

**Дослідження гідродинаміки та тепловіддачі при поперечному обтіканні повітрям ряду циліндрів з гвинтовими канавками****А. А. Халатов, Г. В. Коваленко, М. А. Мулярчук**

*Поперечне обтікання циліндрів – поширене явище в багатьох галузях техніки. Технологічна простота виконання трубчастих конструкцій робить їх привабливими, особливо при застосуванні робочих тіл, які знаходяться під різними величинами тиску. Разом з тим, циліндри відносяться до категорії «погано обтічних» тіл, і існує широка можливість покращення їх гідродинаміки і тепловіддачі. Для кругового циліндра існує діапазон швидкостей, в якому його гідравлічний опір може зменшуватись від деформації поверхні циліндра. Це явище може бути використане для раціонального проектування теплообмінників.*

*В аеродинамічній трубі відкритого типу були визначені коефіцієнти тепловіддачі та гідравлічні опори однорядних пучків циліндрів з декількома типами спіральних канавок на зовнішній поверхні. Найбільший приріст тепловіддачі (64 %) показав циліндр з найменшим кроком канавки (10 мм), на другому місці опинився екземпляр з порівняно великим кроком – 40 мм.*

*Застосування найкращої спіральної канавки дозволило зменшити гідравлічний опір на 19 %. Для пояснення ефектів застосовувались візуалізація і комп'ютерне моделювання. Відповідність комп'ютерного моделювання експериментальним результатам визначалась порівнянням середнього коефіцієнту теплообміну (розрахункового і визначеного за допомогою льодового калориметра). В результаті вибрано модель турбулентності RNG\_ке, яка забезпечує кращу відповідність моделі експерименту. Комп'ютерне моделювання пояснило фізичну картину обтікання циліндрів зі спіральними канавками, в тому числі їх взаємний вплив при відмінній осьовій орієнтації в пучку.*

*Показано, що наявність спіральної канавки, яка з одної сторони збільшує тепловіддачу, а з другої сторони зменшує гідравлічний опір, може суттєво збільшити теплогідравлічну ефективність (фактор аналогії Рейнольдса)*

*Ключові слова: тепловіддача, гідродинаміка, інтенсифікація тепловіддачі, гідравлічний опір, спіральні канавки, аналогія Рейнольдса*

**1. Вступ**

Поперечне обтікання циліндрів охоплює велику частину задач 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 в 1912 р. в дослідях при обтіканні кулі [3].

Об'єднання циліндрів в пучки дозволяє додатково інтенсифікувати тепловіддачу, особливо при формуванні їх зовнішньої поверхні лунками або канав-

ками [4, 5]. Трубні пучки характеризуються технологічністю і міцністю. Особливо їх позитивні якості важливі при їх застосуванні в обладнанні з підвищеним тиском. Дослідження гідродинаміки і теплообміну в пучках труб вельми актуальні для створення ефективних газових турбін [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. Інтенсифікація теплообміну в пучках таких труб відбувається не тільки завдяки турбулізації теплоносія, яка зміщує відрив потоку в стерновій частині труби, але й в результаті створення його асиметрії через утворення поперечної складової швидкості в вихровій зоні за трубою. Проте даних по теплообміну та гідравлічному опору труб зі спіральними канавками небагато.

## **2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми**

В роботі [7] приведено моделювання ламінарної змішаної конвекції теплопередачі від ряду з трьох ізотермічних квадратних циліндрів для дослідження поведінки потоку рідини навколо цих циліндрів. Числові результати представлені та обговорені для діапазону чисел Рейнольдса  $Re=10-40$ , при фіксованому значенню числа Прандтля  $Pr=1$  та при фіксованій геометричній конфігурації. Було визначено загальний коефіцієнт опору, а також середнє число Нуссельта для кожного циліндра.

В роботі [8] було проведено двовимірне числове дослідження, щоб дослідити вплив відстаней між зазорами для потоку через ряд з п'яти прямокутних циліндрів. При цьому параметри зазорів між циліндрами систематично змінювались. Проміжки між зазорами суттєво впливають на гідродинамічну взаємодію циліндрів, що в свою чергу впливає на структуру потоку. Поведінку потоку було згруповано у п'ять моделей: симетрична, обертальна, фазова та антифазова модульована відхилена, фазово модульована несинхронізована, фазова та антифазова модульована несинхронізована. Було досліджено число Струхаля та середній коефіцієнт вологості. Отримано, що вони суттєво відрізняються в залежності від відстані між зазорами. В цій роботі не було досліджено залежності параметрів гідродинаміки для іншої форми поперечного перерізу ряду циліндрів.

Робота [9] спрямована на вивчення характеристик ламінарного потоку та теплопередачі ньютонівської рідини для ряду напівкруглих циліндрів, які розміщені в рівномірній конфігурації поперечного потоку. Вплив співвідношення між діаметром та зазором на схему потоку та теплопередачі вивчали при значенні числа Рейнольдса 100 для повітря як робочої рідини. Були вивчені та детально обговорені варіації вимірюваних глобальних величин: коефіцієнт опору, число Струхаля, число Нуссельта.

У роботі [10] для ламінарного режиму потоку було досліджено двовимірний перенос тепла з природньою конвекцією стаціонарного типу з одного ряду близько розташованих ізотермічно нагрітих циліндрів. У цьому дослідженні було проведено числове та статистичне моделювання, щоб запропонувати співвідношення середнього числа Нуссельта для одного ряду горизонтальних цилін-

ндрів, занурених у розплавлену сонячну сіль. При цьому не було досліджено вплив форми поверхні циліндрів на ефективність теплопередачі.

В роботі [11] представлено дослідження двовимірного перетікання неньютонівської нестисненої рідини навколо ізотермічних циліндрів з віртуальною фізичною моделлю. Перевірка саморобного коду динамічного моделювання проводилась для двох конкретних випадків. У першому випадку вплив теплопередачі в потоці навколо групи з трьох циліндрів вивчали при примусовій та змішаній конвекції. У другому випадку різні кількості циліндрів були розташовані в однорядну конфігурацію з різними відстанями між ними. Представлені потокові лінії, ізотерми, числа Струхала та Нуссельта. Результати підтвердили великий вплив відстаней між циліндрами на аеродинамічні коефіцієнти та на число Нуссельта.

В роботі [12] представлені результати експериментального дослідження середньої теплопередачі та гідравлічного опору при поперечному обтіканні однорядного пучка кругових циліндрів зі спіральними ребрами на зовнішній поверхні. Отримані результати можна розглядати як граничні при дуже широких канавках.

В роботі [2] показано, що одним з методів покращення роботи трубчастих теплообмінників є застосування циліндрів з шорсткою зовнішньою поверхнею. Так, наприклад, зростання відносної шорсткості пісочного типу з 0.004 до 0.007 викликає зменшення гідравлічного опору при обтіканні повітрям на 30 %. Застосування заглибин в вигляді еліпсоїдних сегментів, зокрема розміщених фігурними доріжками, дає ще кращі результати [13]. Шорсткість пісочного типу турбулізує прилеглий шар по всій поверхні циліндра, в той час, коли стрічка заглибин, як в [13], може створити нерівномірність поля швидкості, яка забезпечить додаткове перемішування потоку. Відмітимо, що в технологічному відношенні метод інтенсифікації теплообміну, застосований в [13], менш технологічний. Варіантом подолання технологічних труднощів може бути застосування спіральних канавок.

