

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**РЕВА СЕРГІЙ АНАТОЛІЙОВИЧ**



УДК 536.245:533.6.08:532.55

**ТЕПЛООБМІН ТА АЕРОДИНАМІКА ПАКЕТІВ ТРУБ З  
РІВНОРОЗВИНЕНИМИ ЗОВНІШНЬОЮ ТА ВНУТРІШНЬОЮ  
ПОВЕРХНЯМИ**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Київ – 2019

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського” Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Письменний Євген Миколайович**,  
Національний технічний університет України  
„Київський політехнічний інститут імені Ігоря  
Сікорського”, декан теплоенергетичного факультету,

**Офіційні опоненти:** член-кореспондент НАН України,  
доктор технічних наук, старший науковий співробітник  
**Клименко Віктор Миколайович**,  
Інститут технічної теплофізики НАН України,  
головний науковий співробітник відділу теплофізичних  
проблем біоенергетики

кандидат технічних наук  
**Згурський Володимир Олександрович**,  
Інститут газу НАН України,  
старший науковий співробітник відділу  
високотемпературного тепломасообміну

Захист відбудеться 4 червня 2019 року о 15<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д26.002.09 в Національному технічному університеті України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського” за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37, корпус 5, аудиторія 307.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського” за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37.

Автореферат розісланий „\_2\_” травня 2019 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



В. І. Коньшин

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Проблеми енергозбереження та ефективного використання ресурсів, зменшення масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання є найбільш актуальними на сучасному етапі розвитку різних галузей промисловості (енергетика, нафтопереробна, хімічна і т.д.). Одним з шляхів вирішення цих проблем є розробка, дослідження та впровадження нових видів конвективних поверхонь теплообміну для різного роду теплообмінних апаратів, що відрізняються високою теплоаеродинамічною ефективністю, технологічністю й невисокою вартістю виробництва.

Рекуперативні теплообмінники, що широко застосовуються в технологічних процесах, в значній мірі визначають габарити, металоємність, та загальні техніко – економічні показники установок. Їх маса досягає (35...40)% від маси всього обладнання. Модернізація, ремонт такого обладнання та створення нових виробничих потужностей потребують великих капіталовкладень, тому впровадження більш ефективних і дешевих теплообмінних пристроїв з урахуванням їх частки у загальній масі обладнання призводить до значної економії матеріальних і енергетичних ресурсів.

Особливо актуальним все це стає у випадку, коли розглядаються теплообмінні пристрої типу «газ – газ», які внаслідок низьких коефіцієнтів тепловіддачі та однакових теплофізичних властивостей теплоносіїв мають надто велику металоємність та габаритні розміри. Зменшення цих показників, при заданій тепловій потужності та аеродинамічних втратах, можливо за рахунок розвинення поверхні та інтенсифікації теплообмінних процесів з обох сторін поверхонь нагріву.

В якості альтернативи існуючим теплообмінним поверхням пропонується застосування пакетів гвинтоподібних труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями, що розроблені в КПІ ім. Ігоря Сікорського. Без поглибленого дослідження процесів теплопереносу, що відбуваються в них, та встановлення достовірних закономірностей для розрахунку інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору неможливе їх впровадження в енергетику та промисловість. Створення регенераторів-повітропідігрівачів з рівнорозвиненою поверхнею відкриває нові шляхи до зниження металоємності ГТУ (газотурбінна установка) регенеративного типу і підвищення їх коефіцієнту корисної дії (К.К.Д).

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тематика дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика і енергоефективність» і тісно пов'язана з дослідженням та розробкою нових високоефективних теплообмінних рівнорозвинених поверхонь на основі гвинтоподібних труб. Окремі частини дисертаційної роботи входили до складу науково-дослідних програм кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”, прикладних держбюджетних науково-дослідних робіт №2344-п "Розробка і дослідження рівнорозвинених теплообмінних поверхонь для регенераторів теплоти ГТУ газотранспортної системи України" (номер державної реєстрації 0110U001319), №2538-п "Розробка рівнорозвинених поверхонь теплообміну для регенераторів теплоти ГТУ

газотранспортних систем і дослідження їх теплоаеродинамічних характеристик" (номер державної реєстрації 0112U000935) та №2925-п "Розробка технології та обладнання для профілювання гвинтоподібних та ребристих труб та створення високоефективних теплообмінників" (номер державної реєстрації 0116U003800), які виконувались за тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України.

**Мета і задачі дослідження.** Підвищення теплоаеродинамічних характеристик, зниження металоємності і габаритів, рекуперативних теплообмінних апаратів шляхом дослідження і впровадження нових типів теплообмінних поверхонь у вигляді пакетів гвинтоподібних труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити такі *задачі*:

1. Розробити методики експериментального дослідження теплообміну і аеродинаміки при вимушеній течії всередині гвинтоподібних труб та при зовнішньому омиванні пакетів таких труб.

2. Експериментально дослідити теплоаеродинамічні характеристики рівнорозвинених поверхонь відповідно до розроблених методик.

3. Розробити методики чисельного моделювання теплообміну та аеродинаміки рівнорозвинених поверхонь для внутрішньої та зовнішньої задачі.

4. Визначити вплив геометричних і режимних параметрів на теплові та аеродинамічні характеристики систем гвинтоподібних труб.

5. Отримати узагальнені залежності для розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору систем гвинтоподібних труб.

6. На основі отриманих результатів розробити регенератор-повітропідігрівач нового типу для ГТУ та порівняти його характеристики з аналогами, виконаними з гладких круглих труб.

*Об'єкт дослідження* – процеси переносу теплоти та імпульсу при вимушеній течії всередині гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею та при зовнішньому поперечному омиванні шахових пакетів таких труб.

*Предмет дослідження* – закономірності теплообміну та аеродинаміки пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями.

**Методи дослідження.** Використовувалися експериментальні методи досліджень теплообміну та аеродинаміки на аеродинамічних стендах, а також методи чисельного моделювання. Коефіцієнти конвективного теплообміну визначались за результатами вимірювань розподілів температур поверхні гвинтоподібних труб на основі методів повного теплового моделювання із застосуванням електрообігріву. Аеродинамічний опір при вимушеній течії всередині гвинтоподібних труб та при омиванні їх шахових пакетів – за результатами вимірювання перепадів тисків. При дослідженні особливостей течії при зовнішньому омиванні пакетів гвинтоподібних труб застосовувався також метод поверхневої візуалізації потоку за допомогою сажо-гасової суміші.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в наступному:

1. Вперше виконано комплексне дослідження теплообміну та аеродинаміки пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями в широких діапазонах їх геометричних характеристик і режимних параметрів;

2. Вперше досліджена структура течії всередині труб з рівнорозвиненою поверхнею. Виявлено три типи вихрових структур, що в значній мірі визначають інтенсивність переносу теплоти та імпульсу;

3. Виявлено, що довжина початкової ділянки теплової стабілізації значно менше, ніж в круглій гладкій трубі і складає  $l \approx (3...4) \cdot d$  при турбулентному режимі течії;

4. Визначені безрозмірні геометричні характеристики труб з рівнорозвиненою поверхнею та їх вплив на інтенсивність переносу теплоти та імпульсу всередині таких труб. На їх основі отримані узагальнені співвідношення для розрахунку внутрішнього теплообміну та аеродинамічного опору;

5. Вперше досліджена структура течії при зовнішньому поперечному омиванні пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею. На лобових ділянках гвинтових впадин виявлені інтенсивні тривимірні вихрові структури, що підвищують рівень збуреності потоку в міжтрубному просторі та, як наслідок, збільшують інтенсивність теплообміну пакетів таких труб;

6. Досліджено вплив геометричних характеристик пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею на їх зовнішній теплообмін та аеродинамічний опір. Показана можливість реалізації гранично щільних компоновок пакетів гвинтоподібних труб ( $\sigma_1 \rightarrow 1$ ,  $\sigma'_2 \rightarrow 1$ ), що не можливо в разі використання відповідних за діаметром гладких труб;

7. Вперше запропоновані узагальнені рівняння для розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору при поперечному омиванні шахових пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею в практично важливих інтервалах геометричних і режимних характеристик.

Результати досліджень, які наведені в дисертаційній роботі, розширюють та поглиблюють наукові знання про процеси переносу в складних теплообмінних системах конвективного типу.

**Практичні значення** одержаних результатів. Розроблені інженерні методики розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору в теплообмінниках, виконаних у вигляді пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею. Показано, що застосування таких поверхонь у теплообмінниках типу «газ – газ» дозволяє значно підвищити рівень теплового потоку, що передається, і, як наслідок, зменшити масу і довжину труб в 1,9...2,3 разів. Це дозволяє розробити нові регенератори-повітропідігрівачі ГТУ з високими ступенями регенерації і при цьому не змінювати існуючі технології збирання теплообмінних пристроїв, монтажне обладнання та фундаменти на які вони встановлюються, а також підвищення К.К.Д ГТУ регенеративного типу.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського при підготовці магістрантів за спеціальністю 144 Теплоенергетика, спеціалізація Теплофізика: до дисципліни „Моделювання процесів переносу у проточній частині енергетичного обладнання” введено лекційні та практичні заняття по темам: "Теплообмін та гідродинаміка труб, які обтікаються поперечним потоком" та "Гідродинаміка і теплообмін при течії в трубах та каналах".

**Особистий внесок здобувача.** Розробка методики, створення тривимірних геометричних моделей труб з рівнорозвиненою поверхнею для чисельного

моделювання процесів теплообміну та течії всередині таких труб. Удосконалення експериментальної установки, розробка та виготовлення макетів труб з рівнорозвиненою поверхнею з електронагрівачами, що дозволило проводити повне моделювання теплообміну та аеродинамічного опору при зовнішньому омиванні повітряним потоком шахових пакетів таких труб. Проведення комплексних досліджень теплообміну та аеродинамічного опору пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями. Аналіз та обробка отриманих експериментальних даних. Узагальнення залежностей для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору всередині труб з рівнорозвиненою поверхнею в діапазоні зміни чисел Рейнольдса  $Re = (10...65) \cdot 10^3$ . Узагальнені залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору шахових пакетів таких труб при зовнішньому омиванні потоком теплоносія в діапазоні зміни чисел Рейнольдса  $Re = (7...90) \cdot 10^3$ . Створення інженерної методики розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору в теплообмінниках виконаних у вигляді пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею. Розробка регенератора-повітропідігрівача для газотурбінної установки ГТК – 10.

**Апробація результатів дисертації.** Результати та основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на: 11 – й Міжнародній науковій конференції "Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики" (Крим, м. Алушта, 23 – 28 вересня 2013 р.); XII – , XIII – , XV – й Міжнародних науково – практичних конференціях аспірантів, магістрів, студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики" (Україна, м. Київ, 22 – 25 квітня 2014 р., 21 – 24 квітня 2015 р., 25 – 28 квітня 2017 р.); 6 – й міжнародній науковій конференції "Российская национальная конференция по теплообмену – 6" (Росія, м. Москва, 27 – 31 жовтня 2014 р.); XV – у мінському міжнародному форумі з тепло - і масообміну (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 23 – 26 травня 2016 р.); 5 – й міжнародній науково – практичній конференції "Комп'ютерна гідромеханіка" (Україна, м. Київ, 29 – 30 вересня 2016 р.).

**Публікації.** За результатами досліджень опубліковано 13 наукових праць, у тому числі 5 статей у наукових фахових виданнях (з них 4 статті у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз, 1 стаття у виданні іноземної держави), 6 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій, 2 статті в інших виданнях.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, переліку джерел посилань з 140 найменувань та 5 додатків. Загальний обсяг роботи складає 226 сторінок, з них 107 рисунків та 28 таблиць.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету та завдання дослідження, викладено наукову новизну і практичну цінність, представлено дані з апробації результатів роботи і особистий внесок здобувача у виконану роботу.

