

УДК 536.24:541.11

## ОСОБЛИВОСТІ ОБТІКАННЯ ТА ТЕПЛОВІДДАЧІ ОДНОРЯДНОГО ПУЧКА ЦИЛІНДРІВ ЗІ СПІРАЛЬНИМИ КАНАВКАМИ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ З ПОПЕРЕЧНИМ ПОТОКОМ ПОВІТРЯ

Халатов А. А.<sup>1,2</sup>, академік НАН України, Коваленко Г. В.<sup>1</sup>, канд. техн. наук, Мулярчук М. А.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03057, Україна

<sup>2</sup>Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», Фізико-технічний інститут, пр. Перемоги 37, Київ, 03056, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.2.2019.2>

Представлені результати експериментального дослідження середньої тепловіддачі, гідравлічного опору та вихрової структури при поперечному обтіканні повітрям пучка кругових циліндрів зі спіральними канавками на зовнішній поверхні. Отримані рівняння подібності для середньої тепловіддачі і для гідравлічного опору.

Представлены результаты экспериментального исследования средней теплоотдачи, гидравлического сопротивления и вихровой структуры при поперечном обтекании воздухом однорядного пучка круговых цилиндров со спиральными канавками на внешней поверхности. Получены уравнения подобия для средней теплоотдачи и для гидравлического сопротивления.

The results of an experimental study of the average heat transfer, hydraulic resistance and vortex structure at the cross flow of a single-row of round cylinders with spiral grooves on the external surface are presented. The equations of similarity on the average heat transfer and hydraulic resistance were obtained.

Бібл. 9, рис. 6, табл. 1.

**Ключові слова:** гідродинаміка, теплообмін, циліндр, спіральні канавки.

$amp_l$  – амплітуда імпульсу сенсора тиску;

$D$  – діаметр циліндру;

$l$  – робоча довжина циліндру;

$N$  – число імпульсів однакової величини сенсора тиску;

$p$  – тиск;

$s_l$  – поперечний крок розташування циліндрів у пучку;

$t$  – час;

$w$  – швидкість потоку;

$f$  – частота;

**Критерії:**

$Eu$  – число Ейлера;

$Nu$  – число Нуссельта;

$Re$  – число Рейнольдса;

$Sh$  – число Струхала;

**Нижні індекси:**

0 – гладка поверхня;

$w$  – стінка;

1 – вхід в робочу ділянку;

2 – вихід з робочої ділянки.

**Актуальність роботи.** Круглі циліндри при поперечному обтіканні повітрям чи рідиною є складовим елементом багатьох технічних пристроїв. На відміну від пластинчастих теплообмінників, які часто бувають компактними і економічними, трубчасті теплообмінники більш надійні і довговічні, особливо якщо потоки в теплообміннику перебувають під різним тиском [1]. Основним методом збільшення передачі теплоти є оребрення різноманітної форми [2]; однак воно характеризується збільшеною вагою теплообмінного обладнання і підвищенням втрат тиску. Як показали дослідження, виконані в роботах [3,4], застосування заглиблень на теплообмінній поверхні труби істотно покращують теплогідравлічні і масогабаритні харак-

теристики обладнання. Ці дослідження підтвердили раніше зроблений висновок про те, що заглиблення різної форми на теплообмінній поверхні дозволяють інтенсифікувати теплообмін при зменшених втратах тиску [4]. Одним з варіантів заглиблення на поверхні є спіральна канавка прямокутного перерізу на зовнішній поверхні труби, яка генерує вихрові структури. На жаль, ця технологія на сьогодні досліджена слабо і потребує більш детального дослідження.

**Метою даної роботи** є експериментальне дослідження середнього теплообміну та гідравлічного опору при обтіканні повітрям однорядного пучка кругових циліндрів з одно- і двозахідною гвинтовою канавкою прямокутного перерізу. Дослідження виконува-

лось в діапазоні числа Рейнольдса  $Re$  від 2000 до 17000, розрахованого по зовнішньому діаметру циліндру. Цей діапазон чисел Рейнольдса є найбільш цікавим з практичної точки зору.

