

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

На правах рукопису

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

Дисертація

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник:
Письменний Євген Миколайович,
доктор технічних наук, професор

Київ - 2016

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів.....	5
Вступ.....	9
Розділ 1. Аналіз існуючих методик розрахунків теплообміну і аеродинамічного опору складнопрофільованих труб та їх масивів.....	17
1.1 Теплообмінні труби зручнообтічної форми.....	17
1.2 Теплообмінні поверхні з труб круглої форми перерізу.....	39
1.2.1 Поодинокі труби круглої форми.....	40
1.2.2 Шахові пакети гладких круглих труб.....	42
1.3 Висновки та постановка задач дослідження.....	47
Розділ 2. Методика досліджень.....	50
2.1 Методика досліджень теплообміну та аеродинамічного опору поодиноких труб плоскоовального профілю.....	50
2.1.1 Експериментальна установка.....	50
2.1.1.1 Аеродинамічна труба.....	50
2.1.1.2 Вимірювальні прилади і система електроживлення.....	53
2.1.2 Конструкція і характеристики досліджуваних труб.....	54
2.1.3 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з теплообміну.....	56
2.1.4 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з аеродинамічного опору та полів статичних тисків.....	58
2.2 Методика досліджень теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів труб плоскоовального профілю.....	60
2.2.1 Експериментальна установка.....	60
2.2.1.1 Аеродинамічна труба.....	60
2.2.1.2 Система електроживлення і вимірювальні прилади.....	64
2.2.2 Конструкція і характеристики досліджуваних труб і пакетів.....	65

2.2.3 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з теплообміну пакетів труб.....	69
2.2.4 Аеродинамічний опір.....	71
2.3 Експериментальна установка і методика проведення візуалізації течії на поверхнях труб.....	72
2.4 Проведення налагоджувальних та тарувальних експериментів.....	74
2.4.1 Проведення тарування трубок Піто-Прандтля.....	74
2.4.2 Вимірювання полів швидкості в каналі робочої ділянки.....	76
2.5 Оцінка похибки результатів експериментальних вимірювань.....	79
2.5.1 Методика визначення похибки прямих вимірювань.....	79
2.5.2 Методика визначення похибки непрямих вимірювань.....	83
2.6 Методика CFD – моделювання конвективного теплообміну і течії на поверхні плоскоовальних труб.....	87
2.6.1 Вибір та обґрунтування пакету CFD – моделювання.....	87
2.6.2 Постановка задачі числового моделювання та об’єкт дослідження.....	88
2.7 Висновки.....	96
Розділ 3. Теплообмін та аеродинамічний опір поодиноких плоскоовальних труб.....	98
3.1 Особливості течії та локального теплообміну на поверхні поодиноких плоскоовальних труб.....	98
3.2 Середньоповерхневий теплообмін на поверхні поодиноких плоскоовальних труб.....	109
3.3 Висновки.....	114
Розділ 4. Середньоповерхневий теплообмін шахових пакетів плоскоовальних труб.....	116
4.1 Експериментальні дані та їх аналіз.....	116
4.2 Узагальнення експериментальних даних з теплообміну пакетів труб плоскоовального профілю.....	126
4.3 Вплив на теплообмін пакетів числа поперечних рядів труб.....	131
4.4 Висновки.....	135

Розділ 5. Аеродинамічний опір пакетів плоскоовальних труб.....	136
5.1 Експериментальні дані та їх аналіз.....	136
5.2 Узагальнення експериментальних даних з аеродинамічного опору пакетів труб плоскоовального профілю.....	143
5.3 Вплив на аеродинамічний опір числа поперечних рядів труб.....	148
5.4 Висновки.....	151
Розділ 6. Інтенсифікація теплообміну на поверхні плоскоовальних труб.....	152
6.1 Інтенсифікація теплообміну шляхом застосування лунок.....	152
6.2 Конструкція плоскоовальних труб з лунковим покриттям.....	154
6.3 Методика та обґрунтування експериментів.....	157
6.4 Результати експериментів та їх аналіз.....	160
6.5 Висновки.....	164
Розділ 7. Вдосконалення регенераторів-повітронагрівачів ГТУ.....	166
7.1 Загальні положення.....	166
7.2 Розробка регенератора-повітронагрівача для газоперекачувального агрегату ГПК-10.....	173
7.3 Висновки.....	180
Висновки.....	181
Список використаних джерел.....	184
Додаток А. Практичне застосування результатів досліджень.....	195

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Умовні позначення:

- A – висота каналу, м;
 a – поперечний крок між лунками, м;
 B – ширина каналу, м;
 b – поздовжній крок між лунками, м;
 C_D – коефіцієнт втрат тиску;
 C_f – коефіцієнт опору тертя;
 C_z – поправка на малорядність пакета в теплообміні;
 C'_z – поправка на малорядність пакета для опору;
 c_p – питома теплоємність повітря, кДж/(кг · К);
 D, d – діаметр труби, м;
 d_e – еквівалентний діаметр, м;
 d_1 – поперечний розмір плоскоовальної труби, м;
 d_2 – поздовжній розмір плоскоовальної труби, м;
 F – площа поперечного перетину пучка, м²;
 f – фактор тертя;
 G – витрата повітря, м³/с;
 H – площа поверхні труби, м²;
 h – глибина лунок, м;
 j_m – фактор Колборна;
 K – коефіцієнт заповнення;
 k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К);
 k_q – коефіцієнт захаращення каналу;
 k_u – коефіцієнт перерахунку швидкості;

L – відносна координата;

l – довжина труби, довжина півпериметра, м;

N – потужність на перекачування теплоносія, кВт;

n – кількість труб, кількість термопар, шт.;

P – периметр, м;

Q – теплова потужність, Вт;

q – густина теплового потоку, Вт/м²;

r – коефіцієнт регенерації;

S_1 – поперечний крок між трубами, м;

S_2 – поздовжній крок між трубами, м;

S'_2 – діагональний крок між трубами, м;

T, t – температура, К, °С;

W – швидкість, м/с;

z_1 – кількість труб в поперечному ряді, шт.;

z_2 – кількість поперечних рядів труб, шт.;

ΔP – втрати тиску, Па;

Δt – температурний напір, К;

α – коефіцієнт теплообміну, Вт/(м² · К);

δ – товщина стінки труби, м;

ε_f – питомий коефіцієнт втрат тиску;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м · К);

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с;

ζ – коефіцієнт опору;

ρ – густина, кг/м³;

σ_1 – відносний поперечний крок між трубами;

σ_2 – відносний поздовжній крок між трубами;

φ – кут атаки профілю, град.

Безрозмірні комплекси:

S_1/S_2 – параметр розміщення труб в пакеті;

H/F – приведена довжина;

d_2/d_1 – відносне подовження профілю;

$Nu = \frac{\alpha \cdot d_1}{\lambda}$ - число Нусельта;

$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$ - число Стентона;

$Re = \frac{W \cdot d_1}{\nu}$ - число Рейнольдса;

$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2}$ - число Ейлера;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ - число Прандтля;

$Tu = \sqrt{\frac{w_x'^2 + w_y'^2 + w_z'^2}{3W^2}}$ – ступінь турбулентності.

Індекси:

0 – віднесено до одного ряду;

1_{лм} – один погонний метр;

вип – випадкова;

вн – внутрішній;

вх – вхід;

δ – динамічний;

е – еквівалентний;

е – еталон;

зап – заповнення;

к – калориметр;

кр – круглий;

м – місцевий;

н – набігаючий;

п – потік;

р – рідина, робоча, розрахунок;

с – сопло;

сист – систематична;

ср – середня;

ст – стінка, статичний;

тр – тертя;

у – умовний;

шир – ширма;

∞ – нескінченність.

Скорочення:

АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;

ГТД – газотурбінний двигун;

ГТС – газотранспортна система;

ГТУ – газотурбінна установка;

ГПА – газоперекачуючий агрегат;

ГПК – газоперекачуючий комплекс;

ПАТ – публічне акціонерне товариство.

ВСТУП

Актуальність роботи. В умовах підвищення вартості матеріальних та енергетичних ресурсів у багатьох галузях вітчизняної промисловості (теплоенергетичній, нафтопереробній, хімічній, харчовій і т.д.) актуальності набуває вирішення проблеми енергоресурсозбереження. Важливим напрямком її вирішення є дослідження, розробка та впровадження нових видів теплообмінних поверхонь для різних теплообмінних пристроїв, що відрізняються високою теплоаеродинамічною ефективністю, технологічністю й невисокою вартістю виробництва.

Одним із найважливіших видів технологічного обладнання є теплообмінні апарати конвективного типу, загальна маса яких досягає 35...40 % від маси всього устаткування. Модернізація, ремонт такого обладнання та створення нових виробничих потужностей потребують великих капіталовкладень, тому впровадження більш ефективних і дешевих теплообмінних пристроїв на новій елементній базі з урахуванням їхньої частки у загальній сукупності обладнання призводить до значної економії металу та енергетичних ресурсів. Без вдосконалення поверхонь теплообміну, зниження вартості їх виробництва, наприклад, неможливе повномасштабне освоєння величезного потенціалу енергозбереження за рахунок утилізації теплоти викидних газів промислових енергетичних паливовикористовуючих установок.

Необхідно також відмітити, що проблема вдосконалення теплообмінних апаратів типу «газ-газ» набуває особливої актуальності в умовах гострої необхідності модернізації газотранспортної системи України. Метою такої модернізації є істотне зниження витрати "технологічного" газу в газоперекачуючих агрегатах (ГПА) з газотурбінним приводом, що складають основу існуючого парку ГПА. Враховуючи те, що в більшості таких ГПА використовуються газотурбінні установки з простим регенеративним циклом і коефіцієнтом регенерації, що не перевищує $r = 0,70...0,75$, найбільш

реальним і відносно маловитратним в сьогоденних умовах напрямом модернізації є підвищення ступеня регенерації до $r = 0,80 \dots 0,85$, що дозволяє, наприклад, в ГПА типу ГПК-10 знижувати витрату "технологічного" газу в середньому на 1,5 млн. куб. метрів на рік.

Для того, щоб зробити таку модернізацію мінімально витратною, необхідно створити регенератори нового покоління, в конструкціях яких будуть реалізовані рішення, що дозволяють отримати прийнятні масогабаритні і вартісні характеристики, і в той же час використовувати при їх виробництві існуюче технологічне обладнання, а при реконструкції конкретних газоперекачуючих станцій - існуюче монтажне обладнання і фундаменти.

Зараз в рекуперативних трубчастих теплообмінних апаратах типу „газ-газ” в основному використовуються поверхні нагріву з круглих труб. Однак, круглі труби, як елемент теплообмінної поверхні, з точки зору поліпшення їх теплоаеродинамічних характеристик на сьогоднішній день себе вичерпали. В даний час, технічно і економічно найбільш доступним і обґрунтованим шляхом зменшення маси та підвищення енергоефективності і ресурсозбереження теплообмінного обладнання, є застосування нових типів трубчастих поверхонь, які мають високу теплоаеродинамічну ефективність, невисоку вартість і простоту виготовлення. Таким вимогам відповідають плоскоовальні труби, які мають ряд суттєвих переваг перед трубами круглого профілю.

Попередні розрахунково-конструкторські проробки показують, що використання плоскоовальних труб порівняно з круглими, дозволяє суттєво знизити сумарні втрати тиску у газовому та повітряному трактах повітрянагрівача при одночасному збільшенні його теплової потужності, а також забезпечити його прийнятні масогабаритні характеристики.

Однак, слід відмітити, що однією з важливих причин, яка стримує застосування плоскоовальних труб у конструкціях теплообмінників, є відсутність надійних інженерних методик розрахунку теплообміну та

аеродинамічного опору поперечно-обтічних пакетів таких труб при широкому варіюванні їх геометричних та компоновочних характеристик.

Крім того, на теперішній час відсутні будь-які напрацювання вітчизняними та іноземними вченими в області вивчення особливостей процесів теплообміну та аеродинаміки поверхонь з плоскоовальних труб. Отже відсутні фундаментальні дані, щодо розкриття механізмів і явищ, які впливають на процеси інтенсифікації тепловіддачі в таких поверхнях, а також наукові дані для вибору оптимальних геометричних параметрів пакетів плоскоовальних труб, що практично ускладнює їх впровадження.

Все відмічене показує актуальність роботи та дозволяє констатувати, що застосування запропонованих плоскоовальних труб є ефективним методом удосконалення трубчастих поверхонь нагрівання.

Зв'язок 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 високоефективних теплообмінних поверхонь на основі трубчастих пакетів з плоскоовальних труб. Окремі розділи даної дисертації входили до складу науково-дослідницьких програм та тем, що проводяться на кафедрі АЕС і ІТФ НТУУ «КПІ» 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, розробки і впровадження нових типів теплообмінних поверхонь у вигляді пакетів труб плоскоовального профілю.

Для досягнення цієї мети поставлено такі основні *задачі*:

1. Провести експериментальні дослідження теплообміну одиночної плоскоовальної труби та шахових пакетів із них в широких інтервалах зміни геометричних і режимних характеристик.

2. Дослідити аеродинамічний опір шахових пакетів плоскоовальних труб в широких інтервалах зміни геометричних і режимних характеристик.

3. Визначити вплив геометричних і режимних параметрів на теплові та аеродинамічні характеристики поодинокі плоскоовальної труби та шахових пакетів плоскоовальних труб.

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

5. Отримати нові знання та розвинути фізичні уявлення, щодо механізмів теплопереносу в пакетах плоскоовальних труб за допомогою фізичної візуалізації та числового моделювання.

6. Дослідити можливість інтенсифікації теплообміну шляхом застосування лунок на плоских бічних поверхнях плоскоовальної труби.

7. На основі результатів проведених досліджень виконати тепловий, аеродинамічний розрахунки та спроектувати регенератор-повітрянагрівач ГТУ ГПК-10.

8. Оцінити і порівняти теплоаеродинамічну ефективність, масо-габаритні показники запропонованих та існуючих типів теплообмінних поверхонь.

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

Предметом дослідження є закономірності теплообміну та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб в широкому діапазоні зміни їхніх конструктивних та режимних параметрів.

Методи дослідження. Застосовувалися методи досліджень теплообміну та аеродинаміки в пакетах труб на експериментальних

установках. Інтенсивність конвективної тепловіддачі визначалася на основі методів повного теплового моделювання та числового CFD-моделювання. Дослідження аеродинамічного опору виконувалися на основі визначення різниці статичних тисків на вході і виході трубчастого пакету. При дослідженні особливостей течії застосовувалися: експериментальний метод поверхневої візуалізації потоку за допомогою сажо-газової суміші та метод числового CFD-моделювання (програмний продукт «Fluent»).

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1. Вперше виконані комплексні дослідження теплообміну та аеродинаміки пакетів плоскоовальних труб та поодиноких плоскоовальних циліндрів в широких діапазонах геометричних і режимних характеристик.
2. Вперше вивчені 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 запропоновані узагальнені співвідношення для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі шахових пакетів плоскоовальних труб та поодиноких плоскоовальних циліндрів в практично важливих інтервалах геометричних і режимних характеристик.
5. Отримані 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.

Матеріал дисертації розширює наукові знання про теплові та аеродинамічні процеси в пакетах плоскоовальних труб.

Практичні значення результатів роботи. На основі виконаних досліджень розроблені інженерні методики розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору поверхонь нагрівання у вигляді пакетів плоскоовальних труб, що 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 20...30 %, що підвищить надійність і поліпшить їх експлуатаційні характеристики. Впровадження результатів досліджень в практику забезпечать істотне підвищення економічності і довготривалості функціонування багатьох типів теплоенергетичного устаткування, скорочення термінів їх проектування і модернізації.

Порівняння характеристик теплообмінних поверхонь повітронагрівача з круглих та плоскоовальних труб показало, 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, а також можливо використовувати при виробництві регенератора існуюче технологічне обладнання, а при реконструкції конкретних газоперекачуючих станцій - існуюче монтажне обладнання і фундаменти. Вартість труб круглого поперечного перерізу та плоскоовального з однаковими зовнішніми периметрами практично однакова.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі при підготовці студентів теплоенергетичного факультету НТУУ «КПІ» за програмою професійного спрямування «Котли і реактори», «Теплофізика».

Особистий внесок здобувача. Наукові результати, приведені у дисертаційній роботі, отримані особисто автором, у тому числі: результати

експериментальних досліджень, узагальнені залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб, залежності для визначення коефіцієнтів, що враховують вплив на теплообмін і аеродинамічний опір числа поперечних рядів труб, результати числового моделювання динаміки обтікання плоскоовальних труб та розкриття механізму інтенсифікації теплообміну на бічній плоскій поверхні плоскоовальної труби, нові інженерні методики розрахунків теплообміну і аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб для рекуперативних теплообмінних апаратів широкого призначення. В опублікованих у співавторстві роботах здобувачеві належать: основні результати досліджень теплообміну та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб, обробка експериментальних даних, аналіз отриманих результатів та розробка методик теплових і аеродинамічних розрахунків.

Апробація роботи. 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. Леонтьєва „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 гидрогазодинамики” (м. Алушта, Україна, 21 -25 вересня, 2011 р.); на 2-ому Мінському міжнародному колоквиумі „Физика ударных волн, горения и детонации” (м. Мінськ, Білорусь, 14-18 листопада 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-семінар молодих вчених і спеціалістів під керівництвом академіка РАН А.І. Леонтьєва „Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях” (м. Звенигород, Росія 20 - 25 травня 2013 р.); на 11-й науковій Міжнародній школі-конференції „Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики” (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. Згідно з темою дисертації, за результатами досліджень опубліковано 23 наукові праці, у тому числі 1 монографія, 15 статей у наукових фахових виданнях, 2 авторських свідоцтва, 5 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 7 розділів, висновків, списку використаних джерел з 92 найменувань та додатка. Загальний обсяг роботи складає 194 сторінок, з них 101 рисунок та 30 таблиць.

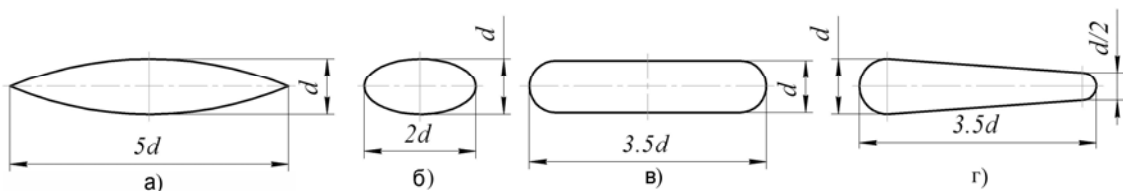
РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДИК РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІНУ І АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ СКЛАДНОПРОФІЛЬОВАНИХ ТРУБ ТА ЇХ МАСИВІВ

1.1 Теплообмінні труби зручнообтічної форми

Ідея застосування профільованих труб пов'язана з прагненням інтенсифікувати тепловіддачу за рахунок можливості підвищення швидкості зовнішнього теплоносія внаслідок меншого аеродинамічного опору таких труб, у порівнянні з трубами круглого перетину. Дослідженню теплообміну й аеродинамічного опору в пучках профільованих труб присвячена відносно невелика кількість робіт.

В роботах [1-4] виконане порівняння теплоаеродинамічних характеристик гладкотрубних пучків із труб різної форми перетину, (рис.1.1, 1.2).