У першому розділі приведений критичний огляд теоретичних, експериментальних та розрахункових робіт, що пов'язані з дослідженням теплообміну та аеродинамічного опору всередині інтенсифікованих трубчастих поверхонь нагріву та при зовнішньому їх омиванні поперечним потоком.

В результаті аналізу визначено, що одним з дієвих способів підвищення теплоаеродинамічної ефективності поверхонь теплообміну є турбулізація потоку біля стінки труб. Періодично розташовані кільцеві виступи забезпечують генерацію турбулентних вихорів, які розвиваються вздовж стінки та дифундують в ядро потоку. Профілювання труб радіальним вдавлюванням ділянок стінки з утворенням кільцевих впадин та виступів, які чергуються, дозволяє при певних параметрах утвореного профілю отримати істотний, практично однаковий розвиток зовнішньої та внутрішньої поверхонь, внаслідок чого дана теплообмінна поверхня отримала назву "рівнорозвиненої". В КПІ ім. Ігоря Сікорського була запропонована конструкція таких труб та освоєна технологія їх виготовлення (рис. 1).

Дотепер відсутні дані з теплообміну та аеродинамічного опору для гвинтоподібних труб з геометричними характеристиками, що забезпечують значний ступінь розвитку поверхні  $\psi$  ( $\psi \geq 1,15$ ). Не визначений вплив геометричних характеристик шахових пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями в практично важливому діапазоні чисел Рейнольдса  $Re = (1 \dots 9) \cdot 10^4$ .



Рис. 1. Загальний вигляд (а) та геометричні характеристики (б) досліджених труб ( $L$  – довжина труб;  $d$ ,  $d_{\min}$  – внутрішні максимальний, мінімальний діаметри труби, що утворені гвинтовим виступом;  $h$  – висота виступу;  $t$  – відстань між сусідніми виступами)

Завершує розділ постановка задач дослідження, що впливають з аналізу сучасного стану проблеми, приведеного в даному розділі.

**Другий розділ** присвячений дослідженням теплообміну та аеродинаміки при вимушеній течії всередині труб з рівнорозвиненою поверхнею. В розділі приведено: опис експериментальної установки та робочих ділянок, геометричні характеристики досліджених труб та їх моделей, методики досліджень та обробки даних з теплообміну, аеродинамічного опору, візуалізації течії, чисельного моделювання.

У роботі був застосований комплексний підхід до моделювання процесів переносу, який передбачав проведення як фізичних, так і чисельних досліджень. Це дозволило розширити діапазони геометричних характеристик рівнорозвинених поверхонь та режимних параметрів.

Дослідження проведені в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$  для 11

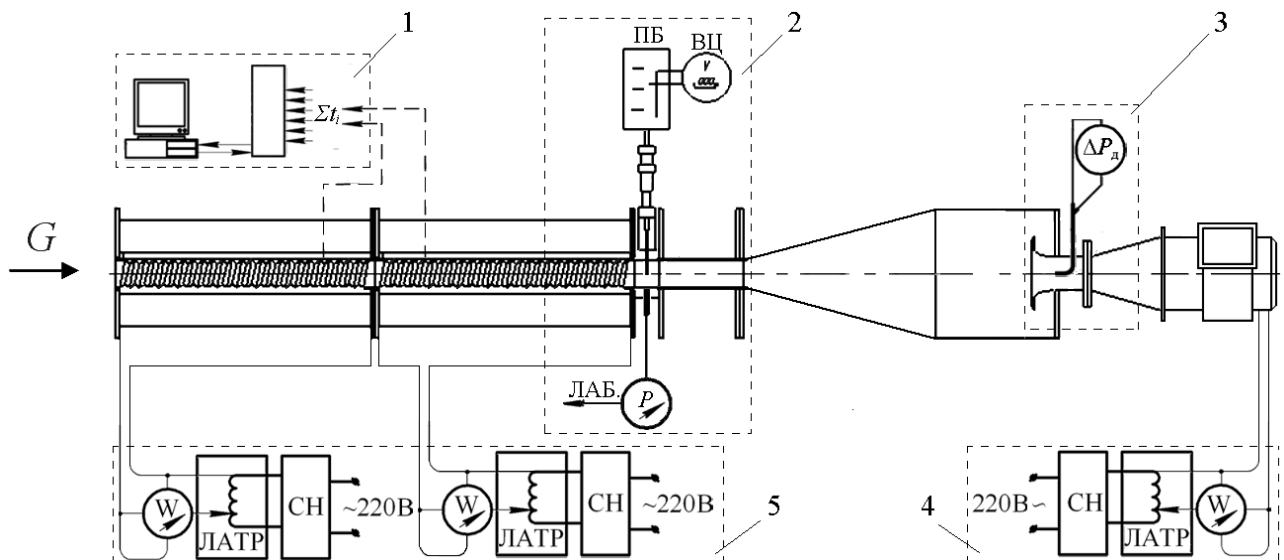
моделей труб (рис. 1). Геометричні характеристики поверхонь змінювались в наступних межах: відносна висота  $h/d$  від 0,097 до 0,139; параметр  $t/h$  від 1,8 до 2,4; кількість заходів гвинтового виступу  $Z$  від 1 до 4 (табл. 1).

Таблиця 1. – Геометричні параметри моделей гвинтоподібних труб

№ труби	Типо-розмір	$L$ мм	$d$ мм	$d_{\text{мін}}$ мм	$t$ мм	$h$ мм	$h/d$	$t/h$	$\psi$	$Z$
1*	1	320	36	26	12	5	0,139	2,4	1,16	1
2*	2			30	8	3,5	0,097	2,28	1,24	1
3										2
4										3
5										4
6	3			26	9	5	0,139	1,8	1,38	1
7										4
8	4			28	9	4	0,111	2,25	1,24	1
9										4
10	5			28	8	4	0,111	2	1,33	1
11										4

\* - труби з якими проводилися фізичні експерименти.

Експериментальні дослідження проведені на установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розіркненого типу (рис. 2). Робоча ділянка складалась з однієї або двох гвинтоподібних труб-калориметрів послідовно з'єднаних фланцями. До них за ходом теплоносія приєднувався вимірювальний блок (2) для визначення температурного поля на виході з труби. Він складався з круглої труби в яку через отвір в стінці вводилась мідь-константанова термопара, що була закріплена на координатному пристрої, та впаяний штуцер діаметром 0,5 мм для відбору статичного тиску.



- 1 – система вимірювань температурного поля поверхні труб-калориметрів,  
 2 – вимірювальний блок, 3 – витратомірний блок, 4 – система регулювання витрати теплоносія, 5 – система живлення електронагрівачів

Рис. 2. Схема експериментальної установки для дослідження теплообміну та аеродинамічного опору всередині труби з рівнорозвиненою поверхнею



Далі за ходом теплоносія приєднувався витратомірний блок (3), що включає в себе дифузор, вимірювальне сопло діаметром  $d_c = 0,03$  м, спрофільоване за кривою лемніскати. На виході вимірювального блоку встановлювалась трубка Піто – Прандтля, яка зі застосуванням мікроманометру МКВ – 250 – 0,02 класом точності  $k = 0,02$  дозволяла вимірювати динамічний напір у вихідному перетині сопла.

До витратомірного блоку через гофровану трубу приєднувався патрубок всмоктувального відцентрового вентилятора ДВ – 1КМ з витратою до  $G = 0,16$  м<sup>3</sup>/с та напором до  $P = 5000$  Па. Витрата повітря через аеродинамічну трубу регулювалась за рахунок зміни числа обертів двигуна. Температура на вході в аеродинамічну трубу вимірювалась за допомогою ртутного термометру з ціною ділення  $0,1$  °С.

Експерименти з теплообміну проводились при граничних умовах  $q_{ст} = const$ . Визначення середньоповерхневих значень конвективних коефіцієнтів тепловіддачі виконувалось при стаціонарному режимі.

Під час дослідів діапазон середньовитратних швидкостей дорівнював (5 – 25) м/с. Потужність електронагрівача для труби довжиною 0,32 м складала (150 – 400) Вт, а для труби довжиною 0,64 м – (200 – 700) Вт.

Середня температура потоку у вихідному перерізі робочої ділянки  $T_{вих}$  визначалась на основі вимірювання локальних температур потоку в 18-и кільцевих перетинах труби за допомогою координатного пристрою, який переміщувався у радіальному напрямку, і розраховувалась за формулою:

$$T_{вих} = \sum_{i=1}^{18} T_i (R_i^2 - R_{i-1}^2) / \sum_{i=1}^{18} (R_i^2 - R_{i-1}^2), \quad (1)$$

де  $T_i$  – виміряна температура  $i$ -ої точки;  $R_i$  – радіальна координата  $i$ -ої точки.

Визначення аеродинамічного опору проводилися в умовах ізотермічної течії при температурі повітря  $t_{вх} = (15 \dots 20)$  °С шляхом виміру перепаду тисків по довжині робочої ділянки.

Обробка експериментальних даних та їх представлення проводились в числах подібності  $Nu$ ,  $Re$  та за допомогою коефіцієнту тертя  $\zeta$ . Внутрішній діаметр вихідної недеформованої гладкої труби  $d = 0,036$  м приймався в якості визначального розміру в числах подібності та для визначення характерної швидкості.

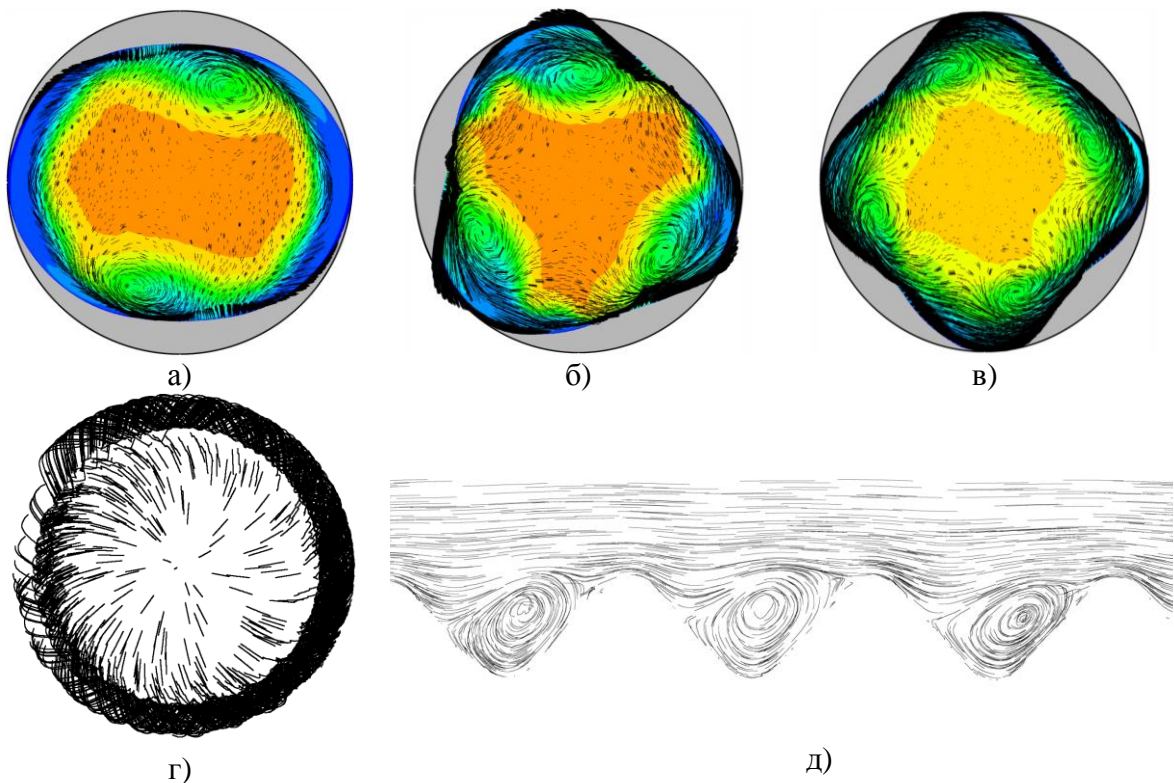
Використана система вимірювань та методика обробки експериментальних даних дозволила визначати числа Нуссельта з похибкою  $\pm(7,8 \dots 8,6)\%$ , Рейнольдса –  $\pm(3,2 \dots 7,2)\%$ , коефіцієнт опору –  $\pm(2,0 \dots 16,3)\%$ .