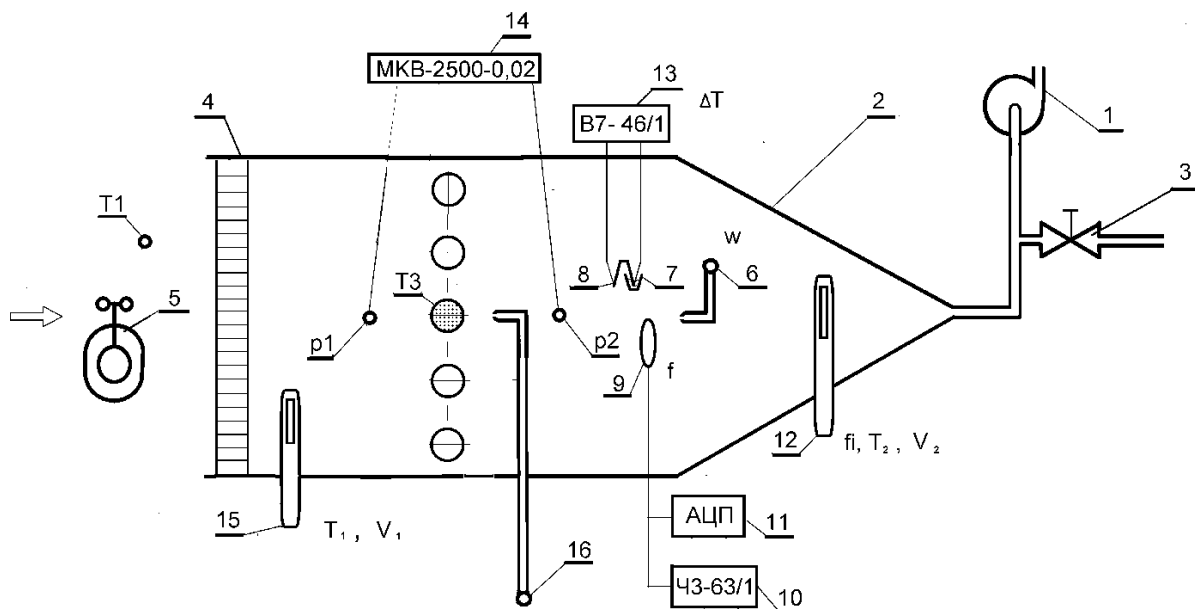
#### **Експериментальна установка і методика проведення дослідів**

Схема експериментальної установки показана на рис. 1. Вона являє собою газодинамічний контур відкритого типу, який працює за рахунок всмоктування зовнішнього повітря вентилятором 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, середня з яких є калориметром для визначення середньої тепловіддачі. Перед вентилятором, існує додатковий патрубок з вентилем 3 для підсмоктування повітря із атмосфери з ме-

тою регулювання витрати основного потоку (в бік його зменшення). Стінки каналу робочої ділянки виготовлено з оргскла з шорсткістю поверхні не більше  $Rz = 1,0$  мкм. Загальна довжина каналу 970 мм.

Діаметр всіх циліндрів  $D$  складає 22 мм, довжина кожної трубки дорівнює 220 мм, а робоча довжина, в межах поперечного перерізу каналу,  $l = 105$  мм. Відносний поперечний крок розташування циліндрів у однорядному пучку складає  $s/D = 1,7$ . Досліджено 3 труби з різним кроком спіральної канавки з одним або двома заходами, а також гладка труба для порівняння.

Для визначення середньої тепловіддачі використовувався метод танення льоду [6]. Досліджуваний циліндр-калориметр розміщувався в середній частині однорядного пучка. В роботі [6] було показано, що при використанні методу танення льоду на холодній поверхні циліндра-калориметр випадає волога. З рис. 2 видно, що на відміну від гладкого циліндра при обтіканні циліндра з гвинтовою канавкою, з притаманною йому асиметрією

