

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

КОНДРАТЮК ВАДИМ АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 536.24:533.6.011

**ТЕПЛООБМІН І АЕРОДИНАМІКА ПУЧКІВ
ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ В ПОПЕРЕЧНОМУ ПОТОЦІ**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Київ – 2016

Дисертацією є рукопис

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

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Письменний Євген Миколайович,
Національний технічний університет України
„Київський політехнічний інститут”, декан
теплоенергетичного факультету, професор кафедри
атомних електричних станцій і інженерної
теплофізики

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

кандидат технічних наук,
П’яних Костянтин Євгенович,
Інститут газу НАН України,
завідуючий відділу процесів горіння

Захист дисертації відбудеться 07 червня 2016 року о 15⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д26.002.09 в Національному технічному університеті України “Київський політехнічний інститут” за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37, корпус 5, аудиторія 307.

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

Автореферат розісланий „___” травня 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



В. І. Коньшин

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Пошук раціональних способів інтенсифікації процесів теплопереносу є головним напрямом удосконалення теплообмінних апаратів. Особливої актуальності вирішення цієї проблеми набуває в умовах гострої необхідності модернізації газотранспортної системи України для підвищення її ефективності, суттєвого зменшення витрат «технологічного» газу в газоперекачувальних агрегатах (ГПА) з газотурбінним приводом, що складають основу існуючого парку ГПА. У більшості таких ГПА використовуються газотурбінні установки (ГТУ) з простим регенеративним циклом і коефіцієнтом регенерації r , значення якого не перевищує $r = 0,70 \dots 0,75$, тому найбільш реальним і відносно маловитратним напрямом модернізації є підвищення ступеня регенерації до $r = 0,80 \dots 0,85$. Це дозволяє, наприклад, знижувати витрату «технологічного» газу в середньому на 1,5 млн. куб. метрів на рік на один агрегат типу ГПК-10. Проте підвищення ступеня регенерації супроводжується надмірним збільшенням габаритів, маси і вартості регенератора-повітрянагрівача, а також втрат тиску в газовому і повітряному трактах ГТУ, якщо його теплообмінні поверхні виконувати зі звичайних труб круглого перетину.

В якості альтернативи пропонується застосування труб зручнообтічних профілів, а саме плоскоовальних труб, як найбільш технологічних із них.

Однак, застосування плоскоовальних труб у конструкціях теплообмінників стримує відсутність надійних інженерних методик розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору пакетів таких труб при широкому варіюванні їх геометричних та режимних характеристик.

Крім того, відсутні дані про особливості процесів переносу при поперечному обтіканні труб плоскоовального профілю. Немає також рекомендацій щодо вибору оптимальних геометричних параметрів пакетів таких труб. Все відмічене говорить про актуальність теми дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Тематика дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика і енергоефективність» і пов'язана з дослідженням та розробкою високоефективних теплообмінних поверхонь на основі трубчастих пакетів. Окремі розділи даної дисертації входили до складу науково-дослідницьких програм і тем, що проводяться на кафедрі АЕС і ІТФ НТУУ «КП» та фундаментальної держбюджетної науково-дослідної роботи №2513-ф «Теплообмін і аеродинаміка складнопрофільованих теплообмінних поверхонь» (номер державної реєстрації 0112U000936), яка виконувалась за тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України.

Мета і задачі дослідження.

Метою роботи є підвищення теплоаеродинамічної ефективності рекуперативних теплообмінних апаратів шляхом дослідження і впровадження нових типів теплообмінних поверхонь у вигляді пакетів труб плоскоовального профілю.

Для досягнення цієї мети поставлено такі *задачі*:

1. Провести експериментальні та числові дослідження теплообміну і аеродинаміки одиночної плоскоовальної труби та шахових пакетів плоскоовальних

труб в широких інтервалах зміни геометричних і режимних параметрів.

2. Визначити вплив геометричних і режимних параметрів на теплові та аеродинамічні характеристики поодинокій плоскоовальній труби та шахових пакетів плоскоовальних труб.

3. Отримати узагальнені залежності для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі й аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб.

4. Отримати нові дані, щодо особливостей процесу теплопереносу в пакетах плоскоовальних труб та можливостей його інтенсифікації.

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

Об'єкт дослідження – процеси переносу теплоти та імпульсу в пакетах плоскоовальних труб при вимушеному поперечному їх обтіканні потоком газу.

Предмет дослідження – закономірності теплообміну та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб в широкому діапазоні зміни їх конструктивних та режимних параметрів.

Методи дослідження. Використовувалися експериментальні методи досліджень теплообміну та аеродинаміки в пакетах труб на аеродинамічних стендах, а також методи числового моделювання. Інтенсивність конвективної тепловіддачі визначалася на основі методу повного теплового моделювання із застосуванням електрокалориметрування. При дослідженні особливостей течії застосовувався також метод поверхневої візуалізації потоку за допомогою сажо-газової суміші.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

1. Вперше виконано комплексні дослідження теплообміну та аеродинаміки пакетів плоскоовальних труб та поодиноких плоскоовальних циліндрів в широких діапазонах геометричних і режимних характеристик.

2. Вперше вивчено закономірності обтікання та локальної тепловіддачі поодиноких плоскоовальних циліндрів. Встановлені та обґрунтовані залежності інтенсивності тепловіддачі від відносного подовження плоскоовального профілю.

3. Визначено характер впливу геометричних характеристик плоскоовальних труб та кроків між ними на середній теплообмін та аеродинамічний опір їх шахових пакетів.

4. Вперше запропоновано узагальнені співвідношення для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі шахових пакетів плоскоовальних труб та поодиноких плоскоовальних циліндрів в практично важливих інтервалах геометричних і режимних характеристик.

5. Отримано узагальнені рівняння для розрахунку аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб в практично важливих інтервалах геометричних і режимних характеристик.

6. Вперше застосовано «лунковий» рельєф на плоских бокових поверхнях плоскоовальних труб. Вивчено його вплив на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір пакетів таких труб.

Практичні значення результатів роботи. На основі виконаних досліджень розроблено інженерні методики розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору поверхонь нагрівання у вигляді пакетів плоскоовальних труб, які можуть

застосовуватися при проектуванні широкого ряду теплообмінних апаратів для енергетики та промисловості.

Запропоновані нові методики теплового та аеродинамічного розрахунків плоскоовальних поверхонь нагрівання є методичною основою для створення конкурентоспроможних типів теплообмінних апаратів зі зменшеними на 30...40 % габаритами і масою, підвищеною надійністю та поліпшеними експлуатаційними характеристиками. Все це забезпечить значну економію матеріальних та енергетичних ресурсів. Так, лише впровадження розробленого на основі результатів дисертаційної роботи регенератора-повітрянагрівача для ГПА ГПК-10 дозволить економити до 48 млн. куб. метрів природного газу на рік.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі для підготовки бакалаврів теплоенергетичного факультету НТУУ «КПІ» за напрямом підготовки «Теплоенергетика».

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримано особисто автором. Йому належать: проектування і виготовлення експериментальних зразків, конструювання та участь у створенні експериментальних установок для теплових та аеродинамічних досліджень, проведення експериментальних та числових досліджень, обробка і аналіз їх результатів, отримання узагальнених залежностей для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб, виконання теплового та аеродинамічного розрахунків регенератора-повітрянагрівача для ГПА ГПК-10.

Апробація результатів дисертації. Результати та основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на IX Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”(м. Київ, Україна 20 – 24 квітня 2010 р.); на XVIII Школі-семінарі молодих вчених і спеціалістів під керівництвом академіка РАН А. І. Леонтева „Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях” (м. Звенигород, Росія 25 – 30 травня 2011 р.); на 9-ій науковій Міжнародній школі-конференції „Актуальные вопросы теплофизики и физической газодинамики” (м. Алушта, Україна, 21 – 25 вересня, 2011 р.); на X Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”(м. Київ, Україна 17 – 21 квітня 2011 р.); на XIV Мінському міжнародному форумі з тепло- і масообміну (м. Мінськ, Білорусь, 10 – 13 вересня 2012 р.); на XI Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”(м. Київ, Україна 19 – 23 квітня 2012 р.); на XIX Школі-семінарі молодих вчених і спеціалістів під керівництвом академіка РАН А. І. Леонтева „Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях” (м. Звенигород, Росія 20 – 25 травня 2013 р.); на 11-ій науковій Міжнародній школі-конференції „Актуальные вопросы теплофизики и физической газодинамики” (м. Алушта, Україна, 23 – 30 вересня, 2013 р.); на VI Російській національній конференції по тепломасообміну „РНКТ-6” (м. Москва, Росія 27 – 31 жовтня 2014 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 21 наукову працю, у

тому числі 13 статей у наукових фахових виданнях (з них 8 статей у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз, 3 статті у наукових фахових виданнях України, 2 статті у виданнях іноземних держав, які включені до міжнародних наукометричних баз), 2 патенти України на корисну модель, 5 тез доповідей у збірниках матеріалів конференцій, 1 навчальний посібник.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 7 розділів, висновків, списку використаних джерел з 92 найменувань та додатка. Загальний обсяг роботи становить 194 сторінок, з них 101 рисунок та 30 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 та експериментальних робіт, присвячених сучасним теплообмінним гладкотрубчастим поверхням із пакетів труб різного профілю: двокутового, каплеподібного, овального, еліптичного. Проаналізовано співвідношення для розрахунків середніх коефіцієнтів тепловіддачі і опорів пакетів із цих труб та вплив на теплоаеродинамічні показники типів труб та їх компоновальних параметрів. Зроблено висновок, що застосування профільованих труб замість труб круглого поперечного перерізу є дієвим засобом підвищення теплової ефективності теплообмінних поверхонь, що веде до поліпшення масогабаритних, експлуатаційних показників, зниження собівартості теплообмінних пристроїв.

В більшості робіт (В. М. Антуф'єв, А. А. Жукаускас, Є. М. Письменний, Е. Р. Г. Еккерт, В. М. Кейс, А. Е. Берглес) стверджується, що перехід від круглого до зручнообтічного профілю в поверхнях нагрівання майже не змінює інтенсивність тепловіддачі, і в той же час у 1,5 – 2,0 рази зменшує їх аеродинамічний опір. Проте, ще й досі немає одностайної думки щодо найкращої форми профілю труби за теплоаеродинамічними показниками. Це може бути пов'язано, як із застосуванням різних методик проведення досліджень теплових характеристик пакетів труб і обробки експериментальних даних, так і недостатньо детальним і поглибленим вивченням особливостей процесів теплообміну та аеродинаміки в цих поверхнях.

Дотепер відсутні системні дослідження теплоаеродинамічних характеристик пакетів плоскоовальних труб у широких діапазонах геометричних і режимних параметрів. Не визначений вплив параметра подовження профілю труби d_2/d_1 на інтенсивність теплообміну і аеродинамічний опір поверхонь нагріву з таких труб. Досі не існує інженерних методик розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору пакетів труб з плоскоовальним профілем, відсутні дані для вибору оптимальних конструктивних параметрів пакетів, що стримує їх впровадження.

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

В **другому розділі** приведено: описи експериментальних установок, конструктивні характеристики дослідних плоскоовальних труб та їх шахових

пакетів, методики досліджень та обробки даних з теплообміну та аеродинамічного опору, методику визначення похибки прямих та непрямих вимірювань.