CFD – моделювання процесів переносу теплоти та імпульсу всередині гвинтоподібних труб здійснювалось на основі вирішення системи рівнянь руху та енергії в формі Рейнольдса. Для замикання системи використовувалась багатопараметрична модель Рейнольдсових напружень RSM в пакеті «Fluent» програмного комплексу «ANSYS». В якості розрахункової області брався об'єм труби, що обмежений вхідним та вихідним перетинами та внутрішньої стінкою труби, яка є непроникною. Поверхня труби утворюється поворотом профілю

витка та просуванням його вздовж гвинтової лінії з кроком  $p$  та діаметром  $d$ . Так як на профіль швидкості в вхідному перетині труби впливає форма вхідної ділянки, то задавання рівномірного профілю швидкості, витрати теплоносія чи тиску не є коректним. Тому на вході в розрахункову область задавались температура повітря  $T_{\text{вх}} = 293 \text{ К}$  і його тиск  $P_{\text{вх}} = P_{\text{атм}}$ . На внутрішній поверхні труби задавалась умова  $q_{\text{ст}} = \text{const}$ ; на виході – витрата теплоносія  $G_{\text{м}} = \text{idem}$ . Теплофізичні властивості повітря задавались у вигляді поліноміальних функцій температури. Вирішення системи базових і модельних рівнянь виконувалось із застосуванням неявного кінцево-об'ємного підходу з використанням процедури корекції тиску SIMPLE. При формуванні нерівномірної структурованої розрахункової сітки параметр безрозмірної відстані до стінки  $y^+$  становив від 0,3 до 0,5. При цьому кількість чарунок для дискретизації геометричних моделей, що досліджувалися, складала від 8,8 до 18 млн. в залежності від геометричних характеристик труб.

За результатами експериментальних досліджень була проведена валідація методики чисельного моделювання.

Візуалізація течії, як один з результатів CFD – моделювання, дозволила виявити три типи вихрових структур, що формуються у гвинтоподібній трубі: вхідні локальні поздовжні вихори (рис. 3, а-в), вихрові джгути всередині гвинтових впадин (рис. 3, г,д) та основний поздовжній вихор у ядрі потоку. При цьому кількість вхідних вихорів дорівнює кількості заходів гвинтового виступу.



а), б), в) – вхідні локальні поздовжні вихори в трубі з 2,3,4-ма заходами гвинтового виступу, відповідно; г), д) – вихрові джгути всередині гвинтових впадин

Рис. 3. Результати комп'ютерної візуалізації течії всередині труб з рівнорозвиненою поверхнею

Аналіз відношень осереднених по довжині кроку  $t$  до осереднених по довжині труби  $L$  чисел Нуссельта (рис. 4) та коефіцієнтів опору показав, що загальні рівні теплообміну та аеродинамічного опору не залежать суттєво від трансформації локальних вхідних поздовжніх вихорів і гідродинамічної стабілізації основного поздовжнього вихору, а залежать тільки від стабілізації течії в гвинтовій впадині, що утворена сусідніми виступами. Як наслідок, довжина початкової ділянки теплової стабілізації значно менше, ніж в круглій гладкій трубі і складає  $l \approx (3...4) \cdot d$  при турбулентному режимі течії.

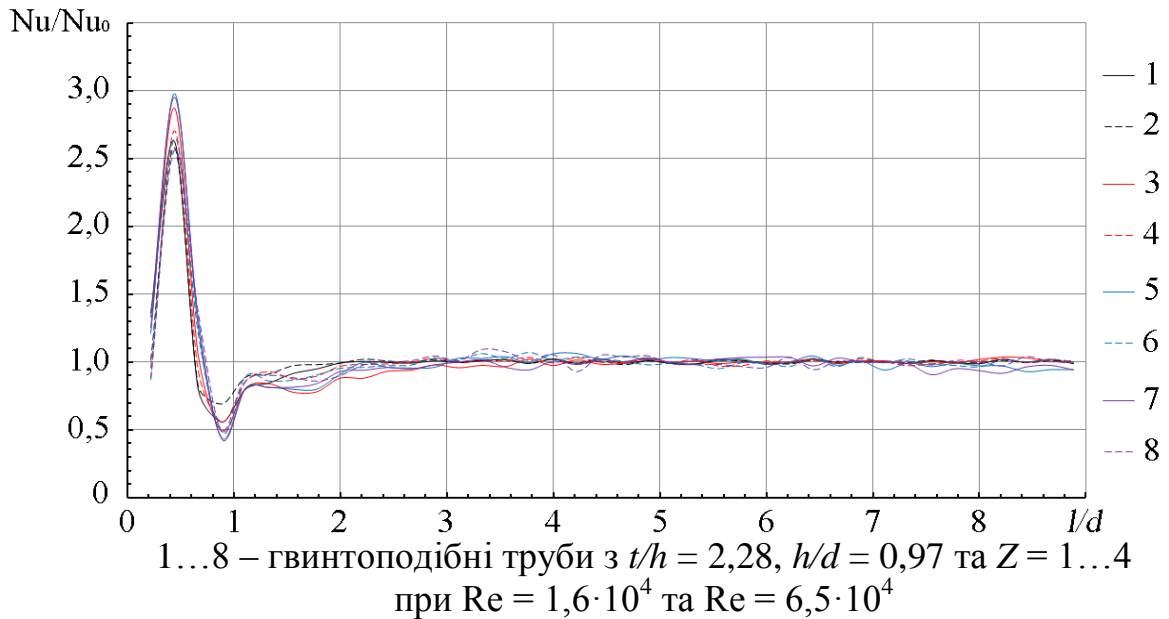


Рис. 4. Відношення числа Нуссельта, осередненого по довжині  $t$ , до осередненого по всій довжині досліджуваних труб числа Нуссельта

Отримані дані показали доцільність узагальнення результатів степеневими залежностями

$$Nu = C_q \cdot Re^m \quad (2) \quad \text{та} \quad \zeta = C_s \cdot Re^{-n} \quad (3)$$

Визначені узагальнені безрозмірні характеристики гвинтоподібних труб, що найбільш повно враховують вплив їх геометрії на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір. Це параметри  $t/h$ ,  $\gamma$ ,  $h/d$ ,  $Z$ .

Параметр  $\gamma$  розраховується за формулою

$$\gamma = (1 - 2 \cdot h / d) \cdot \varphi, \quad (4)$$

де  $\varphi$  – кут між напрямком гвинтової впадини та віссю труби в радіанах, що розраховується за формулою  $\varphi = \arctg(\pi \cdot d / (t \cdot Z))$ .

Виявлено суттєвий вплив на інтенсивність теплообміну параметру  $t/h$  (рис.5). Його зростання від 1,8 до 2,4 при фіксованій відносній висоті  $h/d$  призводить до інтенсифікації теплообміну до 64%. Результати досліджень з теплообміну також свідчать про зростання інтенсивності теплообміну до 14,8% при збільшенні

кількості заходів гвинтового виступу  $Z$  від 1 до 4. Одночасно з цим виявлено, що збільшення відносної висоти  $h/d$  призводить до інтенсифікації теплообміну до 35,4%.

Результати дослідження аеродинамічного опору свідчать про істотне його зниження (до 36%) при збільшенні параметру  $\gamma$  при фіксованій кількості заходів гвинтового виступу (рис. 6). Зменшення відносної висоти гвинтового виступу  $h/d$  на 20% призводить до зниження аеродинамічного опору від 12,7% до 21% в залежності від  $t$  та режиму течії теплоносія. Вплив параметру  $t/h$  та кількості заходів гвинтового виступу  $Z$  на коефіцієнт аеродинамічного опору носить неоднозначний характер.

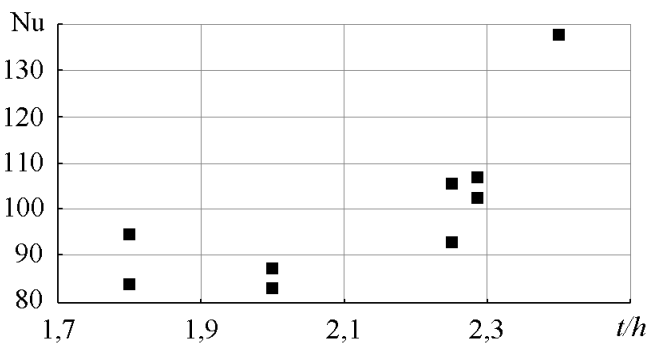
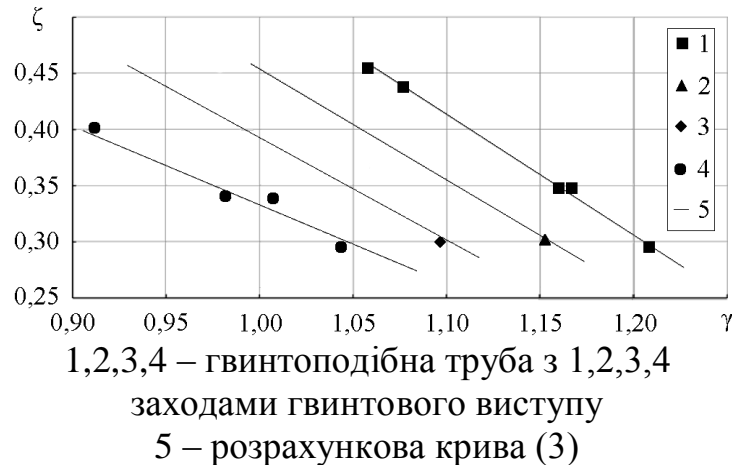


Рис. 5. Вплив параметру  $t/h$  на інтенсивність теплообміну при  $Re = 2 \cdot 10^4$



1,2,3,4 – гвинтоподібна труба з 1,2,3,4 заходами гвинтового виступу  
5 – розрахункова крива (3)  
Рис. 6. Вплив параметру  $\gamma$  на коефіцієнт опору  $\zeta$  всередині гвинтоподібних труб при  $Re = 2 \cdot 10^4$

В результаті узагальнення дослідних даних з теплообміну отримані наступні залежності для розрахунку коефіцієнту  $C_q$  і показника степені  $m$  в рівнянні (2):

$$C_q = 0,044 \cdot \exp\left[4,78 \cdot (t/h - 2,03)^2 - 0,635 \cdot \gamma\right], \quad (5)$$

$$m = 0,835 \cdot \exp\left[-0,3 \cdot (t/h - 2,1)^2\right]. \quad (6)$$

В результаті узагальнення дослідних даних з аеродинамічного опору отримані емпіричні залежності для коефіцієнту  $C_s$  і показника степені  $n$  в рівнянні (3):