а – двохкутовий; б – овальний; в – плоскоовальний; г – краплеподібний;

Рис. 1.1. Досліджені профілі труб [1,2]

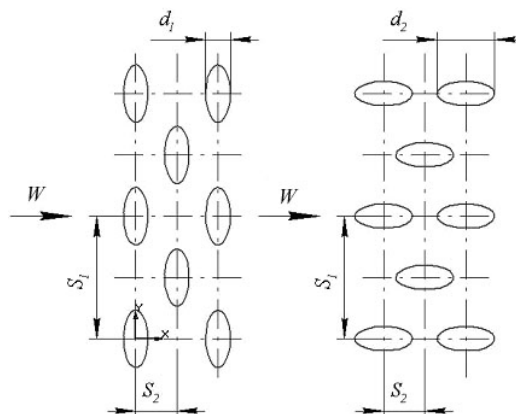


Рис. 1.2. Пучки овальних труб

При оцінюванні теплових й аеродинамічних характеристик лінійні розміри в числах Рейнольдса Re і Нусельта Nu прийняті однаковими й рівними $d_l=20$ мм. З наведених в [1,2] результатів порівняння різних форм гладкотрубних поверхонь видно, що поверхні із труб овального профілю мають найкращі теплоаеродинамічні характеристики, в порівнянні з круглотрубними пучками, при однаковому міделевому перерізі труб. Коефіцієнти тепловіддачі при тих самих питомих витратах потужності на прокачування теплоносія в середньому на (10-20)% вище ніж для найбільш ефективного шахового пучка круглих труб з $\sigma_1=1,25$ й $\sigma_2=1,08$. Пучки з овальних труб досліджувалися також при різних умовах обтікання (рис.1.2). Труби першого пучка розташовувалися своєю великою віссю перпендикулярно потоку й умови обтікання наближаються до обтікання для пучка круглих труб, труби другого шахового пучка розташовувалися своєю малою віссю перпендикулярно потоку, що відповідало умовам майже безвідриного обтікання. Перший пучок мав у 2 рази, більший опір і на 35% більший коефіцієнт тепловіддачі, ніж другий. Для пучків, труби яких великою віссю розташовані поперек і вздовж потоку, приводяться співвідношення для розрахунків середніх коефіцієнтів тепловіддачі і аеродинамічного опору:

велика вісь розташована поперек потоку

$(S_1/d_l = 3,75; S_2/d_l = 1,53)$ -

$$Nu = 0,157 \cdot Re^{0,67}; \quad Eu_0 = 0,265; \quad (1.1)$$

велика вісь розташована вздовж потоку

$(S_1/d_l = 3,14; S_2/d_l = 1,57)$ -

$$Nu = 0,118 \cdot Re^{0,67}; \quad Eu_0 = 2,75 \cdot Re^{-0,37}. \quad (1.2)$$

В роботі також наведені співвідношення для розрахунків середнього коефіцієнта тепловіддачі і втрат тиску пучків трьох інших типів профільованих труб (рис.1.1, табл.1.1):

Таблиця 1.1

Співвідношення для розрахунків пучків різного профілю

Профіль	σ_1	σ_2	Співвідношення для розрахунку Nu	Співвідношення для розрахунку Eu_0
Двохкутовий	2,0	3,3	$Nu = 0,295 \cdot Re^{0,6}$	$Eu_0 = 2,64 \cdot Re^{-0,304}$
	1,7	3,5	$Nu = 0,208 \cdot Re^{0,627}$	$Eu_0 = 4,63 \cdot Re^{-0,32}$
	1,4	3,7	$Nu = 0,18 \cdot Re^{0,625}$	$Eu_0 = 2,2 \cdot Re^{-0,256}$
Краплеподібний	2,15	2,91	$Nu = 0,107 \cdot Re^{0,7}$	$Eu_0 = 0,0567$
Плоскоовальний	2,48	3,71	$Nu = 0,365 \cdot Re^{0,59}$	$Eu_0 = 0,1055$

В монографії [2] не надається інформація, з якої можна встановити яким чином розраховувалися відносні кроки між трубами. Розрахункові дані приводяться лише для конкретного відношення кроків, немає аналізу впливу відношення поздовжнього до поперечного розмірів d_2/d_1 профілів на теплоаеродинамічні характеристики. Тому такі співвідношення складно використовувати на практиці. В той же час в роботі зроблений важливий висновок щодо переваг пучків із профільованих гладких труб. При однаковому поперечному кроці S_1 профільовані поверхні значно компактніші, ніж круглотрубі, їх габарити в середньому на 50% менші. Такі ж висновки зроблені і в публікації [5].

Автор [2] вважає, що тип не круглого профілю не є домінуючим фактором при вирішенні задачі інтенсифікації теплообміну і перевагу варто віддавати найбільш технологічному з них, але коли мають місце жорсткі обмеження з аеродинамічного опору теплообмінного пристрою, стає

доцільним використовувати в якості теплообмінних поверхонь профільовані труби замість труб круглого поперечного перерізу.

В довідковому посібнику [6] у співвідношення з монографії [2] введено число Прандтля в степені 0,37 для поширення їх використання на різні типи теплоносіїв. Загальна формула подібності має вигляд $Nu = C \cdot Re^m Pr^n$. В посібник додано співвідношення для розрахунку середнього теплообміну для пучка овальних труб ($d_1=25$ мм, $d_2=50$ мм, $d_2/d_1=2$): $Nu = 1,25 \cdot Re^{0,45} Pr^{0,37}$. Діапазон використання співвідношень для шахових пучків труб різного профілю за числами Рейнольдса становить від $Re = 10^4$ до $Re = 6 \cdot 10^4$. За визначальний розмір в числах Нусельта і Рейнольдса прийнято умовний діаметр круглої труби з еквівалентною площею зовнішньої поверхні профільованих труб. Відносні кроки труб також розраховуються за умовним діаметром ($\sigma_1 = S_1/D_y$, $\sigma_2 = S_2/D_y$).

Викликає інтерес робота [7], в якій експериментально вивчався вплив на теплообмін і аеродинамічний опір відношення поздовжнього та поперечного розмірів перетину d_2/d_1 одиночного гладкого овального циліндра. Отримані результати порівнювалися з даними для круглого циліндра. Зовнішній периметр перетину розглянутих овальних труб був таким же як і для круглої труби. Вивчалися три типи овальної труби з $d_2/d_1=1,9, 2,8, 4,0$. Експерименти проведені в діапазоні чисел Рейнольдса $Re_D=(1000...11000)$. При $Re_D < 5000$ інтенсивність теплообміну еліптичного циліндра для всіх трьох типів не відрізняється від теплообміну циліндра круглого профілю. При $Re_D > 5000$ спостерігається поступове погіршення із зростанням числа Рейнольдса теплообміну труб еліптичного профілю в порівнянні з циліндром круглого профілю на 8% для $d_2/d_1=2$ і на 16% для $d_2/d_1=3$ і 4 для крайнього значення числа Рейнольдса $Re_D = 11000$. У той же час, аеродинамічний опір труби еліптичного профілю з $d_2/d_1=2$ у (1,40-1,45) рази, для профілю з $d_2/d_1=3$ в 1,7 рази і профілю з $d_2/d_1=4$ у (2-2,5) рази нижче, ніж для труби круглого профілю. Порівняння теплової ефективності труб еліптичного профілю та труб круглої форми показало значну перевагу

труб еліптичної форми. Величина $(Nu_d/\zeta)_{\text{овал}} / (Nu_D/\zeta)_{\text{круг}}$ для відношення $d_2/d_1=2$ складає 1,6 для $d_2/d_1=3$ і 4 - 1,8 і 2,5 відповідно.

У роботі [8] автори провели дослідження теплообміну і аеродинаміки двох випарних теплообмінників-охолоджувачів. Перший складався з гладких труб круглого профілю, другий – з гладких труб еліптичного перетину з відношенням осей 3:1. Отримані дані показали, що фактор Колборна (j_m) і фактор тертя (f) для пакету циліндрів еліптичного профілю складали відповідно 89% і 46% від відповідних даних для пакету з труб круглого профілю. Відношення величини (j_m/f) труб овального профілю до (j_m/f) труб круглого профілю склало (1,93-1,96), що свідчить про істотно більшу теплоаеродинамічну ефективність пакетів еліптичних труб.

За публікаціями [7, 8] можна зробити важливий висновок: застосування труб з еліптичною формою перетину є дієвим засобом підвищення теплової ефективності теплообмінних поверхонь, що веде до поліпшення масогабаритних і експлуатаційних показників теплообмінних пристроїв.

Ота Т. та ін. [9] провели експериментальні дослідження теплових характеристик поодинокого еліптичного циліндра (рис.1.3) з відношення поздовжнього до поперечного розмірів $d_2/d_1=2$ в діапазоні чисел Рейнольдса $Re=(5000...90000)$ при зміні кута атаки потоку від 0° до 90° . При обтіканні труби повітряним потоком вздовж великої осі еліпса та при обтіканні еліпса під різними кутами атаки встановлено, що числа Нусельта для еліптичної труби вищі, ніж для круглої труби. В роботі констатується той факт, що при кутах атаки еліпса від 75° до 90° спостерігається максимальна інтенсивність теплообміну, а при куті 30° інтенсивність мінімальна. Автори приводять співвідношення для розрахунку середніх чисел Нусельта для кутів атаки еліпса від 0° до 90° у вигляді формули подібності $Nu = C \cdot Re^m$. Для кута атаки еліпса 0° співвідношення для розрахунку середніх чисел Нусельта має вигляд $Nu = 0,344 \cdot Re^{0,573}$. За визначальний розмір в числах Рейнольдса

прийнята довжина великої осі еліпса. Досліджень з визначення втрат тиску при поперечному обтіканні еліпса при різних кутах атаки не проводилося.

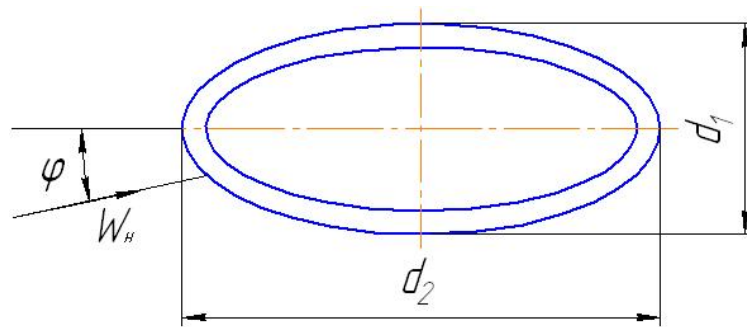


Рис. 1.3. Еліптичний циліндр

У пізнішій роботі [10] автори отримали аналогічні результати для еліптичного циліндра з відношенням осей еліпса, що дорівнює 3. Збільшення відношення осей призвело до незначного зростання інтенсивності тепловіддачі. Автори приводять співвідношення для розрахунку середніх коефіцієнтів тепловіддачі поодинокого еліптичного циліндра з відношенням осей 3:1. Отримана залежність схожа з залежністю для еліптичного циліндра з відношенням вісей 2:1 і має наступний вигляд

$$Nu=0,546 \cdot Re^{0,539}. \quad (1.3)$$

В роботі [10] також досліджувався вплив на середню тепловіддачу еліптичного циліндра кута атаки φ , а також відношення його великої і малої осей d_2/d_1 . Аналіз отриманих результатів показав, що середньоповерхнева інтенсивність тепловіддачі еліптичного циліндра вище відповідної інтенсивності тепловіддачі круглого циліндра, при чому для кутів атаки $\varphi < 20^\circ$ аеродинамічний опір еліптичного циліндра нижче, ніж круглого. Відзначається зростання коефіцієнта тепловіддачі зі збільшенням значення відношення d_2/d_1 у межах $d_2/d_1=(1...3)$. Проте ця залежність побудована за трьома точками із різних робіт і потребує уточнення.

Автор [11] провів дослідження полів тиску і коефіцієнтів тепловіддачі по периметру овального поодинокого циліндра з відношенням осей 2:1 при обтіканні як вздовж великої осі овалу, так і вздовж малої. Автор вказує, що відрив примежового шару від циліндра при обтіканні вздовж великої осі відбувається в області значень кутів $\varphi=(110^\circ \dots 140^\circ)$ і залежить від числа Re . Із зростанням числа Re зсув точки відриву збільшується. Вивчення локального тепловідведення показує, що як і для круглого циліндра, в лобовій частині еліптичного циліндра утворюється ламінарний примежовий шар. Зі зростанням товщини примежового шару тепловіддавання плавно зменшується, та після досягнення значення кута φ приблизно рівного 100° починає збільшуватися з причини розвитку вихрової течії. Дані з середнього теплообміну добре узагальнюються, коли за визначальний розмір прийняти поздовжній розмір перетину d_2

$$Nu_{d_2} = 0,27 \cdot Re_{d_2}^{0,6} \cdot Pr_{pid}^{0,37} \cdot \left(\frac{Pr_{pid}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} . \quad (1.4)$$

Автори [12] вивчали вплив ступеню турбулентності Tu набігаючого потоку на теплообмін круглого і еліптичного циліндрів при зміні числа Рейнольдса від 3000 до 40000. Ступінь турбулентності потоку змінювалася від 1,5% до 40%. Отримані результати свідчать про те, що числа Нусельта для еліптичного циліндра з $d_2/d_1=4,0$ приблизно на 14% нижче, ніж для еквівалентної труби круглого профілю. Автори пропонують співвідношення для розрахунку середнього теплообміну такої еліптичної труби в діапазоні чисел Рейнольдса від 1000 до 10000, в якому за визначальний розмір прийнята величина $(d_2 + d_1)/2$

$$Nu = 0,224 \cdot Re^{0,612} . \quad (1.5)$$

Салазар та ін. в роботі [13] вивчали теплові характеристики пакетів труб еліптичного профілю з відношенням осей 1,054, 1,26, 1,44. В якості визначального розміру в числах Рейнольдса і Нусельта використовувався поперечний розмір еліпса (довжина малої осі). Отримані результати свідчать, що теплові характеристики пакетів з круглих труб не набагато вищі, ніж для пакетів з еліптичних труб.

Автори роботи [14] провели дослідження конденсації чистої насиченої пари на трубах еліптичного і круглого профілю в умовах природної і вимушеної конвекції. У дослідях по природній конвекції овальна труба своєю великою віссю розташовувалась вертикально. При вимушеній конвекції велика вісь овальної труби розташована вздовж потоку пари. Отримані результати свідчать про більшу на 11 % інтенсивність теплообміну труби еліптичного профілю, в порівнянні з круглою трубою. Порівнювані труби мали однаковий зовнішній периметр. При вимушеній конвекції спостерігається деяке зниження інтенсивності теплообміну (2%) для труби еліптичної форми. Проте, при однакових аеродинамічних опорах теплові характеристики еліптичної труби на 16% вищі, ніж круглої.

У роботах [15-17] проведені числові і експериментальні дослідження теплоаеродинамічних характеристик пластинчасторебристих теплообмінників, оснащених еліптичними трубами, розташованими в шаховому порядку з відношенням малої осі еліпса до великої $d_2/d_1=(0,5-0,65)$. У роботі [16] не виявлено будь-яких відмінностей в теплообміні шахових пакетів для труб круглої та еліптичної форми. Автори [17] констатують збільшення інтенсивності теплообміну на 13% і збільшення ефективності пластинчастого ребра труби еліптичного профілю на 18%, в порівнянні з трубами круглого профілю. Проте, збільшення ефективності ребра і істотне зниження аеродинамічного опору (на 30-60 %) труб еліптичного профілю покращують теплові характеристики теплообмінника в цілому. Результати порівняння показали, що теплова ефективність теплообмінника з еліптичних труб зросла на 25% щодо теплообміну з круглих труб.

В роботі [18] встановлено, що аеродинамічний опір одно- двох- і трьохрядних пакетів еліптичних труб пластинчасторебристого теплообмінника на 30% менший, ніж для пакетів круглих труб.

В роботі [19] при детальному дослідженні течії в коридорному пакеті еліптичних труб з відношенням великої осі еліпса до малої рівним 2 встановлено, що рівень турбулентності потоку в такому пакеті значно менший, ніж в пакеті з круглих труб.

В роботі [20] вивчалися коефіцієнти опору форми і тертя для еліптичних труб з відношенням великої осі еліпса до малої рівним 1,67 при різній орієнтації великої осі по відношенню до потоку. Показано, що опір форми труби еліптичного профілю складає (80-90)% від загального опору, при перпендикулярному розташуванні великої осі еліпса по відношенню до потоку. Порівняння отриманих даних з даними для круглої труби показало зменшення на (10-20)% загального аеродинамічного опору труби еліптичного профілю.

У публікації [21] представлені результати експериментального дослідження теплообміну і аеродинамічного опору однорядного пучка з еліптичних гладких труб з відношенням великої осі до малої $d_2/d_1=3,3$ і зазором між трубами, рівним 0,61 см (рис.1.4). Труби в ряду розташовувалися великою віссю еліпса вздовж потоку. Значення коефіцієнта тиску у цьому випадку для чисел Рейнольдса $Re > 20000$ дорівнювало $C_p = 0,16$. За визначальний розмір в числах Re прийнята довжина великої осі еліпса. Для розрахунку конвективного теплообміну по повітряній стороні для одного поперечного ряду труб автори [21] пропонують наступну критеріальну залежність

$$Nu_{d_2} = 0,26 \cdot Re_{d_2}^{0,66}. \quad (1.6)$$

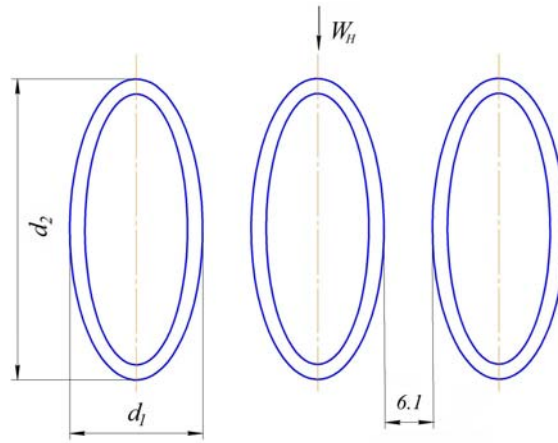


Рис. 1.4. Однорядний масив еліптичних циліндрів

Автори роботи [22] об'єднали і узагальнили результати своїх досліджень, які були опубліковані впродовж 1984-1988 років. Автори систематизували і навели співвідношення для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі для поодиноких еліптичних труб без ребер і з поперечними прямокутними насадженими ребрами та пакетів з цих труб при поперечному обтіканні повітряним потоком вздовж великої вісі еліпса. Автори підтвердили висновки, які приведені в [2], що при поперечному обтіканні поверхонь з еліптичних гладких труб вздовж малої осі еліпса інтенсивність теплообміну, в порівнянні з обтіканням вздовж великої осі, на (20-30)% вища при суттєвому зростанні аеродинамічного опору. В таблиці 1.2 наведені співвідношення для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі поодиноких еліптичних труб в залежності від відношення розмірів осей еліпсу і напрямлення обтікання труб.

В наведених співвідношеннях за характерний розмір в числах Рейнольдса і Нусельта прийнята величина d_2 , але автори не вказують яка швидкість прийнята за розрахункову в числах Рейнольдса: чи швидкість набіганого повітря, чи швидкість з урахуванням захаращування каналу.