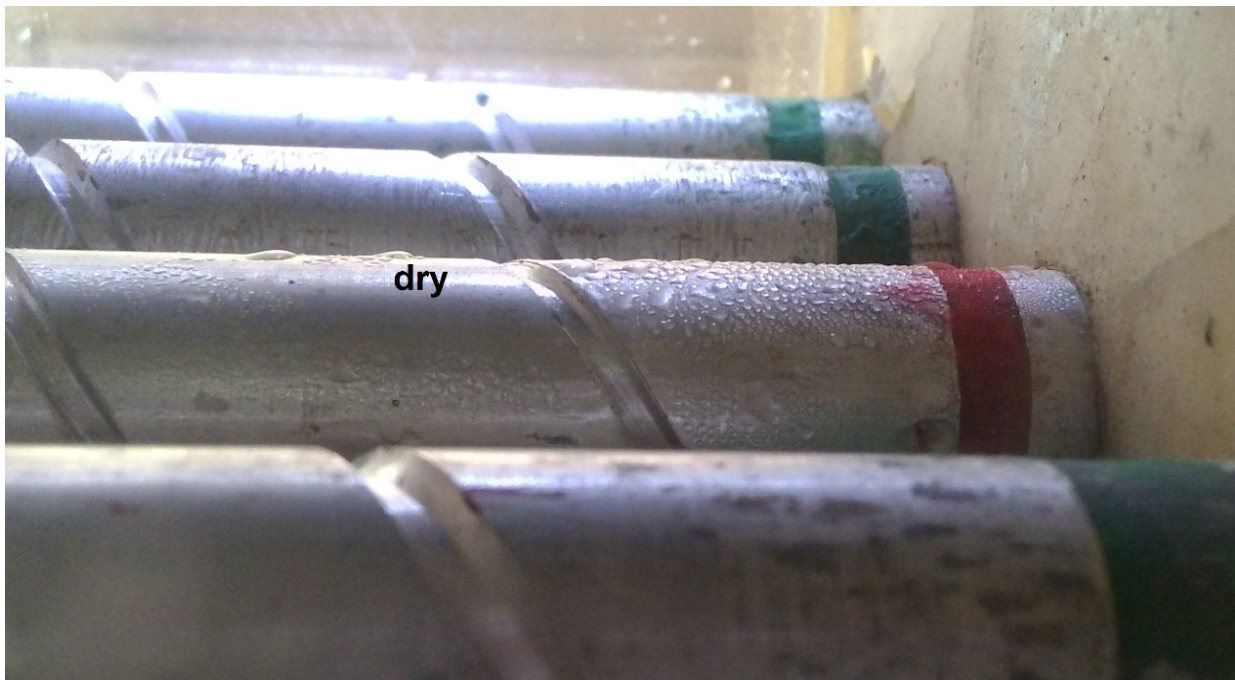


**Рис. 1. Схема експериментальної установки:**

- 1 – вентилятор; 2 – конічна частина робочої ділянки; 3 – регулюючий вентиль; 4 – хонейкомб;  
 5 – вхідний анемометр; 6 – рухома трубка Піто (повздовжня координата); 7 – волога терморпара;  
 8 – суха терморпара; 9 – п'єзокерамічний давач; 10 – частотомір; 11 – аналого-цифровий перетворювач;  
 12 – вимірювач відносної вологості, температури, швидкості;  
 13 – цифровий вольтметр; 14 – мікроманометр; 15 – вимірювач швидкості повітря і температури;  
 16 – рухома трубка Піто (поперечна координата); T1 – ртутний термометр;  
 T3 – льодовий калориметр; p1, p2 – заміри статичного тиску для визначення гідравлічного опору.

Таблиця 1. Параметри циліндрів

Умовне позначення	Крок спіралі, мм	Кількість заходів
SPI_40	40	1
SPI_40_2	40	2
SPI_10	10	1
Sm	Гладкий циліндр	



*Рис. 2. Конденсація вологи на циліндрі-калориметрі;  
dry – область зменшеної концентрації сконденсованої вологи.*

потoku, переважна концентрація сконденсованої вологи спостерігається в зоні зменшених швидкостей обтікання. В роботі [6] запропоновано і протестовано метод врахування випадіння вологи, що дозволяє скоректувати результати вимірювань

#### *Середній теплообмін*

Рис. 3 ілюструє інтенсивність середньої тепловіддачі циліндра-калориметра в однорядному пучку труб з різним кроком спіральної канавки і при обтіканні повітрям. Обробка первинних дослідних даних виконана відповідно до методики, викладеної в роботі [6]. Зі зменшенням кроку спіралі від 40 мм до 10 мм тепловіддача істотно зростає, особливо в області високих чисел Рейнольдса. При збільшенні числа заходів від 1 до 2 тепловіддача в області більших чисел Рейнольдса знижується.

Як випливає з отриманих даних, двозаходність канавки зменшує асиметрію обтікання циліндру і тому

інтенсивність тепловіддачі знижується. Малий крок канавки (10 мм) не тільки збільшує площу теплообміну, але й збільшує кількість зон інтенсивної турбулізації потоку, які утворюються при виході з канавки. В останньому випадку теплообмін в порівнянні з пучком гладких циліндрів (наприклад, при  $Re = 15000$ ) збільшується на 69%.