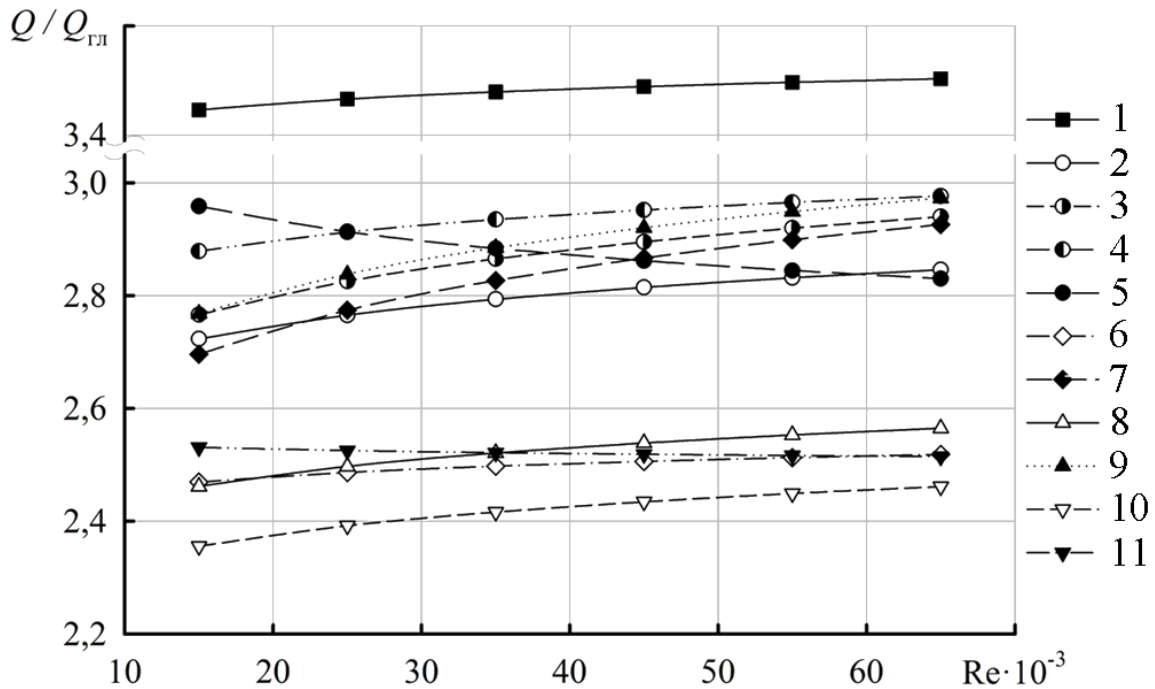
$$C_s = 3,03 \cdot \gamma^{-2,64} \cdot h/d \cdot \exp\left[0,05 \cdot (Z - 2,9)^2\right], \quad (7)$$

$$n = 0,12 \cdot \gamma^{-1,65} \cdot \exp\left[0,06 \cdot (Z - 2,5)^2\right]. \quad (8)$$

Узагальнені залежності (2), (3) з урахуванням (5)...(8) описують результати експериментальних та чисельних досліджень з похибками, що не перевищують  $\pm 10\%$  в діапазонах геометричних характеристик досліджених поверхонь нагріву:  $t/h = (1,8 \dots 2,4)$ ;  $h/d = (0,098 \dots 0,139)$ ;  $Z = (1 \dots 4)$ ,  $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$ .

Оцінка теплової ефективності досліджених труб з рівнорозвиненими

зовнішньою та внутрішньою поверхнями при течії теплоносія всередині них проводилась на основі аналізу залежностей  $Q/Q_{\text{гл}} = f(\text{Re})$ , де  $Q$  і  $Q_{\text{гл}}$  – теплові потоки, що відводяться від одного погонного метра гвинтоподібної і гладкої труби, відповідно, при однакових значеннях  $d$  та температурних напорів (рис. 7). Аналіз показав, що в діапазоні чисел Рейнольдса  $\text{Re} = (15 \dots 65) \cdot 10^3$  відведений від гвинтоподібної труби тепловий потік  $Q$  в 2,35 – 3,5 рази більше, ніж тепловий потік, що відведений від відповідної за діаметром гладкої труби. При цьому максимальне значення  $Q/Q_{\text{гл}}$  характерно для труб з  $t/h = 2,4$ ,  $h/d = 0,139$  та  $Z = 1$ . Водночас, коефіцієнт аеродинамічного опору  $\zeta$  для гвинтоподібних труб в 3...5 разів вище ніж для гладкої труби.



1...11 – гвинтоподібна труба №1...№11(табл. 1), відповідно;

Рис. 7. Теплова ефективність гвинтоподібних труб в залежності від чисел Рейнольдса

В **третьому розділі** приведено: опис експериментальної установки і робочих ділянок; геометричні характеристики досліджених моделей труб (табл. 2) та шахових пакетів, в які вони збирались; методики експериментальних досліджень середньоповерхневого теплообміну і аеродинамічного опору, а також візуалізації течії та чисельного моделювання.

Таблиця 2 – Геометричні характеристики моделей труб

№ труби	Тип труби	$L$ мм	$D$ мм	$D_{\text{мін}}$ мм	$D_y^*$ мм	$t$ мм	$h$ мм	$\psi$	$Z$	$H_{\text{Імм}}$ м <sup>2</sup> /м
1	1	140	38	28	33	12	5	1,16	1	0,13878
2	2	140	38	31	34,5	8	3,5	1,24	1	0,14811
4		140	38	31	34,5	8	3,5	1,24	3	0,14811

Примітка. Геометричні характеристики зовнішньої поверхні труб, що вказані в таблиці 2, відповідають характеристикам внутрішньої поверхні труб, що вказані в таблиці 1.

Дослідження теплоаеродинамічних характеристик 45 шахових пакетів з гвинтоподібних труб (рис. 8) проводилися в аеродинамічній трубі (рис. 9) розіркненого типу прямокутного перетину  $140 \times 210 \text{ мм}^2$  і довжиною проточного каналу 3000 мм. Експерименти виконувались в наступних інтервалах геометричних і режимних характеристик: параметр  $t/h = 1,8 \dots 2,4$ , відносна висота  $h/d = 0,097 \dots 0,139$ , кількість заходів гвинтового виступу  $Z = 1 \dots 3$ , приведена довжина поверхні (відношення площі поверхні труб одного поперечного ряду пакета до площі його «живого» перетину)  $H/F = 3,75 \dots 19,75$ , відносний поперечний крок труб  $S_1/D = 1,105 \dots 1,842$ , відносний поздовжній крок  $S_2/D = 0,960 \dots 2,368$ , діапазон чисел Рейнольдса –  $Re = (7 \dots 90) \cdot 10^3$ .

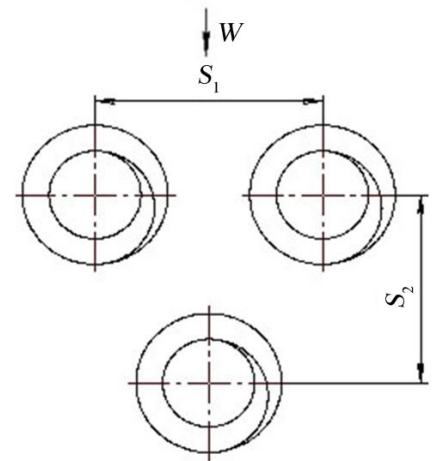
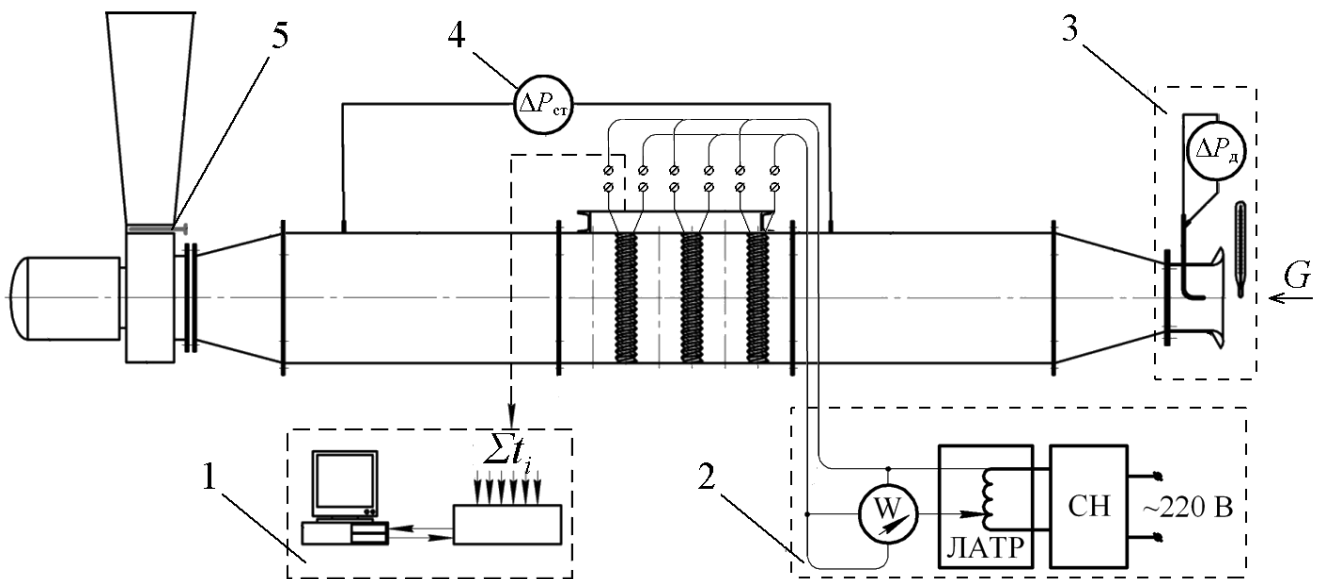


Рис. 8. Шаховий пакет з гвинтоподібних труб

Дослідження теплообміну проводились методом електрокалориметрування при  $q = const$  в умовах повного теплового моделювання. Досліджувалися пакети, що мали 6 поперечних рядів ( $z_2 = 2$ ), в кожному з яких було від 3 до 5 трубок ( $z_1$ ), в залежності від поперечного кроку  $S_1$  між трубами. Для імітації нескінченності досліджуваних пакетів в поперечному напрямку на бічних стінках робочої ділянки встановлювалися напівтрубки. Живлення електронагрівачів всіх труб пакетів здійснювалося змінним струмом з незалежним підключенням кожного поперечного ряду. Джерелами струму служили автотрансформатори типу РНШ.



- 1 – система вимірювання температурного поля поверхні труби-калориметра;
- 2 – система живлення та регулювання напруги труб з нагрівачами;
- 3 – блок вимірювання вхідної температури теплоносія та його витрати;
- 4 – мікроманометр для визначення перепаду статичних тисків;
- 5 – шибер для регулювання витрати теплоносія

Рис. 9. Схема експериментальної установки для визначення теплоаеродинамічних характеристик пакетів труб при поперечному омиванні теплоносієм

Для визначення температурного поля поверхні труб застосовувалися труби-калориметри, оснащені 12 мідь-константановими термопарами. Живлення калориметрів здійснювалося окремо від інших труб пакета.

За результатами вимірювання полів температур поверхні труб визначалась їх середньоповерхнева температура, а за нею – конвективні коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  за формулою:

$$\alpha = \frac{Q}{H_k (\bar{t}_{cp} - \bar{t}_n)}, \quad (9)$$

де  $Q$  – тепловий потік, що відводився від труби-калориметра,  $H_k$  – площа зовнішньої поверхні калориметра,  $\bar{t}_n$  – середня температура потоку в ряді, в якому встановлювалась труба-калориметр.

