re = 1000...6000$ .

Геометричні характеристики досліджених циліндрів-калориметрів наведено в таблиці 1

## Особливості методики вимірювання

Для визначення витрати повітря використовувалася чашковий анемометр У5 № 21137 і секундомір. Температура повітря на вході в експериментальну ділянку вимірювалася зразковим ртутним термометром з ціною поділки 0,1 С. Відносна вологість повітря визначалася приладом БМ-2.

Повний тиск перед і за калориметром визначався за допомогою трубки Піто, що переміщувалася в середній площині каналу за допомогою координатника. Перепад статичного тиску на ділянці з калориметром вимірювався мікроманометром типу МКВ-2500-0,02 в середній площині каналу на бічних стінках в точках на відстані 100 мм перед калориметром, і на відстані 178 мм після нього. Межа зони зворотних течій за калориметром визначалася по досягненню нульового показання трубки Піто, підключеної до похилого водяного дифманометра.

Крім того, на режимах, коли не визначалась тепловіддача, проводилась візуалізація процесу. Через отвір діаметром 1 мм в кормовій частині калориметра в примежовий шар вводилась алюмінієва пудра. Застосування лазерного променя і відеокамери з частотою 30 кадрів в секунду дозволило визначити напрям і величину вектора швидкості, а також форму границі вихрової зони за циліндром.

Для визначення температури льоду в центрі калориметра встановлювалася хромель-копелева термopapap з діаметром дротів 0,5 мм. Всі термopapap проходили індивідуальне градування в термостаті УТ-15 з використанням зразкового ртутного термометра з ціною поділки 0,1 °С. Сигнали термopapap реєструвалися за допомогою цифрового вольтметру типу В7-46/1. Об'єм розталого під час досліду льоду і того, що залишився після досліду вимірювався за допомогою бюретки з ціною поділки 0,1 мл.

Для визначення кількості теплоти, яка передавалася від нагрітого повітряного потоку циліндру, використовувалася техніка калориметра з льодом,

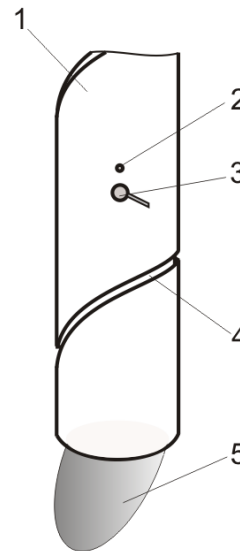


Рис. 2. Кормова частина калориметра SPI 40 при обтіканні при  $Re = 2847$ : 1 – циліндр-калориметр; 2 – отвір для ведення алюмінієвої пудри; 3 – трек освітленої часточки; 4 – канавка; 5 – границя зони зворотних течій.

що тана [5]. Для цього перед експериментом внутрішня порожнина калориметра заповнювалася дистильованою водою і він ставився в морозильник для утворення льоду. У момент початку експерименту циліндр-калориметр встановлювався в робочому ділянці і піддавався обдуванню повітрям. Середній тепловий потік визначався за результатами вимірювання об'єму води, що утворилася за фіксований відрізок часу. Була передбачена можливість зважувати лід, що залишився в калориметрі. Кінці калориметра термоізолювались і розміщувались в непротічних повітряних камерах.

## Результати досліджень та їх обговорення

Картина течії за калориметром SPI 40 показана на рис. 2

Як видно з рис. 2 відрив примежового шару відбувається на кутовій відстані від лобової точки циліндру, більшій за  $90^\circ$ , (незважаючи на порівняно невелике значення числа Рейнольдса); біля кормової поверхні циліндру існує складова швидкості перпендикулярна напрямку основного потоку, величина цієї складової становить  $w = 0.171$  м/с. Зона зворотних течій (5) менша, ніж відповідна зона за гладким циліндром.

Залежність  $Nu = f(Re)$ , одержана в даному дослідженні (Sm рис. 3), знаходиться між залежностями ( $Nu$  is рис. 3) [6] і ( $Nu$  zh рис. 3) [7], різниця між якими зумовлена, ймовірно, різною величиною початкової турбулентності потоку.