Співвідношення для розрахунків теплообміну поодиноких еліптичних труб

№ п/п	d_2/d_1	Співвідношення	Примітки
1	1,0	$Nu=0,248Re^{0,6}Pr^{0,38}$	Поодинокі круглі труби
2	1,5	$Nu=0,234Re^{0,6}Pr^{0,38}$	Потік направлено вздовж великої осі еліпса
3	2,0	$Nu=0,051Re^{0,75}Pr^{0,38}$	
4	2,5	$Nu=0,148Re^{0,632}Pr^{0,38}$	
5	4,0	$Nu=1,08Re^{0,446}Pr^{0,38}$	
6	1,5	$Nu=0,463Re^{0,57}Pr^{0,38}$	Потік направлено вздовж малої осі еліпса
7	2,0	$Nu=0,045Re^{0,806}Pr^{0,38}$	
8	2,5	$Nu=0,221Re^{0,53}Pr^{0,38}$	
9	4,0	$Nu=0,778Re^{0,53}Pr^{0,38}$	

Для поперечно ребрених еліптичних поодиноких труб автори також приводять розрахункові співвідношення, але ніде не вказують як вибиралась розрахункова швидкість в числах Рейнольдса, які коефіцієнти тепловіддачі визначались в роботі – конвективні чи приведені. Сумнівним є також те, що значення показника степені при числі Рейнольдса в формулі подібності $Nu = C \cdot Re^m$ дуже малий (0,3-0,44), а для розрахунку теплообміну пакетів труб (якого компонування - шахового чи коридорного, автори теж не вказують) пропонується високе значення показника степені $m=0,79$. Співвідношення отримані для трьох фіксованих поперечних кроків труб 33, 42 і 51,5 мм при варіюванні поздовжнього кроку від 74 мм до 135 мм для еліптичних труб з міжреберними зазорами 3мм, 6 і 9 мм і відношенням d_2/d_1 2,5, 2,75 та 3,25. За визначальний розмір прийнятий еквівалентний діаметр.

В роботі [23] приведені результати експериментального дослідження локальних і середніх характеристик тепловіддачі та втрат тиску двохрядних штирьових ребер овального профілю з $d_2/d_1 = 1.67$ та 2.5 і порівняння їх з даними для штирьових ребер круглого поперечного перерізу (рис.1.5, 1.6).

Поперечні розміри розглянутих штирів, а також поздовжніх і поперечних кроків труб ($\sigma_1=\sigma_2=2$) були однаковими.

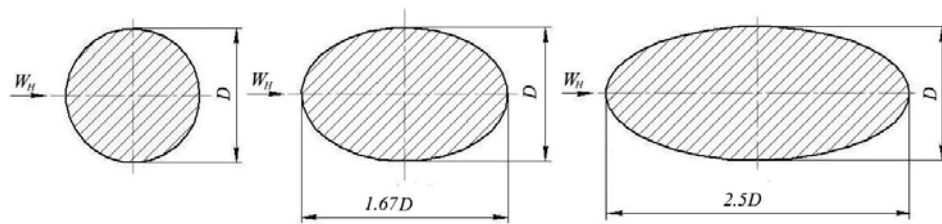


Рис. 1.5. Профілі досліджених стрижнів

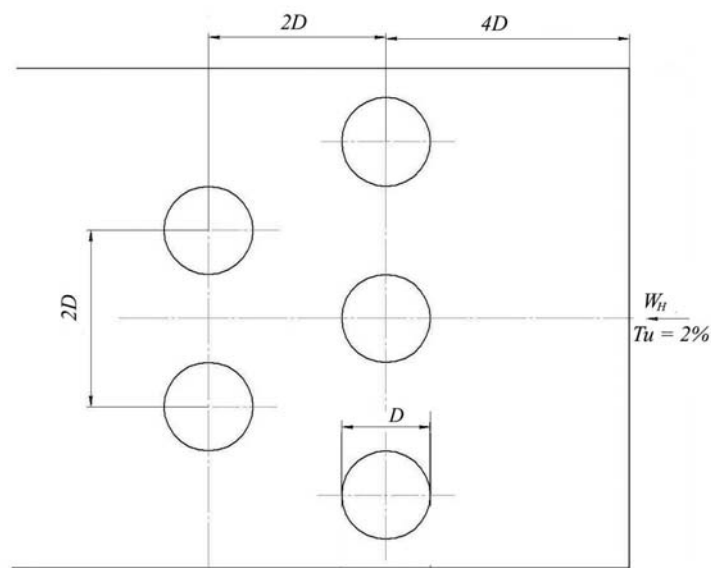


Рис. 1.6. Массив стрижнів

Криві залежностей $Nu=f(Re)$ свідчать, що інтенсивність тепловіддачі пакету круглих стрижнів вища, ніж пакетів овальних штирів на (23-26)%. Подовження профілю еліптичних штирів з $d_2/d_1=1,67$ до $d_2/d_1 = 2,5$ практично не викликало збільшення чи зменшення інтенсивності тепловіддавання двохрядних пакетів. Для розрахунку середніх значень чисел Нусельта двохрядних пакетів штирів в діапазоні змінення чисел Рейнольдса від 10000 до 50000 (за розрахункову швидкість приймалася швидкість набігаючого потоку) автори пропонують наступні співвідношення:

- для пакета круглих штирів

$$\text{Nu}_D = 0,208 \text{Re}^{0,696} \text{Pr}^{0,3}; \quad (1.7)$$

- для пакета еліптичних штирів $d_2/d_1 = 1,67$

$$\text{Nu}_D = 0,203 \text{Re}^{0,675} \text{Pr}^{0,3}; \quad (1.8)$$

- для пакета еліптичних штирів $d_2/d_1 = 2,5$

$$\text{Nu}_D = 0,219 \text{Re}^{0,665} \text{Pr}^{0,3}. \quad (1.9)$$

Дані з аеродинамічного опору представлені у вигляді залежностей фактора тертя f від чисел Рейнольдса Re . Вони свідчать, що аеродинамічний опір пакетів еліптичних штирів у 2...3.4 рази менший, ніж пакетів з круглих штирів. В роботі приводяться відповідні співвідношення для розрахунків фактора тертя:

- для пакета з круглих штирів

$$f = 2,302 \text{Re}^{-0,0157} \text{Pr}^{0,3}; \quad (1.10)$$

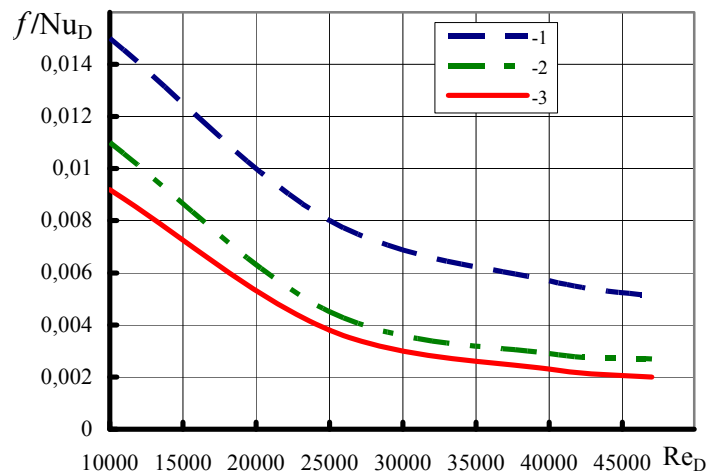
- для пакета з еліптичних штирів $d_2/d_1 = 1,67$

$$f = 8,826 \text{Re}^{-0,231} \text{Pr}^{0,3}; \quad (1.11)$$

- для пакета з еліптичних штирів $d_2/d_1 = 2,5$

$$f = 27,241 \text{Re}^{-0,364} \text{Pr}^{0,3}. \quad (1.12)$$

Теплоаеродинамічна ефективність досліджених пакетів представлена у вигляді залежності $\varepsilon_f = f/\text{Nu}_D = f(\text{Re}_D)$ (рис. 1.7)



1 – круглі штирі; 2 – еліптичні $d_2/d_1 = 1,67$; 3 – еліптичні $d_2/d_1 = 2,5$

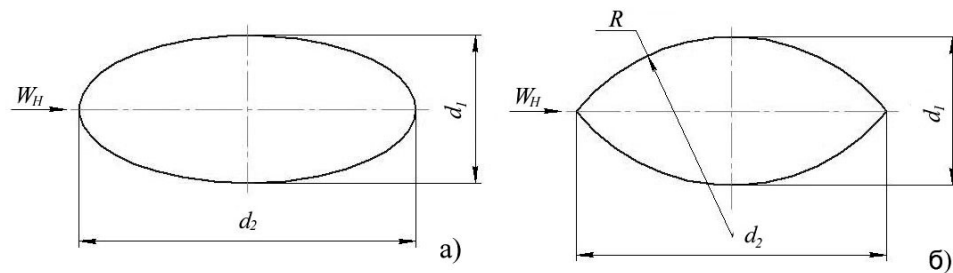
Рис. 1.7. Залежність $\varepsilon_f = f(\text{Re}_D)$

Результати порівняння свідчать, що штирьові ребра еліптичного профілю мають на 40...80 % більшу теплову ефективність, ніж штирьові ребра круглого поперечного перерізу.

У роботі [24] за допомогою числових і експериментальних досліджень проведена оптимізація кроку між оребренними і не оребренними трубами еліптичного і круглого профілю, розташованими в шаховому пучку. Зміна кроку дозволила авторам визначити оптимальне його значення для отримання максимальної інтенсивності теплообміну. Порівняння даних з теплообміну для пучків двох форм труб показало перевищення теплообміну шахового оптимального компонування пучка еліптичних труб на 20% щодо оптимального пучка круглих труб. Дана робота надала поштовх до подальшої оптимізації геометричних параметрів пучка і труб [25]. В ній визначені такі оптимальні відносні значення: крок між еліптичними трубами $S/2b = 0,5$ (b – мала піввісь еліпса), ексцентриситет еліпса $e = b/a = 0,5$ (a – велика вісь еліпса), міжреберний зазор $u/2b = 0,06$. Зіставлення теплових і масових характеристик показало зменшення матеріалоемності і вартості

теплообмінних пристроїв з труб еліптичного профілю на 30%, в порівнянні з круглими трубами.

В роботі [26] за допомогою числового моделювання вивчалися теплоаеродинамічні характеристики двох типів поодиноких полімерних труб: з периметром у вигляді звичайного та загостреного еліпса (рис.1.8) в діапазоні змінення чисел Рейнольдса від 500 до 10000 (ламінарно-перехідний тип течії).



а – еліптичний; б – двох кутовий

Рис. 1.8. Профілі полімерних циліндрів

Дослідження проведені для наступних значень відношень розмірів великої осі до малої для обох типів труб d_2/d_1 : 3,33, 2,0 та 1,25. Числова модель верифікована за даними [9, 11]. Отримані в роботі дані свідчать, що інтенсивність зовнішнього теплообміну і втрати тиску для еліптичного і двох кутового профілю труб з $d_2/d_1=3,33$, та $d_2/d_1=2,0$ на (15-35)% та на (60-100)% менше, ніж для круглого циліндру. Для відношення $d_2/d_1=1,25$ еліптичний профіль має на (8-10)% менші, а двохкутовий більші втрати тиску відносно до круглої труби. При цьому інтенсивність теплообміну обох профілів практично така, як у круглого циліндра. При зростанні d_2/d_1 від 2 до 3,3 інтенсивність тепловіддачі знижується на (15-20)% для обох профілів. Для профілю з $d_2/d_1=1,25$ теплоаеродинамічні показники близькі до циліндра круглої форми перерізу. Отримані в роботі дані показали, що вивчені дві форми труб мають практично однакові характеристики з теплообміну і аеродинамічного опору. Автори приводять співвідношення для розрахунку

втрат тиску C_D та середніх чисел Нусельта Nu_D в залежності від відношення d_2/d_1 та числа Рейнольдса:

- для еліптичної форми труби

$$C_{D,e} = (0,112 \pm 0,009) \cdot (d_1/d_2)^{2,6 \pm 0,5} \cdot \ln(Re_D) + (0,41 \pm 0,04), \quad (1.13)$$

$$Nu_{D,e} = (0,37 \pm 0,03) \cdot (d_1/d_2)^{0,4 \pm 0,1} \cdot Re_D^{0,554 \pm 0,008}. \quad (1.14)$$

- для двохкутової форми труби

$$C_{D,k} = (0,12 \pm 0,006) \cdot (d_1/d_2)^{2,2 \pm 0,4} \cdot \ln(Re_D) + (0,46 \pm 0,05), \quad (1.15)$$

$$Nu_{D,k} = (0,3 \pm 0,1) \cdot (d_1/d_2)^{0,46 \pm 0,06} \cdot Re_D^{0,6 \pm 0,05}. \quad (1.16)$$

В якості визначального розміру в числах Рейнольдса і Нусельта прийнято поперечний розмір труб d_1 , за розрахункову швидкість прийнята швидкість повітря на вході в робочу ділянку, в якій розташована дослідна труба.

Порівняння еліптичних труб з $d_2/d_1 = 1,25 \dots 3,3$ з трубою круглого перерізу за теплоаеродинамічною ефективністю представлено у вигляді залежності відношення теплової потужності Q до потужності на перекачування повітря N до відношення для труб круглої форми. Наведені дані свідчать, що для $d_2/d_1 = 3,33$ ефективність еліптичної труби на (30-40)% вища, ніж для круглої труби. Для труби з $d_2/d_1 = 2$ до $Re < 7000$ ефективність еліптичної труби на (5-10)% вища, ніж для круглої труби, а для труби з $d_2/d_1 = 1,25$ ефективність нижче на (5-10)%.

У роботі [27] представлені результати 3-D числового дослідження теплообміну при ламінарному режимі обтікання пакетів труб еліптичного і круглого профілю з пластинчасто-хвилястим оребренням. Порівняння їх характеристик показало збільшення інтенсивності теплообміну на 30% і

зростання втрат тиску на 10% пакетів труб еліптичного профілю, в порівнянні з пакетами круглих труб. Порівняння проведене при мінімальних поперечних перетинах пакетів. Окрім цього досліджений вплив на теплоаеродинамічні характеристики п'яти чинників: числа Рейнольдса Re , ексцентриситету e , поперечного кроку між трубами $S_1/2b$, кроку між ребрами $t/2b$, товщини ребра $\delta/2b$. Отримані результати свідчать, що при збільшенні числа Re і товщини ребра $\delta/2b$, із зменшенням ексцентриситету e і поперечного кроку $S_1/2b$, інтенсивність теплообміну зростає з незначним зростанням опору.

У роботі [28] автори за допомогою числового експерименту вивчали теплообмін і аеродинамічний опір п'яти типів труб з хвилястим оребрением. Перший тип – труба круглого профілю діаметром 15,9 мм являлася базовою для порівняння з еліптичними. Труби 2, 3, 4 типів – еліптичної форми з відношенням великої вісі еліпса до малої $d_2/d_1 = 2,0, 3,0, 4,3$ відповідно. Ребриста труба типу 5 – плоско-овального профілю з $d_2/d_1 = 3$. У цій роботі автори вказують на зниження інтенсивності тепловіддачі і аеродинамічного опору при збільшенні відношення d_2/d_1 . При швидкості набігаючого потоку, яка дорівнює 2 м/с, при $d_2/d_1 = 3$ інтенсивність теплообміну зменшується на 7% і на 46% знижується опір, в порівнянні з круглою ребристою трубою. При порівнянні еліптичної і плоскоовальної ребристих труб з $d_2/d_1 = 3$ інтенсивність теплообміну практично не відрізняється, а аеродинамічний опір плоско-овальної труби всього на 2,5% вище.

Геометричні характеристики пакетів плоскоовальних і еліптичних труб включають додаткові, в порівнянні з круглотрубними пакетами параметри, до яких відносяться співвідношення поздовжнього і поперечного розмірів перетину циліндра d_2/d_1 і кут атаки профілю φ відносно напрямку потоку, що набігає. Як показало вивчення робіт із дослідження теплообміну й аеродинаміки пакетів гладких і оребренных профільованих циліндрів [2, 10, 29], із пошуком оптимальних значень цих параметрів можуть бути пов'язані перспективи удосконалювання розвинених поверхонь.

В роботі [29] експериментально досліджені характеристики тепловіддачі тандемної пари еліптичних циліндрів із відношенням осей $d_2/d_1 = 2$ і однаковими кутами атаки φ . Встановлено, що умови обтікання циліндра, що знаходиться в аеродинамічному сліді розташованого вище за течією циліндра, наближаються до умов обтікання глибинних рядів трубних пучків. При цьому в усьому дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса інтенсивність теплообміну стає максимальною при $\varphi = 90^\circ$.

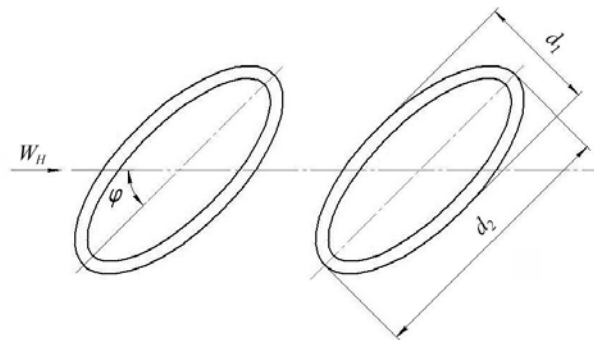


Рис. 1.9. Тандемна пара еліптичних циліндрів

З розглянутих результатів випливає, що доцільно інтенсифікувати теплообмін профільованих циліндрів за рахунок вибору оптимального кута атаки й оптимального відношення осей. Особливий інтерес представляє область $\varphi = 0-20^\circ$, у якій зростання теплообміну супроводжується меншим, ніж при $\varphi > 20^\circ$ збільшенням аеродинамічного опору (при приблизно однаковому темпі зростання тепловіддачі). Доцільно, очевидно, досліджувати і такі пучки профільованих труб, у яких кут атаки змінює знак при переході від одного поздовжнього ряду до іншого. Дослідження, які виконані в роботі [29] з визначення залежності середньоповерхневої тепловіддачі циліндра, що знаходиться в сліді, від відстані між циліндрами, показали, що з погляду на ефективність теплообмінника, в більшості випадків відстані між циліндрами варто вибирати по можливості меншими.

В роботах [30, 31] проведено дослідження полів тиску на поверхнях циліндрів кулачкового типу (краплеподібних), які мали фіксовані великий і

малий діаметри краплі ($D = 22$ мм, $d = 12$ мм) і різні значення параметру l (11, 29, 66 мм) в межах змінення чисел Рейнольдса від 15000 до 48000. Отримані розподіли тиску по периметру циліндрів при різних значеннях кута атаки $\varphi = 0^\circ \dots 360^\circ$. Автори показують, що позитивні і негативні градієнти тиску великою мірою залежать від кута атаки φ . Залежність C_D від кутів атаки носить хвилевий характер. Повний коефіцієнт тиску C_D має максимальне значення при кутах атаки 0° , 90° і 270° , а мінімальне - при кутах 30° , 180° і 330° .