Залежності середнього числа Нусельта від числа Рейнольдса представлені в формі ступеневої залежності:

$$Nu = A \cdot Re^n, \quad (1)$$

де  $A$  і  $n$  – експериментальні константи. Значення коефіцієнту  $A$  і показника степеню  $n$  характеризуються наступними даними. Для циліндрів з кроком канавки 10 мм:  $A = 0,18$   $n = 0,78$ ; з кроком 40 мм і двома заходами  $A = 0,097$   $n = 0,78$ ; з кроком 40 мм:  $A = 0,45$ ,  $n = 0,62$ . Таким чином, зі зменшенням кроку в однозаходних

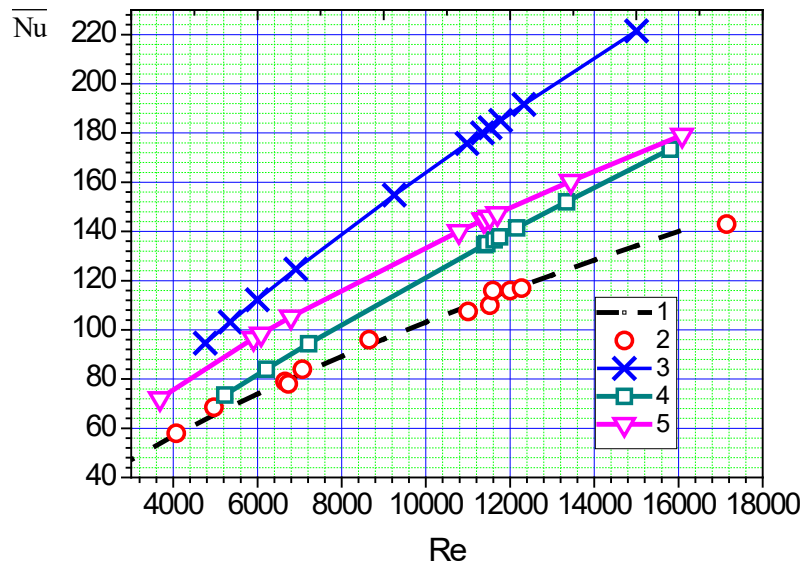


Рис. 3. Залежності середнього числа Нусельта від числа Рейнольдса для однорядного пучка циліндрів з різними кроками канавки 1 – пучок гладких труб [9]; експериментальні дані авторів: 2 – пучок гладких труб; 3 – канавка з кроком 10 мм, один захід; 4 – канавка з кроком 40 мм, два заходи; 5 – канавка з кроком 40 мм, один захід.

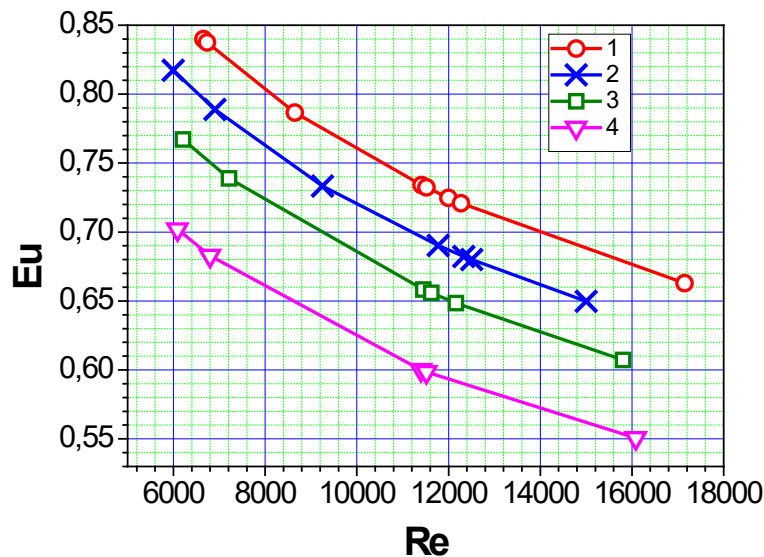


Рис. 4. Залежність числа Ейлера від числа Рейнольдса для однорядного пучка циліндрів з різним кроком канавок, та для пучка гладких циліндрів. Експериментальні дані авторів: 1 – пучок гладких циліндрів; 2 – з канавками з кроком 10 мм, один захід; 3 – з канавками з кроком 40 мм з двома заходами; 4 – з канавками з кроком 40 мм, один захід

канавках показник степеня зростає і наближається до значення, характерного для турбулентної течії.