Таким чином, дослідження теплообміну і гідравлічного опору однорядного пучка труб з інтенсифікаторами типу спіральних канавок є доцільним і корисним для інженерної практики. Тим більше, що навіть в підручнику для ВУЗів [14] і в останніх електронних його цитуваннях ставляться під сумнів характеристики тепловіддачі перших двох рядів трубного пучка.

### **3. Мета і завдання дослідження**

Метою дослідження є визначення гідравлічного опору і тепловіддачі циліндричних поверхонь з канавками, придатних для використання в інженерній практиці, наприклад, в теплообмінниках газових турбін.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- визначити величини збільшення тепловіддачі циліндричних теплообмінних поверхонь з канавками;
- оцінити вплив застосування гвинтових канавок на гідравлічний опір запропонованих теплообмінних поверхонь;
- експериментально дослідити ефекти від неідентичного розташування трубок з канавками в пучку.

#### 4. Матеріали та методи дослідження

Експериментальна частина роботи виконувалась на аеродинамічній трубі відкритого типу, схема якої показана на рис. 1. Перелік застосованих приладів представлено в табл.1.

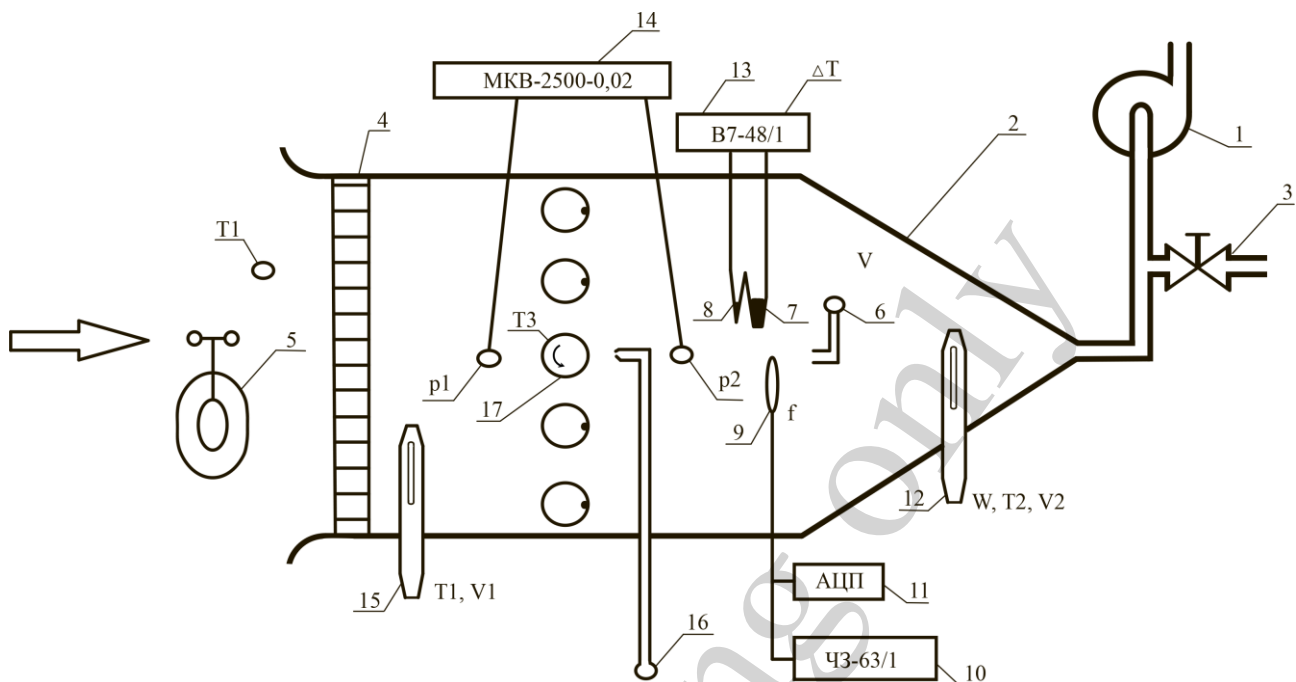


Рис. 1 Схема експериментальної установки: 1 – вентилятор; 2 – конічна частина робочої ділянки; 3 – регулюючий вентиль; 4 – хонейкомб; 5 – вхідний анемометр; 6 – рухома трубка Піто (переміщується вздовж потоку); 7 – волога термopара; 8 – суха термopара; 9 – п'єзокерамічний сенсор; 10 – частотомір; 11 – 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 – заміри статичного тиску для визначення гідравлічного опору

Експериментальна установка працювала «на всмоктування». Повітря з приміщення (в більшості дослідів з температурою 20 °C) пропускалось через систему приладів вимірювання і після омивання пучка циліндрів з канавками, середній з яких був калориметром, випускалось в навколишнє середовище.

Перед вентилятором було встановлено додатковий патрубок з вентилем 3 для підсмоктування повітря із атмосфери з метою регулювання витрати основного потоку (в бік його зменшення). Стінки каналу робочої ділянки було виготовлено з органічного скла з шорсткістю поверхні не більше  $R_z=1,0$  мкм. Загальна довжина каналу 970 мм.

Зовнішній діаметр всіх циліндрів  $D$  складав 22 мм, довжина кожної трубки – 220 мм, а робоча довжина, в межах поперечного перерізу каналу,  $l=105$  мм. Відносний поперечний крок розташування циліндрів у однорядному пучку складав

$s_1/D=1,7$ . На зовнішній поверхні труби була виконана однозахідна або двозахідна гвинтова канавка прямокутного перерізу – її глибина – 1,8 мм, а ширина – 3.0 мм. Досліджуваний циліндр-калориметр розміщувався в середині одиничного ряду (рис. 1). Параметри досліджуваних циліндрів наведені в табл. 2.

Таблиця 1  
Перелік застосованих приладів

№	Позначення (рис. 1)	Назва	Заводське позначення	
1	5	Анемометр чашечный У2	ГОСТ 6576–74	№ 21137
2	15	Вхідний анемометр	Digital Anemometer	Model ST8021
3	p1	Мікроманометр	МКВ-2500-0,02	2500 Па, кл. 0,02
4	T3	Льодовий калориметр		
5	16	Трубка Піто	$d=2$ мм	
6	p2	Мікроманометр	МКВ-2500-0,02	2500 Па, кл. 0,02
7	13	Цифровий вольтметр	Щ68003	
8	8	Суша термopapa	ТХК - 2076	2000 № 506
9	7	Волога термopapa	ТХК - 2076	2000 № 507
10	6	Трубка Піто	$d=2$ мм	
11	11	АЦП	TRITON 1255	НПЧП ТЕРЕКС
12	10	Частотомір	ЧЗ – 63/1	9301099
13	12	Вихідний анемометр	Digital Anemometer	Model ST8021
14		Секундомір		

Таблиця 2  
Параметри циліндрів

Позначення	Крок спіралі, мм	Кількість заходів
SPI_40	40	1
SPI_20_2	40	2
SPI_10	20	2
Sm	Гладкий циліндр	

Вигляд досліджуваних циліндрів зображено на рис. 2.