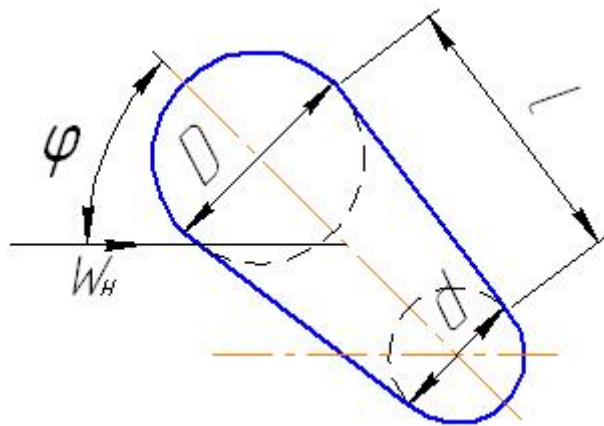


Рис. 1.10. Циліндр кулачкового типу (краплеподібний)

Візуалізація обтікання циліндра краплеподібного типу проведена за допомогою димового методу. Миттєві картини течії при кутах атаки від 0° до 180° фотографувалися. Отримані фотографії з причин не перпендикулярності фотокамери до об'єкта набули викривленого вигляду, що ускладнює їх порівняння і аналіз. З фотографій не помітно впливу змінення кута атаки профілю на умови відриву потоку, хоча автори відзначають залежність положення точки відриву від кута атаки. При збільшенні кута атаки спостерігається зменшення швидкості біля передньої частини профілю і збільшення зони рециркуляції в кормовій частині циліндра з помітним поперечним рухом потоку в рециркуляційній зоні. При куті атаки 270° спостерігається найбільше захаращення каналу, якому відповідає і найбільша зона рециркуляції.

В публікації [32] представлені розподіли середніх чисел Нусельта для поодинокого циліндру краплеподібного типу з $d = 12$ мм, $D = 22$ мм, $l = 11$ мм від кута атаки профілю в межах змінення φ° від 0° до 180° . Характер розподілу чисел Нусельта носить хвильовий характер з мінімумами при значеннях $\varphi=30^\circ$, $\varphi=120^\circ$, $\varphi=180^\circ$ і максимумами при $\varphi=0^\circ$, $\varphi=90^\circ$, $\varphi=150^\circ$. Такий же характер мають залежності розподілення коефіцієнтів тиску C_D від кутів атаки. Для циліндру краплеподібного профілю з $d/D = 0,54$ $l/D = 0,5$ при кутах атаки $\varphi=0^\circ$ - 180° отримані залежності St/C_D від чисел Рейнольдса $Re = (20000 \dots 30000)$, які характеризують теплоаеродинамічну ефективність профілю. Проведено порівняння теплоаеродинамічної ефективності вище згаданого профілю з ефективністю круглого циліндра з $d = 24,7$ мм. Дані з порівняння свідчать, що профіль, який встановлений під кутом атаки 30° має ефективність на $(60-65)\%$ вищу, ніж для круглого профілю. При кутах 90° і 120° ефективність краплеподібного профілю менша на $(18-20)\%$, ніж у циліндра круглої форми. Вплив параметру l/D на показник ефективності спостерігається тільки при кутах атаки від 0° до 30° і від 150° до 180° , в межах кутів $(30^\circ-150^\circ)$ впливу на параметр St/C_D немає.

В доповіді [33] за допомогою числового моделювання отримано розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі по периметру поодинокій краплеподібній трубці (рис.1.11) секції радіатора тепловозу при дискретному зміні кутів α розвороту бокових стінок трубки $0, 5, 10, 15, 20$ і 25 градусів до потоку.

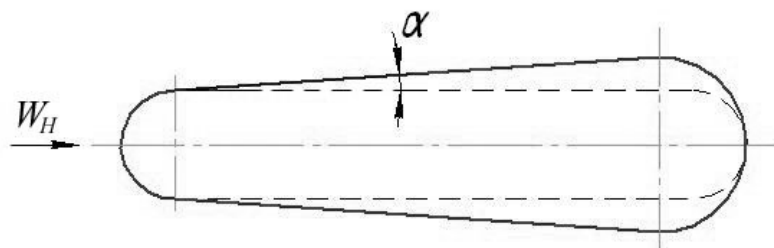


Рис. 1.11. Краплеподібна труба

Максимальні значення локальних коефіцієнтів спостерігалися в лобовій точці, мінімальні при переході плоскої бокової частини трубки до круглої. Коефіцієнт тепловіддачі в кормовій „мертвій” точці приблизно дорівнює середньому арифметичному між максимальним і мінімальним значенням цього параметру. При куті повороту 0° краплеподібна трубка трансформується в плоско-овальну. Швидкість повітря на вході змінювалася в діапазоні від 2 м/с до 12 м/с, що відповідає числам Рейнольдса $Re_e = (700 \dots 4500)$. Збільшення кута розвороту від 0° до 15° призводить до збільшення інтенсивності тепловіддавання на (40-50)%, подальше збільшення кута знижує інтенсивність теплообміну. З другого боку, збільшення кутів призводить до зростання аеродинамічного опору, але в даній доповіді питання впливу кутів розвороту на аеродинамічний опір не обговорювалося. Для діапазону змінення чисел Re_e від 700 до 4500 наведено співвідношення для розрахунку середнього конвективного коефіцієнта тепловіддачі $Nu_e = 0.319 Re_e^{0.558}$. Більш цікаво було б отримати співвідношення не лише для поодинокі трубки, а і для пучків з труб краплеподібного профілю для найбільш використовуваних кроків між трубами.

Провівши аналіз результатів, які отримані в роботах [2, 6-8, 11], автори [34] зробили висновки щодо перспективності використання профільованих труб (еліптичної форми) в якості поверхонь теплообміну регенераторів ГТУ. Автори стверджують, що тепловіддача таких труб при збільшенні площі поверхні всього на 10% зростає на 40%. За нашими розрахунками і, судячи з публікацій [7, 8, 14-16], таке ствердження не зовсім вірне: якщо і є зростання інтенсивності теплообміну, то воно може скласти не більше (10-15)%, в порівнянні з трубами круглого профілю. Інші джерела приводять дані, за якими інтенсивність теплообміну профільованих труб на (10-18)% менша. Грунтуючись лише на теплових характеристиках поверхонь, не можна стверджувати які трубчасті поверхні кращі чи гірші. Для цього необхідно оперувати теплоаеродинамічними характеристиками поверхонь.

Метою публікації [35] являється обґрунтування ефективного використання еліптичних труб для формування поверхонь теплообміну регенераторів ГТУ. В роботі за допомогою числового моделювання проведено порівняння теплогідравлічних характеристик пакетів з труб круглого, овального і плоско-овального профілів. Встановлено, що компактність пакетів труб овального профілю на 30% більша, ніж пакетів труб круглої форми за рахунок меншого міделю овальних труб. Отримані розрахунки теплоаеродинамічної ефективності у вигляді залежності $(Nu/Nu_{кр})/(f/f_{кр}) = f(f/f_{кр})$. При відношенні $f/f_{кр}$ рівному 0,94, зростання тепловіддачі перевищує зростання аеродинамічного опору. В той же час автори роботи [35] не приводять своїх власних розрахунків теплообміну і аеродинамічного опору пакетів з труб еліптичного чи плоско-овального профілю.

В 2010 році в журналі „Теплоенергетика” вийшла стаття [36], в якій представлені результати експериментального дослідження конвективного теплообміну і аеродинамічного опору пакетів труб овального профілю (рис.1.12) з метою заповнення пробілу в даних та отримання розрахункових співвідношень для їх розрахунків.

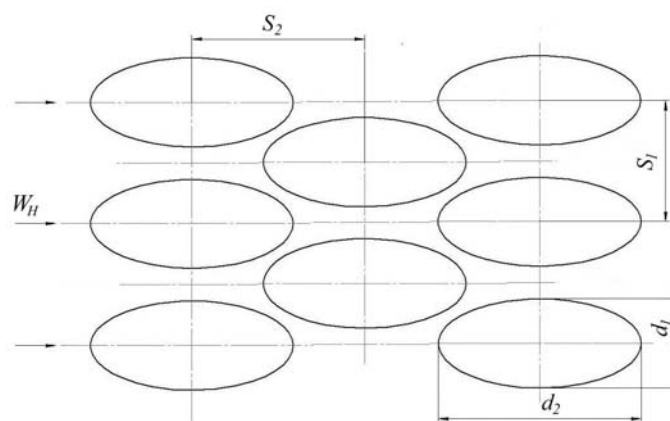


Рис. 1.12. Компактний шаховий пакет овальних труб

Автори відмічають, що в роботах [1, 2, 6] приводяться співвідношення для достатньо великих поздовжніх кроків між трубами, тому саме це не дає

змоги створити компактні теплообмінні апарати. Дослідження конвективного теплообміну проведені за допомогою повного теплового моделювання (обігрівалися всі трубки пакета). Результати експериментів представлені у вигляді формул $Nu = C_q \cdot Re_e^m \cdot Pr^{0.36}$ та $\zeta = C_s \cdot Re_e^{-n}$. За визначальний розмір в числах Nu , Re прийнятий еквівалентний діаметр. Використані сталеві овальні труби одного розміру: $d_2 = 122$ мм, $d_1 = 29$ мм ($d_2/d_1 = 4.2$). Досліджувалися три компонування шахових пакетів при варіюванні лише поперечного кроку труб ($S_1 = 60; 65; 76$ мм) при постійному поздовжньому кроці $S_2 = 65$ мм в діапазоні змінення чисел Рейнольдса від 5000 до 50000. Отримані дані свідчать, що при зменшенні поперечного кроку інтенсивність теплообміну і аеродинамічний опір пакетів зростають відповідно на (30-50)% та приблизно в два рази. За результатами експериментальних досліджень проведено розрахунки і порівняння теплоаеродинамічної ефективності пакетів овальних труб. Встановлено, що ефективність пакетів овальних труб зростає по мірі зменшення поперечного кроку труб. Наприклад, при фіксованому значенні втрат тиску $\Delta P = 100$ Па коефіцієнти тепловіддачі збільшуються на (8-10)%. При рівних витратах потужності на переміщення теплоносія через пакет, тепловий потік пакету з овальних труб на (35-40)% вищий, ніж для пакету круглих труб.

Результати роботи [37] дозволили прийти до висновку про доцільність використання профільованих труб в якості поверхонь нагріву і, насамперед, з можливістю зниження аеродинамічного опору і металоємкості теплообмінних поверхонь.

1.2 Теплообмінні поверхні з труб круглої форми перерізу

Теплообмінні та аеродинамічні характеристики круглих труб доволі повно вивчені і, на наш погляд, немає сенсу наводити аналіз і детально описувати вже відомі положення із закономірностей впливу геометричних і режимних характеристик при омиванні поодиноких труб і їх масивів

(пакетів) на процеси переносу теплоти та імпульсу. Наведемо найбільш відомі співвідношення для розрахунків конвективного теплообміну і аеродинамічного опору для поодиноких круглих труб та їх пакетів, з метою подальшого їх використання при порівнянні з даними для поодиноких плоскоовальних труб та шахових пакетів із них.

1.2.1 Поодинокі труби круглої форми

Найбільш відомі співвідношення для розрахунку конвективного теплообміну одиночної круглої труби наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Значення C_q та m в співвідношенні (1.17)

Re_d	C_q	m	Джерело	Граничні умови
1 - 40	0,76	0,4	[11]	$T_{ст} = const$
40 - 1000	0,52	0,5		
$1 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,26	0,6		
$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	0,023	0,8		
1-4	1,01	0,33	[38]	$T_{ст} = const$
4 - 40	0,933	0,385		
$4 - 4 \cdot 10^3$	0,699	0,466		
$4 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$	0,198	0,618		
$4 \cdot 10^4 - 4 \cdot 10^5$	0,0272	0,805		

Рекомендується таке загальне співвідношення:

$$Nu_d = C_q Re_d^m \cdot Pr_{pi\partial}^{0.37} \cdot \left(\frac{Pr_{pi\partial}}{Pr_{cm}} \right)^{0.25} \quad (1.17)$$

Для повітря співвідношення спрощується:

$$\text{Pr}_{pid}^{0.37} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{pid}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0.25} = 0,88. \quad (1.18)$$

Вплив турбулентності набігаючого потоку на середню тепловіддачу поперечно-обтікаємого циліндра в області змінення чисел Рейнольдса від 3000 до 100000 вивчено в [39]. Автори встановили, що підвищення турбулентності потоку збільшує інтенсивність теплообміну як в лобовій, так і в кормовій області циліндра. Вплив турбулентності виражається в зростанні показника степеня m від 0,6 до 0,65 при змінненні Tu від 0,3% до 23%, причому величина C_q практично не змінюється. Для докритичного режиму обтікання повітрям при $Nu > 1\%$ отримано співвідношення [11]:

$$Nu = 0,23 \cdot \text{Re}^{0,6} Tu^{0,15}. \quad (1.19)$$

Для надкритичного режиму

$$Nu = 0,02 \cdot \text{Re}^{0,8} Tu^{0,15}. \quad (1.20)$$

Для ступеня турбулентності $Tu < 14\%$ і $\text{Re} < 10000$ для обтікання повітрям пропонується використовувати наступне співвідношення:

$$Nu_{Tu} = 0,23 \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \left[1 + 0,09 \cdot (\text{Re} \cdot Tu)^{0,2} \right]. \quad (1.21)$$

Для обчислення аеродинамічного опору поодиноких круглих труб в області чисел Рейнольдса $\text{Re} = (10^4 \dots 2 \cdot 10^5)$ використовується коефіцієнт повного опору C_D , який складається з коефіцієнтів опору тиску та опору

тертя ($C_D = C_P + C_f$) та являється постійною величиною, рівною (1,05-1,2) [7, 11, 40].

1.2.2 Шахові пакети гладких круглих труб

Поліпшення характеристик теплообмінних пристроїв нерозривно пов'язане з удосконаленням методів їх розрахунку і проектування. Конвективні поверхні теплообміну з гладких круглих труб мають широке застосування в енергомашинобудуванні у вигляді випарних пучків, пароперегрівачів, водяних економайзерів, повітронагрівачів енергетичних і промислових котлів, систем охолодження технологічних рідин, різного роду калориферів, утилізаторів теплоти відхідних газів печей і інших паливовикористовуючих установок. Як вказано в [41], завдяки розвитку технології виготовлення таких поверхонь, прагненню розробників до збільшення їх компактності, зниженню металоємності, все частіше з'являються компоновки трубних пучків, що відносяться до малодосліджених областей значень кроків труб, в яких за рекомендаціями Нормативних документів і довідкової літератури [42-44] узагальнені формули для актуальних режимів обтікання ($Re = 3 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^5$) не дають надійних результатів. Перш за все, це відноситься до компоновок з малими відносними поздовжніми кроками труб.

Недосконалість використовуваних в даний час узагальнених залежностей вигляду:

$$Nu = C_q \cdot Re^m. \quad (1.22)$$

що використовуються у більшості досліджень пов'язана, головним чином, з тим, що в них закладена постійність показника степені m при числі Рейнольдса, хоча практично в усіх відомих експериментальних роботах відмічається істотна залежність величини m від крокових характеристик

пучків. Автори різних методик з міркувань спрощення критеріальних рівнянь вважали за доцільне приводити емпіричні формули для пучків різної геометрії до одного постійного значення показника степені m . Основні зусилля авторів були направлені на отримання виразів для визначення коефіцієнта C_q в рівнянні подібності (1.22), що у ряді випадків супроводжувалося введенням складних узагальнених характеристик розміщення труб в пучках і визначальних розмірів в числах Нуссельта і Рейнольдса (табл.1.4).

Такий підхід, як вказується в [41], можливий для відносно вузького інтервалу крокових характеристик пучків. Причому, не можна стверджувати, що узагальнені залежності стають при цьому простими і зручними: ні в одній із використовуваних зараз розрахункових методик не вдалося узагальнити експериментальні дані єдиною залежністю в усьому широкому інтервалі крокових характеристик. З цих причин автор [41] запропонував новий підхід до узагальнення даних з розрахунку конвективного теплообміну як шахових так і коридорних пакетів гладких круглих труб, що ґрунтується на наступних основних положеннях:

- показник степеня m в формулі подібності є величиною змінною і залежить від відношення кроків труб ($m = f(S_1/S_2)$);
- коефіцієнт C_q в формулі подібності залежить також від відношення кроків труб ($C_q = f(S_1/S_2)$).

Для розрахунків m , C_q автор [41] пропонує наступні формули:

$$m = 0,68 + 0,08 \cdot thX, \quad (1.23)$$

$$C_q = 0,124 \cdot (1,31 - thX), \quad (1.24)$$

$$X = \frac{S_1}{S_2} - 3. \quad (1.25)$$

Таблиця 1.4

Узагальнені співвідношення для розрахунку теплообміну шахових
пакетів гладких труб

№ п/п	Формула	Границі використання	Автори, джерело
1	$Nu = C_s \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$ $C_s = 0,95 \varphi^{0,1}$ $C_s = 0,77 \varphi^{0,5}$ $C_s = 0,95 \varphi^{0,1}$ $\varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1}$	$0,1 \leq \varphi \leq 1,7$ і всіх σ_1 $1,7 < \varphi \leq 4,5$ і $\sigma_1 < 3$ $1,7 < \varphi \leq 4,5$ і $\sigma_1 > 3$	Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), [42]
2	$Nu = 0,312 \cdot \sigma_1^{0,23} \sigma_2^{-0,148} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$ $Nu = 0,343 \cdot \sigma_1^{0,23} \sigma_2^{-0,864} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$ $Nu = 0,386 \cdot \sigma_2^{-0,148} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$	$\sigma_2 > 1,13$ і $\sigma_1 < 3,0$ $\sigma_2 < 1,13$ і $\sigma_1 < 3,0$ $\sigma_1 > 3,0$	Мигай В.К., Фирсова [43]
3	$Nu = 0,35 \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^{0,2} Re^{0,6} Pr^{0,33}$ $Nu = 0,40 Re^{0,6} Pr^{0,33}$	$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} < 2$ $\frac{\sigma_1}{\sigma_2} > 2$	Жукаускас А.А., Улинскас Р.В. [44]

Для розширення області застосування рівняння подібності (1.22) на різні види теплоносіїв, ввівши в нього співмножник $Pr^{0,33}$, автор пропонує єдину узагальнену залежність для розрахунку конвективного теплообміну для шахових багаторядних пучків гладких труб в області змінення чисел Рейнольдса Re ($3 \cdot 10^3 - 10^5$) і S_1/S_2 (0,5-5,0).

$$Nu = 0,14(1,31 - thX) Re^{0,68-0,08 thX} \cdot Pr^{0,33} \quad (1.26)$$

Аеродинамічний опір шахових пакетів гладких круглих труб розраховується за критеріальним виразом відносно до одного поперечного ряду:

$$Eu_0 = C_s \cdot Re^{-n}. \quad (1.27)$$

Автор [11] пропонує наступні співвідношення для розрахунків аеродинамічного опору шахових пакетів в області змінення числа Re від 600 до 7000:

$$Eu_0 = 0,71 \cdot \left(\frac{S_1}{d} - 1 \right)^{-0,33} Re^{-0,15}, \quad (1.28)$$

для $Re (7 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^5)$:

$$Eu_0 = 2,6 \cdot \left(\frac{S_1}{d} - 1 \right)^{-0,25} Re^{-0,29}. \quad (1.29)$$

На практиці на даний час розрахунки аеродинамічного опору шахових пакетів гладких круглих труб виконуються за нормативним методом [45]. Коефіцієнт опору гладкотрубного шахового пакету визначається за формулою:

$$\zeta = \zeta_0 \cdot (z_2 + 1). \quad (1.30)$$

Для всіх пакетів, крім пакетів з $3 < \sigma_1 \leq 10$ при $\varphi > 1,7$, коефіцієнт опору, віднесений до одного ряду пакету, розраховується за співвідношенням:

$$\zeta_0 = C_s \cdot Re_d^{-0,27}, \quad (1.31)$$

$$\varphi = \frac{S_1 - d}{S_2' - d}. \quad (1.32)$$

Коефіцієнт форми пакету C_S розраховується за формулами:

- при $1,7 \geq \varphi \geq 0,1$

для пакетів з $\sigma_1 \geq 1,44$

$$C_S = 3,2 + 0,66 \cdot (1,7 - \varphi)^{1,5}, \quad (1.33)$$

для пакетів з $\sigma_1 < 1,44$

$$C_S = 3,2 + 0,66 \cdot (1,7 - \varphi)^{1,5} + \frac{1,44 - \sigma_1}{0,11} \cdot \left[0,8 + 0,2 \cdot (1,7 - \varphi)^{1,5} \right], \quad (1.34)$$

- при $6,5 \geq \varphi > 1,7$ („тісні” пакети)

для пакетів з $3,0 \geq \sigma_1 \geq 1,44$

$$C_S = 0,44 \cdot (\varphi + 1)^2, \quad (1.35)$$

для пакетів з $\sigma_1 < 1,44$

$$C_S = \left[0,44 + (1,44 - \sigma_1) \right] \cdot (\varphi + 1)^2. \quad (1.36)$$

При $\varphi > 1,7$ і $3 < \sigma_1 \leq 10$

$$\zeta_{0\text{шир}} = 1,83 \cdot \sigma_1^{-1,46}. \quad (1.37)$$

Втрати тиску визначаються із слідуючого виразу:

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho. \quad (1.38)$$

1.3 Висновки та постановка задач дослідження

Виконаний аналіз існуючої інформації дозволяє зробити наступні висновки:

1. В більшості робіт стверджується, що перехід від круглого до зручнообтічного (овального, плоскоовального, двохкутового, краплеподібного) профілю в поверхнях нагрівання майже не змінює інтенсивність тепловіддачі, і в той же час суттєво (1,5...2,0) рази зменшує їх аеродинамічний опір. Тому можна однозначно сказати, що можливості збільшення теплоаеродинамічної ефективності рекуперативних теплообмінників на основі труб різного профілю далеко не вичерпані. Використання теплообмінних поверхонь з труб зручнообтічної форми (еліптичної, каплеподібної, плоскоовальної) дає можливість інтенсифікувати теплообмін за рахунок збільшення швидкості теплоносія, тому що аеродинамічний опір таких поверхонь в порівнянні з пучками труб круглого перерізу значно менший.