Найбільша ступінь інтенсифікації теплообміну, що дорівнювала 2, відмічена у циліндра SPI 20 2 з подвійною канавкою з кроком 20 мм. Одинарна канавка з кроком 20 мм SPI 20 забезпечує ступінь інтенсифікації теплообміну – 1,39. Одинарна канавка з кроком 40 мм SPI 40 інтенсифікує теплообмін в 1,13 рази. Якщо врахувати відносне збільшення теплообмінної

Табл. 1

№	Умовне позначення	Ширина канавки $h$ , м	Глибина канавки $h$ , мм	Товщина стінки труби $\delta$ , м	Кількість канавок	Крок спіралі, мм	Відносне збільшення поверхні
1	Sm			3,0	0		1,0
2	SPI 20	3,0	1,8	3,0	1	20,0	1,2
3	SPI 40	3,0	1,8	3,0	1	40,0	1,1
4	SPI 20 2	3,0	1,8	3,0	2	20,0	1,4

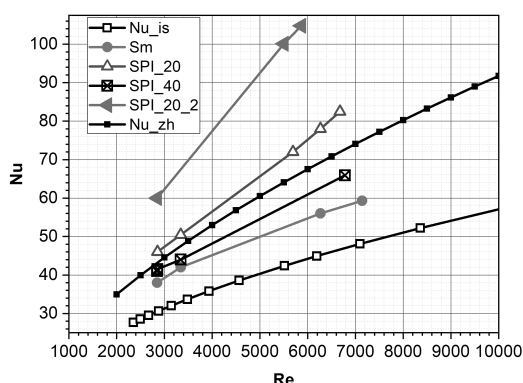


Рис. 3. Залежність числа Нусельта від числа Рейнольдса для гладкого циліндра і для циліндрів зі спіральними канавками.

поверхні в результаті утворення канавок (таблиця 1), то можна дійти висновку, що подвійна канавка (SPI 20 2) покращує теплообмін на 45,5 %, одинарна канавка з кроком 20 мм SPI 20 – на 17 %, а канавка з кроком 40 мм SPI 40 – на 2,3%.

Решта інтенсифікації відбувається за рахунок перебудови поля швидкостей, зокрема завдяки несиметричності обтікання циліндра з канавкою. Підтвердженням цьому є фіксація поперечної складової швидкості в вихровій зоні за циліндром (рис. 2). Крім того застосування подвійної канавки приводить до прискореної турбулізації прилежального шару. Свідченням цього є те, що показник степеня в залежності  $Nu = C * Re^n$  стає більшим ніж 0,6.

## Висновки

- 1) Виконано експериментальне дослідження середньої тепловіддачі при обтіканні повітрям одностороннього циліндра зі спіральними канавками на зовнішній поверхні та аналогічного циліндра з гладкою поверхнею.
- 2) Утворення на зовнішній поверхні циліндра діаметром 22 мм двох паралельних спіральних канавок шириною 3 мм, глибиною 1,8 мм з кро-

ком 20 мм збільшило коефіцієнт тепловіддачі в діапазоні чисел Рейнольдса 2000 - 6000 в порівнянні з гладким пучком на величину 40 - 100 %.

- 3) Показано, що інтенсифікацію теплообміну, можна пояснити появою поперечної складової швидкості, індукованою обтіканням спіральних канавок, які створюють асиметрію поля швидкостей на бокових поверхнях циліндра.

## Перелік використаних джерел

1. Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА / В. Е. Спицын, А. Л. Бочула, В. Н. Чобенко, Д. Н. Соломонюк // Вестник Национального технического университета «ХПИ». — 2008. — № 35. — С. 8–11.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. — 1969. — С. 744 с.
3. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. Москва: Машиностроение. — 1989.
4. Попов И. А., Махьянов Х. М., Гуреев В. М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена: монография. — Казань : под общ. ред. Ю. Ф. Гортышова, Центр инновационных технологий, 2009.
5. Коваленко Г. В., Мейрис А. Ж. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2013. — № 3/12(63). — С. 58–60.
6. Коваленко Г. В., Халатов А. А. Применение ледяных калориметров для исследования теплоотдачи поверхностей, формированных углублениями // Промышленная теплотехника. — 2008. — № 2. — С. 5–12.
7. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А.С. Теплопередача. — М. : Энергия, 1975.