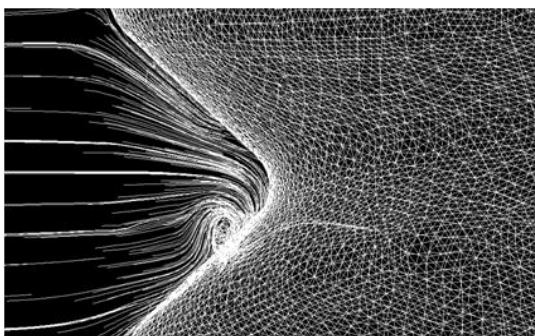
Аеродинамічний опір досліджених пакетів гвинтоподібних труб вивчався в умовах ізотермічної течії при температурі повітря  $t_{вх} = (15...20)^\circ\text{C}$ . Втрати тиску знаходились по різниці статичних тисків до і після пакета з урахуванням втрат на тертя у проточній частині стенда.

Використана система вимірювань та методики обробки експериментальних даних дозволила визначати числа Нуссельта з похибкою  $\pm 1,2\%$ , Рейнольдса –  $\pm(2,2...6,9)\%$ , Ейлера –  $\pm(4,3...16,6)\%$ .

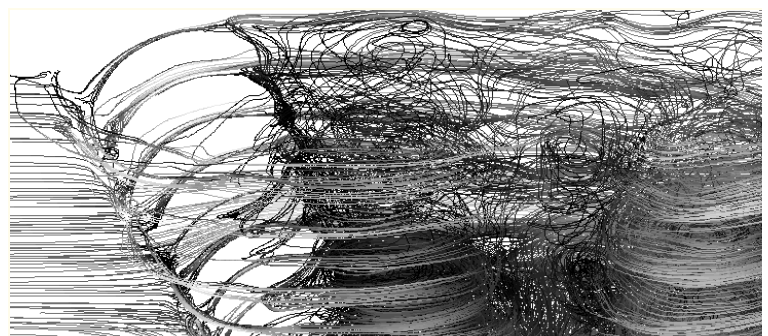
Обробка експериментальних даних та їх представлення проводилась в числах подібності  $Nu$ ,  $Eu$ ,  $Re$ , в яких за визначальний розмір приймався умовний діаметр, що дорівнював  $D_y = D - h$ , а за характерну швидкість приймалася швидкість у вузькому перетині шахового пакета.

Візуалізація течії поблизу поверхні поодиноких гвинтоподібних труб здійснювалась у спеціальному аеродинамічному стенді довжиною робочої ділянки 250 мм з перетином каналу  $70 \times 60 \text{ мм}^2$  за допомогою вприскування сажо-газової суміші у повітряний потік, що омивав досліджувану трубу, при його швидкостях  $W = (5...15) \text{ м/с}$ . Отримані картини розподілу частинок сажі на попередньо пофарбованій нітросмалю поверхні труби фотографувалися.

При комплексному аналізі результатів візуалізації течії експериментальним методом та CFD – моделюванням на поверхні лобових ділянок гвинтових впадин були виявлені підково-подібні вихори (рис. 10). Ці вихори взаємодіють з основним



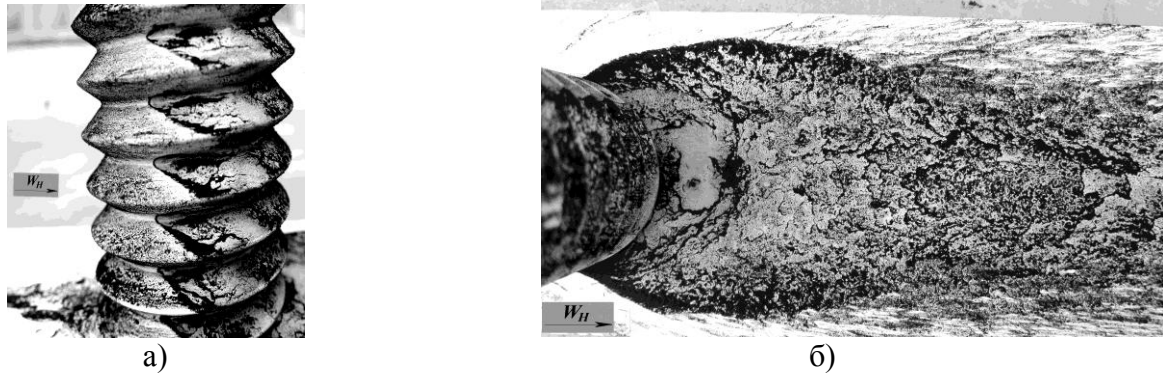
а)



б)

Рис. 10. Утворення тривимірних вихорів у впадині лобової області (а) та ймовірнісні траєкторії руху частинок потоку, що набігає на гвинтоподібну трубу (б)

поток, що омиває гвинтоподібну трубу, і відриваються разом з ним за міделевим перетином, утворюючи в сліді складні тривимірні вихрові структури (рис. 11). Все це призводить до підвищення рівня збуреності потоку в міжтрубному просторі пакету та відміченого вище підвищення значень показника степені  $m$ , а у підсумку інтенсивності теплообміну.



а) – вид збоку; б) – у ближньому сліді

Рис. 11. Візуалізація течії на зовнішній поверхні гвинтоподібної труби з  $t/h = 2,28$   
 $h/d = 0,097$   $Z=1$  за допомогою саже-газової суспензії

Отримані дані свідчать про доцільність узагальнення результатів ступеневими залежностями

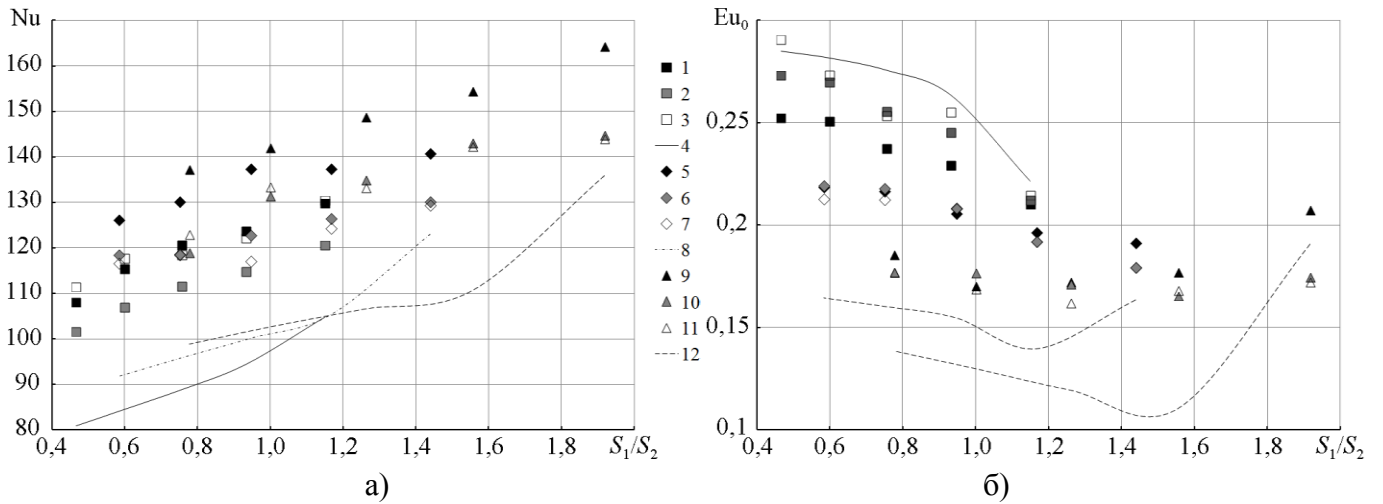
$$\text{Nu} = C_q \cdot \text{Re}^m \quad (10) \quad \text{та} \quad \text{Eu}_0 = C_s \cdot \text{Re}^{-n}. \quad (11)$$

Виявлено суттєвий вплив на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір поперечного  $S_1$  та поздовжнього  $S_2$  кроків. На рис. 12 представлені залежності чисел Нуссельта та Ейлера від узагальненого параметра розміщення труб у пучку  $S_1/S_2$ . На рисунку також нанесені нормативні розрахункові криві для пакетів з гладких круглих труб.

Виявлено, що інтенсивність теплообміну пакетів гвинтоподібних труб вища на (2 – 49) % ніж відповідних пакетів гладких круглих труб та зростає із зростанням параметру  $S_1/S_2$ . Найнижчий рівень інтенсифікації теплообміну (6% для гвинтоподібних труб №2, №4 та 20% для шахових пакетів з гвинтоподібних труб №1) мають так звані "обужені" пакети, в яких діагональний крок між трубами менше поперечного кроку чи близький до нього.

Також виявлено, що значення показника степені  $m$  при числі Рейнольдса змінюються в межах  $m = 0,625 \dots 0,655$  для пакетів труб різної геометрії і є більш високими ніж для відповідних пакетів гладких круглих труб. Це пов'язано з тим, що виступи на рівнорозвиненій поверхні виконують роль турбулізаторів потоку (рис. 10,11). Найбільший рівень збуреності потоку, якому відповідає значення  $m = 0,655$ , досягається для шахових пакетів труб з 3-ма заходами гвинтового виступу. В той же час, аналіз показав можливість узагальнення експериментальних даних з теплообміну залежністю виду (10) при постійному значенні показника степені  $m = 0,64$  з достатньою для інженерної практики точністю розрахунків.





1, 5, 9 –  $S_1/D = 1,105, 1,382, 1,842$ , відповідно, пакети гвинтоподібних труб №1;  
 2, 6, 10 –  $S_1/D = 1,105, 1,382, 1,842$ , відповідно, пакети гвинтоподібних труб №2  
 3, 7, 11 –  $S_1/D = 1,105, 1,382, 1,842$ , відповідно, пакети гвинтоподібних труб №4  
 4, 8, 12 –  $S_1/D = 1,105, 1,382, 1,842$ , відповідно, пакети гладких труб  
 Рис. 12. Залежності  $Nu = f(S_1/S_2)$  а) та  $Eu_0 = f(S_1/S_2)$  б) при  $Re = 2 \cdot 10^4$

Для розрахунку значень  $C_q$  у формулі (9) пропонується залежність виду

$$C_q = C_1 \cdot (S_1/S_2)^{n_1}, \quad (12)$$

де  $C_1, n_1$  – емпіричні коефіцієнти. Для гвинтоподібних труб №1,2,4  $C_1 = 0,24, 0,22, 0,224$ , відповідно та  $n_1 = 0,3, 0,3, 0,4$ , відповідно.

Рівняння (10) з урахуванням (12) та прийнятого значення ( $m = 0,64$ ) описує наведені на результати експериментальних досліджень з похибкою, що не перевищує  $\pm 10\%$ .