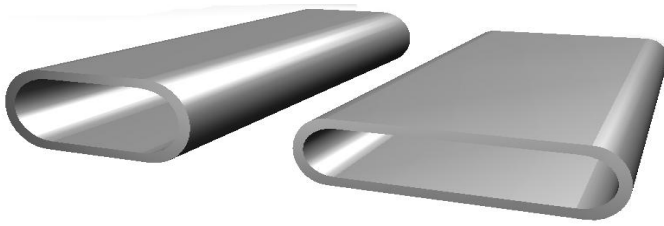


Рис. 1. Сталеві плоскоовальні труби.

Дослідження теплоаеродинамічних характеристик 50 шахових пакетів з плоскоовальних труб (рис. 2) проводилися в аеродинамічній трубі розіркненого типу прямокутного перетину $140 \times 210 \text{ мм}^2$ і довжиною проточного каналу 2900 мм.

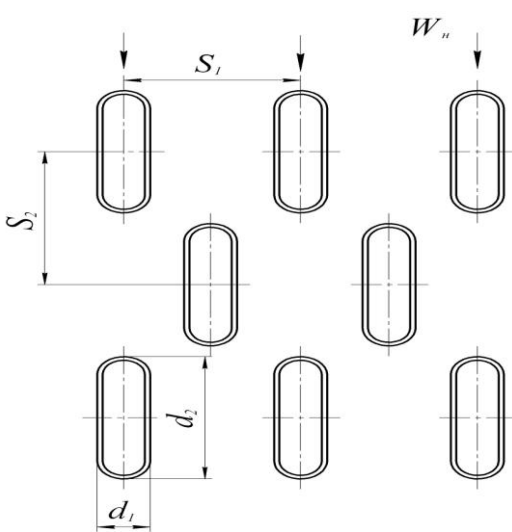


Рис. 2. Шаховий пакет плоскоовальних труб

Дослідження виконувались в наступних інтервалах геометричних і режимних характеристик: відносного подовження профілю $d_2/d_1 = 2 \dots 5$, приведена довжина поверхні $H/F = 2,06 \dots 11,14$ (відношення площі поверхні труб одного поперечного ряду пакета до площі його «живого» перетину), відносного поперечного кроку труб $S_1/d_1 = 2 \dots 3,5$, відносного поздовжнього кроку $S_2/d_2 = 2,4 \dots 5,3$, чисел Рейнольдса $Re_{d1} = (2 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3)$. Поперечний розмір труби залишався незмінним $d_1 = 15 \text{ мм}$.

Дослідження теплообміну проводились методом електрокалориметрування при $q = const$ в умовах повного теплового моделювання. Досліджувалися пакети, що мали (6-7) поперечних рядів z_2 , в кожному з яких було від 4 до 7 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 досліджених пакетів здійснювалося змінним струмом з незалежним підключенням кожного поперечного ряду. Джерелами струму служили автотрансформатори типу РНШ. Для визначення температурного поля поверхні труб застосовувалися труби-калориметри, оснащені (7...10) 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 α_k за формулою:

$$\alpha_k = \frac{Q}{H_k (\bar{t}_{cm} - \bar{t}_n)}, \quad (1)$$

де Q – тепловиділення труби-калориметра, H_k – зовнішня поверхня калориметра, \bar{t}_n – середня температура потоку в ряді, в якому встановлювалась труба-калориметр.

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

Обробка експериментальних даних та їх представлення проводилась в числах подібності Nu , Eu , Re , в яких за визначальний розмір приймався поперечний діаметр труби d_1 , а за характерну швидкість приймалася швидкість у вузькому перетині шахового пакета.

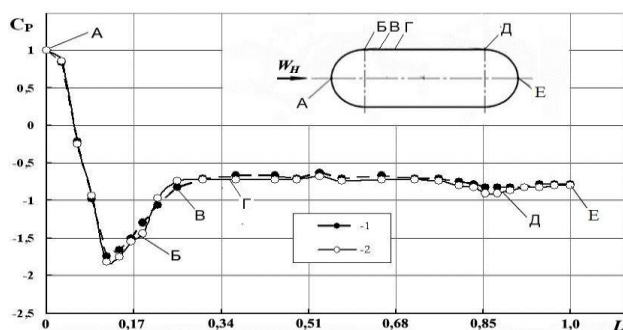
Візуалізація течії поблизу поверхні поодиноких плоскоовальних труб здійснювалась у аеродинамічному стенді довжиною робочої ділянки 250 мм з перетином каналу $70 \times 60 \text{ мм}^2$ за допомогою вприскування сажо-газової суміші у повітряний потік, що омивав досліджувану трубу в діапазоні швидкостей 5 – 15 м/с. Отримані картини розподілу частинок сажі на поверхні труби фотографувалися.

Застосована система вимірювань та методика обробки експериментальних даних дозволяли визначати числа Нусельта з похибкою 4,0 %, Ейлера – 12,7 % та Рейнольдса – 5,5 %.

Числове моделювання процесів переносу теплоти та імпульсу в пакетах плоскоовальних труб виконувалось на основі системи рівнянь руху та енергії в формі Рейнольдса. Для замикання системи використовувалась $k - \epsilon$ та RSM – моделі турбулентності. На вході в пакет труб задавались рівномірні профілі осередненої швидкості і температури, на виході із пакета – умови «продовження вирішення», на поверхні труб умова $q = const$. Турбулентне число Прандтля для умов, що розглядалися приймалось рівним $Pr_T = 0,9$. Числове вирішення системи базових і модельних рівнянь засновувалось на неявному кінечно-об'ємному підході з використанням процедури корекції тиску SIMPLE. При формуванні нерівномірної розрахункової сітки параметр безрозмірної відстані до стінки становив $y^+ = 7,38$.

У **третьому розділі** представлено результати досліджень локального та середньповерхневого теплообміну поодиноких плоскоовальних циліндрів (труб). Отримано дані щодо розподілу коефіцієнтів тиску C_p по периметру плоскоовальної труби, приведені картини обтікання циліндрів, отримані методом поверхневої індикації потоку та методом числового моделювання.

На рис. 3 та 4 наведені дані щодо розподілу коефіцієнтів тиску C_p і локальної



1 – $Re_{d1} = 1,75 \cdot 10^4$, $Tu = 4\%$;

2 – $Re_{d1} = 2,5 \cdot 10^4$, $Tu = 4\%$

Рис. 3. Розподіл коефіцієнтів тиску на поверхні плоскоовального циліндра з $d_2/d_1 = 3,0$

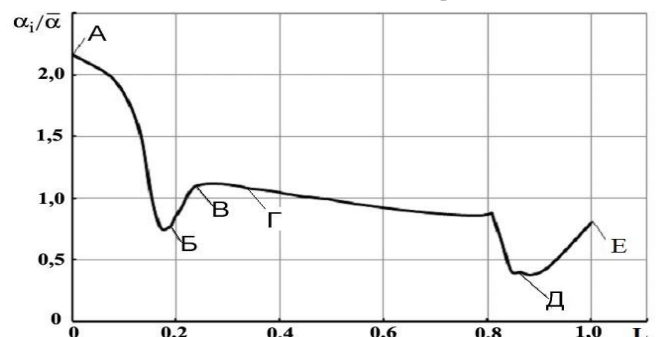
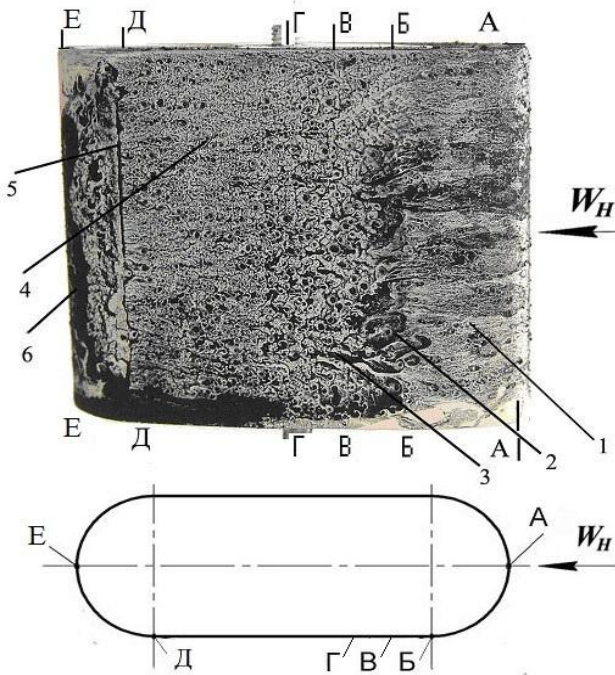


Рис. 4. Розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по периметру плоскоовального циліндра при $Re_{d1} = 2 \cdot 10^4$, $d_2/d_1 = 3,0$

тепловіддачі α_n в залежності від відносної координати $L = l_i / l$, що відраховується від лобової точки циліндру (де l_i довжина дуги в точці виміру, l - напівпериметр циліндра) за умови $q = const$, отриманих експериментальним шляхом для плоскоовального циліндра з подовженням профілю $d_2/d_1 \approx 3,0$ при різних значеннях чисел Рейнольдса набігаючого потоку.

Представлений розподіл α_n (рис. 4) цілком узгоджується з розподілами тиску (рис. 3), а також з картиною обтікання плоскоовального циліндра (рис. 5).

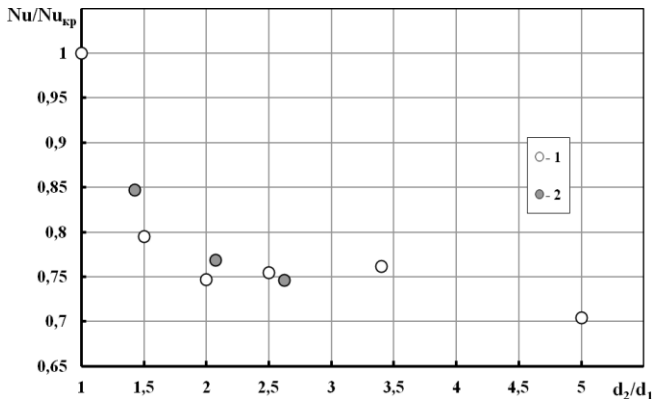


- 1 - область формування ламінарного пограничного шару;
 - 2 - зона первинного відриву пограничного шару;
 - 3 - зона приєднання;
 - 4 - область турбулентної течії в пограничному шарі;
 - 5 - вторинний відрив пограничного шару; 6 - кормова вихрова зона
- Рис. 5. Візуалізація течії на поверхні плоскоовального циліндра при $Re_{d1} = 1,5 \cdot 10^4$

наростанням товщини турбулентного пограничного шару на бічній плоскій поверхні плоскоовального циліндра. По лінії, яка з'єднує плоску і криволінійну частину циліндра при $L = 0,85$, відбувається вторинний відрив турбулентного пограничного шару (лінія Д–Д) з утворенням кормової вихрової зони, яка відображається ділянкою (Д–Е). Наявність вторинного відриву підтверджується розподілом тиску в межах ділянки (Д–Е) невеликим мінімумом на відрізку при $L = 0,86$ (рис. 3). На ділянці (Д–Е) спостерігаються мінімальні значення коефіцієнтів тепловіддачі (рис. 4).