Проте в багатьох роботах раннього періоду (до 2000 р.) немає єдиної думки про те, який профіль труб по теплоаеродинамічним показникам кращий. Це може бути пов'язано з різним підходом до методики проведення досліджень теплових характеристик пучків труб і обробки отриманих експериментальних даних.

Висновок про необхідність широкого використання труб не круглої форми можна зробити однозначно: такі труби є дієвим способом підвищення теплоаеродинамічної ефективності рекуперативних теплообмінників, що в цілому призведе до зниження матеріалоємності і собівартості теплообмінного устаткування.

2. В роботах, що проаналізовані, немає однозначного висновку щодо переваги одного з зручнообтічних профілів над іншими. Це дозволяє в даному дослідженні зосередитися на найбільш технологічному і розповсюдженому в Україні різновиді профільованих труб – трубах плоскоовального поперечного перерізу.

3. Із огляду публікацій можна зробити ще один важливий висновок. Практично ніхто з дослідників не проводив системних, комплексних досліджень теплоаеродинамічних характеристик пакетів профільованих труб в широких діапазонах геометричних і режимних параметрів.

Внаслідок цього, до теперішнього часу не існує відповідних інженерних методик для розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору пакетів труб плоскоовального профілю, які враховували б вплив геометричних характеристик труб і пакетів в широкому діапазоні змінення чисел Рейнольдса, а також даних для вибору оптимальних параметрів пакетів труб, що практично ускладнює їх впровадження. Не визначено закономірностей впливу відношення d_2/d_1 на теплообмін і аеродинамічний опір для поверхонь з таких труб.

На підставі вищесказаного, до задач даних досліджень слід віднести:

1) Використовуючи надійну, апробовану методику повного теплового моделювання, виконати експериментальні дослідження конвективного теплообміну поодиноких плоскоовальних труб та їх шахових пакетів в широких інтервалах зміни геометричних і режимних характеристик: параметру d_2/d_1 в інтервалах від 2 до 5, відносного поперечного кроку труб S_1/d_1 (2-3,5), відносного поздовжнього кроку S_2/d_1 (2,3-6) при значеннях числа Рейнольдса $Re_d = (2...30) \cdot 10^3$.

2) У зазначених інтервалах геометричних та режимних параметрів провести дослідження аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб.

3) Отримати узагальнюючі залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб.

4) Провести дослідження впливу на інтенсивність теплообміну і аеродинамічний опір числа поперечних рядів труб та кроків між ними, отримати надійні залежності для розрахунку коефіцієнтів, що враховують вплив кількості поперечних рядів труб z_2 та кроків між ними S_1, S_2 .

5) Отримати дані з впливу відношення d_2/d_1 на інтенсивність теплообміну і втрати тиску поодиноких труб та їх шахових пакетів.

6) Отримати нові знання з гідродинамічної картини течії та локального теплообміну при поперечному обтіканні трубчастих складнопрофільованих конвективних поверхонь теплообміну, за допомогою фізичної візуалізації та числового моделювання.

7) Провести дослідження з інтенсифікації теплообміну на поверхні плоскоовальних труб.

8) На основі результатів проведених досліджень виконати теплові, аеродинамічні розрахунки та спроектувати регенератор повітронагрівач ГТУ ГПК-10.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Методика досліджень теплообміну та аеродинамічного опору поодиноких труб плоскоовального профілю

2.1.1 Експериментальна установка

2.1.1.1 Аеродинамічна труба

Дослідження конвективного теплообміну і аеродинамічного опору поодиноких плоскоовальних труб при поперечному їх обтіканні повітряним потоком (рис. 2.1) здійснювалися на експериментальній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкненого типу прямокутного перетину (рис. 2.2, 2.3), розміри якого складали $A \times B = 70 \times 191$ мм², довжина прямого каналу – 3450 мм.

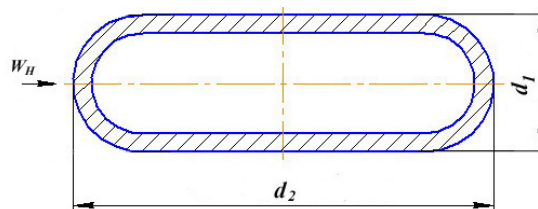


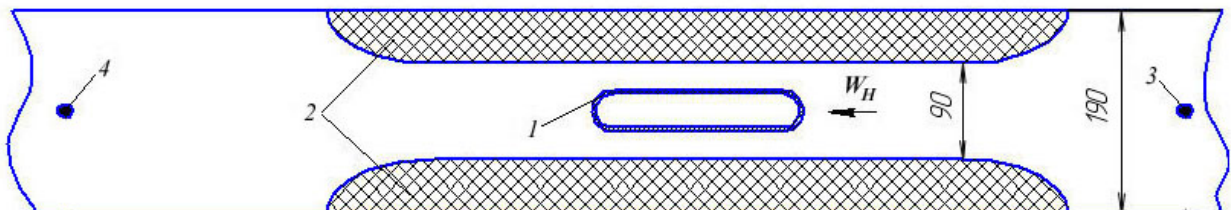
Рис. 2.1. Плоскоовальна труба

Проточна частина (прямий канал), яка складалася з робочої і двох заспокійливих ділянок, призначених для вирівнювання полів швидкості і статичного тиску, з'єднувалася з вхідним усмоктувальним витратомірним соплом діаметром 42 мм, виготовленим за профілем лемніскати, через перехідний дифузор. Іншим кінцем проточна частина через перехідний конфузор приєднувалась до вентилятора ДВ-1К М4А967 продуктивністю 0,08 м³/с і напором до 1,5 кПа.



Рис. 2.3. Аеродинамічна труба

В робочу ділянку встановлювалися дві бокові плавно профільовані вставки (рис.2.4), які забезпечували максимальну швидкість у „живому” перетині робочої ділянки (14 – 15) м/с та захаращення поперечного перетину каналу з коефіцієнтом $k_q = 0.22$.



1 – плоскоовальна труба; 2 – профільовані вставки;

3,4 – місця відборів статичного тиску

Рис. 2.4. Робоча ділянка аеродинамічної труби

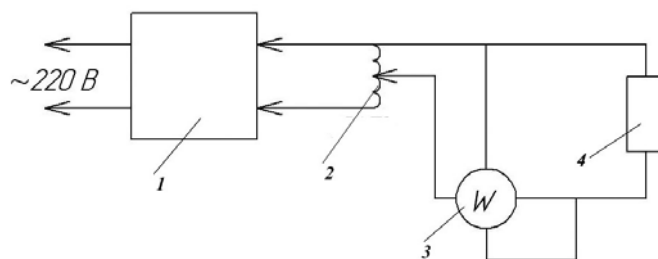
В стінці прямого каналу на відстані 0,7 м від заднього фланця, а перед пакетом труб на відстані 0,3 м від переднього фланця робочої ділянки впаяні штуцера діаметром 1,5 мм для відбору статичного тиску .

2.1.1.2 Вимірювальні прилади і система електроживлення

До складу експериментальної установки включені такі вимірювальні прилади:

- трубка Піто-Прандтля разом із мікроманометром типу ММН-240 класом точності 1,0 використовувалася для визначення швидкісного напору (мікроманометром цього типу визначався і перепад статичного тиску труби при дослідженні аеродинамічного опору);
- для визначення тиску навколишнього середовища застосовувався барометр-анероїд типу БАММ класом точності 1,0;
- для виміру потужності, що розсіювалася нагрівачем труби-калориметра, застосовувався ватметр типу Д529 класом точності 0,5;
- температура повітря на вході в аеродинамічну трубу вимірювалася ртутним термометром з ціною ділення 0,1 °С;
- температурне поле поверхні труби визначалось за допомогою мідь-константанових термопар (діаметр дроту 0,08 мм). Сигнали від термопар надсилались в аналогово-цифровий перетворювач І7018, підключений до переносного комп'ютера, та автоматично записувались і виводилися на монітор комп'ютера.

Джерелом струму нагрівача труби-калориметра служив автотрансформатор типу РНШ, під'єднаний до електричної мережі змінного струму через стабілізатор С - 0.9 (рис.2.5)



1 – стабілізатор напруги; 2 – ЛАТР; 3 – ватметр; 4 - нагрівач

Рис. 2.5. Схема електроживлення нагрівача труби-калориметра

2.1.2 Конструкція і характеристики досліджуваних труб

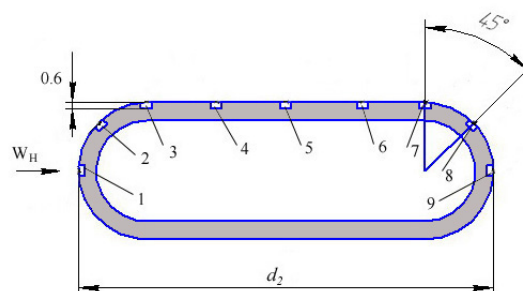
Основні геометричні характеристики труб плоскоовального і круглого профілей наведені у таблиці 2.1 і рис. 2.1. Всі труби виготовлені із сталі 20. Висота труб складала 71 мм.

Таблиця 2.1

Геометричні характеристики труб

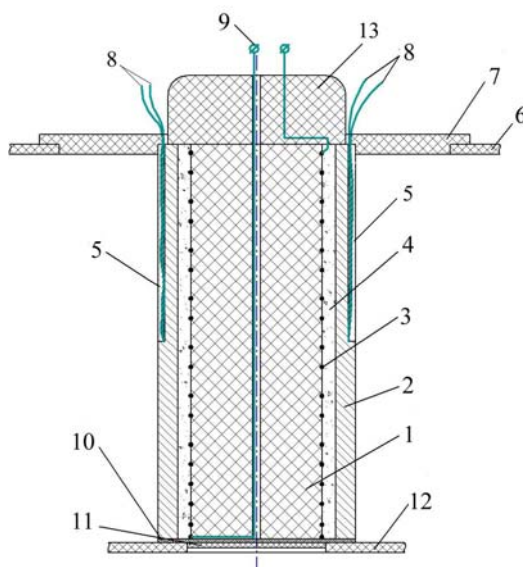
Найменування величини	Позначення	Труба тип 1	Труба тип 2	Труба тип 3	Труба тип 4
Поперечний розмір плоскоовальної труби	d_1 , мм	20,0	20,0	20,0	20,0
Поздовжній розмір плоскоовальної труби	d_2 , мм	28,5	42,5	52,5	20
Зовнішній периметр труб	P , мм	79,8	105,8	127,8	62,8
Відповідний діаметр круглої труби	d , мм	25,4	33,7	40,7	20,0
Товщина стінки труби	δ , мм	2,0	2,0	2,0	2,0
Відношення діаметрів	d_2/d_1	1,43	2,13	2,63	1,0

Для вимірювання температурного поля тепловіддаючої поверхні виготовлено труби-калориметри. В трубах досліджуваних профілей уздовж твірної цилінру до її середини вифрезерувані канавки (рис.2.6), в які зачеканювалися свинцем 9 мідь-константанових термопар діаметром дроту 0,1 мм. Дроти термопар виводилися до торця труби і під'єднувалися до штекерного роз'єму. Схема труби-калориметра наведена на рис. 2.7.



1-9 – номери місць для встановлення термопар

Рис. 2.6. Розташування канавок по периметру труби



- 1 – стержень нагрівача; 2 – труба; 3 – ніхромовий дріт; 4 – корунд;
 5 – канавка для термопар; 6 – верхня трубна дошка; 7 – кришка
 калориметра; 8 – дроти термопар; 9 – роз'єм нагрівача;
 10 – теплоізолююча прокладка; 11 – дистанційуюча шайба; 12 –
 нижня трубна дошка; 13 – теплоізолюючий ящик

Рис. 2.7. Труба-калориметр

Нагрівач являв собою плоскоовальний або круглий для труби круглого профілю керамічний стержень, на який з певним кроком щільно намотувався ніхромовий дріт діаметром 0,35 мм для труб типу 1,2, 4 та 0.5 мм для труби типу 3. Електронагрівач для першого типу труби мав опір 50 Ом, для другого – 70 Ом, для третього 30 Ом, для четвертого – 40 Ом і дозволяли розсіювати потужність до (100-150) Вт. Такий нагрівач розміщувався в середині труби, в зазор між трубою та нагрівачем засипався порошок дрібнодисперсного корунду і щільно трамбувався вібратором. У верхній трубній дошці зроблений отвір діаметром 60 мм, в який встановлювався калориметр. В нижній трубній дошці зроблений круглий отвір діаметром 24 мм для фіксації нижнього торця труби, на який приклеєна теплоізолююча прокладка та фіксуюча шайба діаметром 24 і товщиною 2,5 мм. Така конструкція дозволяла легко та надійно встановлювати калориметри різних діаметрів в робочу ділянку аеродинамічної труби.

2.1.3 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з теплообміну

Дослідження теплообміну труб 1-4 типу проводились в стаціонарних режимах. Досліди виконувалися тільки при нагріванні потоку, тому що в реалізованих режимних умовах величина коефіцієнта тепловіддачі практично не залежить від напрямку теплового потоку [46, 47]. У процесі проведення експериментів на аеродинамічній трубі визначалися середні конвективні α_k коефіцієнти тепловіддачі за формулою (2.1) безпосередньо за результатами виміру температурного поля стінки труби (рис. 2.6).

$$\alpha_k = \frac{Q}{H_k (\bar{t}_{cm} - \bar{t}_n)}, \quad (2.1)$$

де H_k - зовнішня поверхня калориметра.

Повна площа поверхні плоскоовальної труби-калориметра довжиною $l_k = 71$ мм розраховувалася за формулою:

$$H_k = [\pi d_1 + 2 \cdot (d_2 - d_1)] \cdot l_k, \quad (2.2)$$

$\bar{t}_{cm}$ - середня температура труби-калориметра, визначалася за формулою:

$$\bar{t}_{cm} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n}, \quad (2.3)$$

$\bar{t}_n$ - середня температура потоку повітря визначалася балансовим методом із виразу:

$$\bar{t}_n = t_{ex} + \frac{Q}{2G \cdot c_p}, \quad (2.4)$$

де t_{ex} - температура повітря на вході в аеродинамічну трубу;

Q - тепловиділення труби-калориметра;

G - витрата повітря;

c_p - питома теплоємність повітря ($c_p = 1005$ кДж/(кг · К)).

Швидкість повітря в перетині вхідного сопла, де розташовувалася пневмометрична трубка, визначалася за формулою:

$$W_c = \zeta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_\partial}{\rho}}, \quad (2.5)$$

ΔP_∂ - вимірюваний мікроманометром динамічний напір;

ρ - густина повітря при температурі на вході в аеродинамічну трубу;

ζ - поправочний коефіцієнт пневмометричної трубки.

Після тарування трубки Піто-Прандтля поправочний коефіцієнт склав 0,997. За вхідними параметрами ρ , W і площі поперечного перетину сопла F_c визначалася витрата повітря через трубу:

$$G = \rho \cdot W_c \cdot F_c. \quad (2.6)$$

За характерну швидкість приймалася швидкість у вузькому перетині:

$$W = W_c \cdot k_u \cdot \left(\frac{\bar{t}_n + 273}{t_{ex} + 273} \right), \quad (2.7)$$

де k_u - перерахунковий коефіцієнт, що представляє собою відношення площі поперечного перетину вхідного сопла до площі поперечного живого

перетину робочої ділянки:

$$k_u = \frac{F_c}{F}, \quad (2.8)$$

де F - площа поперечного живого перетину робочої ділянки:

$$F = AB_p - d_1 A. \quad (2.9)$$

де A - висота поперечного перетину каналу, яка складала 71 мм;

B_p - ширина поперечного перетину робочої ділянки, яка складала 90 мм;

За визначальний розмір у числах Нуссельта і Рейнольдса приймався поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 та d для круглої труби. Фізичні константи повітря λ , ν , що входять у вирази для чисел Nu і Re , відносилися до середньобалансової температури повітря $\bar{t}_n$.