Аналіз отриманих даних з аеродинамічного опору пакетів гвинтоподібних труб показав, що значення показника степені  $n$  та коефіцієнта  $C_s$  при числі Рейнольдса в формулі (11) значно залежать від узагальнених геометричних характеристик  $S_1/S_2$  та  $H/F$  (рис. 12 (б)). Діапазон зміни значення показника степені складає:  $n = 0,143 \dots 0,189$

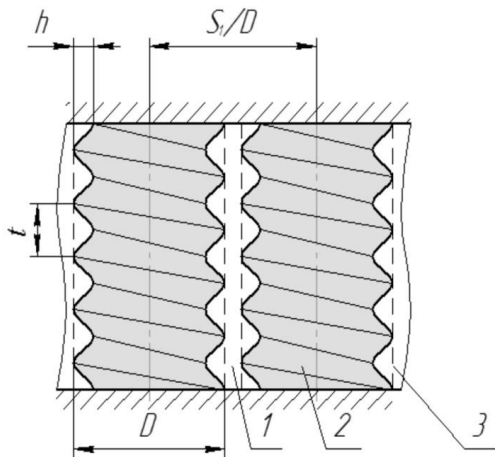
Для розрахунку значень показника степені  $n$  та  $C_s$  у формулі (11) пропонуються такі залежності:

$$n = \left[ 5,54 \cdot \left( \frac{S_1}{S_2} \right) - 6,2 \cdot \ln \left( \frac{S_1}{S_2} \right) \right]^{-1} \cdot 0,87 \cdot (H/F)^{0,06}; \quad (13)$$

$$C_s = \exp \left[ 3,54 \cdot e^{-\left( \frac{S_1}{S_2} \right)} - 1,1 \cdot \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^{-1} \right] \cdot 0,5 \cdot (H/F)^{0,3}. \quad (14)$$

Похибка при використанні залежностей (11),(13),(14) не перевищує  $\pm 20\%$ .

Оцінка теплоаеродинамічної ефективності пакетів гвинтоподібних труб проводилась для найбільш цікавих в плані використання "щільних" пакетів гвинтоподібних труб ( $S_1/D = 1,105$ ,  $S_2/D = 0,96 \dots 1,46$ ), які порівнювались з даними з теплообміну та опору відповідних за кроками пакетів гладких труб з зовнішнім діаметром  $D$ . Зовнішній діаметр  $D$  вихідної гладкої труби (рис. 13), використовувався в якості визначального розміру в числах подібності (10) та (11), як



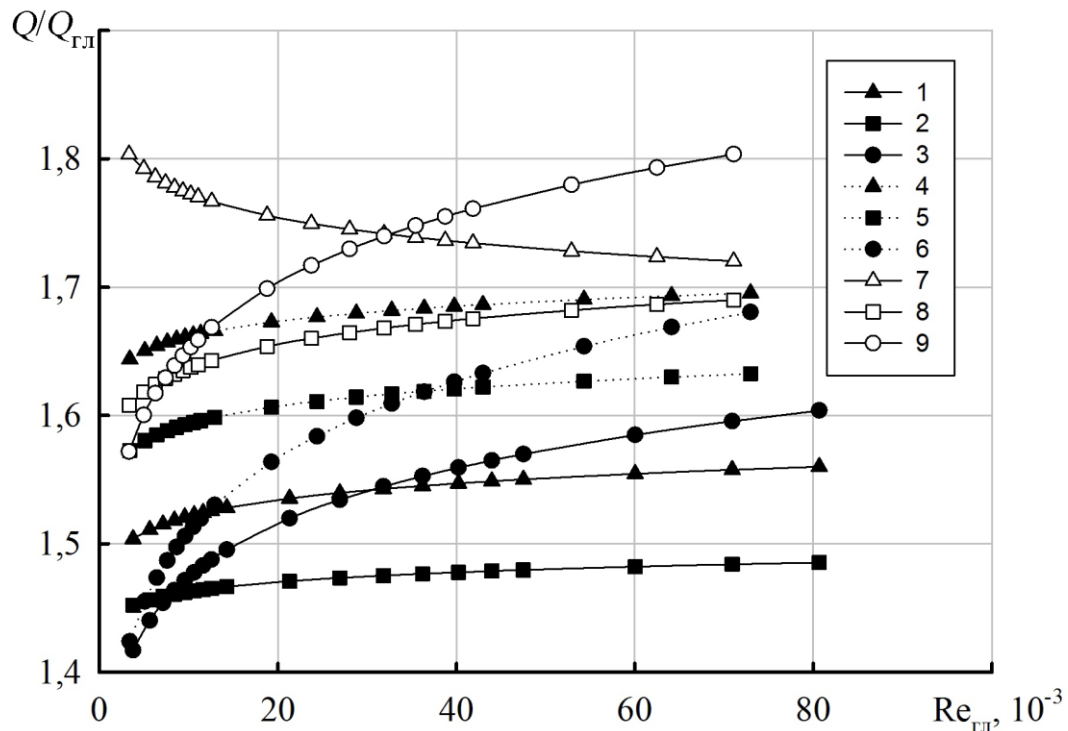
1 – живий перетин; 2 – гвинтоподібна труба; 3 – контур гладкої труби

Рис. 13. Геометричні характеристики гвинтоподібних труб

для пакетів гладких, так і гвинтоподібних труб. Такий підхід при аналізі пов'язаний з тим, що гвинтоподібні труби виготовлялись шляхом деформування гладких труб діаметром  $D$  та розглядаються як альтернатива останнім. Швидкість визначалась в найвужчому перетині пакету.

Оцінка проводилась на основі аналізу залежностей  $(Q/Q_{\text{гл}}) = f(\text{Re}_{\text{гл}})$  при однакових перепадах тиску в пакетах ( $\Delta P/\Delta P_{\text{гл}} = 1$ ), де  $Q$ ,  $Q_{\text{гл}}$  – теплові потоки, що відводиться від одного погонного метра гвинтоподібної та гладкої труб при однакових температурних напорах,  $\Delta P$  і  $\Delta P_{\text{гл}}$  – втрати тиску в пакеті гвинтоподібних і гладких труб, відповідно) (рис. 14).

Аналіз цих залежностей свідчить, що відведений від пакетів гвинтоподібних труб питомий тепловий потік  $Q$  на (30...65)% більше, ніж тепловий потік, що



1,2,3 –  $\sigma_2 = 0,96$  труби №1, №2, №4, відповідно; 4,5,6 –  $\sigma_2 = 1,184$  труби №1, №2, №4, відповідно; 7,8,9 –  $\sigma_2 = 1,46$  труби №1, №2, №4, відповідно

Рис. 14. Залежності  $(Q/Q_{\text{гл}}) = f(\text{Re}_{\text{гл}})$  при  $\Delta P/\Delta P_{\text{гл}} = 1$  та  $\sigma_1 = 1,105$

відведений від відповідних пакетів гладких труб. При цьому максимальні значення  $Q/Q_{\text{гл}}$  характерні для пакетів труб №1 та №4 при  $\sigma_1 = 1,105$ ;  $\sigma_2 = 1,46$ .

Такий ефект можна пояснити наступними трьома чинниками.

Першим, найбільш явним чинником є фактор розвитку поверхні  $\psi$ , пропорційно якому при рівних умовах збільшується  $Q$ . Поверхня одного погонного метра трьох різновидів досліджуваних гвинтоподібних труб на (16...24)% перевищувала поверхню теплообміну відповідних вихідних гладких труб (табл. 2).

Другий чинник – більш висока, ніж при омиванні гладких труб, турбулізація потоку при поперечному омиванні гвинтоподібних труб. Порівняння даних для труб №2 та №4, геометрія котрих відрізняється тільки кількістю заходів гвинтової впадини, а значить і кутами атаки гвинтових виступів по відношенню до напрямку потоку, показало, що збільшення останнього призводить до зростання інтенсивності тепловіддачі внаслідок більшого збурення потоку.

Про визначну роль турбулізації потоку в розглянутих процесах свідчить також те, що інтенсивність теплообміну збільшується зі зростанням  $S_2/D$  при  $S_1/D = \text{const}$ . Так для малих значень відносного поздовжнього кроку ( $S_2/D = 0,96$ ), приріст тепловіддачі найменший, турбулентність пригнічується у вузьких міжтрубних проміжках. Для випадку  $S_2/D = 1,46$  ці проміжки вже стають достатньо великими для розвитку турбулентності у ближньому сліді при збереженні високих локальних швидкостей омивання труб. Тому величина  $Q/Q_{\text{гл}}$  в розглянутому інтервалі  $\sigma_2$  приймає максимальне значення.

Третій чинник – менша, ніж для відповідних гладких труб, площа міделевого перетину гвинтоподібних труб (рис. 13) і, відповідно, більший живий перетин для проходу теплоносія в пакетах гвинтоподібних труб при  $S_1/D = \text{idem}$ . Саме тому в пакетах гвинтоподібних труб зменшується кривизна ліній току (рис. 15) і, як наслідок знижується коефіцієнт аеродинамічного опору пакету. Менший коефіцієнт опору дозволяє досягати значень  $\Delta P$ , що характерні для шахових пакетів з гладких круглих труб ( $\Delta P/\Delta P_{\text{гл}} = 1$ ), при більших швидкостях потоку, що, в свою чергу, призводить до інтенсифікації теплообміну.

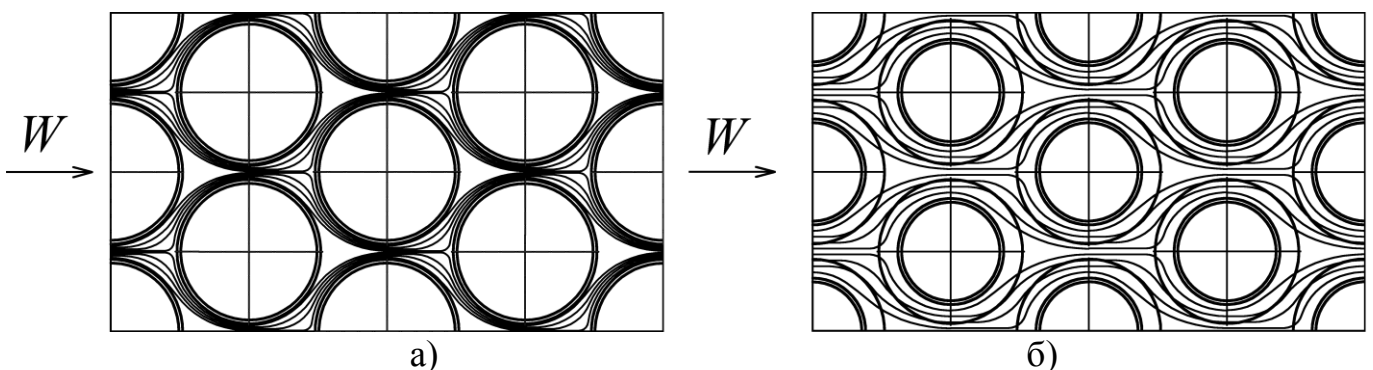


Рис. 15. Схема течії в "щільному" шаховому пакеті з гладких труб (а) та з гвинтоподібних труб (б)

Особливо потрібно відмітити, що фактор зменшеної площі міделевого перетину гвинтоподібних труб дозволяє реалізувати гранично щільні компоновки пакетів ( $\sigma_1 \rightarrow 1$ ,  $\sigma'_2 \rightarrow 1$ ), що не можливо в разі використання відповідних за діаметром ( $D$ )

гладких труб, які в цьому випадку створюють непрохідний бар'єр для потоку теплоносія ( $Eu_0 \rightarrow \infty$ ) (рис. 16).

В четвертому розділі представлено результати розробки типоряду регенераторів з пакетів гвинтоподібних труб для газотурбінної установки ГТК – 10, яка базується на методиках теплового і аеродинамічного розрахунків, представлених в розділах 2 і 3.

В якості базової конструкції регенератора-повітропідігрівача була обрана конструкція модульного регенератора-повітропідігрівача для ГТК – 10 компанії «ОРМА - ОЛІМП». Вона складається з 8 модулів (рис. 18), що з'єднані паралельно.

Теплообмінна поверхня проектувалась у вигляді шахових пакетів досліджуваних типів труб (табл. 2) з наступними значеннями відносних поперечного та поздовжнього кроків:  $\sigma_1 = 1,105$  та  $\sigma_2 = 1,46$ , відповідно. Компоновка з даними характеристиками показала найкращі результати при оцінці теплоаеродинамічної ефективності пакетів гвинтоподібних труб.