Ділянка (А–Б) відповідає області, в межах якої відбувається утворення ламінарного пограничного шару. У цій області коефіцієнт тиску падає (рис. 3) і досягає свого мінімуму при координаті $L \approx 0,15$, що передує місцю відриву пограничного шару (Б). Спостерігається зменшення коефіцієнта тепловіддачі (рис. 4) через зростання товщини ламінарного пограничного шару. Зона відриву (Б–В) (рис. 5) явно виражена і являє собою темну смугу, що є місцем локації відривного пазури. Наступна по ходу потоку зона приєднання виділяється як більш світла смуга (В–Г), за якою відбувається ламінарно-турбулентний перехід. Від лінії приєднання (В–В) до лінії відриву (Б–Б) утворюється вторинна зворотна течія і розвивається пограничний шар, товщина якого зростає в напрямку від лінії (В–В) до лінії (Б–Б). По мірі росту товщини зворотного пограничного шару інтенсивність тепловіддачі знижується (ділянка В–Б). За зоною приєднання від лінії (Г–Г) до лінії (Д–Д) ділянка (Г–Д) спостерігається турбулентна течія у пограничному шарі. Значення C_p на цій ділянці практично не змінюються (Г–Д, рис. 3), а інтенсивність теплообміну зменшується (рис. 4) у зв'язку з

На рис. 6 представлені експериментальні дані та дані числового моделювання середньоповерхневого теплообміну поодиноких плоскоовальних труб із різним подовженням профілю d_2/d_1 , віднесені до даних для круглих труб, які мають такий самий міделевий переріз. Аналіз представлених даних свідчить, що залежність $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1)$ є неоднозначною: на інтервалі $1,0 < d_2/d_1 < 2,0$ відносна інтенсивність теплообміну зменшується, на інтервалі $2,0 < d_2/d_1 < 3,0$ – зростає, а на інтервалі $d_2/d_1 > 3,0$ – знову зменшується. Такий характер залежності, що розглядається, можна пояснити результатами числових досліджень процесів поперечного обтікання плоскоовального циліндра при варіюванні відносної довжини його профілю d_2/d_1 при інших рівних умовах (рис. 7).

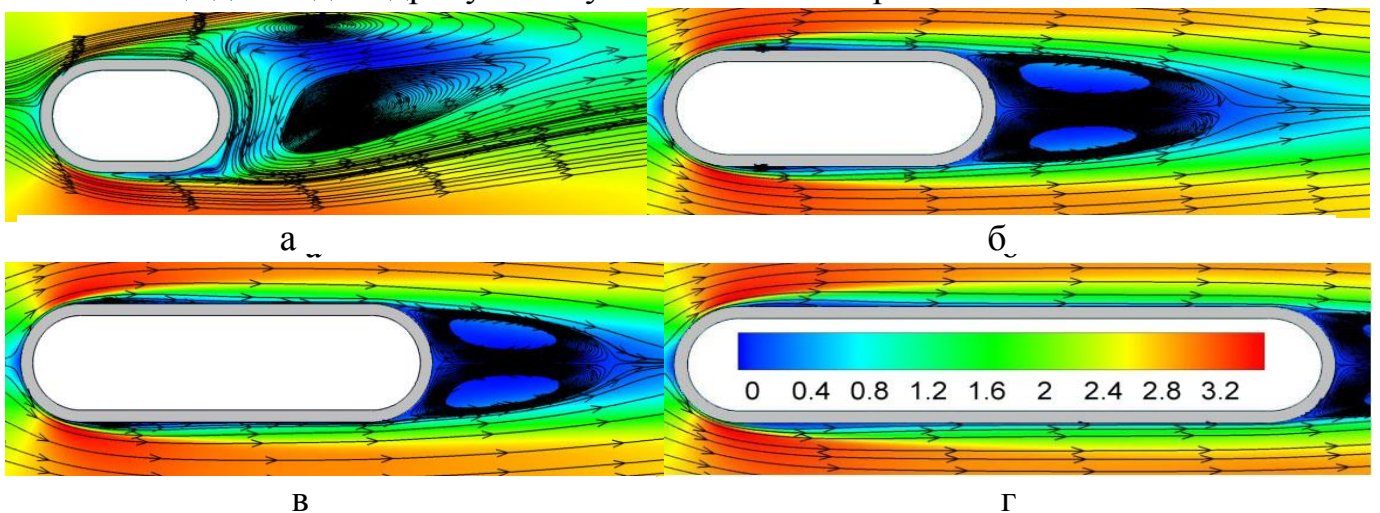


1 – дані числового моделювання;
2 – дослідні дані

Рис. 6. Вплив подовження профілю d_2/d_1 на теплообмін при $Re_{d1} = 10000$

Зниження значення $Nu/Nu_{кр}$ на першому інтервалі пояснюється збільшенням, по мірі росту відношення d_2/d_1 , частини поверхні циліндра, що знаходиться в області зворотних течій, які утворюються

внаслідок відриву потоку від передньої частини циліндра та характеризуються відносно низькими локальними швидкостями (рис. 7 а). Перехід до зростання інтенсивності теплообміну на наступному інтервалі d_2/d_1 пов'язаний з тим, що при збільшенні ступеня витягнутості профілю відбувається приєднання потоку, який відірвався від передньої частини профілю, до плоских бокових поверхонь циліндра (рис. 7 б) і зростанням у межах $d_2/d_1 = 2,0 \dots 3,0$ зони цього приєднання. Таким чином, для профілів, які характеризуються значеннями $d_2/d_1 > 2,0$, на відміну від картини обтікання круглого ($d_2/d_1 = 1,0$) і близьких до нього ($d_2/d_1 < 2,0$) циліндрів, мають місце два види відриву потоку - в лобовій та кормовій їх частинах.



а – $d_2/d_1 = 1,5$; б – $d_2/d_1 = 2,5$; в – $d_2/d_1 = 3,4$; г – $d_2/d_1 = 5,0$

Рис. 7. Поля швидкостей при обтіканні поодиноких плоскоовальних циліндрів (числове моделювання) при $Re_{d1} = 3000$

При $d_2/d_1 > 3,0$ (рис. 7 в, г) характер зміни інтенсивності тепловіддачі в значній мірі обумовлений розвитком течії на бокових плоских частинах профілю: зі збільшенням їх розмірів відповідно зростає товщина пограничного шару на них при фіксованих розмірах зони приєднання за першим відривом, що у підсумку диктує тенденцію падіння величини $Nu/Nu_{кр}$ при збільшенні ступеня витягнутості профілю d_2/d_1 . Таким чином для практично важливих значень відносного подовження плоскоовального профілю ($d_2/d_1 > 2,0$) картина його обтікання, а значить і розподіл інтенсивності тепловіддачі по периметру мають якісно незмінний характер. При цьому абсолютний максимум інтенсивності тепловіддачі знаходиться у передній критичній точці ($L = 0$). Саме тут слід очікувати максимальних значень температури стінки плоскоовальних труб, які необхідно знати при розрахунках міцності високотемпературних елементів поверхонь нагрівання, наприклад, труб регенераторів-повітрянагрівачів ГТУ.

Для розрахунку середнього конвективного теплообміну поодиноких плоскоовальних циліндрів з подовженням профілю d_2/d_1 від 1,43 до 5,0 при ступені турбулентності набігаючого потоку $Tu_\infty = (3,8 - 4)\%$ пропонується система співвідношень (2 - 4). Похибка узагальнених залежностей складає $\pm 4\%$.

$$Nu_d = C_q Re_{d_1}^m; \quad (2)$$

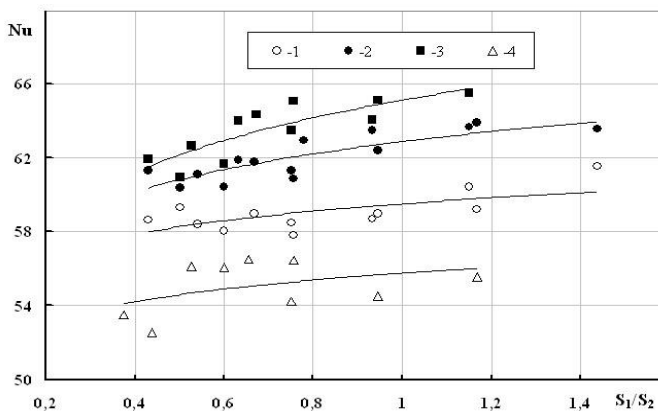
$$m = 0,63 (d_2/d_1)^{0,042}; \quad (3)$$

$$C_q = 0,17 (d_2/d_1)^{-0,35}. \quad (4)$$

Четвертий розділ присвячений результатам дослідження конвективного теплообміну шахових пакетів труб плоскоовального профілю. Результати цих досліджень свідчать, що дослідні дані достатньо добре апроксимуються степеневою залежністю типу:

$$Nu = C_z \cdot C_q \cdot Re_{d_1}^m. \quad (5)$$

Виявлено суттєвий вплив на інтенсивність теплообміну поперечного S_1 , подовжнього S_2 кроків між трубами та подовження профілю d_2/d_1 . На рис. 8



1 - $d_2/d_1 = 2,0$; 2 - $d_2/d_1 = 2,5$;

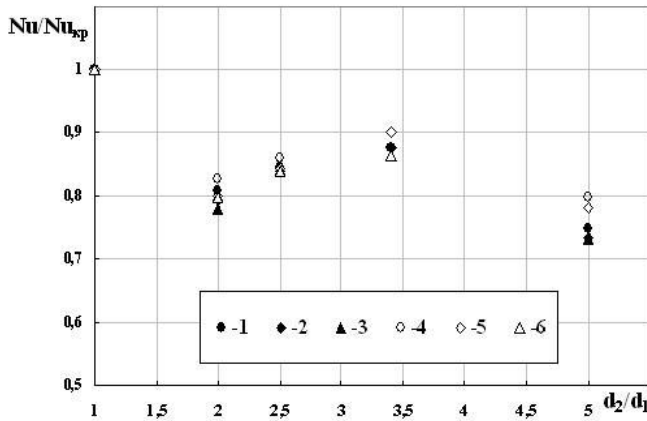
3 - $d_2/d_1 = 3,4$; 4 - $d_2/d_1 = 5,0$

Рис. 8. Залежність $Nu = f(S_1/S_2)$ при $Re_{d1} = 10000$

представлені залежності чисел Нуссельта від параметра розміщення труб у пучку S_1/S_2 , з них видно, що при зростанні величин S_1/S_2 від 0,4 до 1,4 інтенсивність тепловіддачі збільшується на (15...25)%. Простежується також розшарування даних за параметром d_2/d_1 . В межах одного типу труб ($d_2/d_1 = const$) зростання чисел Нуссельта становить (8...12)%.

На рис. 9 представлені експериментальні дані для пакетів плоскоовальних труб з різним подовженням профілю d_2/d_1 , віднесені до розрахункових даних для

відповідних за кроковими характеристиками пакетів круглих труб, які мають такий самий міделевий переріз. Залежності $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1)$, при $S_1 = const$ та $S_2 = const$ і фіксованому числі Рейнольдса є неоднозначними. Так, на інтервалі $1,0 < d_2/d_1 < 2,0$ відносна інтенсивність теплообміну зменшується, а на інтервалі $2,0 < d_2/d_1 < 3,0$ – зростає, і потім при $d_2/d_1 > 3,0$ – знову зменшується.