2.1.4 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з аеродинамічного опору та полів статичних тисків

Аеродинамічний опір досліджуваних труб вивчався в умовах ізотермічної течії в діапазоні температур повітря $T_{ex} = (290 - 300)$ К. Втрати тиску визначалися за різницею статичних тисків до і після труби з урахуванням втрат на тертя та місцевих опорів у проточній частині стенда:

$$\Delta P = \Delta P_{cm} - \frac{\lambda_{mpP} \cdot L_P}{d_{eP}} \cdot \frac{\rho \cdot W_P^2}{2} - \frac{\lambda_{mpC} \cdot L_C}{d_{eC}} \cdot \frac{\rho \cdot W_C^2}{2} - \xi_M \cdot \frac{\rho \cdot W_P^2}{2}. \quad (2.10)$$

де ΔP_{cm} - вимірюваний за допомогою мікроманометра перепад тисків;

L_P, L_C - довжини ділянок руху повітря в робочій ділянці і в каналі без вставок;

d_{eP}, d_{eC} - еквівалентний діаметр каналу робочої ділянки та незахаращеного каналу;

W_P, W_C - швидкості повітря на ділянках L_P, L_C відповідно;

ξ_M - коефіцієнт місцевого опору, який дорівнювався 0,5 і визначався за [45];

$\lambda_{mP}, \lambda_{mC}$ - коефіцієнт опору тертя на ділянках L_P, L_C , який визначався за [45]:

$$\text{при } Re_e = \frac{W_C \cdot d_e}{\nu} < 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{mp} = \frac{64}{Re_e}, \quad (2.11)$$

$$\text{при } Re_e \geq 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{mp} = \frac{0,316}{Re_e^{0,25}}. \quad (2.12)$$

За значеннями ΔP визначалися числа Ейлера для дослідних труб:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2}. \quad (2.13)$$

Результати експериментів описувалися залежностями вигляду $\lg(Eu_0) = f(\lg(Re_{d_1}))$, де числа Рейнольдса розраховувалися за діаметром d_1 (для труби круглого профілю d). Значення розрахункової швидкості потоку, що входять до виразу Eu і Re визначалися в поперечному прохідному „живому” перетині каналу.

Розподіл тиску по боковій поверхні круглого циліндра визначався за допомогою трубки з напірним датчиком у вигляді отвору діаметром 0,4 мм, яка була встановлена на середній частині бічної його поверхні. Для визначення розподілу тиску по всьому периметру, циліндр повертався

навколо осі через кожні 10° . Вимірювання тиску по периметру плоскоовального циліндра проводилися за допомогою 28-ми напірними датчиками у вигляді отворів діаметром 0,4 мм, розміщених навколо циліндра з кроком по відносній координаті $L = 0,036$ ($L = l_i / l$), де l_i - довжина дуги в точці виміру, l - напівпериметр циліндра. Поверхня циліндрів перед проведенням експериментів була ретельно відшліфована.

Результати вимірювання розподілу статичних тисків по периметру круглого та плоскоовального циліндрів представлявся у вигляді безрозмірного коефіцієнту тиску:

$$C_p = \frac{P_L - P_\infty}{\rho W_H^2 / 2}. \quad (2.14)$$

2.2 Методика досліджень теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів труб плоскоовального профілю

2.2.1 Експериментальна установка

2.2.1.1 Аеродинамічна труба

Дослідження теплоаеродинамічних характеристик шахових пучків з плоскоовальних труб при поперечному їх обтіканні повітряним потоком (рис. 2.8) здійснювалися на експериментальній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкненого типу прямокутного перетину (рис. 2.9, 2.10), розміри якого складали: висота – 140 мм, ширина 210 мм, довжина прямого каналу – 2900 мм. Проточна частина (прямий канал), яка складалася з робочої ділянки і двох заспокійливих, призначених для вирівнювання полів швидкості і статичного тиску, з'єднувалася з вхідним усмоктувальним витратомірним соплом через перехідний дифузор. Експериментальна

установка оснащувалася двома змінними вхідними соплами (рис.2.11), які були профільовані за кривою лемніскати і мали діаметри 75 і 140 мм. В залежності від величини витрати повітря, що проходило через аеродинамічну трубу використовувалося сопло з більшим або з меншим діаметрами. Іншим кінцем проточна частина через перехідний конфузور приєднувалася до всмоктувача вентилятора ВВД-5 продуктивністю $0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ і напором до 4,0 кПа (рис.2.12). Відцентровий вентилятор приводився в обертання асинхронним електродвигуном АОМ42-2 потужністю 5,0 кВт. Витрати повітря регулювалися шибром із гвинтовим приводом.

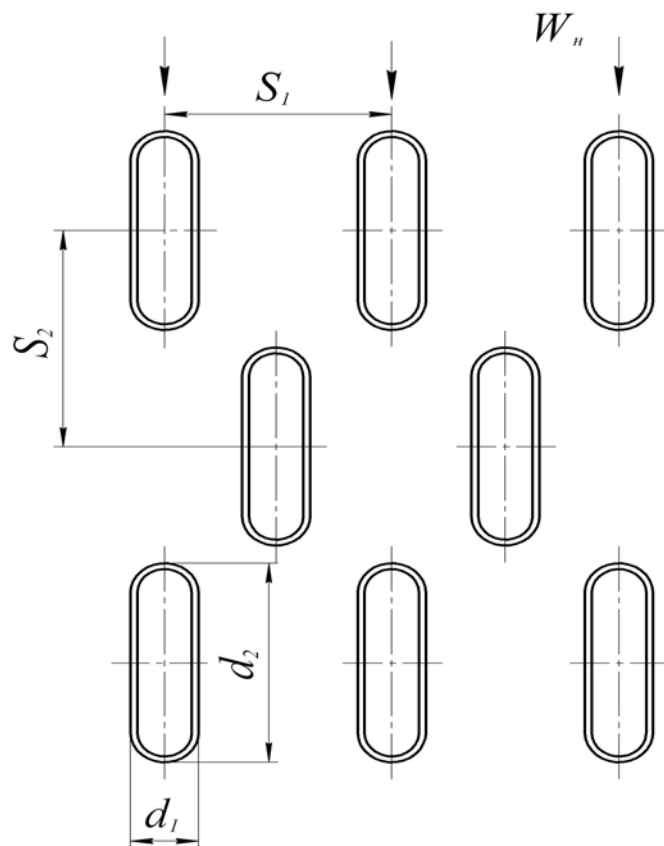
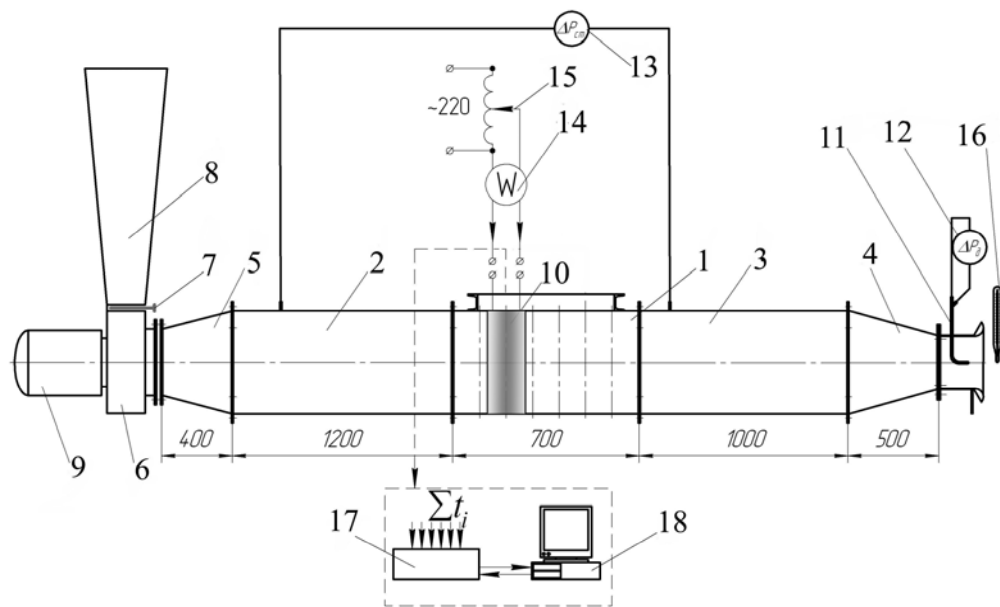


Рис. 2.8. Шаховий пучок плоскоовальних труб



1 – робоча ділянка; 2,3 – заспокійлива ділянка; 4 – дифузор; 5 – конфузор;
 6 – вентилятор; 7 – шибер; 8 – раструб; 9 – електродвигун; 10 – плоско-
 овальна труба; 11 – трубка Піто-Прандтля; 12, 13 – мікроманометр;
 14 – ватметр; 15 – автотрансформатор; 16 – ртутний термометр;
 17 – аналого-цифровий перетворювач; 18 – переносний комп'ютер

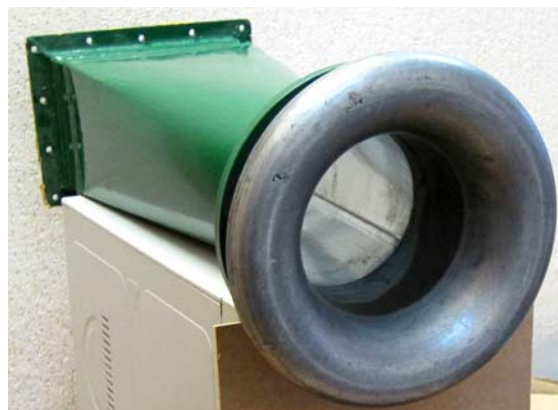
Рис. 2.9. Схема експериментальної установки



Рис. 2.10. Експериментальна установка



а)



б)

а) – діаметр 75 мм; б) – діаметр 140 мм

Рис. 2.11. Витратомірні входні сопла

Робоча ділянка мала довжину 700 мм (рис.2.13). На установці досліджувалися пучки, що мали (6-7) поперечних рядів труб, в кожному з яких було від 4 до 7 трубок в залежності від поперечного кроку між трубами. Трубні дошки виготовлялися з дерев'яно-волокнистої плити товщиною 3 мм. Фіксація трубних дошок здійснювалася притискуючою рамою, закритою поверх кришкою з органічного скла.

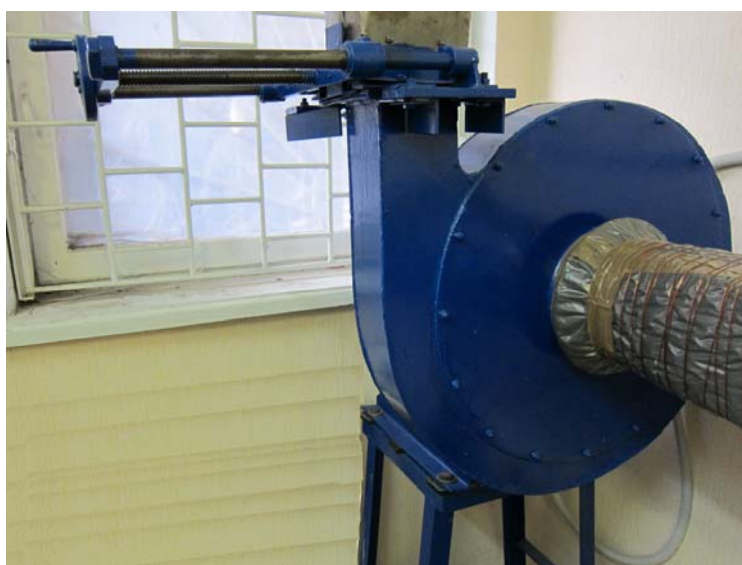


Рис. 2.12. Відцентровий вентилятор ВВД-5



Рис. 2.13. Робоча ділянка стенду

В стінці прямого каналу на відстані 1,0 м від заднього фланця, а перед пучком на відстані 0,1 м від переднього фланця робочої ділянки впаяні штуцера для відбору статичного тиску діаметром 1,5 мм. У кожному перетині відбору по ширині каналу було по три штуцера, до яких через трійник під'єднувався мікроманометр.

2.2.1.2 Система електроживлення і вимірювальні прилади

Живлення електронагрівачів всіх труб досліджених пучків здійснювалося змінним струмом з незалежним підключенням кожного поперечного ряду. Джерелами струму служили автотрансформатори типу РНШ, що мають два незалежних виходи з діапазоном регулювання напруги від 0 до 240 В і сили струму від 0 до 20 А. Електрична потужність, яка розсіювалася в кожному поперечному ряду, визначалася за показниками ватметрів. Щоб уникнути надмірних втрат потужності в з'єднувальних проводах і контактах живлення проводилося за допомогою мідних шин, які з'єднувалися з виходами нагрівачів. Максимальна потужність, що виділялася в пучку, досягала 6 кВт.

Живлення калориметра здійснювалося окремо від інших труб пучка по схемі, яка зображена на рис. 2.5. В цьому випадку в якості джерела струму застосовувався автотрансформатор типу РНШ, який під'єднувався до електромережі через ферорезонансний стабілізатор С-0,9.

Експериментальний стенд оснащувався рядом приладів, призначених

для вимірювання параметрів досліджуваних процесів.

Для виміру швидкісного напору у вхідному соплі спільно з трубкою Піто-Прандтля, що має діаметр «носіка» 2,5 мм, застосовувався мікроманометр ММН-240, класом точності 1,0. Таким же мікроманометром визначався перепад статичних тисків до і після обдуваного пучка при дослідженні його аеродинамічного опору. Тиск навколишнього повітря вимірювалося барометром-анероїдом типу БАММ, класом точності 1,0.

Потужність, що розсіювалася нагрівачем труби-калориметра, фіксувалася ватметром типу Д529, класом точності 0,5.

Температура повітря на вході в аеродинамічну трубу вимірювалася лабораторним ртутним термометром з ціною поділки 0,1 °С. Всі інші температури, що фіксувалися під час проведення експериментів, визначалися за допомогою мідь-константанових термопар з діаметром дротів 0,08 мм. Сигнали від термопар надсилались в аналогово-цифровий перетворювач І7018, підключений до переносного комп'ютера, та автоматично записувались і виводилися на монітор комп'ютера.

2.2.2 Конструкція і характеристики досліджуваних труб і пакетів

Детальні геометричні характеристики труб плоскоовального профілю (рис.2.14) наведені у таблиці 2.2. Висота труб складала 140 мм.

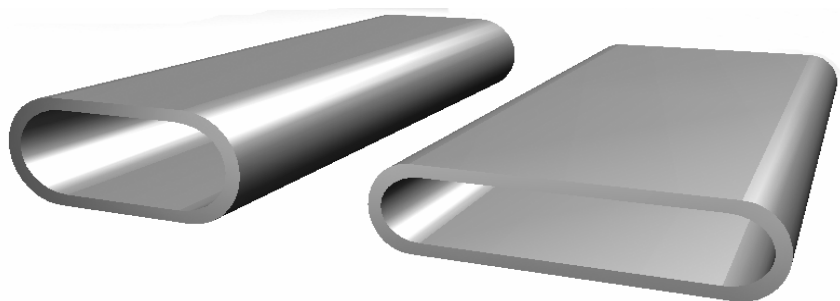


Рис. 2.14. Труби плоскоовального профілю

Таблиця 2.2

Геометричні характеристики плоскоовальних труб

Найменування величини	Труба тип 1	Труба тип 2	Труба тип 3	Труба тип 4
Поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 , мм	15,0	15,0	15,0	15,0
Поздовжній розмір плоскоовальної труби d_2 , мм	30,0	37,5	51,0	75,0
Відношення діаметрів d_2/d_1	2,0	2,5	3,4	5,0
Товщина стінки труби δ , мм	2,0	2,0	2,0	2,0
Зовнішній периметр труб P , мм	77,1	92,1	119,1	167,1
Відповідний діаметр круглої труби d , мм	24,5	29,3	37,9	53,2
Площа зовнішньої поверхні на один погонний метр $H_{лм}$, м ² /м	0,0771	0,0921	0,1191	0,1671
Площа внутрішнього перетину труб $H_{вн}$, мм ²	260	343	491	755
Площа внутрішнього перетину відповідних за периметром круглих труб $H_{кр}$, мм ²	330	503	903	1900

Для вимірювання температурного поля стінки труби, відповідно до типів труб, зазначених в табл. 2.2, виготовлено чотири калориметри з алюмінієвого сплаву Д16-Т. Детальніше конструкцію труби-калориметра представлено в п.2.1.2 при опису конструкцій труб і калориметра для досліджень теплоаеродинамічних характеристик поодиноких труб та на рис. 2.6, 2.7. В залежності від довжини профілю труб (розміру d_2) в канавки вмонтовувалося від 7 до 15 термопар.

Плоскоовальні труби збиралися у пакети з шаховим компонуванням. Експериментальні дослідження теплообміну і аеродинамічного опору пакетів труб проведені при варіюванні як поперечного, так і поздовжнього кроку між

трубами пучка та відношення поздовжнього розміру до поперечного розміру плоскоовальних труб. В таблиці 2.3-2.6 наведені геометричні характеристики 50 досліджених пучків для чотирьох типів плоскоовальних труб.

Таблиця 2.3

Геометричні характеристики пакетів труб типу 1 ($d_2/d_1=2,0$)

Номер розміщення	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_2 / d_1	S_1/S_2	H/F
101	30	45,0	2,0	3,00	0,667	5,14
102	30	55,5	2,0	3,70	0,541	5,14
103	30	70,0	2,0	4,667	0,428	5,14
104	35	36,5	2,33	2,43	0,959	3,86
105	35	45,0	2,33	3,00	0,777	3,86
106	35	55,5	2,33	3,70	0,631	3,86
107	35	70,0	2,33	4,667	0,500	3,86
108	42,0	36,5	2,80	2,43	1,151	2,86
109	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	2,86
110	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	2,86
111	42,0	70,0	2,80	4,667	0,60	2,86
112	52,5	36,5	3,50	2,43	1,438	2,06
113	52,5	45,0	3,50	3,00	1,167	2,06
114	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	2,06
115	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	2,06

Таблиця 2.4

Геометричні характеристики пакетів труб типу 2 ($d_2/d_1=2,5$)

Номер розміщення	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_2 / d_1	S_1/S_2	H/F
1	2	3	4	5	6	7
201	30	45,0	2,0	3,00	0,667	6,14
202	30	55,5	2,0	3,70	0,540	6,14
203	30	70,0	2,0	4,667	0,428	6,14
204	35	45,0	2,33	3,00	0,777	4,61
205	35	55,5	2,33	3,70	0,631	4,61
206	35	70,0	2,33	4,667	0,500	4,61
207	42,0	36,5	2,80	2,433	1,151	3,41
208	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	3,41
209	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	3,41

1	2	3	4	5	6	7
210	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	3,41
211	52,5	36,5	3,50	2,433	1,438	2,46
212	52,5	45,0	3,50	3,00	1,167	2,46
213	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	2,46
214	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	2,46

Таблиця 2.5

Геометричні характеристики пакетів труб типу 3 ($d_2/d_1=3,4$)

Номер розміщення	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_2 / d_1	S_1/S_2	H/F
301	30	70,0	2,0	4,667	0,428	7,94
302	35	55,5	2,33	3,70	0,631	5,96
303	35	70,0	2,33	4,667	0,500	5,96
304	42,0	36,5	2,80	2,433	1,151	4,41
305	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	4,41
306	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	4,41
307	42,0	62,5	2,80	4,167	0,672	4,41
308	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	4,41
309	42,0	80,0	2,80	5,333	0,525	4,41
310	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	3,18
311*	52,5	62,5	3,50	4,167	0,840	3,18
312	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	3,18

* - проведені лише дослідження аеродинамічного опору

Таблиця 2.6

Геометричні характеристики пакетів труб типу 4 ($d_2/d_1=5,0$)

Номер розміщення	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_2 / d_1	S_1/S_2	H/F
401	30	80,0	2,0	5,333	0,375	11,14
402	35	80,0	2,33	5,333	0,437	8,36
403	42,0	55,5	2,80	3,700	0,757	6,19
404	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	6,19
405	42,0	80,0	2,80	5,333	0,525	6,19
406	52,5	45,0	3,50	3,000	1,167	4,46
407	52,5	55,5	3,50	3,700	0,946	4,46
408	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	4,46
409	52,5	80,0	3,50	5,333	0,656	4,46

2.2.3 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з теплообміну пакетів труб

Задача дослідження теплообміну зводилася до встановлення залежності чисел Нуссельта, розрахованих за середньоповерхневим конвективним коефіцієнтам тепловіддачі, від чисел Рейнольдса для різних поперечних рядів шахових пакетів плоскоовальних труб. Експерименти виконувалися в стаціонарних режимах в умовах повного теплового моделювання. Потужність, що виділялась в кожному поперечному ряду, підтримувалася однаковою ($q = \text{const}$).