#### Гідравлічні втрати

Гідравлічний опір визначався по різниці статичних тисків в отворах на боковій стінці робочої дільниці  $p1$  і  $p2$  (рис. 1) за допомогою мікроманометра. Рисунок 4

показує гідравлічний опір однорядних пучків циліндрів з різним кроком спіральної канавки. Різниця між даними Ісаченка [9] і даними авторів для гладких циліндрів не перевищує похибки експерименту. Отже, однорядний пучок циліндрів зі спіральними канавками має опір нижчий, ніж опір однорядного пучка гладких циліндрів.

З ростом кроку спіральної канавки втрати тиску знижуються.

Узагальнення експериментальних даних виконано у формі рівняння подібності:

$$Eu = B \cdot Re^m, \quad (2)$$

де  $B$  і  $m$  – експериментальні константи. Однією з причин різного нахилу залежностей (2) для різних циліндрів є вплив збільшення площі проходу повітря між циліндрами, пов'язаного з наявністю канавок. Значення коефіцієнту  $B$  і показника степеню для гладких циліндрів  $B = 7,586$ ,  $m = -0,25$ . Для канавки з кроком 10 мм:  $B = 7,190$ ,  $m = -0,25$ ; з кроком 40 мм (2 заходи);  $B = 6,809$ ,  $m = -0,25$  і з кроком 40 мм;  $B = 6,199$ ,  $m = -0,25$ .

Отже, спіральна канавка на зовнішній поверхні циліндра сприяє інтенсифікації зовнішнього теплообміну, однак при цьому втрати тиску знижуються. Мабуть, це обумовлено змінами гідродинамічної структури течії на поверхні циліндру і в його кормовій зоні.

#### Вихрова структура

Для пояснення отриманих результатів були виконані дослідження вихрової структури в зоні за циліндром з гвинтовою канавкою. Як показав Т. Карман, при обтіканні гладкого циліндра нев'язкою рідиною

утворюється два періодичних ланцюжки вихорів з приведеною частотою сходження (числом Струхалія)  $Sh = 0,21(1 - 20/Re)$  [6]. У випадку, коли на зовнішній поверхні циліндра утворена спіральна канавка, умови обтікання правої і лівої половинок циліндру на ділянці величиною одного кроку спіралі суттєво відрізняються. Особливо це стосується області переходу ламінарного потоку в турбулентний [7].

Поперечне траверсування потоку, яке здійснювалось за допомогою рухомої трубки Піто 16 (рис. 1), дозволило оцінити енергію вихорів, які утворювали стежку Кармана. При вимірюваннях були взяті до уваги рекомендації Біркгофа [8], що відстань між траєкторіями центрів вихорів в 1,2 рази більша від діаметра циліндра. П'єзокерамічний сенсор 9 (рис. 1) фіксує удари вихорів, які стикаються з його пластинкою, сигнал сенсора перетворюється в аналогово-цифровому перетворювачі 11 і потім записується в комп'ютері.

На рис. 5 показано приклад такого запису для однорядного пучка гладких циліндрів  $Sm$  при  $Re = 4965$ , де дані представлені в умовних одиницях. Видно наявність 4-х типів вихорів з умовними рівнями величини імпульсів 0,1 0,2 0,3 і 0,4. Застосування циліндрів з канавками збільшує кількість типів вихорів і порушує регулярність їх виникнення. Статистичний аналіз розподілу кількості вихорів за величиною їх імпульсів