На основі викладеної в розділах 2, 3 розрахункової методики (формули (2), (3), (10), (11)) були розроблені 9 варіантів конструкцій регенераторів-повітропідігрівачів, що забезпечують степені регенерації  $\mu = 0,75, 0,80, 0,85$ . Основні характеристики варіантів регенераторів приведені в табл. 3 в порівнянні з 3-ма варіантами регенераторів, які виконані з вихідних недеформованих гладких труб діаметром  $D = 0,038$  м при рівних інших умовах.

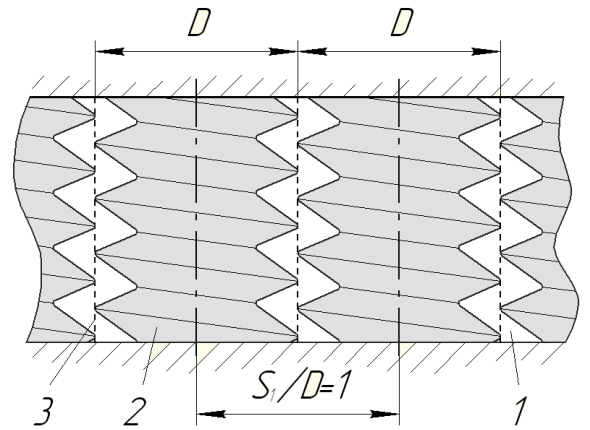


Рис. 16. Схема пакету з гвинтоподібними трубами та гладкими при  $S_1/D=1$  (позначення відповідно до рис. 13)

Таблиця 3. Характеристики регенераторів із круглих та гвинтоподібних труб

Характеристика	Регенератор з труб			
	гладких	гвинтоподібних		
Геометричні характеристики поверхні	-	$t = 12$ мм $h = 5$ мм $Z = 1$	$t = 8$ мм $h = 3,5$ мм $Z = 1$	$t = 8$ мм $h = 3,5$ мм $Z = 3$
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м <sup>2</sup> ·К):				
$\mu = 0,75$	51,0	98,3	85,5	92,6
$\mu = 0,80$	48,1	88,2	77,5	84,0
$\mu = 0,85$	44,6	77,1	68,3	74,2
Загальна довжина труб регенератора, км:				
$\mu = 0,75$	48,4	21,6	23,2	21,5
$\mu = 0,80$	61,0	28,7	30,5	28,2
$\mu = 0,85$	80,0	39,8	42,2	38,8
Сумарні відносні втрати тиску, %:				
$\mu = 0,75$	4,10	3,14	3,83	4,52
$\mu = 0,80$	2,78	2,15	2,52	2,94
$\mu = 0,85$	1,80	1,60	1,69	1,91

Порівняльний аналіз показав (рис. 17), що використання гвинтоподібних труб замість гладких в якості поверхонь нагріву регенераторів-повітропідігрівачів призводить до:

- збільшення коефіцієнту теплопередачі на (53,1...92,7)%;
- зменшення загальної довжини і маси труб в 1,9 – 2,3 рази в залежності від степені регенерації та геометричних характеристик поверхонь (рис. 17);
- зменшення кількості технологічних операцій при виготовленні регенератора-повітропідігрівача (кількість отворів в трубних дошках та зварних з'єднань труб поверхонь нагріву з трубними дошками до 28%);
- зменшення габаритних розмірів модуля регенератора: ширини до 28%, довжини до 38% (рис.18);
- зниження сумарних відносних втрати тиску в газовому та повітряному трактах.

Найкращі характеристики регенератора-повітропідігрівача відповідають варіанту конструкції з гвинтоподібних труб наступної геометрії:  $t/h = 2,4$ ,  $h/d = 0,139$ ,  $Z = 1$ .

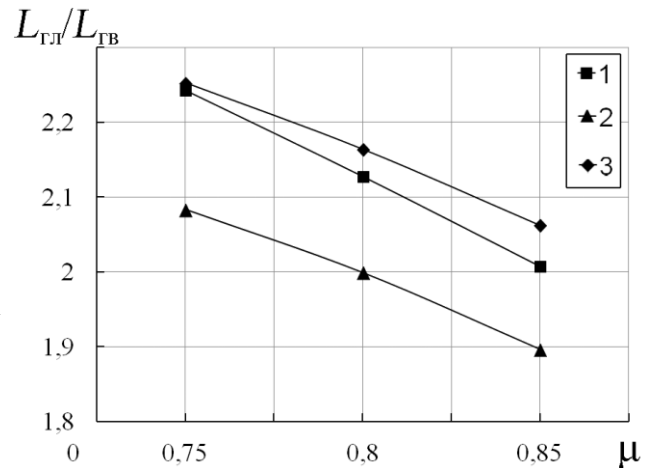
Представлені розрахунково-конструкторські опрацювання показують, що застосування труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями дозволяє створити регенератори-повітропідігрівачі ГТУ з високими коефіцієнтами регенерації ( $\mu = 0,8...0,85$ ), покращеними масо-габаритними характеристиками і допустимими сумарними відносними втратами тиску в газових та повітряних трактах.

а) – гвинтоподібні труби  $t = 8\text{мм}$   $h = 3,5\text{мм}$   $Z = 3$ ; б) – гладкі труби

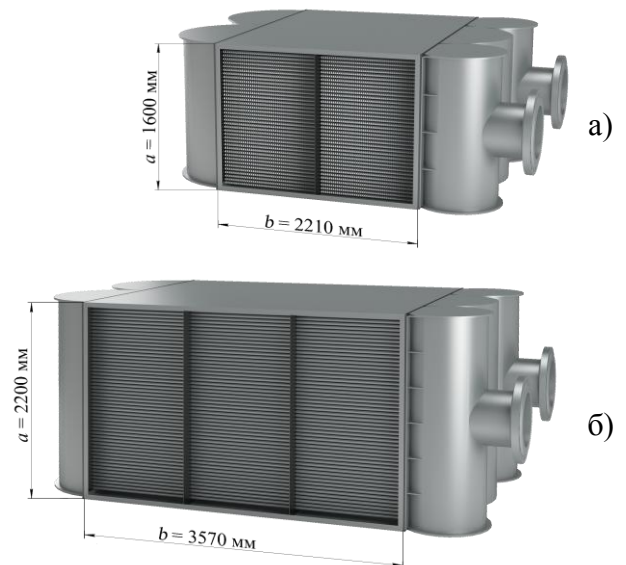
Рис. 18. Порівняння габаритних розмірів трубного пакету модуля регенератора з тепловою потужністю  $Q = 22,6\text{ МВт}$  при інших однакових умовах, що забезпечує степені регенерації  $\mu = 0,75$

## ВИСНОВКИ

В дисертації запропоновано нове вирішення наукової проблеми підвищення теплоаеродинамічної ефективності трубчастих поверхонь теплообміну, шляхом дослідження та впровадження гвинтоподібних труб з рівнорозвиненими зовнішньою



1,2,3 – труби №1, №2, №4, відповідно  
Рис. 17. Порівняльний аналіз довжини труб повітропідігрівача від степені регенерації ( $L_{\text{гл}}$ ,  $L_{\text{гв}}$  – загальна довжина гладких та гвинтоподібних труб в регенераторі, відповідно)



та внутрішньою поверхнями. Виконана комплексна робота у підсумку якої, можна зробити наступні висновки.

1. Дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну та аеродинамічного опору при вимушеній течії теплоносія всередині гвинтоподібних труб дозволили отримати узагальнені залежності з теплообміну та аеродинамічного опору, що забезпечують розбіжність із дослідними даними не більше, ніж  $\pm 10\%$  в інтервалах геометричних та режимних параметрів:  $t/h = 1,8 \dots 2,4$ ,  $h/d = 0,097 \dots 0,139$ ,  $Z = 1 \dots 4$ ,  $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$ . Виявлено, що геометричні характеристики гвинтоподібних труб суттєво впливають на інтенсивність теплообміну, аеродинамічного опору: їх зміна в інтервалах  $t/h = 1,8 \dots 2,4$ ;  $h/d = 0,098 \dots 0,139$ ;  $Z = 1 \dots 4$  призводить до інтенсифікації теплообміну до 64 % та зменшення коефіцієнту аеродинамічного опору до (32...36) %.

2. В роботі встановлено, що при вимушеній течії теплоносія всередині гвинтоподібної труби довжина початкової ділянки теплової стабілізації значно менше, ніж в круглій гладкій трубі і складає  $l \approx (3 \dots 4) \cdot d$  при турбулентному режимі течії. Це дозволяє використовувати формули (2), (3) для розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб довжиною  $l \geq 10 d$ .

3. Виявлено три типи вихрових структур, що формуються у гвинтоподібній трубі: вхідні локальні поздовжні вихори, вихрові джгути всередині гвинтоподібних впадин та основний поздовжній вихор у ядрі потоку. Існування котрих призводить до збурення потоку всередині гвинтоподібної труби і, як наслідок, збільшення інтенсивності теплообміну.

4. Застосування гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею дозволяє підвищити тепловідвід до внутрішнього теплоносія в 2,35...3,5 рази в порівнянні з відповідними за діаметром  $d$  гладкими трубами. При цьому максимальне значення характерно для труб з  $t/h = 2,4$ ,  $h/d = 0,139$  та  $Z = 1$ .

5. Вперше, за допомогою методу повного теплового моделювання, виконані дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб в інтервалах геометричних та режимних характеристик:  $t/h = 1,8 \dots 2,4$ ,  $h/d = 0,097 \dots 0,139$ ,  $Z = 1 \dots 3$ ,  $S_1/D = 1,105 \dots 1,184$ ,  $S_2/D = 0,960 \dots 2,368$ ,  $Re = (4 \dots 90) \cdot 10^3$  та  $Re = (7 \dots 90) \cdot 10^3$ , відповідно. Отримано узагальнені залежності, які враховують вплив на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір геометричних характеристик поверхні, крокових характеристик пакетів, та забезпечують розбіжність із дослідними даними не більше, ніж  $\pm 15\%$  та  $\pm 20\%$ , відповідно.

6. Встановлено, що тепловідведення до зовнішнього теплоносія в пакетах гвинтоподібних труб на (30...65)% більше, ніж в разі використання відповідних пакетів гладких труб при однакових втратах на прокачування теплоносія. Показано, що такий ефект пов'язаний з трьома наступними чинниками: розвитком поверхні, більш високою, ніж при омиванні гладких труб турбулізацією потоку в міжтрубному просторі та меншою, ніж для відповідних гладких труб, площею міделевого перетину гвинтоподібних труб.

7. Використання гвинтоподібних труб дозволяє створити регенератори-повітропідігрівачі ГТУ з гранично-щільними компоновками труб в пакеті, високими коефіцієнтами регенерації ( $\mu = 0,8 \dots 0,85$ ), допустимими сумарними відносними

втратами тиску в газових та повітряних трактах і зменшеними в 1,9 – 2,3 рази загальною довжиною та масою труб.

Результати роботи використані ТОВ МВВФ „Енергетик” при виконанні пошукових проектно-конструкторських робіт в напрямку розробки конвективних поверхонь теплообміну для регенератора-повітропідігрівача ГТУ (ГТК – 10) та ТОВ "СП "Укрінтерм" при розробці технічної концепції проектів реконструкції промислових та житлово-комунальних котелень.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету «КПІ ім. Ігоря Сікорського» при підготовці магістрантів за спеціальністю Теплоенергетика спеціалізації Теплофізика.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Рева С.А, Рогачов В.А., Терех О.М. Алфьорова О.В. Теплообмін мало рядних пучків гвинтоподібних труб. *Східно – європейський журнал передових технологій*. 2013. № 3/8 (63). С. 54 – 56. (**Academic Search Complete, CAPlus, Index Copernicus, РІНЦ**).