В зв'язку зі складною формою поверхні калориметра для визначення середньої тепловіддачі використовувався метод танення льоду [15]. При використанні цього методу на поверхні циліндра-калориметра може з'явитися волога з повітря – перш за все в зоні збільшеної швидкості обтікання між циліндром-калориметром і сусіднім циліндром. Тому при обробці дослідних даних використовувалася методика обробки, розглянута в роботі [15], що дозволяє більш точно визначити середню тепловіддачу.

Кількість теплоти, яка відводилась від повітря на процес конденсації вологи визначався по рівнянням теплового балансу з використанням показань анемометрів 15 і 12 (рис. 1), які крім швидкості і температури вимірювали відносну вологість повітря.

Середні значення вимірних величин, абсолютні та відносні похибки зведені в табл. 3. Похибки визначені з урахуванням рекомендацій [16]. Порівняння похибок визначення коефіцієнтів тепловіддачі по температурному перепаду в

стіні і за допомогою калориметричного методу показує, що застосування калориметрії дозволяє зменшити похибку більш, ніж в три рази.



Рис. 2. Досліджувані теплообмінні поверхні: 1 – циліндр з гладкою поверхнею; циліндри зі спіральними канавками: 2 –  $S=10$  мм ; 3 –  $S=20$  мм ; 4 –  $S=40$  мм

Таблиця 3  
Похибки вимірювань

Позначення параметра	Середня величина	Розмірність	Абсолютна похибка, $\Delta z$	Відносна похибка, $\varepsilon$ , %
1	2	3	4	5
$T$	180	сек	0,05	$2,78 \cdot 10^{-2}$
$\Delta$	0.002	м	0,00001	$5.0 \cdot 10^{-1}$
$S$	$2,426 \cdot 10^{-3}$	м	0,00005	2,06
$F$	$6,283 \cdot 10^{-3}$	м <sup>2</sup>	$8,0 \cdot 10^{-6}$	$9,26 \cdot 10^{-2}$
$V_p$	$1,248 \cdot 10^{-5}$	м <sup>3</sup>	$88,36 \cdot 10^{-9}$	$7,08 \cdot 10^{-1}$
$\rho_B$	999.9	кг/м <sup>3</sup>	0,05	$5,00 \cdot 10^{-3}$
$\rho_M$	7900	кг/м <sup>3</sup>	50	$6,33 \cdot 10^{-1}$
$t_i$	20,0	°C	0,05	$2,5 \cdot 10^{-1}$
$t_f$	-12,90	°C	0,05	$3,88 \cdot 10^{-1}$
$\Delta t$	-12,9	°C	0,05	$3,88 \cdot 10^{-1}$
$\Delta t_M$	4,0	°C	0,4	10,0
$Q$	11323	Дж	39,89	$8,27 \cdot 10^{-1}$
$R$	334000	Дж/ кг	500	$1,50 \cdot 10^{-1}$
$c_M$	500	Дж/(кг К)	0,5	$1,0 \cdot 10^{-1}$
$Q$	30,8	Вт	0,0432	3,42
$q_T$	28,28	Вт	0,0399	3,36
$\Lambda$	0,55	Вт/(м·К)	0,005	0,909
$\lambda_{CT}$	16,0	Вт/(м·К)	0,5	3,12
$A$	160,0	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	6,96	4,26
$\alpha_T$	160,0	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	15,66	10,55

Таким чином, похибка визначення основних величин відповідає вимогам проведення теплофізичного експерименту.

## 5. Результати дослідження гідравлічного опору і тепловіддачі при обтіканні повітрям ряду циліндрів з канавками

### 5.1. Візуалізація застійної зони за циліндрами і порівняння з комп'ютерним розрахунком.

В зв'язку з невеликими розмірами канавок вплив сенсорів (трубок Піто, термопар) на результати вимірювань тонких елементів потоку міг виявитись недопустимо значним. Тому було використано математичне моделювання, достовірність якого перевірялась не тільки по балансам кількості теплоти, але й по розмірам вихрової зони за середнім циліндром в пучку. Для дослідження використовувався метод числового моделювання, з використанням програмного пакету ANSYS CFX. Порівнювались результати розрахунків з моделями турбулентності RNG\_ке, LRR і SSG. В моделі RNG\_ке розв'язується 2 додаткових рівняння для кінетичної енергії турбулентності та дисипації. Модель LRR вирішує рівняння Нав'є-Стокса, усередненого по Рейнольдсу. Модель SSG напружень Рейнольдса базується на основі рівнянні флуктуації кінетичної енергії. Діапазон чисел Рейнольдса для гідродинаміки і теплообміну був  $6000 < Re < 16000$ .

Результати верифікації моделей турбулентності представлені на рис. 3.

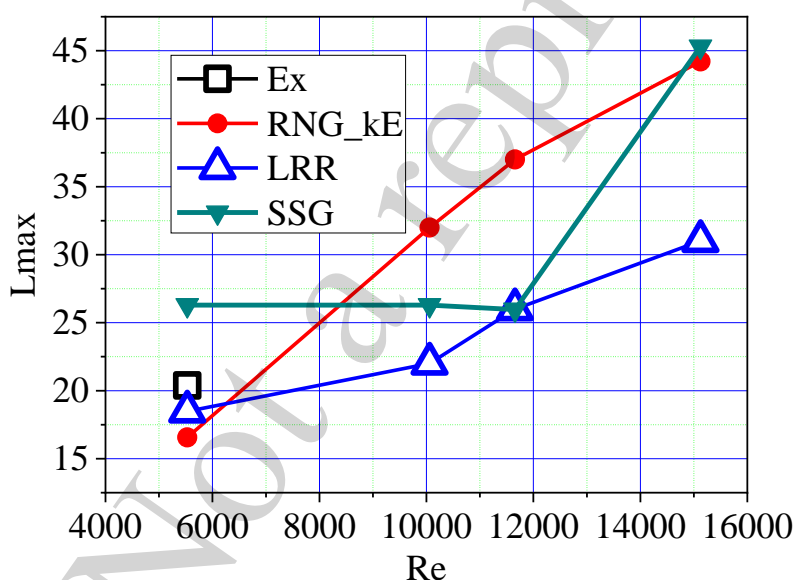


Рис. 3. Залежність довжини вихрової зони за середнім циліндром від числа Рейнольдса для різних моделей турбулентності

$E_x$  – експеримент (фотографування застійної зони, заповненої мильними бульбашками);

При малих швидкостях потоку найменшу похибку (10,2 %) показує модель RNG\_ке (рис. 4).

При комп'ютерному моделюванні найменше розходження з експериментом спостерігалось у моделі RNG\_ке (3,4 % при максимальному числі Рейнольдса  $Re=15804$ ).

Була проведена візуалізація вихрової зони за циліндром виконана з використанням мильних бульбашок, освітлених лазером.