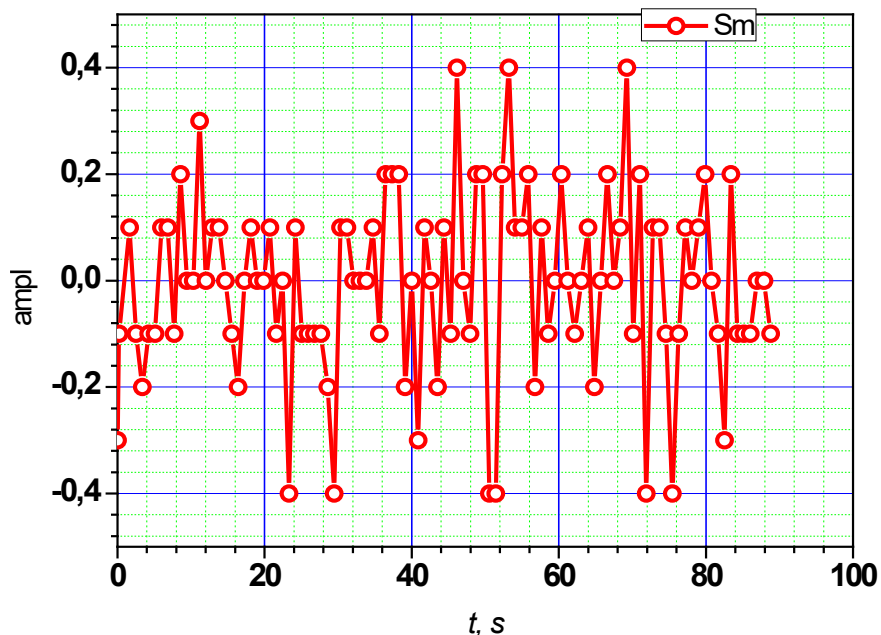


Рис. 5. Амплітуди імпульсів вихорів на виході з робочої ділянки для гладкого циліндра (умовні одиниці) в залежності від часу ( $Re=4965$ ).

наведено на рис. 6 (дані представлені в умовних одиницях). Як видно, канавки з кроками 40 мм і 40 мм (2 заходи) генерують дрібні вихори подібні до тих, що виникають за гладкими циліндрами. В той же час циліндри з канавками з кроком 10 мм показують виникнення додаткових типів вихорів.

Таким чином, можна зробити висновок, що причина різкого зростання тепловіддачі при кроці спіральної канавки 10 мм обумовлено заміною вихрової структури насиченої дрібними вихорами при кроці 40 мм, що характерно і для обтікання гладкого циліндра, до вихорів середнього і великого розміру, число яких удвічі більше. Певну роль відіграє взаємне розташування канавок на сусідніх циліндрах (кутова координата початку канавки відносно лобової точки циліндра.).

Зміна вихрової структури сприяє випереджаючому зростанню теплообміну в порівнянні з супутніми втратами тиску. Наприклад, при  $Re = 15000$  відносна зміна середнього теплообміну  $Nu / Nu_0$  становить 1,69, а відносні втрати тиску складають 0,96. В даному випадку фактор аналогії Рейнольдса ( $Nu / Nu_0 / Eu / Eu_0$ ) дорівнює 1,76, що є досить високим показником.

### Висновки

Дослідження підтвердили раніше зроблений висновок про те, що заглиблення на теплообмінній поверхні дозволяють інтенсифікувати теплообмін при порівняно невеликих втратах тиску. Ці результати важливі для практичного використання теплообмінних апаратів в області чисел Рейнольдса  $2000 < Re < 17000$ . Коли на зовнішній поверхні циліндру утворена спіральна канавка, умови обтікання правої і лівої її половин суттєво відрізняються. Внаслідок цієї асиметрії виникає додаткова складова швидкості, яка прискорює перехід з ламінарного обтікання в турбулентне, впливає на сепарацію примежового шару і в результаті відбувається не тільки інтенсифікація тепловіддачі, але й зменшення гідравлічного опору теплообмінної поверхні.

В результаті проведення серії експериментів з трьома типами канавок було зафіксовано додаткове вихроутворення різноманітної природи, яке не тільки збільшило залежність коефіцієнта тепловіддачі від швидкості потоку повітря, але й допомогло пояснити зменшення гідравлічного опору і збільшення фактору аналогії Рейнольдса.