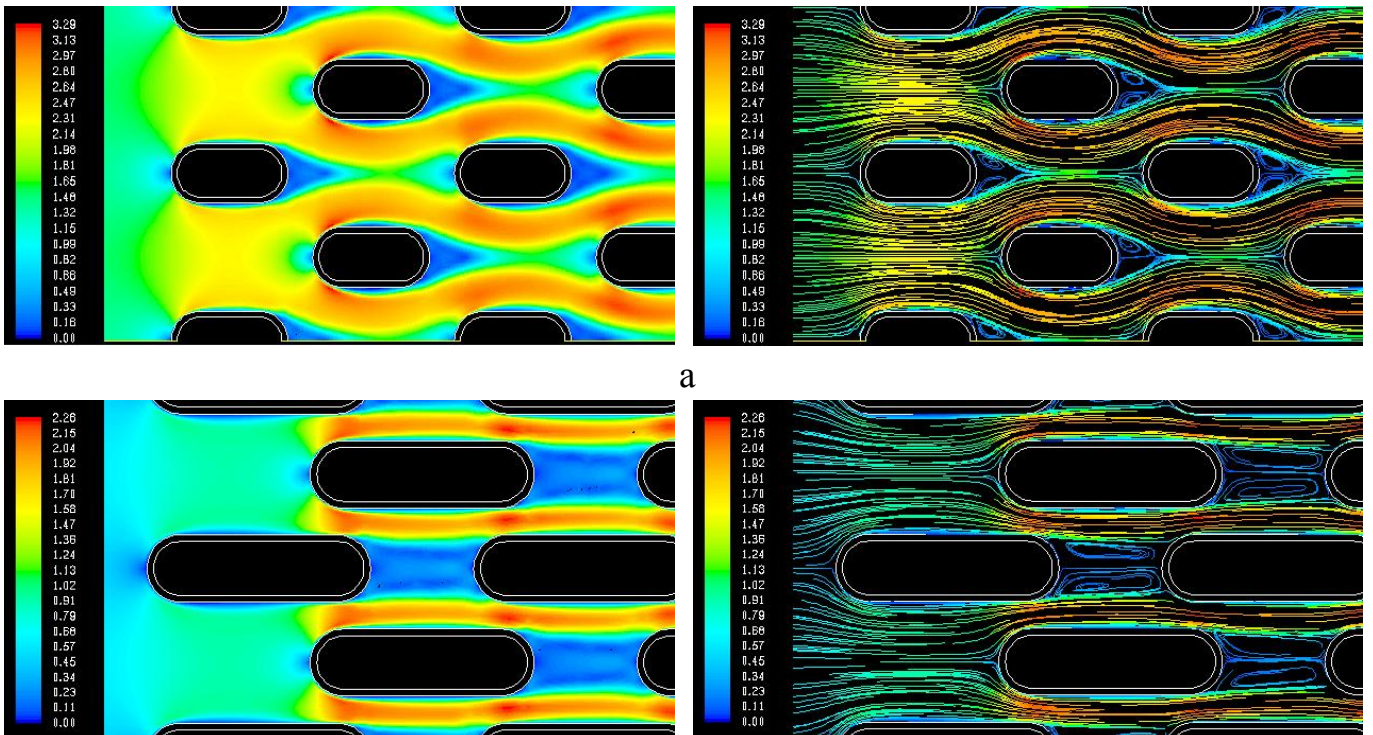


- 1 – $S_1 = 52,5$ мм, $S_2 = 70$ мм;
- 2 – $S_1 = 52,5$ мм, $S_2 = 55,5$ мм;
- 3 – $S_1 = 52,5$ мм, $S_2 = 45$ мм;
- 4 – $S_1 = 42$ мм, $S_2 = 70$ мм;
- 5 – $S_1 = 42$ мм, $S_2 = 55,5$ мм;
- 6 – $S_1 = 42$ мм, $S_2 = 36,5$ мм

Рис. 9. Залежність $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1)$ при $Re_{d1} = 10000$

Такий характер залежностей $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1)$ шахових пакетів плоскоовальних труб якісно відповідає даним експериментальних та числових досліджень для поодиноких циліндрів плоскоовального профілю (рис. 6). Це підтверджується схожістю картин обтікання поодиноких плоскоовальних труб (рис. 5, 7) і труб в глибинних рядах шахових пакетів (рис. 10). Картини течії радикально не змінюються при варіюванні параметрів d_2/d_1 та S_1/S_2 в межах досліджених інтервалів їх значень і практично наближуються до випадку

течії у прямих паралельних каналах. Це пояснює відносно малий вплив крокових характеристик пакетів та геометрії плоскоовальних труб на інтенсивність

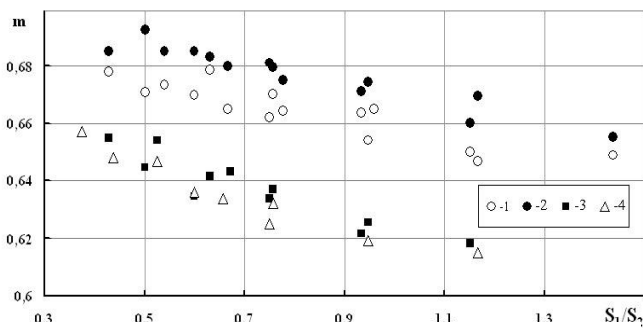


а – $d_2/d_1 = 2,0$ при $Re = 3000$; б – $d_2/d_1 = 3,4$ при $Re = 3000$

Рис. 10. Поля швидкостей та траєкторії руху умовних частинок при обтіканні шахових пакетів плоскоовальних труб (числове моделювання)

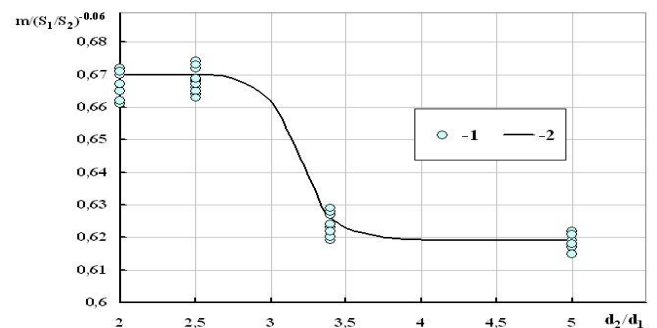
теплообміну. Варіювання геометрії профілю плоскоовальних труб d_1 і d_2 та крокових характеристик пакетів S_1 і S_2 приблизно однаковим чином впливає на характер течії в пакетах плоскоовальних труб. Так збільшення параметру d_2 при $S_2 = const$, як і зменшення кроку S_2 при $d_2 = const$, призводить до зменшення проміжків між трубами, заповнених великомасштабними вихровими структурами, і, відповідно, до зменшення їх впливу на теплообмін основних бічних поверхонь плоскоовальних труб. У кінцевому випадку, коли труби зникають, пакет вироджується у систему паралельних каналів. Збільшення поперечного кроку між трубами S_1 при кінцевих значеннях S_2 , як і зменшення параметру d_1 , навпаки, дає умови для розвитку міжтрубної турбулентності і збільшення її впливу на теплообмін поверхні труб.

Аналіз експериментальних даних показав зміну показника степеня m при числі Рейнольдса у рівнянні (5), як у межах окремого типу пакетів із постійною геометрією труб d_2/d_1 , так і для пакетів з однаковими параметрами розміщення S_1/S_2 (рис. 11, 12). Варіювання геометричних характеристик пакетів у широких межах їх



1 – $d_2/d_1 = 2,0$; 2 – $d_2/d_1 = 2,5$;
3 – $d_2/d_1 = 3,4$; 4 – $d_2/d_1 = 5,0$

Рис. 11. Залежність показника степені від параметра розміщення



1 – дослідні дані;
2 – розрахункова крива

Рис. 12. Залежність показника степені m від d_2/d_1

змінення дозволило визначити, що залежність $m = f(S_1/S_2, d_2/d_1)$ при $d_2/d_1 = const$ для шахових пакетів плоскоовальних труб може бути описана ступеневою функцією, а залежність показника степені m від відносного подовження профілю d_2/d_1 при $S_1/S_2 = const$ представляє собою гіперболічний тангенс. Збільшення значень параметрів розміщення S_1/S_2 та відносного подовження профілю d_2/d_1 супроводжується зменшенням значень показника степеня m . Це пояснюється тим, що збільшення параметрів d_2/d_1 та S_1/S_2 відбувається в основному за рахунок збільшення довжини профілю труб, зменшення поздовжніх та збільшення поперечних відстаней між ними. Тобто, при асимптотичному наближенні $d_2/d_1 \rightarrow \infty$ і $S_1/S_2 \rightarrow \infty$ пакет труб вироджується у системи не взаємодіючих між собою поздовжніх суцільних пластин. При цьому роль турбулентності, що генерується при відривах потоку в передній та задній частинах плоскоовальних циліндрів (рис. 10) поступово нівелюється внаслідок поступового виродження цих явищ. Це призводить до зменшення показника степеня m , який є параметром, що жорстко корелює зі ступенем збудженості потоку. Тому, для розрахунку значень показника степеня m у формулі (5) пропонується рівняння:

$$m = \{0,026 \cdot th[4 \cdot (3,2 - d_2 / d_1)] + 0,645\} \cdot (S_1 / S_2)^{-0,06}. \quad (6)$$

Коефіцієнт C_q у формулі (5) також залежить від параметрів S_1/S_2 та d_2/d_1 , його значення апроксимуються якісно схожою з (6) функцією, але з протилежним знаком. Для розрахунку значень коефіцієнтів C_q пропонується рівняння:

$$C_q = \{-0,036 \operatorname{th} [4 \cdot (3,2 - d_2 / d_1)] + 0,164\} \cdot (S_1 / S_2)^{0,4}. \quad (7)$$

Таким чином, для розрахунку конвективного теплообміну глибинних рядів шахових пакетів плоскоовальних труб пропонується система рівнянь (5–7). Похибка визначення коефіцієнтів тепловіддачі за допомогою цих рівнянь не перевищує $\pm 10\%$.

Вплив числа поперечних рядів труб z_2 на теплообмін пакетів зазвичай враховується поправкою C_z в узагальненому рівнянні (5).

Експериментальні дослідження теплообміну у вхідних рядах пакетів проведені шляхом послідовного видалення поперечних рядів багаторядного пакету ($z_2 = 7$), що дає можливість визначати числа Нуссельта для 1-го, 2-х, 3-х, 4-х, 5-и рядних компонентів пакета. Оброблення експериментальних даних для шахових компонентів показало збільшення інтенсивності теплообміну при переході від першого до другого – третього рядів пакету, що можна пояснити зростанням ступеня турбулентності потоку по мірі просування його вглиб пакету.