*У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних з теплообміну шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

2. Письменний Є.М., Рева С.А., Терех О.М. Аеродинамічний опір шахових пучків гвинтоподібних труб. *Східно – європейський журнал передових технологій*. 2013. № 6/8 (66). С. 31 – 35. (**Academic Search Complete, CAPlus, Index Copernicus, РІНЦ**).

*У публікації автору належить аналіз експериментальних даних з аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

3. Письменний Є.М., Рева С.А., Терех О.М., Баранюк О.В. Теплоаеродинамічна ефективність пакетів гвинтоподібних труб. *Наукові вісті НТУУ "КПІ"*. 2017. №2. С. 7 – 11. (**WorldCat, Google Scholar, OpenAIRE, РІНЦ, EBSCO**).

*Автор провів оцінку теплоаеродинамічної ефективності шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

4. Рева С.А. CFD – моделюванні течії всередині гвинтоподібних труб. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2017. – № 4. С. 119 – 125. (**Index Copernicus, Google Scholar, РІНЦ та ін.**).

5. Письменний Е. Н., Рева С.А., Терех А.М., Руденко А.И. Обобщение данных по аэродинамическому сопротивлению пакетов винтообразных труб. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №5 (24), С. 103 – 106. (**РІНЦ**).

*Автор провів аналіз та узагальнення експериментальних даних з аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

6. Рева С.А., Письменний Є.М. Теплоаеродинамічна ефективність пакетів гвинтоподібних труб. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики” : зб. тез доп. XII міжнар. наук.-практ. конф. (м. Київ, 22 – 25.04.2014 р.). Київ, 2014. С. 54.

*Автор провів оцінку теплоаеродинамічної ефективності шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

7. Рева С.А., Письменный Є.М. Особливості методики дослідження теплоаеродинамічних характеристик рівнорозвинених поверхонь. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XIII міжнар. наук.-практ. конф. (м. Київ, 21 – 24.04.2015 р.). Київ, 2015. С. 60.

*Автор аналізує особливості методики дослідження теплоаеродинамічних характеристик шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

8. Рева С.А., Письменный Є.М. Узагальнення експериментальних даних з теплообміну та аеродинаміки при зовнішньому омиванні пакетів гвинтоподібних труб. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XV міжнар. наук.-практ. конф. (м. Київ, 25 – 28.04.2017 р.). Київ, 2017. С. 72.

*Автору належить узагальнення експериментальних даних з теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

9. Письменный Е.Н., Рева С.А., Терех А.М., Баранюк А.В. Теплообмен и сопротивление пучков винтообразных труб в поперечном потоке. „РНКТ - 6”: труды 6-ї Російської національної конференції з тепломасообміну. (Росія, м. Москва, 27 – 31 жовтня 2014 р.) м. Москва. С. 1147 – 1149.

*Автор провів аналіз експериментальних даних з теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

10. Письменный Е.Н., Рева С.А., Терех А.М., Баранюк А.В. Теплоаэродинамическая эффективность поперечно – омываемых пучков винтообразных труб. „XV Минский международный форум по тепломасообмену”: зб. тезисів, докладів та повідомлень 15-го міжнародного форуму з тепло- та масообміну. Том 3. (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 23 – 26 травня 2016р. ). Мінськ, 2016. С.184 – 188.

*Автор виконав оцінку теплоаеродинамічної ефективності шахових пакетів гвинтоподібних труб.*

11. Письменный Е.Н., Терех А.М., Баранюк А.В., Рева С.А. Исследование теплообмена и аэродинамики потока внутри винтообразных труб. „Комп'ютерна гідромеханіка”: зб. тез. доп. 5-ї між нар. наук.-практ. конференції. (м. Київ, 29 – 30 вересня 2016 р.). Київ, 2016. С.48 – 50.

*Автор приймав участь в розробці CFD-моделі.*

12. Письменный Е. Н., Рогачев В.А., Баранюк А.В., Рева С.А., Панасюк А П. Теплообмен и аэродинамика пакетов винтообразных труб с равноразвитой поверхностью. *Современная наука: идеи, исследования, результаты, технологии.* 2013. №1 (12), С. 13 – 18.

*Автор провів аналіз експериментальних даних з теплообміну та аеродинамічного опору пакетів гвинтоподібних труб.*

13. Баранюк О.В., Трубачов С.І., Рева С.А. Дослідження міцності гвинтоподібної труби з рівнорозвиненою поверхнею з урахуванням внутрішньої течії потоку. *ScienceRise.* 2017. №2 (31) С.23 – 28.

*Автор приймав участь в розробці CFD-моделі.*



## АНОТАЦІЯ

**Рева С.А. Теплообмін і аеродинаміка пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями. – На правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2019.

Дисертація присвячена вирішенню актуального завдання розробки наукових засад створення теплообмінних поверхонь нового типу з пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями, впровадження яких призводить до суттєвої економії матеріальних та енергетичних ресурсів.

В роботі виконані комплексні експериментальні та чисельні дослідження теплообміну та аеродинаміки всередині труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями та при зовнішньому поперечному омиванні їх шахових пакетів в широких діапазонах їх геометричних та режимних характеристик. Представлені результати чисельного дослідження та саже-газової візуалізації на основі яких розкриті особливості утворення вихрових структур та відривних потоків.

Отримані узагальнені рівняння подібності для розрахунку інтенсивності конвективного теплообміну та аеродинамічного опору при вимушеній течії всередині гвинтоподібних труб та при зовнішньому омиванні поперечним потоком їх шахових пакетів, що враховують як геометричні характеристики поверхні, так і розташування труб в шахових пакетах та режимних параметрів.

Запропоновані методики теплового і аеродинамічного розрахунків пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями, на основі яких виконана розробка типоряду регенераторів-повітропідігрівачів нового типу.

**Ключові слова:** гвинтоподібна труба, рівнорозвинена поверхня, теплообмін, аеродинамічний опір, чисельне моделювання, регенератор-повітропідігрівач, ефективність.

## АННОТАЦИЯ

**Рева С.А. Теплообмен и аэродинамика пакетов труб с равноразвитыми внешней и внутренней поверхностями. – На правах рукописи.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского» МОН Украины, Киев, 2019.

Диссертация посвящена решению актуальной задачи разработки и обоснования научных основ создания теплообменных поверхностей нового типа из пакетов труб с равноразвитыми внешней и внутренней поверхностями, внедрение которых приводит к существенной экономии материальных и энергетических ресурсов.

В работе выполнены комплексные экспериментальные и численные исследования теплообмена и аэродинамики внутри труб с равноразвитыми внешней

и внутренней поверхностями, при внешнем поперечном обтекании шахматных пакетов таких труб в широких диапазонах их геометрических и режимных характеристик, актуальных для теплообменного оборудования.

При проведении исследований был применен комплексный подход к моделированию процессов переноса, который охватывал использование экспериментальных методов исследования теплообмена и аэродинамики на аэродинамических стендах, а также методы численного моделирования. По результатам экспериментальных исследований была проведена валидация методики численного моделирования течения внутри винтообразных труб. Коэффициенты конвективного теплообмена определялись по результатам измерений распределения температур поверхности винтообразных труб на основе методов полного теплового моделирования с применением электрообогрева. При внешнем обтекании пакетов винтообразных труб питание электронагревателей всех труб осуществлялось переменным током с независимым подключением каждого поперечного ряда. Источниками тока служили автотрансформаторы типа РНШ. Питание калориметра осуществлялось отдельно от других труб пакета. Аэродинамическое сопротивление при вынужденном течении внутри винтообразных труб и при обтекании их шахматных пакетов определялись по результатам измерения перепадов давлений. В ходе исследований особенностей течения при внешнем обтекании пакетов винтообразных труб применялся также метод поверхностной визуализации потока с помощью саже-керосиновой смеси.

При течении теплоносителя внутри винтообразных труб обнаружено три типа вихревых структур, которые в значительной степени определяют интенсивность переноса теплоты и импульса. Показано, что длина начального участка тепловой стабилизации значительно меньше, чем в круглой гладкой трубе и составляет  $l \approx (3 \dots 4) \cdot d$  при вынужденном турбулентном режиме течения. Определены безразмерные геометрические характеристики труб с равноразвитой поверхностью, их влияние на интенсивность переноса теплоты и импульса внутри таких труб, на основании которых получены обобщающие уравнения для расчета внутреннего теплообмена и аэродинамического сопротивления, которые обеспечивают достаточную для инженерных практики точность расчетов.

Представленные результаты визуализации течения теплоносителя при поперечном обтекании шахматных пакетов труб с равноразвитой поверхностью получены экспериментальными и численными методами. Обнаружено существование на поверхности лобовых участков винтообразных впадин подковообразных вихрей, которые взаимодействуют с основным потоком, обтекающим винтообразную трубу, и отрываются вместе с ним за миделевым сечением, образуя в следе сложные трехмерные вихревые структуры. В конечном итоге, все это приводит к повышению уровня возмущения потока в межтрубном пространстве пакета, и, как следствие, интенсивности теплообмена. Получены обобщенные уравнения подобия для расчета интенсивности конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления при внешнем обтекании поперечным потоком их шахматных пакетов, учитывающие как геометрические характеристики поверхности, так и расположения труб в шахматных пакетах и режимных параметрах.

Разработаны инженерные методики расчета теплообмена и аэродинамического

сопротивления в теплообменниках, которые выполнены в виде пакетов труб с равноразвитой поверхностью. Показано, что использование таких поверхностей в теплообменниках типа «газ – газ» позволяет значительно повысить уровень переданного теплового потока и, как следствие, уменьшить массу и длину труб в 1,9...2,3 раза. Это позволяет разработать новые регенераторы-воздухоподогреватели ГТУ с высокими степенями регенерации при этом не изменяя существующие технологии сборки теплообменных устройств, монтажное оборудование и фундаменты на которые они устанавливаются, а также повышение коэффициента полезного действия ГТУ регенеративного цикла.

**Ключевые слова:** винтообразная труба, равноразвитая поверхность, теплообмен, аэродинамическое сопротивление, численное моделирование, регенератор-воздухоподогреватель, эффективность.

## ANNOTATION

**Reva S.A. Heat transfer and aerodynamics of tubes banks with equaldeveloped external and internal surfaces. – The manuscript.**

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.14.06 – Technical thermal physics and industrial power engineering. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kiev Polytechnic Institute” MES of Ukraine, Kyiv, 2019.

Dissertation is devoted to solving the actual problem of the development of scientific bases of creating a new type of heat transfer surfaces from the tubes banks with equaldeveloped external and internal surfaces, the implementation of which leads to significant savings in material and energy resources.

Comprehensive study on the heat transfer and aerodynamic drag of banks of tubes with equaldeveloped external and internal surfaces in wide ranges of geometric and a regime characteristics was carried out. The results of a numerical study and a gas-coil visualization on the basis of which features of the formation of vortex structures and separation streams are disclosed.

The generalized similarity equations for the calculation of the intensity of convective heat transfer and aerodynamic resistance with the forced flow of the coolant inside the tubes with equaldeveloped external and internal surfaces and with the external transverse flow of their staggered banks by the coolant are obtained, taking into account both geometric characteristics tubes and the location of tubes in staggered bank and regime parameters.

The methods of thermal and aerodynamic calculations of tubes banks with equaldeveloped external and internal surfaces are proposed, on the basis of which the development of a type of regenerators-air type heaters of a new type has been executed.

**Keywords:** helical tube, equaldeveloped surface, heat transfer, aerodynamic resistance, numerical study, regenerators-air type heaters, efficiency.