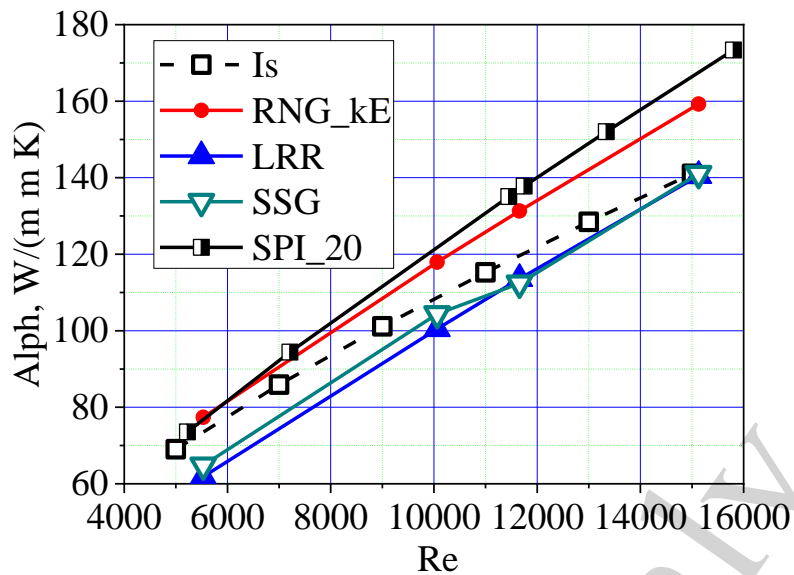


Рис. 4. Середній коефіцієнт тепловіддачі центрального циліндра в залежності від числа Рейнольдса для різних моделей турбулентності (комп'ютерний розрахунок) RNG\_kε, LRR, SSG і експериментальні дані для гладких циліндрів: Is – з [14] і SPI\_20 – експерименти авторів з циліндрами з канавками (крок канавки 20 мм)

Довжина вихрової зони за циліндром з кроком канавки 20 мм на 42 % менша за довжину вихрової зони за гладким циліндром. На рис. 5 (комп'ютерне моделювання) показано, що в проміжках між трубками в зоні проходження канавки виникають вихрові шнури, які інтенсифікують теплообмін на гладких ділянках сусідніх труб. Взаємодію вихорів, які генеруються в канавках і на самому тілі труб показано на рис. 6 [17].

В найвужчому місці між циліндрами з канавок сходять тонкі шпичеподібні вихори, вздовж яких рухаються муфтоподібні вихрові утворення, розмір яких наближається до осьової відстані між канавками. Різні швидкості обертання вихорів обумовлюють принаймні дві частоти, а з урахуванням другої гармоніки і чотири частоти коливань в потоці після проходження площини пучка.

На рис. 7 показано поле складових швидкостей, орієнтованих по осі лотку в площині, розташованій на відстані 21 мм від задніх твірних циліндрів пучка. Структура вихорів стає зрозумілішою при одночасному аналізі коефіцієнтів тепловіддачі на поверхнях циліндрів і ліній потоку, наведених на рис. 8. Струмені, які переміщувались по канавкам з різних сторін циліндру, стикаються і зриваються на гладку задню поверхню. Чим більший крок канавки, тим більша відстань між сусідніми струменями і тим більшу поверхню охопить вихор, утворений на задній поверхні циліндра.

Таким чином, при формуванні теплообмінних поверхонь треба віддавати перевагу асиметричним візрцям. Якщо положення циліндрів з нанесеними на їх поверхні канавками ідентичні (позиція 17 на рис. 1), вихори від сусідніх циліндрів можуть перешкоджати один одному (рис. 4) при невеликих кроках їх розміщення в пучку. В цьому може бути причина переваг щодо тепловіддачі у циліндричних поверхонь з однозахідними канавками над подібними поверхнями з двозахідними.



### Wall Heat Transfer Coefficient

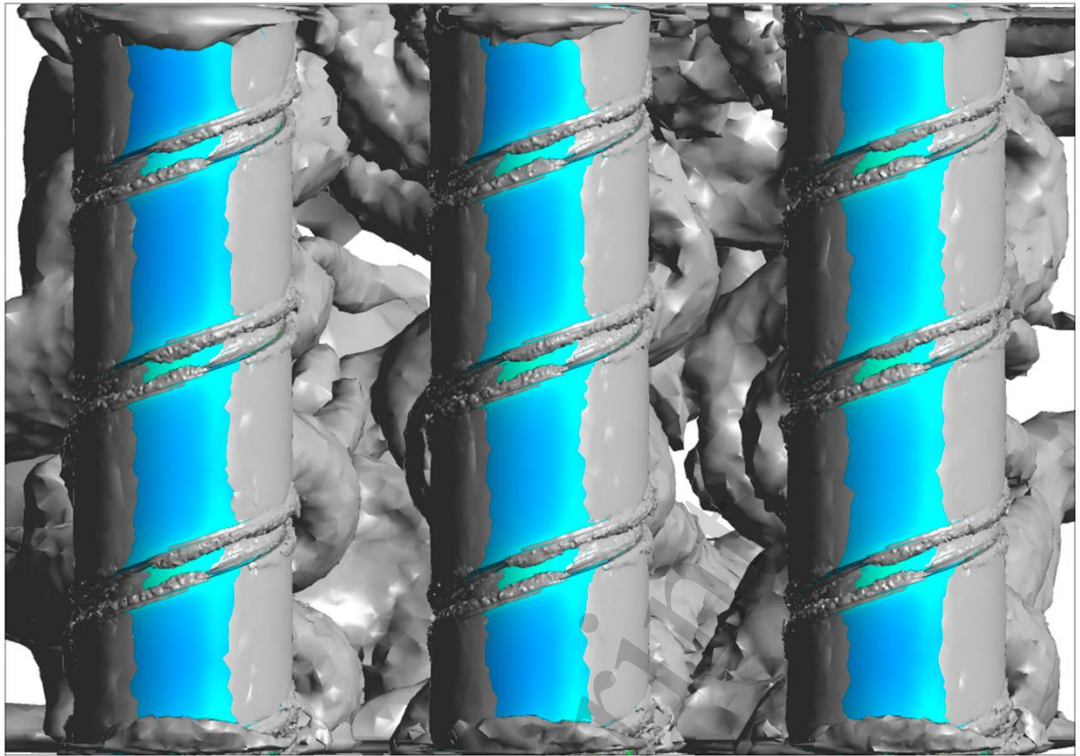
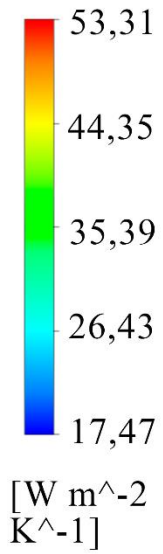