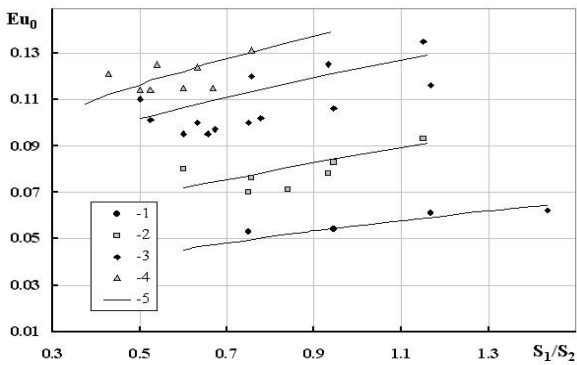
Математичний опис дослідних даних із похибкою $\pm 4\%$ дає наступна залежність для розрахунку поправки на малорядність шахових пакетів у формулі (5):

$$C_z = [1,21 - 0,16 \cdot \ln(z_2) + 0,016 \cdot z_2]^{-1}. \quad (8)$$

В **п'ятому розділі** представлено результати досліджень аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб. Отримані дослідні дані свідчать про доцільність узагальнення отриманих результатів степеневою залежністю виду:

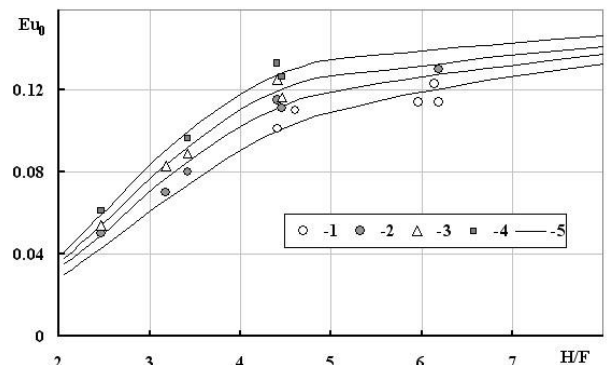
$$Eu_0 = C'_z \cdot C_s \cdot Re_{d_1}^{-n}. \quad (9)$$

Для виявлення впливу на аеродинамічний опір геометричних факторів на рис. 13 та 14 приведені залежності чисел Ейлера від параметра розміщення S_1/S_2 та приведеної довжини поверхні H/F .



1 – $H/F = 2,46$; 2 – $H/F = 3,3$; 3 – $H/F = 4,5$;
4 – $H/F = 6,0$; 5 – апроксимуюча крива

Рис. 13. Залежність чисел Ейлера від параметра S_1/S_2 при $Re_{d_1} = 12000$



1 – $S_1/S_2 = (0,5 \dots 0,54)$; 2 – $S_1/S_2 = 0,75$;
3 – $S_1/S_2 = (0,93 \dots 0,95)$; 4 – $S_1/S_2 = (1,1 \dots 1,17)$

Рис. 14. Залежність чисел Ейлера від приведеної довжини H/F при $Re_{d_1} = 12000$

Наведені на рис. 13 залежності $Eu_0 = f(S_1/S_2)$ свідчать, що збільшення S_1/S_2 призводить до зростання аеродинамічного опору на (25...35) % в діапазоні значень $S_1/S_2 = (0,4...1,4)$. Простежується розшарування даних за параметром H/F , при його зростанні збільшується аеродинамічний опір поверхні.

Залежність чисел Ейлера від H/F (рис. 14) є функцією, що змінюється за законом гіперболічного тангенсу. Зростання параметру H/F від 2,5 до 5 супроводжується різким зростанням аеродинамічного опору, приблизно у (2,5...3) рази, подальше зростання $H/F > 5$ призводить до повільнішого зростання опору, приблизно на (20...25) %.

Для розрахунків значень показника степеня n та коефіцієнтів C_z і C_s у формулі (9) пропонуються такі залежності:

$$n = \left(\frac{S_1}{S_2} \right) \cdot (7 \cdot S_1 / S_2 + 3,5)^{-1} \cdot \left[0,5 \cdot \text{th} \left[0,5 \cdot \left(\frac{H}{F} - 4,9 \right) \right] + 1,4 \right]; \quad (10)$$

$$C_s = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,7} \cdot \left[0,5 \text{th} \left[0,27 \cdot \left(\frac{H}{F} - 4,2 \right) \right] + 0,36 \right] \cdot \exp \left(0,9 \cdot e^{-\frac{d_2}{d_1}} - 0,05 \right); \quad (11)$$

$$C'_z = 7,75 \cdot z_2^{0,028} - 7,18. \quad (12)$$

Таким чином для розрахунку аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб пропонується система рівнянь (9–12). Похибка при їх використанні не перевищує ± 20 %.

У шостому розділі представлено результати дослідження теплообміну і аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб з лунковими рельєфами на їх плоских бокових поверхнях. Дослідження аеродинаміки та теплообміну показали, що течія в пакетах плоскоовальних труб з актуальними максимально щільними компоновками в значній мірі ламінаризується у майже прямолінійних вузьких поздовжніх міжтрубних каналах. У цих умовах доцільно застосовувати методи інтенсифікації теплообміну, які не приводять до додаткового захаращення міжтрубних каналів і не викликають значного упереджуючого росту аеродинамічного опору.

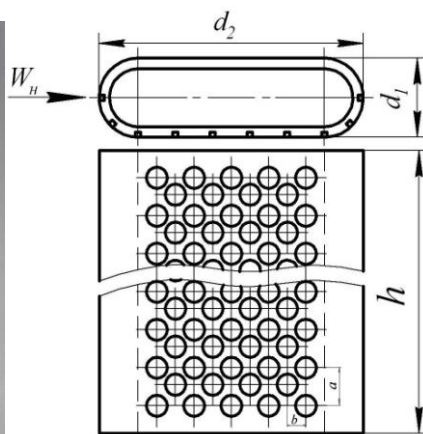


Рис. 15. Конструкція плоскоовальної труби з лунками

До таких методів, згідно з твердженнями численних літературних джерел, відноситься метод нанесення на теплообмінну поверхню системи заглиблень у вигляді лунок. Важливим аргументом при застосуванні цього методу у випадку, що розглядається, є технологічна адаптованість до нього плоскоовальних труб. Особливо це

стосується практично важливих їх типорозмірів з підвищеним ступенем подовження профілю, коли основна доля поверхні теплообміну відноситься до плоских бокових її частин, саме на яких має сенс розміщувати інтенсифікатори.

Систему лунок у вигляді циліндричних заглиблень діаметром $d_L = 4$ мм і глибиною $h_L = 1$ мм ($h_L/d_L = 0,25$), нанесених на поверхню труби з $d_1 = 15$ мм та $d_2 = 51$ мм шляхом фрезерування, зображено на рис. 15. Лунки розташовувались на бічних поверхнях в шаховому порядку з поперечним і поздовжнім кроками, відповідно, $a = 7,2$ мм, $b = 3,6$ мм ($a/b = 2,0$). Коефіцієнт заповнення лунками бічної поверхні труб становив $K_{\text{зап}} = 41,6$ %. При цьому площа зовнішньої поверхні теплообміну за рахунок нанесення лунок збільшилася на 25 %. У процесі експериментів визначалися середні конвективні коефіцієнти тепловіддачі α_k , із врахуванням збільшеної площі поверхні плоскоовальної труби, за рахунок бокових поверхонь циліндричних лунок. Температура поверхні труби-калориметра визначалася за допомогою 10 мідь-константанових термопар з діаметром дротів 0,1 мм, які рівномірно розташовувалися за периметром і по висоті труби.

Дослідження конвективного теплообміну й аеродинамічного опору пакетів труб з лунками проведені для чотирьох шестирядних пакетів з постійним поперечним кроком труб $\sigma_1 = S_1/d_1 = 2,8$ і чотирма варіантами поздовжніх кроків $\sigma_2 = S_2/d_1 = 1,86; 2,43; 3,0; 3,7$.

Порівняння інтенсивності тепловіддачі і аеродинамічного опору пакетів труб з лунками (Nu_L, Eu_L) і без них (Nu, Eu) представлено на рис. 16 у вигляді залежностей $Nu_L/Nu = f(Re)$ і $Eu_L/Eu = f(Re)$.

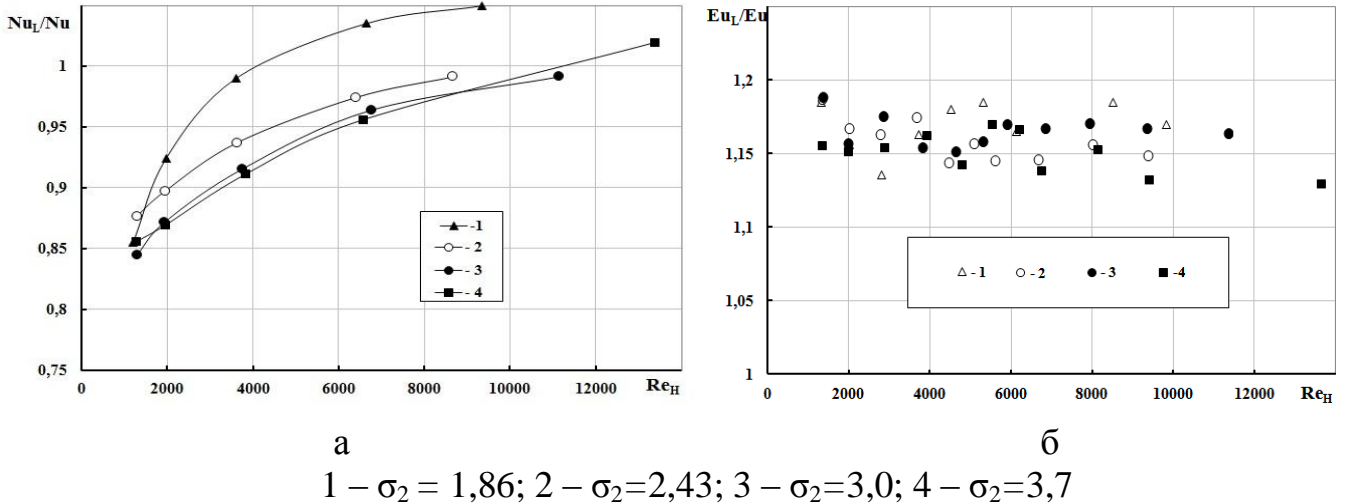


Рис. 16. Зіставлення даних по теплообміну (а) та аеродинамічного опору (б) пакетів гладких і «облунених» плоскоовальних труб при $\sigma_1 = 2,8$

Із порівняння витікає, що застосування лункового рельєфу призводить до незначної інтенсифікації тепловіддачі (до 5 %) лише для компоновки з мінімальним значенням кроку S_2 (рис. 17). Для всіх інших компоновок має місце зниження інтенсивності тепловіддачі в межах 3...15 %. Простежується збільшення відношення Nu_L/Nu з ростом числа Рейнольдса для всіх досліджених пакетів плоскоовальних труб. В той же час, застосування лунок призводить до збільшення аеродинамічного опору в межах 13...18 % для всіх пакетів без виключення. Зі збільшенням числа

Рейнольдса має місце ледь помітне зниження відношення $Eu_L/Eu = f(Re)$.

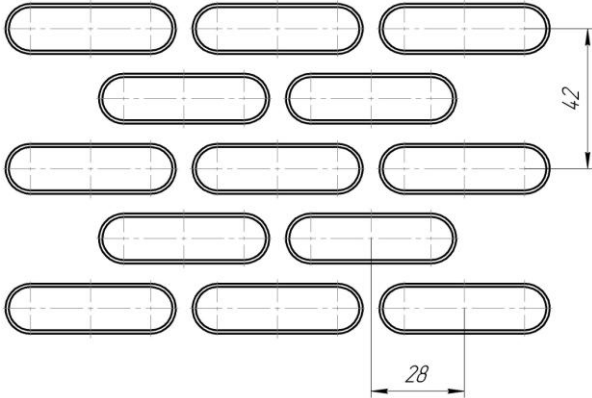


Рис. 17. Шаховий пакет з мінімально можливим розташуванням плоскоовальних труб $\sigma_1 = S_1/d_1 = 2,8$; $\sigma_2 = S_2/d_1 = 1,86$

Таким чином, застосування лункового покриття на плоских бічних поверхнях плоскоовальних труб з реалізованими геометричними характеристиками лунок, їх форми та розташуванням не приводить в розглянутих умовах до очікуваного ефекту. Отримані експериментальні дані можуть використовуватися для валідації комп'ютерних числових моделей при пошуку нових, можливо більш ефективних, форм лункових інтенсифікаторів та геометричних параметрів їх розміщення.