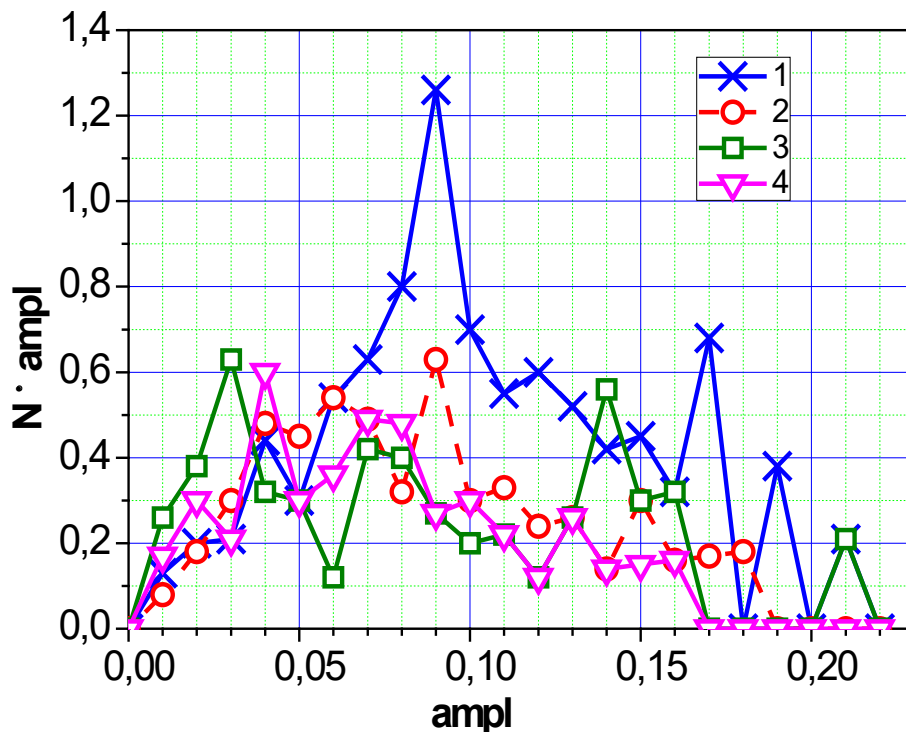


Рис. 6. Спектр розподілу амплітуд імпульсів вихорів (в умовних одиницях) по величині амплітуд для циліндрів з різними типами поверхні. 1 – канавка з кроком 10 мм, один захід; 2 – гладка поверхня; 3 – канавка з кроком 40 мм, 2 заходи; 4 – канавка з кроком 40 мм, один захід ( $Re=11600$ ).

1. В сліді за циліндром з канавками спостерігались регулярні вихори, які були відсутні в сліді за гладким циліндром. Вони додатково турбулізували кормову зону, що забезпечувало інтенсифікацію теплообміну. Додаткова турбулізація потоку виникає в передній області циліндру, де канавка розміщена ще до відриву примежового шару.

2. В залежності від кроку канавки, числа заходів і числа Рейнольдса інтенсифікація теплообміну складає від 1,1 до 1,69 в порівнянні з гладким циліндром. Втрати тиску при цьому знижуються на величину від 1,06 до 1,18 рази.

3. Для розглянутого типу заглиблень фактор аналогії Рейнольдса більше одиниці, що вказує на випереджуючий ріст теплообміну в порівнянні з втратами тиску.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. *Спицын В. Е., Боцула А. Л., Чобенко В. Н. Соломонюк Д. Н.* Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА// Вестник Национального технического университета «ХПИ». - Харьков: НТУ ХПИ - 2008. - № 35, С. 8-11.

2. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. Москва: Наука, 1969. -744 с.

3. *Коваленко Г. В.* Теплоотдача и гидравлическое сопротивление трубчатых поверхностей с цилиндри-

ческими лунками при поперечном обтекании в однорядных пучках// Промышленная теплотехника. - 1998.- Т. 20, №3. С. 65-70.

4. *Kovalenko G. V., Khalatov A. A.* Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space// GT2002-38155 Proceeding of ASME Turbo Expo 2003 June 16-19 2003, -2003, Atlanta, Georgia, USA.

5. *Коваленко Г. В., Мейрис А. Ж.* Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях// Восточно-европейский журнал передовых технологий 2013 г. 3/12 (63) С. 58-60.

6. *Халатов А. А., Коваленко Г. В., Мулярчук М. А., Степанюк О. Ю.* Дослідження впливу випадання вологи на поверхні циліндра на визначення коефіцієнта тепловіддачі повітря при застосуванні методу танення льоду// Теплофізика та теплоенергетика. - 2019.- Т. 41, №1.- С. 3-8.

7. *Karman Th.* Uber den Mechanismus des Widerstandes den ein bewegter Korper in einer Flussigkeit erfahrt// Gott. Nachr. (Math. – phis. Kl.) – 1912, – P.547 – 556.

8. *Биркгоф Г., Сарантонелло Э.* Струи, следы и карверны. Москва: МИР, 1964, -466 с.

9. *Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.* Теплопередача. Москва: Энергия, 1975, - 488 с.

## FEATURES OF FLOWING ROUND AND HEAT TRANSFER OF ONE-ROW OF CYLINDERS WITH SPIRAL GROOVES IN INTERACTION WITH A CROSS - FLOW OF AIR

Khalatov A. A.<sup>1,2</sup>, Kovalenko G. V.<sup>1</sup>, Muliarchuk M. A.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Zhelyabov str, Kyiv, 03680, Ukraine*

<sup>2</sup>*National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute named after Igor Sikorsky" "Physical-Technical Institute", 37 Peremogy avenue, Kyiv, 03056, Ukraine*

<https://doi.org/10.31472/ttpe.2.2019.2>

**The purpose** of this work is to determine the hydraulic resistance and the average heat transfer over a single row of cylinders with spiral grooves on the external surface. The research was carried out in the range of Reynolds numbers based on the external diameter of the cylinder from 2.000 to 17.000.