Рис. 5. Вид на пучок труб зі сторони потоку, що натікає

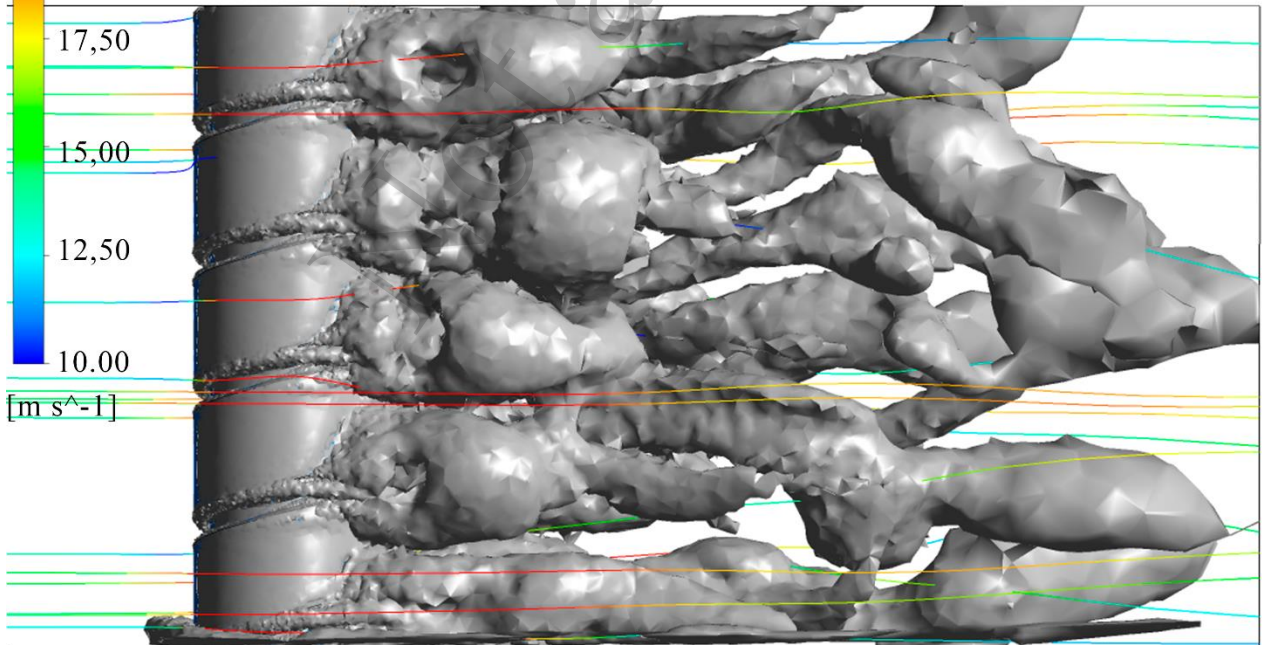
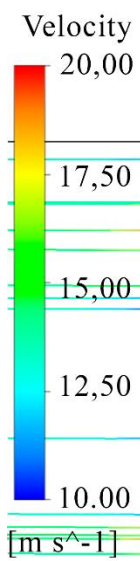


Рис. 6. Система вихорів, що утворюється за циліндром з канавкою.  
(комп'ютерний розрахунок) [17]

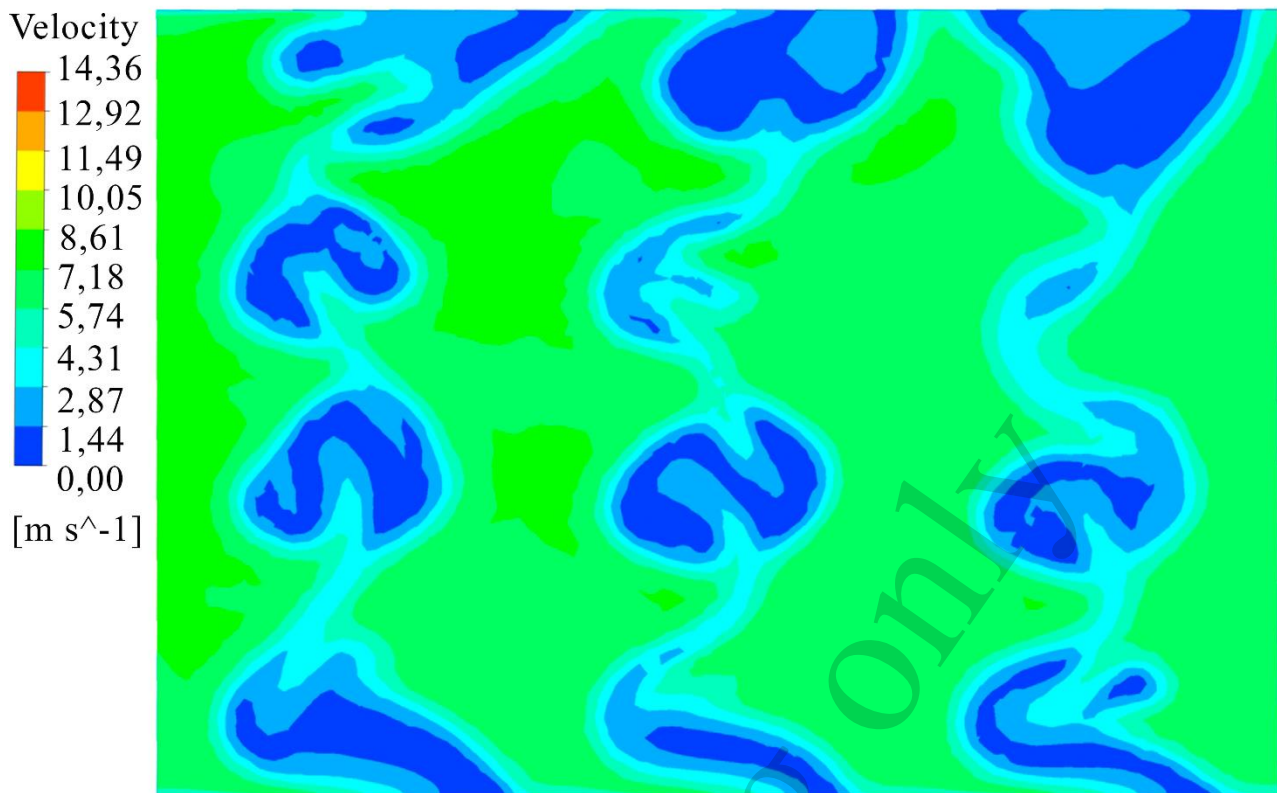


Рис. 7. Поле швидкостей потоку в площині, розташованій на відстані 21 мм від задніх твірних циліндрів пучка (комп'ютерний розрахунок)