У сьомому розділі представлено результати розрахунково-конструкторської розробки типоряду регенераторів нового типу з плоскоовальних труб для ГТУ ГПК-10, яка базується на методиках теплового і аеродинамічного розрахунків, представлених в розділах 4 і 5.

Аналіз показав, що при застосуванні конструктивних заходів, які забезпечують реалізацію необхідних компоновочних та технологічних рішень, застосування плоскоовальних труб в конструкціях регенераторів-повітрянагрівачів ГТУ є цілком доцільним.

Перехід від труб круглого профілю до плоскоовального з таким самим периметром перетину (рис. 18), наприклад, від круглого з $d = 38$ мм до плоскоовального з $d_1 = 15$ мм і $d_2 = 51$ мм, дозволяє, перш за все значно підвищити інтенсивність тепловіддачі одночасно і з зовнішньої, і внутрішньої сторін.

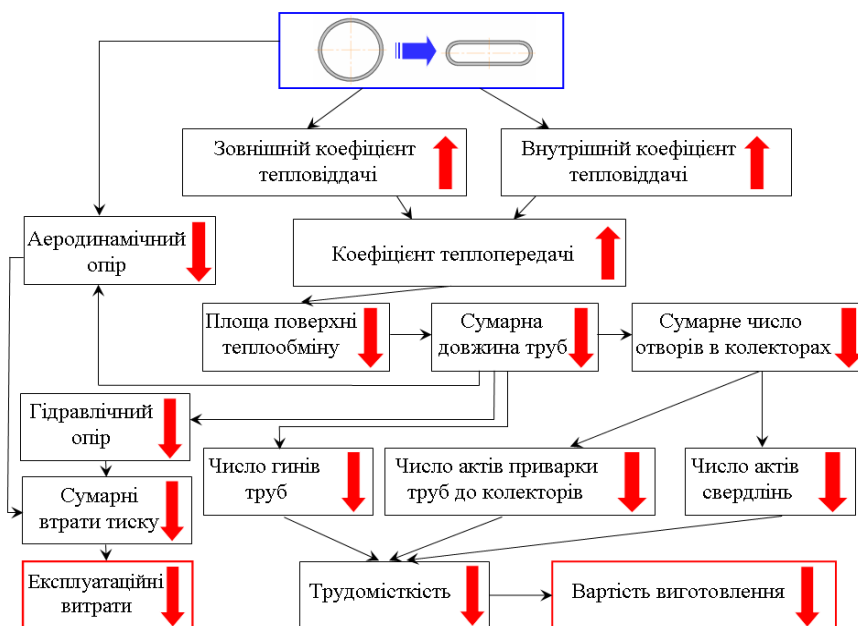


Рис. 18. Наслідки переходу з круглого на плоскоовальний профіль

Механізм підвищення α з зовнішньої сторони в основному пов'язаний зі зниженням міделевого перетину труби (у випадку, що розглядається, більше ніж у 2,5 рази). Завдяки цьому можна значно підвищити α за рахунок підвищення швидкості зовнішнього теплоносія, що не буде супроводжуватись неприпустимо великим зростанням аеродинамічного опору, завдяки значно меншому коефіцієнту опору плоскоовальних труб у порівнянні з відповідними

круглими трубами.

Підвищення α з внутрішньої сторони є наслідком зменшення еквівалентного діаметру внутрішнього прохідного перетину труби (у даному випадку – у 1,8 рази). Таким чином, просте сплющування круглої труби призводить до значної інтенсифікації тепловіддачі, яку можна порівняти з рівнем, що досягається шляхом застосування турбулізуючих потік спеціальних вставок у вигляді пружин, кілець, шнеків і т.п..

В цілому, заміна круглих труб на плоскоовальні при збереженні периметру поперечного перетину дозволяє збільшити коефіцієнт теплопередачі k повітрянагрівача в 1,3...1,8 рази, в залежності від рівня підвищення швидкості зовнішнього теплоносія, обраних кроків труб та ступеня подовження профілю d_2/d_1 .

Крім цього, перехід від труб круглого до труб плоскоовального профілю значно покращує ряд важливих конструктивних і технологічних характеристик, таких як:

- загальна довжина труб теплообмінника L ;
- число технологічних згинів труб n_r ;
- сумарне число отворів у колекторах чи трубних дошках $n_{отв}$;
- кількість зварних з'єднань труб поверхонь нагрівання з колекторами чи трубними дошками.

Особливо слід відмітити, що застосування плоскоовальних труб дозволяє суттєво знизити сумарні втрати тиску у газовому і повітряному трактах повітрянагрівача.

Все вищезазначене можна проілюструвати зіставленням характеристик реального повітрянагрівача з круглих труб $d = 22$ мм з характеристиками близького за тепловою потужністю повітрянагрівача, 72 % поверхонь нагрівання якого виконані із плоскоовальних труб з $d_1 = 15$ мм і $d_2 = 51$ мм, і 28 % - з круглих труб $d = 38$ мм (табл. 1).

Таблиця 1

Характеристики поверхонь нагріву повітрянагрівачів
із круглих і плоскоовальних труб

Коефіцієнт регенерації $r = 0,75$	Регенератор з круглих труб	Регенератор на базі плоскоовальних труб
Діаметр труб поверхні нагріву, мм	22x1,5	15x51x1,5 (38x1,5)
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м ² ·К	61,0	79,1
Теплова потужність регенератора, МВт	20,4	23,8
Середній температурний напір, К	77,8	78,8
Загальна довжина труб регенератора, км	66,8	34,5
Маса труб регенератора, т	51,7	46,5
Число отворів в колекторах, тис. шт	31,2	16,6
Відносні сумарні втрати тиску, %	6,0	3,3

Зіставлення показує, що повітрянагрівач на основі плоскоовальних труб забезпечує більшу на 17 % теплову потужність і при цьому має значно кращі

характеристики. Крім того, в цьому варіанті виконання теплообмінника можливо більш істотне збільшення коефіцієнта теплопередачі k за рахунок використання наявних резервів підвищення швидкостей теплообмінних середовищ і, як наслідок, зниження загальної довжини труб, їх маси і числа отворів в колекторах.

В основу конструкції типоряду повітрянагрівачів регенераторів з плоскоовальних труб були покладені наступні конструктивні рішення.

Труби поверхонь нагріву мають плоскоовальний профіль на більшій частині довжини, крім закінцівок, що забезпечує:

- виконання отворів в колекторах, до яких приєднуються труби, шляхом простої операції свердління, замість операції фрезерування;

- можливість локалізації згинів труб на ділянках круглого профілю, що в свою чергу дозволяє застосовувати існуючу надійну технологію дорнового згинання труб та забезпечити зниження гідравлічного опору згинів внаслідок того, що швидкість повітря в круглих ділянках в 2 рази менша, ніж в плоско овальних;

- на кожній трубі поверхонь нагрівання виконується не менше двох згинів із достатніми для компенсації температурних подовжень значеннями кутів згину.

Застосовуються колектори великого внутрішнього діаметру ($d_k \geq 0,8$ м), що дає можливість:

- використовувати розповсюджені технології виготовлення барабанів парових котлів для їх виробництва та стандартні еліптичні днища для заглушення їх торців;

- використовувати внутрішній простір колекторів для виконання зварювальних робіт при приєднанні до них труб поверхонь нагрівання, а також для періодичного огляду труб та відглушення тих з них, що вийшли з ладу в процесі експлуатації;

- надати колекторам функцій несучого каркасу, що дозволяє значно зменшити масу та спростити конструкцію регенератора-повітрянагрівача.

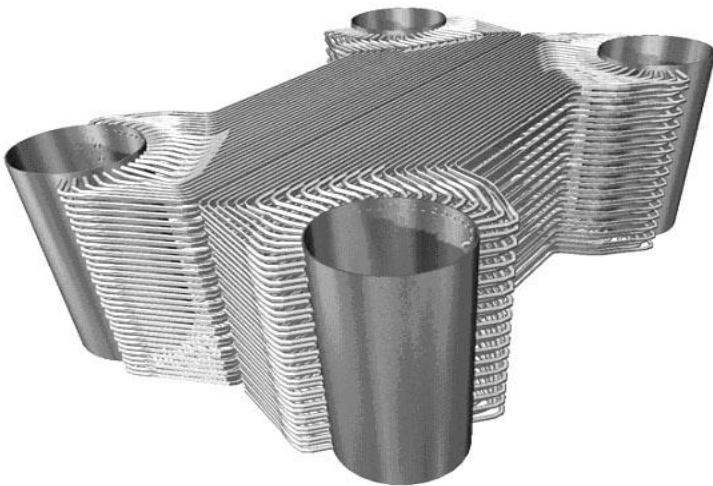


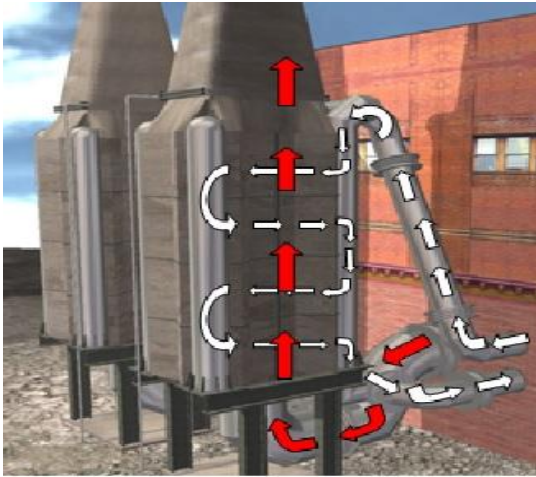
Рис. 19. Модуль регенератора-повітрянагрівача ГПК-10

Труби поверхонь нагрівання та колектори збираються у X – подібні модулі (рис. 19) масою не більше 9 т, що дозволяє застосовувати при монтажі регенератора штатні мобільні підйомно – транспортні засоби. Кількість модулів визначає теплову потужність повітрянагрівача і ступінь регенерації установки.

Двопотоківий регенератор має вертикальну компоновку газоходів (рис. 20), що дозволяє відмовитися від окремо розташованої димової труби та корисно застосовувати ефект самотяги.

Кожна з двох частин регенератора (одна частина на один підпотік) складається з (3 – 5) – ти X – подібних модулів, що встановлюються один на одного за осями колекторів.

Шляхом розрахункового аналізу була визначена можливість створення на основі трубного модуля запропонованої конструкції регенераторів-повітрянагрівачів



для ступенів регенерації $r = 0,80 \dots 0,85$.
Результати такого аналізу наведено в таблиці 2.