**Research tasks.** Determination of the average coefficient of heat transfer from the central cylinder in a single row of cylinders with an outer diameter of 22 mm the surface of which is moulded with screw grooves with steps of 10, 20 and 40 mm and the cross-section of the groove is 2.7 mm x 1.5 mm. Relative transverse step of cylinders in the row is 1.7. The research is carried out in a transient mode in the range of Reynolds numbers calculated from the outside diameter of the cylinder from 2.000 to 17.000. Determination of the hydraulic resistance of the beam of the cylinder.

**Results.** Traversing of the flow by the speed meters showed a significant unevenness of the velocity field. Local maximum were observed at the outlets of the grooves in the narrowest space between the cylinders. Several types of additional regular vortices were recorded that, with their frequency and amplitude, differed from the vortices formed by smooth cylinders. The relative number of small vortices increased with decreasing step of grooves. Turbulization of the flow by a groove caused the asymmetry of the field of velocity near the cylinder, the appearance of the velocity component perpendicular to the main stream and the reduction in the zone of stern vortices behind cylinder. As a result, the static pressure drop across cylinders with grooves was lower than that on a bundle of smooth cylinders. Depending on the size of the step of grooves of 10 mm, 20 mm, 40 mm, the Euler number for different types of cylinders was reduced by 5.9%, 9.9%, 18.3% compared to the smooth cylinder. The intensity of heat transfer with the decrease in the groove step increased from 28% to 65%. The

exponent  $m$  at the Reynolds number in the equation

$Eu = A \cdot Re^m$  increased from 0.6 to 0.74 indicating the appearance of at least a part of the heat transfer surface of the turbulent flow regime. The Reynolds analogue factor in the formation of spiral grooves on the surface of cylinders increased not only due to the enhancement of heat transfer, but also due to the reduction in pressure losses.

**Key words:** row of cylinders, spiral grooves, hydraulic resistance, heat transfer.

References 9, figures 6, table 1.

1. Spitsyn V. E., Botsula A. L., Chobenko V. N. Solomonyuk D. N. [High-efficiency gas turbine installation for GPU ] Vestnik Natsionalnogo tekhnicheskogo universiteta "KPI" [Bulletin of the National Technical University "KPI"]- Kharkov: NTU KPI , 2008, № 35, S. 8-11. (in Rus.)

2. Shlikhting G. [Theory of the boundary layer]. Moscow, Nauka, [Science]: 1969, 744 p. (in Rus.)

3. Kovalenko G. V. [Heat transfer and hydraulic resistance of tubular surfaces with cylindrical cavities with transverse flow in single-row beams]. Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], 1998, V. 20, № 3. P. 65-70. (in Rus.)

4. Kovalenko G. V., Khalatov A. A. Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space// GT2002-38155 Proceeding of ASME Turbo Expo 2003 June 16-19 2003, 2003, Atlanta, Georgia, USA.

5. Kovalenko G. V., Meirys A. Zh. [Comparison of various ways to intensify heat transfer on cylindrical surfaces]. Vostochno evropeyskiy zhurnal peredovyh tehnologiy [East European Journal of Advanced Technologies] 2013, 3/12 (63) P. 58-60 . (in Rus.)

6. Khalatov A. A., Kovalenko G. V., Mulyarchuk M. A., Stepanyuk O. Yu [Investigation of the effect of dropping of moisture on the cylinder surface on determining the coefficient of heat transfer in the application of the method of melting of the ice ] Teplofizyka ta teploenergetyka [Thermal Physics and Thermal Power Engineering.] - 2019.- T. 41, №1.- S. 3-8. (in Ukr.)

7. Karman Th. Uber den Mechanismus des Widerstandes den ein bewegter Korper in einer Flussigkeit erfahrt// Gott. Nachr. (Math. – phis. Kl.) ,1912, P.547 – 556. [Word]

8. Birkhof G., Sarantonello E. [Jets, tracks and caverns]. Moscow. MIR, 1964, 466 p. (in Rus.)

9. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. [ Heat transfer]. Moscow. [Energy], 1975, 488 p. . (in Rus.)

Отримано 02.04.2019

Received 02.04.2019