Wall Heat Transfer Coefficient

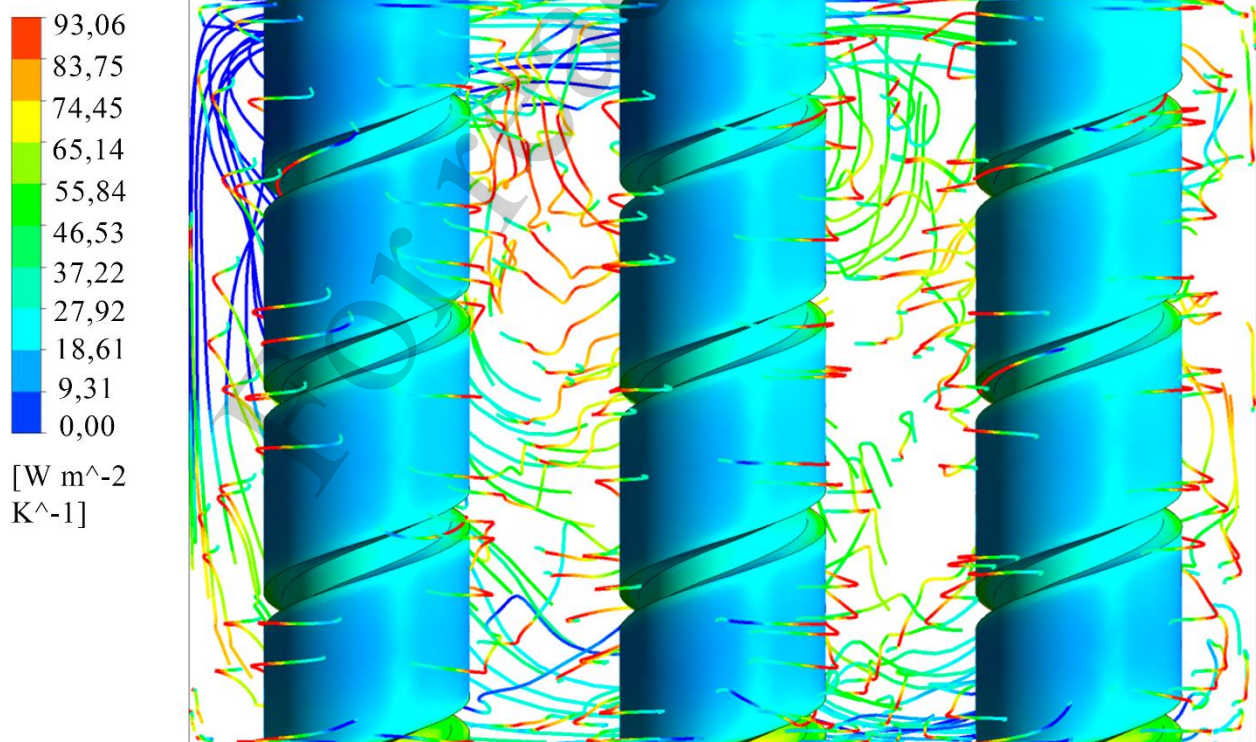


Рис. 8. Коефіцієнти тепловіддачі на задніх поверхнях циліндрів і лінії течії

## 5. 2. Тепловіддача і гідравлічний опір в однорядних пучках циліндрів з гвинтовими канавками

Результати експериментів з різними кроками канавок наведено на рис. 9, 10 [18]. Гідравлічний опір пучка характеризується рис. 9.

Найбільша асиметричність поверхні з циліндрів з кроком канавки 40 мм (однозахідна канавка) і як результат – найменший опір. Середній коефіцієнт тепловіддачі для гладких циліндрів порівнювався з результатами, наведеними в [19].

$$Nu = 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,33} (Pr/Pr_w)^{0,25}. \quad (1)$$

Для першого ряду враховувалась поправка з [14].

Подібні результати характеризують і тепловіддачу. На рис. 10 циліндри SPI\_40 (з однозахідною канавкою) показують кращу тепловіддачу ніж SPI\_20\_2 (з двозахідною канавкою), хоча фактична площа теплообміну у останніх більша.

Подібні висновки дозволяє зробити і фактор аналогії Рейнольдса (рис. 11), обчислений на основі результатів експериментів, представлених на рис. 9, 10.

Залежності відносного зростання тепловіддачі  $Nu/Nu_0$  від відносного збільшення гідравлічного опору  $Eu/Eu_0$ , зумовленого утворенням канавок, показані на рис. 11, одержано в одному і тому ж діапазоні швидкостей ( $4000 \leq Re \leq 16000$ ).

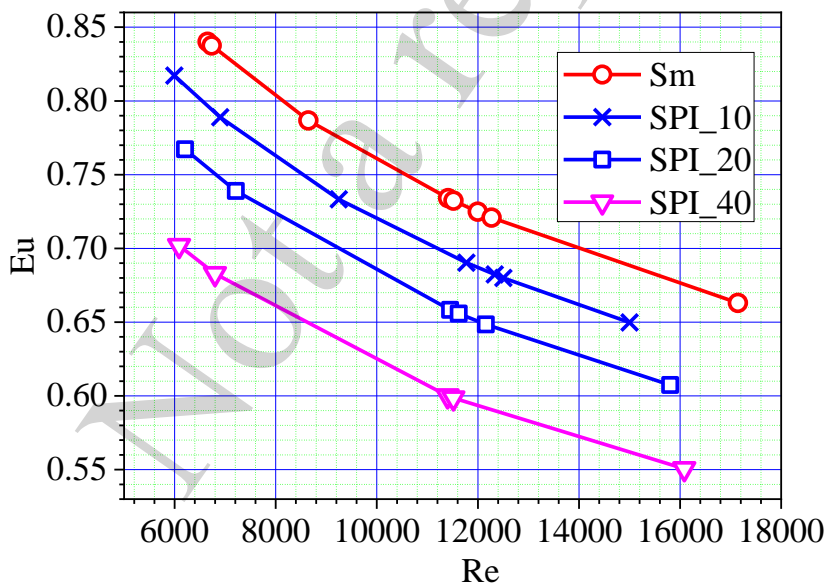


Рис. 9. Залежність числа Ейлера від числа Рейнольдса [18]



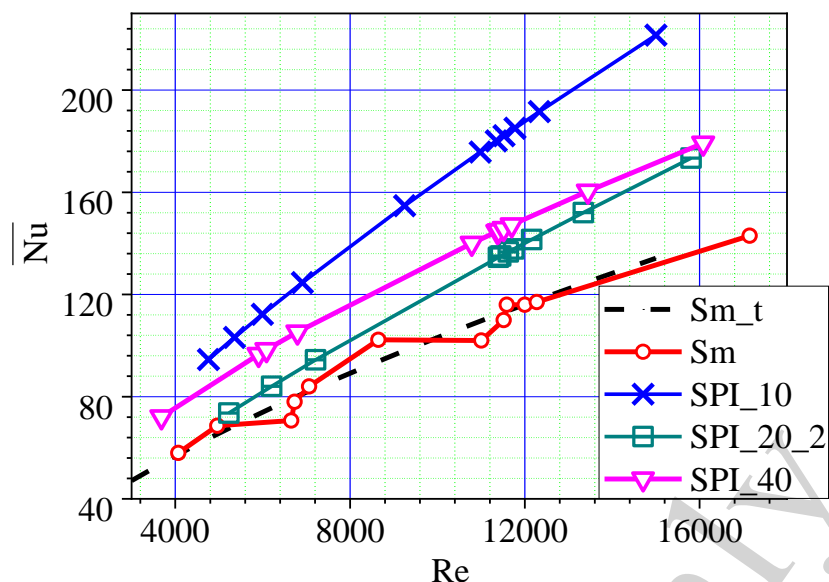


Рис. 10. Залежність числа Нусельта від числа Рейнольдса.  $Sm_t$  – результати, обчислені по рівнянню (1) [19]

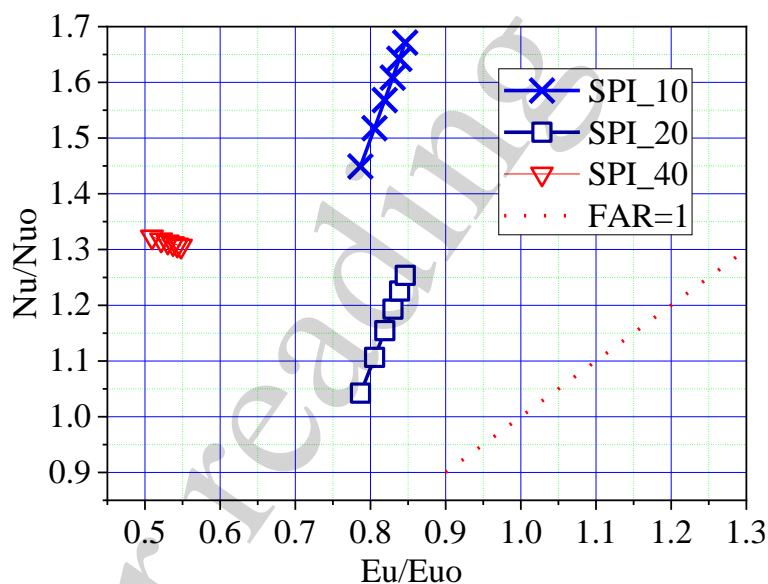


Рис. 11. Фактор аналогії Рейнольдса: SPI\_10 – крок канавки 10 мм; SPI\_20 – крок канавки 20 мм; SPI\_40 – крок канавки 40 мм; FAR=1 гладка поверхня

### 5.3. Вплив неідентичного осевого розташування циліндрів в пучку на гідравлічний опір і тепловіддачу

Причиною збільшення тепловіддачі для циліндрів з «густими» канавками (для канавок з малим кроком і двома заходами) можна вважати просте збільшення поверхні теплообміну. При великих швидкостях відносна частка збільшення тепловіддачі майже співпадає з процентом фактичного збільшення площі теплообміну (лінії SPI\_20 і SPI\_10 на рис. 11).