Рис. 20. Вертикальне компонування газоходів регенератора

Таблиця 2

Характеристики поверхні нагріву повітрянагрівача
із плоскоовальних труб для ступеня регенерації $r = 0,80 \dots 0,85$

Коефіцієнт регенерації	0,75	0,80	0,82	0,85
Теплова потужність регенератора, МВт	23,8	25,4	26,06	27,0
Кількість секцій в регенераторі	2	2	2	2
Кількість модулів в секції	3	4	4	5
Маса труб регенератора, т	46,5	60,1	71,4	77,5
Маса труб модуля, т	7,75	7,51	8,92	7,75
Загальна довжина труб регенератора, км	34,5	44,6	52,9	57,5
Число отворів в колекторах, тис. шт	16,6	21,5	24,3	27,7
Відносні втрати тиску в газовому тракті, %	0,59	0,76	0,89	0,99
Відносні втрати тиску в повітряному тракті, %	2,73	3,88	3,13	4,64
Відносні сумарні втрати тиску, %	3,32	4,64	4,02	5,63
Висота з технологічними прорізами, м	7,5	10,0	11,1	12,5
Довжина секції по осях колекторів, м	4,4	4,4	4,6	4,4
Ширина секції по осях колекторів, м	2,0	2,0	2,0	2,0

Як і очікувалось, зі збільшенням r помітно зростають загальна довжина та маса труб поверхонь нагріву, а також втрати тиску в газовому та повітряному трактах, але їх значення не виходять за встановлені обмеження. Так, навіть при $r = 0,85$ маса трубної частини регенератора не перевищує 80 тонн, що дозволяє використовувати для його встановлення існуючі фундаменти. Сумарні втрати тиску теж практично вписуються в існуючі обмеження, а при $r = 0,75 \dots 0,82$ суттєво менші за них. Важливо те, що перехід від значення $r = 0,75$ до $r = 0,85$ відбувається за рахунок додавання одного типового модуля на підпотік. Тобто ми маємо типо-ряд уніфікованих регенераторів.

Найбільш вигідно за наявних умов на ГТС України використання регенераторів з $r = 0,82$. Для цього випадку були виконані окремі розрахунки, що супроводжувалися оптимізацією характеристик регенератора. Це дозволило досягти відносних сумарних втрат тиску $\Delta P_{\Sigma} = 4,0 \%$, що суттєво підвищує економічність ГТУ з таким регенератором.

ВИСНОВКИ

У результаті експериментальних та числових досліджень теплообміну та аеродинаміки поверхонь у вигляді пакетів із плоскоовальних труб сформовано та обґрунтовано наукові засади створення теплообмінних пристроїв нового покоління, впровадження яких приводить до суттєвої економії матеріальних та енергетичних ресурсів.

Загальні висновки та рекомендації роботи полягають у наступному:

1. В результаті досліджень середньоповерхневого конвективного теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб в інтервалах значень геометричних і режимних параметрів: $d_2/d_1 = 2...5,0$, $S_1/d_1 = 2...3,5$ та $S_2/d_1 = 2,4...5,3$, $Re_{d1} = 2 \cdot 10^3...30 \cdot 10^3$ отримано узагальнюючі залежності (5), (6), (7) та (8), які враховують вплив на інтенсивність теплообміну параметрів плоскоовальних труб та крокових характеристик пакетів. Розрахункові залежності забезпечують розбіжність із дослідними даними не більшу, ніж $\pm 10\%$ для всіх пакетів.

2. Виявлено, що інтенсивність тепловіддачі шахових пакетів плоскоовальних труб залежить від геометричних параметрів труб і при варіюванні подовження профілю в межах $d_2/d_1 = 2...5$ підвищується на (15...25) %, а при варіюванні крокових характеристик S_1 і S_2 при $d_2/d_1 = const$ на (8...12) %.

3. Встановлено, що варіювання геометрії профілю плоскоовальних труб d_1 і d_2 та крокових характеристик пакетів S_1 і S_2 приблизно однаковою чином впливає на картини течії в пакетах плоскоовальних труб. Так збільшення параметру d_2 при $S_2 = const$, як і зменшення кроку S_2 при $d_2 = const$, призводить до зменшення проміжків між трубами, заповнених вихровими структурами, і, відповідно, до зменшення їх впливу на теплообмін основних бічних поверхонь плоскоовальних труб. У кінцевому випадку, коли труби змикаються, пакет вироджується у систему паралельних каналів. Збільшення поперечного кроку між трубами S_1 при кінцевих значеннях S_2 , як і зменшення параметру d_1 , навпаки, дає умови для розвитку міжтрубної турбулентності і збільшення її впливу на теплообмін поверхні труб.

4. Визначено, що для практично важливих значень подовження плоскоовального профілю труби $d_2/d_1 > 2,0$, картина її обтікання та розподіл інтенсивності тепловіддачі по периметру, мають якісно незмінний характер. Максимум інтенсивності тепловіддачі знаходиться у лобовій точці, в якій слід очікувати максимальних значень температури стінки, що важливо при розрахунках міцності теплонапружених елементів поверхонь нагрівання.

5. В результаті досліджень аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб в інтервалах значень геометричних і режимних параметрів: $d_2/d_1 = 2...5,0$, $S_1/d_1 = 2...3,5$ та $S_2/d_1 = 2,4...5,3$, $Re_{d1} = 2 \cdot 10^3...30 \cdot 10^3$ отримано узагальнені співвідношення, які включають параметр розміщення S_1/S_2 , приведену довжину поверхні H/F та число Рейнольдса Re_{d1} (9), (10), (11) та (12). Отримані залежності забезпечують розбіжність із дослідними даними не більшу, ніж $\pm(15...20)\%$ для усіх пакетів труб.

6. Встановлено, що зміна аеродинамічного опору залежить від подовження профілю труби d_2/d_1 , параметру розміщення їх у пакеті S_1/S_2 та приведеної довжини

поверхні H/F . У межах проведеного дослідження при збільшенні S_1/S_2 та H/F опір зростає, відповідно, на (10...25) % та (10...100) %. При цьому, за інших рівних умов, опір поверхонь з плоскоовальних труб у 1,5...2 рази нижчий, ніж у пакетах із круглих труб.

7. Встановлено, що застосування інтенсифікаторів у вигляді циліндричних лунок з реалізованими геометричними характеристиками не приводить в умовах течії, характерних для щільних пакетів плоскоовальних труб, до інтенсифікації теплообміну і зниження аеродинамічного опору.

8. Розроблені інженерні методики можуть застосовуватися при проектуванні широкого ряду теплообмінних апаратів, для енергетики та промисловості. Запропоновані нові методики теплового та аеродинамічного розрахунків плоскоовальних поверхонь нагрівання забезпечать створення конкурентноспроможних типів інтенсифікованих поверхонь, які дозволять підвищити компактність і знизити металоємність теплоенергетичного устаткування на 30...40 %, що підвищить надійність і поліпшить їх експлуатаційні характеристики.

9. Представлені розрахунково-конструкторські опрацювання показують, що застосування плоскоовальних трубчастих поверхонь теплообміну дозволяє створити регенератори-повітронагрівачі ГТУ з високими коефіцієнтами регенерації ($\tau = 0,82...0,85$) при допустимих масо-габаритних характеристиках і втратах тиску в газових і повітряних трактах.

10. Виявлено, що при використанні плоскоовальних труб в поверхнях нагріву зменшується загальна їх довжина та маса і значно покращуються конструктивні та технологічні параметри, з якими великою мірою пов'язана трудомісткість виготовлення повітронагрівача, а значить і його собівартість. При виробництві нових регенераторів можна використовувати існуюче технологічне обладнання, а при реконструкції конкретних газоперекачуючих станцій - існуюче монтажне обладнання і фундаменти.

Результати дисертаційної роботи використано ТОВ МВВФ „Енергетик” при виконанні технічного проекту повітронагрівача-регенератора для ГТУ ГПК-10.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

- статті у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз (*Index Copernicus, РИИЦ, DRIVER, WorldCat, DOAJ, EBSCO, ResearchBid, American Chemical Society*):

1. Письменный Е. Н. Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб [Текст] / Е. Н. Письменный, В. А. Кондратюк, А. М. Терех, Ю. В. Жукова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №2/8 (50). С. 4-8.

У публікації автору належить проведення експериментальних досліджень конвективного теплообміну пакетів плоскоовальних труб та порівняння отриманих даних з даними щодо пакетів круглих труб.

2. Кондратюк В. А. Аэродинамическое сопротивление поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб [Текст] / В.А. Кондратюк, В. О. Туз, О.

М. Терех, Ю. В. Жукова, А. Ж. Мейрис // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №3/8 (57). С. 39-42.

У публікації автору належить проведення експериментальних досліджень аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб та порівняння отриманих даних з даними щодо пакетів круглих труб.

3. Письменний Є. М. Теплова ефективність шахових пакетів труб різного профілю [Текст] / Є. М. Письменний, В. А. Кондратюк, О. М. Терех, О. І. Руденко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №5/8 (59). С. 40-42.

Автор зробив теплоаеродинамічні розрахунки трубчастих поверхонь, їх порівняння і визначення найбільш ефективних з них.

4. Терех А. М. Аэродинамическое сопротивление одиночных труб каплеобразной формы и визуализация их обтекания [Текст] / А. М. Терех, А. И. Руденко, Ю. В. Жукова, А. В. Семеняко, В. А. Кондратюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 6/8 (60) – С. 63-58.

Автор провів розрахунки з аеродинамічного опору каплеподібних труб та зробив порівняння отриманих даних з плоскоовальними трубами.

5. Терех О. М. Обтікання поодиноких циліндрів в поперечному потоці [Текст] / О. М. Терех, О. В. Семеняко, В. О. Туз, В. А. Кондратюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 2/8 (62) – С. 23-26.

У публікації автору належить проведення експериментальних досліджень обтікання поодиноких циліндрів плоскоовального профілю та порівняння отриманих даних з даними щодо круглих труб.

6. Терех О. М. Теплообмін циліндрів плоскоовального профілю при поперечному їх обтіканні [Текст] / О. М. Терех, О. В. Семеняко, В. О. Туз, О. І. Руденко, В. А. Кондратюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 3/8 (63) – С. 30-34.

Автор проаналізував вплив геометричних параметрів плоскоовальних труб на інтенсивність теплообміну.

7. Терех О. М. Теплообмін поодиноких циліндрів краплеподібної форми в поперечному потоці [Текст] / О. М. Терех, О. В. Семеняко, О. І. Руденко, В. А. Кондратюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 1/8 (67) – С. 27-31.

Автор провів експериментальні дослідження з оптимізації геометричних параметрів краплеподібних труб та порівняв отримані результати з плоскоовальними трубами.

8. Письменний Є. М. Теплообмін шахових пакетів плоскоовальних труб в поперечному потоці [Текст] / Є. М. Письменний, В. А. Кондратюк, О. М. Терех, О. В. Баранюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – №1/8 (73). С. 43-48.

Автор провів числове моделювання теплообміну та обтікання плоскоовальних труб та зіставив отримані дані з експериментом.

- статті у наукових фахових виданнях України:

9. Письменний Є. М. Розрахунок аеродинамічного опору коридорних пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением [Текст] / Є. М. Письменний, О. В. Семеняко, О. М. Терех, В. А. Кондратюк // Энергетика: економіка, технології,

екологія. – 2010. - №1. – С. 24-29.

У публікації автору належить проведення експериментальних досліджень, аналіз отриманих результатів.

10. Кондратюк В. А. Теплообмен и аэродинамика одиночных труб плоскоовального профиля [Текст] / В.А. Кондратюк, А. М. Терех, А. В. Семеняко, А. И. Руденко, Ю. В. Жукова // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии” 2013. - №1(12). – С.3-6.