При повному тепловому моделюванні процесу теплообміну в пакетах труб подібність теплових умов створюються повним обігріванням всіх труб, що відповідає протіканню робочого теплового процесу в реальному теплообмінному апараті [48-50].

Досліди виконувалися лише при нагріванні потоку з наступних причин: по-перше такі досліди набагато простіше реалізувати; по-друге при таких режимних умовах величина коефіцієнта тепловіддачі практично не залежить від напрямку теплового потоку [46, 47]. У процесі проведення експериментів визначалися середні конвективні коефіцієнти тепловіддачі α_k безпосередньо за результатами виміру температурного поля по периметру плоскоовальної труби-калориметра (рис. 2.6, 2.7) у відповідності до формули (2.1).

Повна площа поверхні плоскоовальної труби-калориметра довжиною $l_k = 140$ мм розраховувалася за формулою (2.2).

Середня температура труби-калориметра, визначалася за допомогою співвідношення:

$$\bar{t}_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n}. \quad (2.15)$$

Середня температура потоку повітря визначалася балансовим методом із виразу:

$$\bar{t}_n = t_{ex} + \frac{\sum Q + 0,5Q_j}{G \cdot c_p}. \quad (2.16)$$

де t_{ex} - температура повітря на вході в аеродинамічну трубу;

$\sum Q$ - сумарне тепловиділення поперечних рядів, що розташовані вище за течією від j -го ряду, де встановлювалася труба-калориметр;

Q_j - тепловиділення ряду, в якому проводилися вимірювання;

G - витрата повітря;

c_p - питома теплоємність повітря ($c_p = 1005$ кДж/(кг · К)).

Швидкість та витрати повітря в перетині вхідного сопла, де розташовувалася пневмометрична трубка, визначалася за формулою (2.5), (2.6).

За характерну швидкість приймалася швидкість у вузькому перетині пучка, яка визначалася за співвідношенням (2.7).

Площа поперечного „живого” перерізу пучка розраховувалася за формулою:

$$F = A \cdot B_p - z_1 \cdot d_1 \cdot A, \quad (2.17)$$

де A - висота поперечного перетину каналу, яка складала 140 мм;
 B_p - ширина поперечного перетину робочої ділянки, яка складала 210 мм;
 z_1 - кількість труб в одному поперечному ряді пучка.

За визначальний розмір у числах Нусельта і Рейнольдса приймався поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 . Фізичні константи повітря λ , ν , що входять у вирази для чисел Nu і Re, відносилися до середньобалансової

температури повітря $\bar{t}_n$.

2.2.4 Аеродинамічний опір

Аеродинамічний опір досліджених пучків плоскоовальних труб вивчався в умовах ізотермічної течії в діапазоні температур повітря $t_{ex} = (15 - 20)^\circ\text{C}$. Втрати тиску визначалися по різниці статичних тисків до і після пучка з урахуванням втрат на тертя у проточній частині стенда:

$$\Delta P = \Delta P_{cm} - \left(\frac{\lambda_{mp} \cdot L_C}{d_e} \right) \cdot \frac{\rho \cdot W_C^2}{2}, \quad (2.18)$$

де ΔP_{cm} - вимірюваний за допомогою мікроманометра перепад статичних тисків;

L_C - довжина ділянки між точками виміру тиску без врахування довжини пучка;

d_e - еквівалентний гідравлічний діаметр прямого каналу проточної частини труби;

W_C - швидкість повітря в незахащеному трубам каналі;

λ_{mp} - коефіцієнт опору тертя:

$$\text{при } Re_e = \frac{W_T \cdot d_e}{\nu} < 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{mp} = \frac{64}{Re_e}, \quad (2.19)$$

$$\text{при } Re_e \geq 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{mp} = \frac{0,316}{Re_e^{0,25}}. \quad (2.20)$$

За значеннями ΔP визначалися числа Ейлера для всього пакета:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2}, \quad (2.21)$$

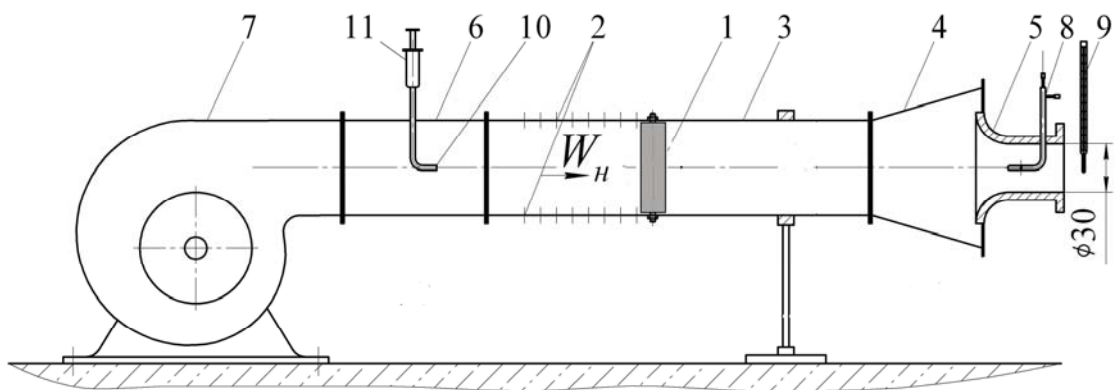
і числа Ейлера, віднесені до одного поперечного ряду:

$$Eu_0 = \frac{Eu}{z_2}. \quad (2.22)$$

Результати експериментів описувалися залежностями вигляду $\lg(Eu_0) = f(\lg(Re_{d_1}))$, де числа Рейнольдса розраховувалися по діаметру d_1 . Значення розрахункової швидкості потоку, що входять до виразу Eu і Re визначалися в поперечному прохідному перетині пучка.

2.3 Експериментальна установка і методика проведення візуалізації течії на поверхнях труб

Візуалізація течії на поверхні тіл різної форми проведена в спеціально створеному для цього аеродинамічному стенді, схема якого зображена на рис. 2.15.



1 – досліджувана модель; 2 – отвори; 3 – робоча ділянка; 4 - дифузор;

5 – сопло; 6 – ділянка вприскування; 7 – вентилятор;

8 – трубка Піто-Прандтля; 9 – термометр; 10 – насадок;

11 – дозуючий пристрій.

Рис. 2.15. Схема експериментальної установки

Досліджувана модель 1 встановлювалася в робочу ділянку 3 довжиною 250 мм прямокутного поперечного перетину (висота 70 мм, ширина 60 мм) і закріплювалися в діаметрально розташованих отворах 2. Вихідний перетин робочої ділянки через фланець з'єднувався з дифузором 4, на виході з якого встановлювалося вимірювальне сопло 5 діаметром 30 мм, спрофільоване по лемніскаці. З іншого боку робоча ділянка через фланці приєднувалася до ділянки вприскування саже-газової суспензії 6. Ділянка вприскування приєднувалася до вихідного патрубку вентилятора 7 максимальною продуктивністю $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$, що дозволяло досягти швидкості потоку у вільному перетині робочої ділянки 18 м/с . Витрата повітря через аеродинамічну трубу регулювалася автотрансформатором шляхом зміни напруги, що подається на двигун вентилятора.

Для вимірювання динамічного напору в соплі спільно з трубкою Піто-Прандтля 8, яка має діаметр «носика» $2,5 \text{ мм}$, використовувався мікроманометр ММН-240. Тиск навколишнього повітря вимірювався барометром-анероїдом типу БАММ. Температура повітря на виході з сопла вимірювалася лабораторним ртутним термометром 9 з ціною ділення шкали $0,1^\circ\text{C}$.

Для внесення до повітряного потоку саже-газової суміші на ділянці вприскування встановлювався розпилюючий насадок 10, який з'єднувався з дозуючим пристроєм 11 за допомогою гумового шланга. Діаметральний ряд отворів в робочій ділянці дозволяв наближати або видаляти досліджувану поверхню, що дозволяло визначити оптимальну відстань від місця вприскування до об'єкту досліджень при різних швидкостях потоку. В процесі проведення налагоджувальних дослідів з'ясувалося, що для отримання якісної і чіткої картини течії при швидкості набігаючого потоку $W_H=5 \text{ м/с}$, ця відстань склала $(50-55) \text{ мм}$, а при швидкості $W_H (10-15) \text{ м/с}$ – $(100-110) \text{ мм}$.

Поверхня всіх зразків виготовлена із сталі 20 і була заздалегідь відшліфована, покрита білою емаллю, а потім відполірована, що дозволило

забезпечити при проведенні дослідів вільне переміщення частинок сажі по поверхні тіла уздовж ліній течії.

Після складання всіх елементів аеродинамічної труби і встановлення в робочій ділянці досліджуваного зразка включався вентилятор і після досягнення заданої швидкості потоку короткочасним вприскуванням в потік вводилася саже-гасова суміш. Такий спосіб введення забарвлюючої речовини в повітряний потік дозволяв забезпечити її перенесення самим потоком і осадження на поверхні профілю відповідно до закономірностей обтікання досліджуваної поверхні. Після вприскування об'єкт продовжував обдуватися потоком якийсь час (залежно від швидкості повітря) до практично повного випаровування гасу з поверхні тіла. Після зупинення вентилятора досліджувану модель витягували з робочої ділянки і отриману зафіксовану картину обтікання фотографували.

2.4 Проведення налагоджувальних та тарувальних експериментів

2.4.1 Проведення тарування трубок Піто-Прандтля

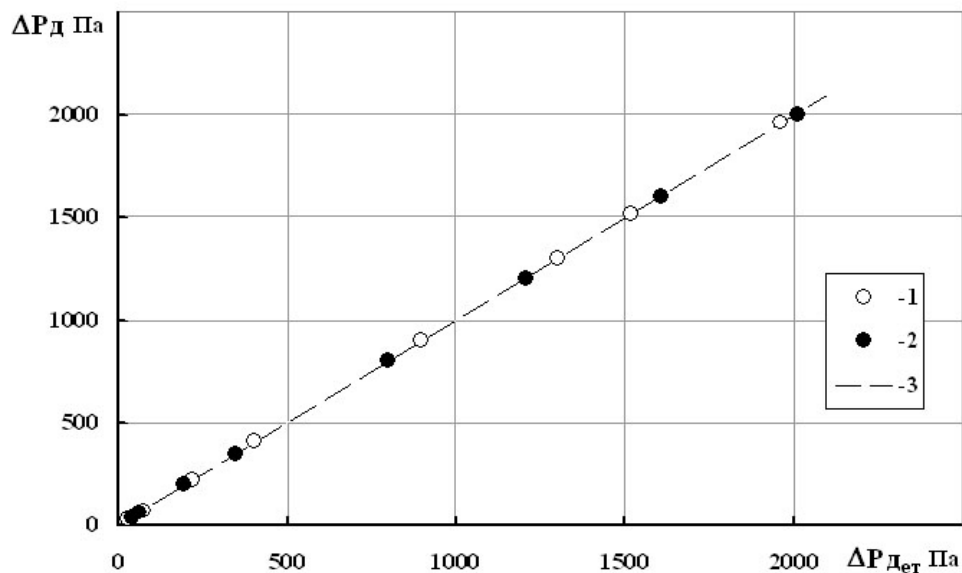
Для вимірювання витрат повітря в робочій ділянці аеродинамічної установки, визначення швидкості потоку при проведенні експериментальних досліджень теплообміну і аеродинамічного опору різних видів труб використовується трубка Піто-Прандтля. За допомогою такої трубки вимірюється динамічний напір (різниця величини повного і статичного тисків) в різних типах каналів, вхідних та вихідних соплах. Якщо під'єднати отвори відборів повного і статичного тисків трубки до мікроманометру, то за його показниками можна обчислити величину швидкості потоку, наприклад у вхідному соплі аеродинамічної труби (рис.2.11) за формулою:

$$W_c = \xi \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta P_d}{\rho}} \approx \xi \cdot 4.43 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_d}{\rho}}. \quad (2.23)$$

Нижньою межею швидкостей повітря, які вимірюються трубками Піто-Прандтля є величина, що дорівнює (4,5-5) м/с. Верхня межа використання співвідношення (2.23) визначається впливом стисливості повітря і складає (70-75) м/с.

Поправочний коефіцієнт трубки Піто-Прандтля ξ враховує технологічні похибки при виготовленні трубки. Він визначається попереднім її таруванням.

Для проведення експериментів за рекомендаціями [51] виготовлено дві трубки Піто-Прандтля з діаметрами носиків 3 мм. Тарування обох трубок проведено в даній аеродинамічній установці в соплі діаметром 75 мм з використанням еталонної трубки Піто-Прандтля, тому що в соплі розподіл величин швидкості в будь-якій точці поперечного перерізу сопла однаковий. Спочатку в потік крізь вузол кріплення сопла вносилися еталонна трубка і записувалися показники мікроманометра для неї. Потім в цей же потік по черзі вносилися трубки, що таруються. Показники перепаду динамічних напорів для обох трубок записувалися. Тарування трубок проведені при декількох значеннях перепаду динамічних напорів. Показники перепаду динамічного напору для обох трубок наносились на тарувальний графік залежності виду $\Delta P_o = f(\Delta P_{o_{em}})$ (рис.2.16). Штрихова лінія відповідає поправочному коефіцієнту трубки ξ рівному одиниці $\xi = 1,0$. Нанесені на рис. 2.16 дані динамічних напорів свідчать, що розбіжність між величинами динамічних напорів еталонної і таруємих трубок мінімальні і складають менше 1%.



1- трубка Піто-Прандтля №1; 2- трубка Піто-Прандтля №2; 3 - $\xi = 1,0$

Рис. 2.16. Дані з тарування трубок Піто-Прандтля

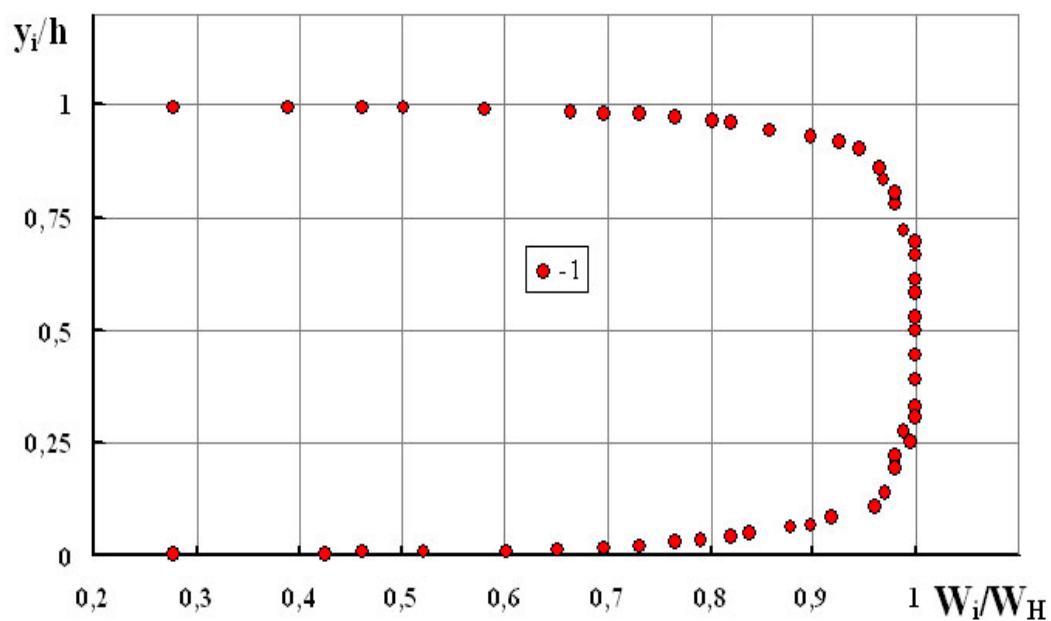
Таким чином поправочний коефіцієнт обох трубок можна прийняти рівним одиниці ($\xi = 1,0$).

2.4.2 Вимірювання полів швидкості в каналі робочої ділянки

Головною частиною всіх аеродинамічних труб являється робоча ділянка в якій розташовують досліджувані об'єкти. При розгляді явищ, які відбуваються всередині ділянки, виходять з того, що потік у вихідному перерізі заспокійливої ділянки, з'єднаної з вхідним дифузоров, однорідний, а режим течії може бути ламінарним, перехідним або турбулентним. Профілі швидкості для цих режимів суттєво відрізняються один від одного [52, 53]. Виходячи з цього при проведенні експериментальних досліджень поодиноких труб різних профілів чи перших вхідних рядів поверхонь пакетів труб, важливо знати характер профілю потоку повітря та його однорідність на вході перед досліджуваними об'єктами. Якщо поля швидкості нерівномірні і неоднорідні, то підбирають і ставлять на вході заспокійливої ділянки вирівнювальні сітки [54].

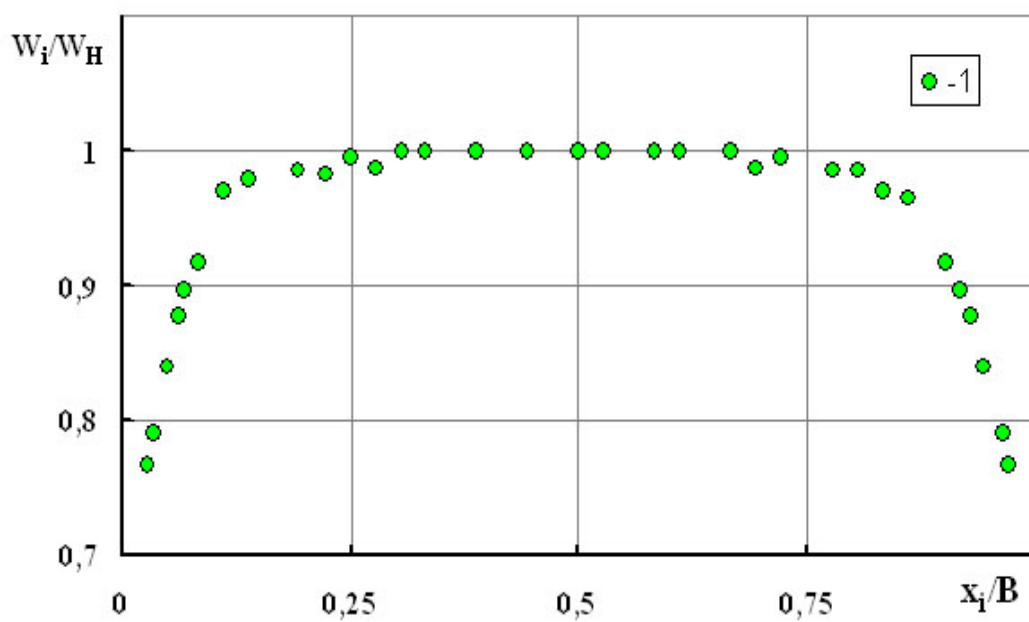
Профілі швидкості на вході в робочу ділянку вимірювалися за допомогою трубки Піто-Прандтля і мікроманометра ММН-240. Вимірювання полів швидкості проведено на вході в робочу ділянку по висоті і ширині каналу. По висоті канал був розбитий на 52 ділянки з кроком вимірювання 10 мм в центрі каналу і 1 мм біля його стінок. Для вимірювань полів швидкості по ширині, канал розбитий на 34 ділянки з кроком вимірювання швидкості 10 мм в центрі і 1 мм у стінок каналу. Результати вимірювань представлені на рис. 2.17, 2.18 в безрозмірному вигляді $y_i / h = f(W_i / W_H)$ і $W_i / W_H = f(x_i / B)$. У цих виразах y_i , x_i поточні координати висоти і ширини каналу. h , B , відповідно, висота і ширина каналу. W_i / W_H – відношення швидкості потоку в i -ій точці вимірювання до середньовитратної швидкості в каналі W_H , отриманої шляхом перерахунку середньої швидкості в соплі W_c на швидкість в каналі на вході в робочу ділянку W_H , яка мала значення 13 м/с.