Великий крок канавки і виконання його одним заходом обертає цю залежність. Канавка з кроком 40 мм на циліндрі SPI\_40 при збільшенні поверхні теп-

лообміну всього на 10 % (рис. 11) забезпечила зростання тепловіддачі на 30 %, причому, при значному зменшенні гідравлічного опору.

Взаємне положення трубок пучка внаслідок існування гідродинамічних слідів від канавок може впливати як на теплообмін, так і на гідравлічний опір.

В початковому варіанті всі циліндри в пучку стояли в однаковому положенні, так що входи спіральних канавок знаходилися в ідентичних точках (наприклад на лобових твірних). Такий варіант служив вихідним для порівняння. Поворот циліндра-калориметра навкруги своєї осі викликав зміну тепловіддачі і в меншій мірі гідравлічного опору (рис. 12, 13).

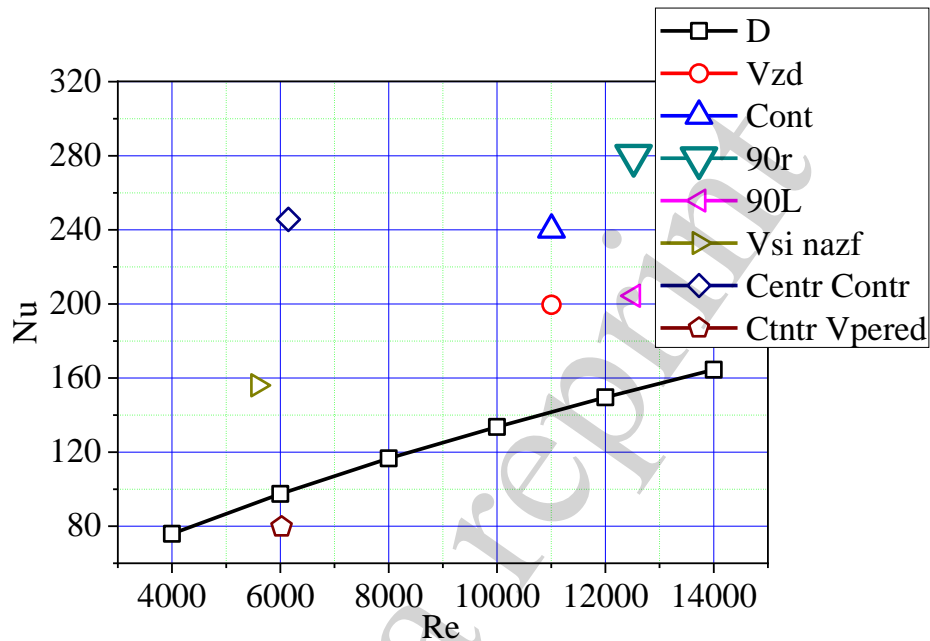


Рис. 12. Реакція середньої тепловіддачі центрального циліндра SPI\_40 пучка на його азимутальне положення серед сусідніх циліндрів: D – результати обчислень по [19]; Vz d – всі циліндри нижнім початком канавки (рис. 1 позиція 17) повернуті назад; Cont – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назад, один центральний – вперед; 90r – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назад, один центральний – на 90° вправо; 90L – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назад, один центральний – на 90° вліво; Vsi nazf – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назустріч потоку; Centr Contr – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назустріч потоку один центральний – вздовж потоку; Ctntr Vpered – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назустріч потоку.

Рис. 11 показує, що поворот трубок відносно своєї осі дещо збільшує завихреність потоку, хоча таких дослідів мало (Centntr Vpered). Якщо поворот відбувся в однакову позицію у всіх трубок, наприклад (Vzd) і (Vsi nazad) різниця в характері тепловіддачі також невелика. Навіть додатковий поворот вліво на 90° (90L) не викликає суттєвих змін в ситуації. Найбільш чутливими виявились повороти вправо на 90° (90R) і на (180°) (Centr Contr).

За збільшення коефіцієнту тепловіддачі приходится «платити» втратами тиску (рис. 13). Найбільша зміна перепаду тиску на пучку відбулась після пово-

роту середнього циліндру вправо на  $90^\circ$  (90R) і всього ряду на  $180^\circ$  (Vsi nazad). Одержані рекомендації відносяться до пучків труб з «помірною» густиною розміщення елементів. В даному випадку досліджувались пучки з поперечним кроком труб 1,73.

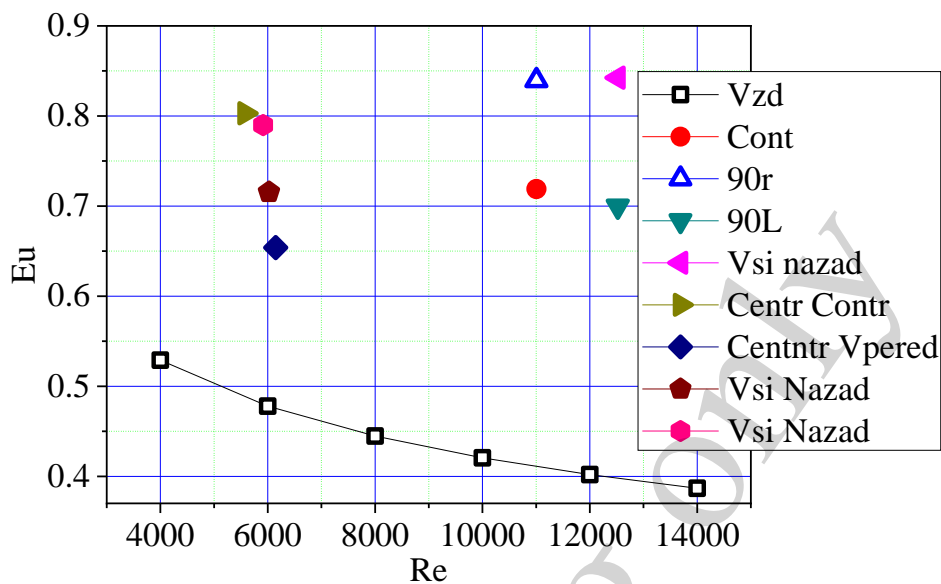


Рис. 13. Збільшення гідравлічного опору пучка як результат порушення ідентичності розміщення канавок на циліндрі: D – результати обчислень по формулі з [19]; Vzd – всі циліндри нижнім початком канавки (рис. 1 позиція 17) повернуті назад; Cont – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назад, один центральний – вперед; 90r – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назад, один центральний – на  $90^\circ$  вправо; 90L – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назад, один центральний – на  $90^\circ$  вліво; Vsi nazf – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назустріч потоку; Centr Contr – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назустріч потоку один центральний – вздовж потоку; Ctntr Vpered – всі циліндри нижнім початком канавки повернуті назустріч потоку.