У публікації автору належить проведення розрахунків теплообміну та аеродинамічного опору поодиноких плоскоовальних труб.

11. Кондратюк В.А. Оцінка теплоаеродинамічної ефективності поодиноких труб різного поперечного перерізу [Текст] / В.А. Кондратюк, О.М. Терех, О.І. Руденко, В.О. Туз, В.А. Рогачов // Scientific journal “ScienceRise”. – 2015. – №2/2(7). – С. 7-11.

Автор зробив теплоаеродинамічні розрахунки трубчастих поверхонь, їх порівняння і визначення найбільш ефективних з них.

- статті у виданнях іноземних держав:

12. Кондратюк В. А. Аэродинамическое сопротивление одиночных плоскоовальных труб [Текст] / В. А. Кондратюк // Международный научно-исследовательский журнал. – 2014. Ч.2. – №4(23). – С. 32-35.

У публікації автору належить проведення експериментальних досліджень аеродинамічного опору поодиноких плоскоовальних труб та порівняння отриманих даних з даними щодо круглих труб. Розробка узагальнюючих залежностей для розрахунку аеродинамічного опору поодиноких плоскоовальних труб.

13. Кондратюк В.А. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление малорядных пакетов плоскоовальных труб [Текст] / В.А. Кондратюк, А.М. Терех, А.И. Руденко, В.С. Гайдаренко // Международный научно-исследовательский журнал. – 2014. – Ч.1. – №5(24). – С. 75-79.

Автор проаналізував вплив на теплообмін і аеродинамічний опір числа поперечних рядів плоскоовальних труб в шахових пакетах.

14. Патент України на корисну модель №87032. Теплообмінна труба / Письменний Є. М., Руденко О. І., Терех О. М., Ніщик О. П., Семеняко О. В., Кондратюк В.А. опубл. 27.01.2014. Бюл. №2.

Автор запропонував методи та шляхи інтенсифікації інтенсивності теплообміну на поверхні плоскоовальних труб.

15. Патент України на корисну модель №93293. Теплоутилізатор-повітропідігрівач газотурбінної установки / Письменний Є. М., Туз В. О., Терех О. М., Ніщик О. П., Кондратюк В.А. опубл. 25.09.2014. Бюл. №18.

Автор розробив конструкцію тепло утилізатора - повітропідігрівача газотурбінної установки, який містить поверхню теплообміну у вигляді поперечно - омиваного зовнішнім теплоносієм пучка профільних труб.

16. Кондратюк В. А. Теплообмен и аэродинамика поперечно-обтекаемых пучков плоскоовальных труб [Текст] / В. А. Кондратюк, А. М. Терех, А. И. Руденко // XIV Минский международный форум по тепло-и массообмену. 10-13 сентября 2012. Минск, Беларусь. Т.1. – Часть 1. – С 142-145.

У публікації автору належить проведення розрахунків теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб.

17. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление пакетов профилированных труб [Текст] / Е. Н. Письменный, А. М. Терех, В. А. Кондратюк // Труды V Российской Национальной конференции по теплообмену 2014 г., 25-29 октября. Москва, Россия. Интенсификация теплообмена.

Автор зробив теплоаеродинамічні розрахунки трубчастих поверхонь, їх порівняння і визначення найбільш ефективних з них.

18. Кондратюк В. А. Аеродинамічний опір шахових пакетів плоскоовальних труб [Текст] / В. А. Кондратюк, Є. М. Письменний // X міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів, студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики 17-20 квітня 2012. –Київ, Україна. – С.52.

У публікації автору належить проведення розрахунків аеродинамічного опору поодиноких та шахових пакетів плоскоовальних труб.

19. Кондратюк В. А. Теплообмін поодиноких плоскоовальних труб в умовах вимушеної конвекції [Текст] / В. А. Кондратюк, Є. М. Письменний // XI Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів, студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики 16-19 квітня 2013.- Київ, Україна. – С. 43.

У публікації автору належить проведення експериментальних досліджень з теплообміну поодиноких плоскоовальних труб та порівняння отриманих даних з даними щодо круглих труб.

20. Кондратюк В. А. Теплообмен одиночных цилиндров плоскоовального профиля // XIX Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. Проблемы газодинамики и теплообмена в новых энергетических технологиях. – Орехово-Зуево, Россия. 20-24 мая, 2013 г. – С. 123-124.

Автор проаналізував вплив геометричних параметрів поодиноких плоскоовальних труб на інтенсивність теплообміну.

21. Методики інженерних розрахунків теплообміну, аеродинамічного та гідравлічного опорів шахових пакетів плоскоовальних труб (навчальний посібник електронне видання 2014р.) / Є.М. Письменний, В.А. Рогачов, С.А. Рева, В.А. Кондратюк.

Автор, на базі узагальнюючих залежностей, запропонував методику інженерних розрахунків теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб.

АНОТАЦІЯ

Кондратюк В.А. Теплообмін і аеродинаміка пучків плоскоовальних труб в поперечному потоці. – 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» МОН України, Київ, 2016.

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

В роботі виконані комплексні експериментальні та числові дослідження теплообміну та аеродинаміки одиночних плоскоовальних труб та їх шахових пакетів в діапазонах значень їх геометричних та режимних характеристик важливих для вирішення прикладних завдань. Показано, що використання таких труб в теплообмінних апаратах при поперечному їх обтіканні доцільно внаслідок збільшення інтенсивності теплообміну і зниження аеродинамічного опору. Застосовані метод повного теплового моделювання, метод поверхневої візуалізації течії, метод CFD-моделювання.

Представлені результати візуалізаційних та числових досліджень на основі яких розкриті особливості механізмів переносу при поперечному омиванні плоскоовальних труб. За результатами досліджень у широкому діапазоні геометричних характеристик d_2/d_1 , S_1/S_2 , H/F показаний їх вплив на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір пакетів плоскоовальних труб.

Показана неефективність застосування лункових інтенсифікаторів на плоских бічних поверхнях плоскоовальних труб з реалізованими геометричними характеристиками лунок, їх форми та розташуванням.

Запропоновані методики теплового і аеродинамічного розрахунків шахових пакетів плоскоовальних труб, на основі яких виконана розрахунково-конструкторська розробка типоряду регенераторів-повітронагрівачів нового типу для ГТУ газоперекачуючого агрегату ГПК-10.

Ключові слова: плоскоовальна труба, теплообмін, аеродинамічний опір, картина обтікання, числове моделювання, шаховий пакет, лунки, регенератор-повітронагрівач.

АННОТАЦИЯ

Кондратюк В.А. Теплообмен и аэродинамика пучков плоскоовальных труб в поперечном потоке. – 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» МОН Украины, Киев, 2016.

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

В работе выполнены комплексные экспериментальные и численные исследования теплообмена и аэродинамики одиночных плоскоовальных труб и их шахматных пакетов в диапазонах значений геометрических и режимных характеристик важных для решения прикладных задач. Показано, что использование этих труб в теплообменных аппаратах при поперечном их обтекании целесообразно

вследствие увеличения интенсивности теплообмена и снижения аэродинамического сопротивления. Применены экспериментальные методы исследований теплообмена и аэродинамики в пакетах плоскоовальных труб на аэродинамических стендах, а также методы численного моделирования. Интенсивность конвективной теплоотдачи определялась на основе метода полного теплового моделирования с применением электрокалориметрирования. Питание электронагревателей всех труб исследованных пакетов осуществлялось переменным током с независимым подключением каждого поперечного ряда. Источниками тока служили автотрансформаторы типа РНШ. Питание калориметра осуществлялось отдельно от других труб пакета. При исследовании особенностей течения применялся также метод поверхностной визуализации потока с помощью саже-керосиновой смеси.

Представлены результаты визуализационных и численных исследований на основе которых раскрыты особенности механизмов переноса при поперечном омывании плоскоовальных труб. По результатам исследований в широком диапазоне геометрических характеристик d_2/d_1 , S_1/S_2 , H/F установлено их влияние на интенсивность теплообмена и аэродинамическое сопротивление пакетов плоскоовальных труб.

Обнаружена неэффективность применения луночных интенсификаторов на плоских боковых поверхностях плоскоовальных труб с реализованными геометрическими характеристиками лунок, их формы и расположением. Полученные экспериментальные данные могут использоваться для валидации компьютерных числовых моделей при поиске оптимальных форм луночных интенсификаторов та видов и геометрических параметров их размещения.

Предложенные методики теплового и аэродинамического расчетов шахматных пакетов плоскоовальных труб, на основе которых выполнена расчетно-конструкторская разработка типоряда регенераторов-воздухонагревателей нового типа для ГТУ газоперекачивающего агрегата ГПК-10. Анализ показал, что при применении конструктивных мер, обеспечивающих реализацию необходимых компоновочных и технологических решений применения плоскоовальных труб в конструкциях регенераторов-воздухонагревателей ГТУ вполне целесообразным. Выявлено, что при использовании плоскоовальных труб в поверхностях нагрева уменьшается общая их длина и масса и значительно улучшаются конструктивные и технологические параметры, с которыми во многом связана трудоемкость изготовления воздухонагревателя, а значит и его себестоимость. При производстве новых регенераторов можно использовать существующее технологическое оборудование, а при реконструкции конкретных газоперекачивающих станций - существующее монтажное оборудование и фундаменты.

Предложены новые методики теплового и аэродинамического расчетов плоскоовальных поверхностей нагрева обеспечат создание конкурентоспособных типов интенсифицированных поверхностей, которые позволят повысить компактность и снизить металлоемкость теплоэнергетического оборудования на 30...40%, что повысит надежность и улучшит их эксплуатационные характеристики.

Ключевые слова: плоскоовальная труба, теплообмен, аэродинамическое сопротивление, картина обтекания, численное моделирование, шахматный пакет, лунки, регенератор-воздухоподогреватель.

ANNOTATION

Kondratyuk V.A. Heat transfer and aerodynamics of flat-oval tube banks in the cross flow. – The manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.14.06 – technical thermal physics and industrial heat-power engineering. – National technical university of Ukraine “Kiev polytechnic institute” MES of Ukraine, Kiev, 2016.

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 flat-oval tube banks, the implementation of which leads to significant savings in material and energy resources.

Comprehensive experimental and numerical study of heat transfer and aerodynamics of single flat-oval tubes and its staggered banks were carried out in the range of values of the geometrical and operational characteristics important for applications. It is shown that the use of these tubes in heat exchangers at the cross flow is expedient through increase of the heat exchange intensity and reduce of the aerodynamic drag. Methods of complete thermal simulation, surface flow visualization and CFD modeling were applied.

The results of image and numerical studies on the basis of which are disclosed features of the transfer mechanisms in the cross flow of flat-oval tubes are shown. According to the results of studies in a wide range of geometrical characteristics of d_2/d_1 , S_1/S_2 , H/F their impact on the heat transfer rate and the aerodynamic drag of the flat-oval tube banks was determined. It is shown an ineffectiveness of dimple intensifiers on the sides of flat-oval tubes.

The techniques of thermal and aerodynamic calculation of staggered flat-oval tube banks were offered. Computational and engineering development of new type series of regenerators-air heaters for GTU of gas compressor unit GCU-10 was made on the basis of the offered techniques.

Keywords: flat-oval tube, heat exchange, air resistance, flow pattern, numerical simulation, staggered bank, dimples, regenerator-air heater