## 6. Обговорення результатів дослідження тепловіддачі і гідравлічного опору при обтіканні повітрям ряду циліндрів з канавками

Інтенсифікація тепловіддачі на зовнішній поверхні циліндрів за допомогою спіральних канавок перевершує механічне збільшення площі теплообміну, яке виникає при утворенні канавок.

В деякому ступені закрученості канавки з більшим кроком мають переваги щодо тепловіддачі перед спіралями з малим кроком (рис. 10). Це пов'язано з позитивним впливом асиметричності обтікання циліндра зі спіральною канавкою, викликану різницею в степені турбулізації потоку на правій і лівій половинах поверхні циліндра в межах одного кроку спіралі.

Канавка, розташована ближче до найвужчого перетину каналу в пучку циліндрів викликає більшу турбулізацію потоку і цим забезпечує потоку більшу стійкість. Відрив течії від циліндричної поверхні затягується і виникає поперечна складова швидкості, яка скорочує застійну зону за циліндром і сприяє зме-

ншенню гідравлічного опору. В зв'язку з цим дві паралельні канавки працюють гірше, ніж такі самі, але рознесені на кінці діаметра циліндра рис. 10).

Недоліком і водночас обмеженням даного дослідження є відносно короткі циліндри, на яких виконувались експерименти. Для розширення діапазону чисел Рейнольдса бажано мати компресор з більшою витратою. В перспективі можливе використання осушувача повітря на вході в дослідну дільницю. Більш потужний комп'ютер дозволить детальніше змоделювати трьохвимірність досліджуваного явища.

## 7. Висновки

1. Утворення гвинтових канавок на зовнішній поверхні циліндричних труб не викликає значних технологічних труднощів. Експериментально показано, що неглибокі канавки, не створюючи загрози для міцності труб, виконують роль ефективних турбулізаторів. В зоні перехідних режимів, яка часто використовується на практиці ( $3000 < Re < 16000$ ), було досягнуто збільшення тепловіддачі на величину від 30 до 70 %. При цьому збільшення теплообмінної поверхні внаслідок утворення канавок не перевершувало 12 %.

2. В результаті різниці місць початку турбулізації обтікаючого потоку на правій і лівій частині труби, викликаній наявністю спіральної канавки, виникала додаткова поперечна складова швидкості, яка сприяла скороченню застійної зони за циліндром. Це явище викликало зменшення гідравлічного опору пучка на 16–12 %, що в свою чергу призводило до збільшення фактору аналогії Рейнольдса на величину від 10 % до 65 %.

3. Поворот центрального калориметра з найбільшим кроком канавки (40 мм) на  $90^\circ$  відносно осі викликав збільшення коефіцієнту тепловіддачі на величину від 60 % до 35 %. Для порівняння вибирався випадок, коли всі циліндри в пучку займали ідентичні положення. Більший вплив взаємного розташування був помітний в діапазоні менших швидкостей. Поворот центрального циліндра на  $180^\circ$  впливав на тепловіддачу приблизно вдвічі менше. При малих швидкостях потоку були відмічені випадки зменшення тепловіддачі на 25 %. Порушення ідентичності розташування канавок на циліндрах викликало збільшення гідравлічного опору в середньому на 40 %.

## Література

1. Мигай, В. К., Фирсова, Э. В. (1986). Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. Ленинград: Наука, 176.
2. Schlichting, H., Gersten, K. (2017). Boundary-Layer Theory. Springer. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-52919-5>
3. Eiffel, G. (1912). Sur la resistance des spheres dans l'air en mouvement. Comptes Rendus, 155, 1597.
4. Kovalenko, G. V., Khalatov, A. A. (2003). Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space. Volume 5: Turbo Expo 2003, Parts A and B. doi: <https://doi.org/10.1115/gt2003-38155>
5. Коваленко, Г. В., Мейрис, А. Ж. (2013). Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях. Восточ-



но-Европейский журнал передовых технологий, 3 (12 (63)), 58–60. URL: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/14882/12686>

6. Спицын, В. Е., Боцула, А. Л., Соломонюк, Д. Н., Чобенко, В. Н. (2008). Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА. Вестник Национального технического университета «ХПИ», 34, 8–11.

7. Laidoudi, H., Blissag, B., Bouzit, M. (2018). Numerical Investigation of Mixed Convection Heat Transfer in Steady Flow Past a Row of Three Square Cylinders. Defect and Diffusion Forum, 389, 164–175. doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ddf.389.164>

8. Islam, S. U., Rahman, H., Zhou, C. Y. (2016). Effect of gap spacings on flow past row of rectangular cylinders with aspect ratio 1.5. Ocean Engineering, 119, 1–15. doi: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2016.04.022>

9. Parthasarathy, N., Dhiman, A., Sarkar, S. (2017). Flow and heat transfer over a row of multiple semi-circular cylinders: selection of optimum number of cylinders and effects of gap ratios. The European Physical Journal Plus, 132 (12). doi: <https://doi.org/10.1140/epjp/i2017-11791-2>

10. Razzaghpanah, Z., Sarunac, N., Javanshir, A., Khalesi, J. (2019). Natural convection heat transfer from a horizontal row of finite number of heated circular cylinders immersed in molten solar salt. Journal of Energy Storage, 22, 176–187. doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.02.008>

11. Lima E Silva, A. L. F., Lima E Silva, S. M. M. (2014). Convection heat transfer around a single row of cylinders. Computational Thermal Sciences: An International Journal, 6 (6), 477–492. doi: <https://doi.org/10.1615/computthermalscien.2014010552>

12. Сухоцкий, А. Б., Сидорик, Г. С. (2017). Экспериментальное исследование теплоотдачи однорядного пучка из оребренных труб при смешанной конвекции воздуха. Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ, 60 (4), 352–366. doi: <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-4-352-366>

13. Vicente, P. G., García, A., Viedma, A. (2002). Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer, 45 (3), 543–553. doi: [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(01\)00170-3](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(01)00170-3)

14. Исаченко, В. П., Осипова, В. А., Сукомел, А. С. (1975). Теплопередача. Москва: Энергия, 488.

15. Коваленко, Г. В., Халатов, А. А. (2008). Применение ледяных калориметров для исследования теплоотдачи поверхностей, сформированных углублениями. Промышленная теплотехника, 30 (2), 5–12.

16. Лавренова, Д. Л., Хлистов, В. М. (2016). Основи метрології та електричних вимірювань. Київ, 123.

17. Khalatov, A. A., Kovalenko, G. V., Meiris, A. Z. (2018). Heat Transfer in Air Flow Across a Single-Row Bundle of Tubes With Spiral Grooves. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 91 (1), 64–71. doi: <https://doi.org/10.1007/s10891-018-1719-x>

18. Мулярчук, М. А., Халатов, А. А., Коваленко, Г. В. (2019). Гідродинаміка та тепловіддача однорядного пучка циліндрів з гвинтовими канавками на зовнішній поверхні при поперечному обтіканні повітрям. XVII Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених «Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики». Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 82–85.

19. Уонг, Х. (1979). Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Москва: Наука, 216.

Not a reprint