Представлені на рис. 2.17, 2.18 результати свідчать про те, що поле швидкості на вході в робочу ділянку по висоті і ширині каналу симетричне і відповідає турбулентному режиму течії [52, 53]. Розподіл швидкостей на центральній ділянці каналу, де встановлювалася дослідна трубка рівномірний, що дозволяє коректно визначати значення середньої швидкості її обтікання.



1 – експериментальні значення швидкості

Рис. 2.17. Поле швидкості за висотою каналу при $W_H = 13 \text{ м/с}$



1 – експериментальні значення швидкості

Рис. 2.18. Поле швидкості за шириною каналу при $W_H = 13 \text{ м/с}$

2.5 Оцінка похибки результатів експериментальних вимірювань

У роботі виконано оцінку похибок прямих і непрямих вимірів при експериментальному дослідженні теплообміну і аеродинамічного опору поодиноких труб та шахових пучків труб плоскоовального профілю. Ця оцінка здійснювалася відповідно до основних положень і рекомендацій [55-57].

2.5.1 Методика визначення похибки прямих вимірювань

До прямих вимірів у даному дослідженні варто віднести виміри геометричних параметрів робочих ділянок, досліджуваних труб, статичних тисків і динамічних напорів, термо-е.р.с. термопар, потужність електронагрівачів.

Загальна похибка прямого виміру складається із систематичної і випадкової величин. Первинний аналіз отриманих експериментальних даних показав, що при використанні необхідних вимірювальних приладів і методики проведення експериментів порядок систематичної і випадкової похибок той самий, що і при вимірі температури поверхні труби. Похибки інших вимірювань визначалися головним чином систематичними похибками, обумовленими похибками приладу і недосконалістю методу виміру. Виміри геометричних характеристик труб d_1 , d_2 , d , δ , а також вхідного сопла D_c , здійснювалося з похибкою $\pm 0,05$ мм. Похибки прямих вимірів режимних параметрів визначалися в залежності від класу точності вимірювальних приладів і обраних меж вимірювань.

Для розрахунку похибок визначення середньоповерхневого конвективного коефіцієнта тепловіддачі α і відповідного значення числа Нуссельта використовуються дані експериментів із досліджень теплообміну для шахового пакету з плоскоовальних труб № 109 (труба типу 1) (таблиці 2.2-2.3), які наведені у таблиці 2.7.

Таблиця 2.7

Експериментальні дані щодо теплообміну шахового пакета №109

№ дослід	$T_{ex},$ °C	$Q,$ Вт	$T_{ст},$ °C	$T_n,$ °C	$W,$ м/с	$\alpha,$ Вт/м²К	Nu	Re
1	20,6	50	52,7	22,9	19,1	155,3	89,5	18270
2	20,4	40	58,4	23,6	10,8	106,6	61,4	10300
3	19,9	30	62,3	24,1	6,3	72,8	41,8	5957
4	20,0	25	74,1	26,8	3,2	48,9	27,9	3002
5	21,0	20	76,1	29,3	2,1	39,6	22,5	1964

Розрахунок виконується для двох рівнів режимів з максимальною (режим 1) і мінімальною (режим 2) швидкостями потоку.

Е.р.с термопар, розташованих на поверхні труби-калориметру вимірювалося за допомогою аналогово-цифрового перетворювача типу ІСР-DAS і-7018. Похибка вимірів е.р.с. з урахуванням похибки АЦП $\Delta_{АЦП}$ визначалася за допомогою виразу [55]

$$\Delta e = \sqrt{t_p^2(j) \cdot \Delta S_e^2 + \left(\frac{k_p}{3}\right)^2 \cdot \Delta_{АЦП}^2}, \quad (2.24)$$

де $t_p(j)$ — коефіцієнт Стюдента, що для надійності p , прийнятої рівною 0,95 і числа наведених вимірів $j = 2$ складає $t_{0.95}(2) = 12,7$, а коефіцієнт $k_p = t_p(\infty) = t_{0.95}(\infty) = 1,96$; ΔS_e - середньоквадратична похибка вимірів, визначена за формулою

$$\Delta S_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^j (\Delta e_i)^2}{(j-1) \cdot j}}, \quad (2.25)$$

де Δe_i - абсолютна похибка i -го виміру;

$\delta_{АЦП}$ - відносна похибка аналогово-цифрового перетворювача, що визначається

$$\delta_{АЦП} = \frac{\Delta_{АЦП}}{E} \cdot 100\% , \quad (2.26)$$

де $\Delta_{АЦП}$ - абсолютна похибка; $\Delta_{АЦП} = \frac{D}{k_y \cdot 2^k}$, $D = 3mV$ - робочий діапазон, $k_y = 1$ - коефіцієнт підсилення; $k = 12bit$ - розрядність.

E - максимальне значення е.р.с. $E = 4mV$.

Підставивши значення в (2.26) будемо мати

$$\delta_{АЦП} = \frac{3}{4} \cdot \frac{2^{12}}{4} \cdot 100\% = 0,02\% . \quad (2.27)$$

Абсолютна похибка виміру е.р.с. термопар, що обчислювалась з використанням виразів (2.24 - 2.26), склала в режимі 1 – $\Delta e_1 \approx 0,025$ мВ, у режимі 2 – $\Delta e_2 \approx 0,015$ мВ, що відповідає $\Delta T_{c1} = 0,6$ К; $\Delta T_{c2} = 0,3$ К відповідно.

Похибка визначення температури поверхні складалася з похибки виміру е.р.с. і похибки градуювання термопар, які проградуйовані в центрі стандартизації, метрології, сертифікації та захисту прав споживачів «Укрметртестстандарт» і не перевищує $0,1$ °С. Тоді з урахуванням похибки градуювання термопар абсолютна похибка виміру температур поверхні склала

$$\Delta T_{c1} = \left[(0,6)^2 + (0,1)^2 \right]^{0.5} = 0,61 \text{ К},$$

$$\Delta T_{c2} = \left[(0,3)^2 + (0,1)^2 \right]^{0.5} = 0,32 \text{ К}.$$

Сумарна відносна похибка схеми вимірювання температури поверхні складається з похибки градуювання і похибки аналогового перетворювача

$$\delta T_{cx} = \sqrt{\delta T_{град}^2 + \delta_{АЦП}^2}, \quad (2.28)$$

де $\delta T_{град}$ - відносна похибка градуювання, максимальне значення якої складає $\delta T_{град} = 0,21\%$;

Тоді відносна похибка схеми вимірювання температури поверхні із врахуванням похибки аналогово-цифрового перетворювача буде дорівнювати

$$\delta T_{cx} = \sqrt{0,21^2 + 0,02^2} = 0,211\% . \quad (2.29)$$

Похибка виміру динамічного напору крім похибки мікроманометра містить у собі так само похибку від використання трубки Піто-Прандтля, що при швидкостях до 70 м/с не перевищує 1%.

Результати розрахунків похибок прямих вимірів подані в таблиці 2.8.

Таблиця 2.8

Результати розрахунку похибок прямих вимірів шахового пакету №109

Вимірювана величина	Клас точності прибору	Межа вимірювання	Середнє значення вимірюваної величини	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1	2	3	4	5	6
Температура повітря на вході, $T_{вх}$					
Режим 1 max	---	----	20,60 + 273K	$\pm 0,05K$	$\pm 0,24\%$
Режим 2 min	---	---	21,00 + 273K	$\pm 0,05K$	$\pm 0,24\%$

1	2	3	4	5	6
Потужність калориметра, Q					
Режим 1	1,0	75,00 Вт	50,00 Вт	$\pm 0,50 \text{ Вт}$	$\pm 1,00\%$
Режим 2	1,0	37,50 Вт	20,00 Вт	$\pm 0,25 \text{ Вт}$	$\pm 1,25\%$
Потужність 1-го, 2-го, 3-го та (0,5) 4-го рядів пакета, Q					
Режим 1	0,5	600,00 Вт	550,00 Вт	$\pm 5,00 \text{ Вт}$	$\pm 0,91\%$
Режим 2	0,5	300,00 Вт	220,00 Вт	$\pm 2,50 \text{ Вт}$	$\pm 1,10\%$
Температура поверхні калориметра, $T_{ст}$					
Режим 1	---	----	$52,70 + 273\text{K}$	$\pm 0,32 \text{ K}$	$\pm 0,61\%$
Режим 2	---	---	$76,10 + 273\text{K}$	$\pm 0,61 \text{ K}$	$\pm 0,79\%$
Динамічний напір, ΔP_o					
Режим 1	1,0	500,00 Па	362,00 Па	$\pm 0,25 \text{ Па}$	$\pm 0,69\%$
Режим 2	1,0	500,00 Па	27,00 Па	$\pm 0,25 \text{ Па}$	$\pm 9,30\%$
Перепад статичних тисків, $\Delta P_{ст}$					
Режим 1	1,0	600,00 Па	222,00 Па	$\pm 2,50 \text{ Па}$	$\pm 1,13\%$
Режим 2	1,0	600,00 Па	21,00 Па	$\pm 2,50 \text{ Па}$	$\pm 11,90\%$

2.5.2 Методика визначення похибки непрямих вимірювань

Непрямі вимірювані величини визначаються обчисленнями за результатами прямих вимірів. До них відносять: конвективний коефіцієнт тепловіддачі α , швидкість потоку повітря в трубі W , швидкість потоку повітря у витратомірному соплі W_c , числа подібностей Re , Nu , Eu .

Відносна систематична похибка непрямого виміру з урахуванням

довірчої ймовірності обчислюється за формулою

$$\delta Y_{\text{сист}} = k \sqrt{\sum_{i=1}^m \left[(\partial Y / \partial X_i) \Delta X_{i,\text{сист}} / Y \right]^2}, \quad (2.30)$$

де X_i - результати прямих вимірювань; $\Delta X_{i,\text{сист}}$ - систематична похибка результатів прямих вимірювань, Y - непряма вимірювана величина. При ймовірності $P = 0,95$ коефіцієнт $k = 1,1$.

Відносна випадкова похибка опосередковано-обмірюваної величини $Y = f(x, y, z)$ визначається за формулою

$$\delta Y_{\text{вип}} = k \sqrt{\sum_{i=1}^m \left[(\partial Y / \partial X_i) \Delta X_{i,\text{випад}} / Y \right]^2}, \quad (2.31)$$

де X_i - результати прямих вимірів; $\Delta X_{i,\text{випад}}$ - випадкова абсолютна похибка.

Сумарна ймовірнісна оцінка відносної похибки величини, що вимірюється опосередковано, визначається за формулою

$$\delta Y = \sqrt{\delta Y_{\text{вип}}^2 + \delta Y_{\text{сист}}^2}. \quad (2.32)$$

де $\delta Y_{\text{вип}}$ – сумарна випадкова похибка непрямої величини (2.31); $\delta Y_{\text{сист}}$ – сумарна систематична похибка величини, що вимірюється опосередковано (2.30).

Сумарна випадкова та систематична похибки визначаються для довірчої вірогідності $P = 0,95$.

Розрахунки, що виконувалися з урахуванням похибок прямих вимірів (таблиця 2.8), показують, що відносна похибка визначення коефіцієнта

тепловіддачі і відповідного числа Nu складає в режимі 1 (максимальної швидкості потоку) - $\pm 3,4\%$, у режимі 2 (мінімальної швидкості потоку) - $\pm 3,9\%$. Похибка визначення числа Re для обох режимів не перевищує $\pm 5.5\%$. Похибка визначення числа Ейлера в основному пов'язана з помилкою виміру перепаду статичних тисків $\Delta P_{ст}$ за допомогою мікроманометра до і після досліджуваного пакету.

Розрахунок похибки визначення числа Eu , результати якого наведені в таблиці 2.10, виконаний для двох крайніх режимів пакета №109 – максимального та мінімального (досліди 1-11). Дані досліджень аеродинамічного опору наведені у таблиці 2.9. Розрахунок показав, що відносна похибка визначення числа Eu лежить у межах $\pm (7 - 13) \%$.

Таблиця 2.9

Експериментальні дані аеродинамічного опору пакета №109

Дослід	$T_{ex}, ^\circ C$	$W, \text{м/с}$	$\Delta P_\partial, \text{Па}$	$\Delta P_{ст}, \text{Па}$	Eu	Re
1	20,8	20,2	359	218	0,06	19530
2	21,8	15,2	201	134	0,066	14550
3	22,0	13,7	164	111	0,067	13120
4	22,2	12,8	142	95	0,066	12210
5	22,1	11,6	117	81	0,069	11070
6	22,1	10,5	97	68	0,069	10090
7	22,1	9,4	77	56	0,071	9017
8	22,2	8,4	62	44	0,07	8049
9	22,3	7,4	48	34	0,07	7095
10	22,3	5,5	26	21	0,076	5267
11	22,2	3,8	13	11	0,083	3656

Таблиця 2.10

Результати розрахунку похибок непрямих вимірів шахового пакету №109

Вимірювана величина	Розрахункова формула	Середнє значення вимірюваної величини	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1	2	3	4	5
W_{ex}	При визначенні чисел Nu і Re			
	режим 1	48,70 м/с	$\pm 0,50$ м/с	$\pm 1,03$ %
	режим 2	5,34 м/с	$\pm 0,20$ м/с	$\pm 3,70$ %
W_{ex}	При визначенні числа Eu			
	режим 1	24,80 м/с	$\pm 0,45$ м/с	$\pm 1,82$ %
	режим 2	6,80 м/с	$\pm 0,11$ м/с	$\pm 1,62$ %
$G \cdot c_p$	$1005 \cdot \rho \cdot W_B \cdot F_B$			
	режим 1	444,30 Вт/К	$\pm 5,60$ Вт/К	$\pm 1,30$ %
	режим 2	46,70 Вт/К	$\pm 0,90$ Вт/К	$\pm 1,90$ %
$\bar{t}_n$	$\bar{t}_n = t_{ex} + \frac{\sum Q + 0,5Q_j}{G \cdot c_p}$			
	режим 1	21,30+273 К	$\pm 1,00$ К	$\pm 4,70$ %
	режим 2	23,40+273 К	$\pm 1,00$ К	$\pm 4,30$ %
Δt_c	$t_c - t_n$			
	режим 1	52,60 К	$\pm 0,27$ К	$\pm 0,51$ %
	режим 2	31,40 К	$\pm 0,80$ К	$\pm 2,55$ %
$\bar{\alpha}$	$\bar{\alpha} = \frac{Q}{H_k \cdot (\bar{t}_c - \bar{t}_n)}$			
	режим 1	155,30 Вт/(м²К)	$\pm 3,50$ Вт/(м²К)	$\pm 2,90$ %
	режим 2	39,60 Вт/(м²К)	$\pm 1,30$ Вт/(м²К)	$\pm 3,30$ %
W	$W = W_{ex} \cdot k_u \cdot \bar{t}_n / t_g$ При визначенні Re			
	режим 1	19,10 м/с	$\pm 0,36$ м/с	$\pm 1,90$ %
	режим 2	2,10 м/с	$\pm 0,05$ м/с	$\pm 2,30$ %
	При визначенні Eu			
	режим 1	20,20 м/с	$\pm 0,51$ м/с	$\pm 2,50$ %

	2	3	4	5
	режим 2	5,50 м/с	±0,11 м/с	±2,00 %
Nu	$\frac{\alpha \cdot d}{\lambda_z}$			
	режим 1	89,50	±3,00	±3,40 %
	режим 2	22,50	±0,87	±3,90%
Re	$\frac{W \cdot d}{\nu}$			
	режим 1	18270	±619	±3,39 %
	режим 2	1964	±108	±5,50 %
Eu	$\frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2}$			
	режим 1	0,36	±0,02	±7,20 %
	режим 2	0,45	±0,05	±12,70 %

2.6 Методика CFD – моделювання конвективного теплообміну і течії на поверхні плоскоовальних труб

2.6.1 Вибір та обґрунтування пакету CFD – моделювання

Для вивчення середнього теплообміну і аеродинаміки плоскоовальних труб використовувалися експериментальні методики. Проте, вони не дають можливості більш поглиблено та детально досліджувати особливості закономірностей течії і теплообміну при омиванні поверхонь. Подібні завдання вирішуються із залученням методів обчислювальної гідрогазодинаміки, але застосування цих методів потребує підготовки коректної числової моделі процесів, що досліджуються. Для підготовки числових моделей теплообміну і течії поблизу поверхні плоскоовальних труб використовувався CFD пакет «Fluent», який є складовою частиною програмного комплексу «ANSYS». Пакет програм «Fluent» базується на останніх досягненнях обчислювальної газо- і гідродинаміки та дозволяє

розраховувати широке коло різних течій, з урахуванням теплообміну потоку рідини з твердим тілом.

2.6.2 Постановка задачі числового моделювання та об'єкт дослідження

Представлена робота направлена на вивчення механізму відриву в умовах течії в примежовому шарі на поверхнях плоскоовальних труб за допомогою CFD методів. Розробка відповідної числової моделі обтікання плоскоовальних труб містить процес комп'ютерної інтерпретації таких її складових, як геометричні, граничні умови та фізичні властивості об'єкту, що вивчається.

CFD- модель базується на повній тривимірній моделі течії сухого повітря поблизу поверхні плоскоовальної труби. З метою максимального наближення до гідродинамічних умов, створених у фізичному експерименті, в обчислювальному процесі моделюється рух повітря внаслідок розрідження, яке виникає в проточній частині аеродинамічної труби в результаті всмоктування відцентровим вентилятором повітря з лабораторного приміщення.

В якості основних рівнянь, що описують закономірності течії такого середовища, використовуються системи рівнянь Нав'є – Стокса, нерозривності потоку і енергії. Згадана система рівнянь у тензорному вигляді для нестационарної просторової течії у рамках підходу Ейлера (векторні і скалярні величини, які необхідно визначити, розглядаються щодо нерухомої точки простору, заповненого рухомою рідиною) для декартової системи координат ($i, j, k = 1, 2, 3$) записується так [58]:

Рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0. \quad (2.33)$$

Рівняння зміни кількості руху:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \bar{u}_k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_k \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{jk} - \rho \overline{u'_k u'_j}), \quad (2.34)$$

де i, j, k – індекси, що визначають напрями декартової системи координат; u_i, u_j, u_k – компоненти вектору швидкості у напрямках відповідних осей; p – тиск; τ – час; $-\rho \overline{u'_j u'_k}$ – складові тензора рейнольдсових напруг; τ_{jk} – складові тензора в'язких напруг:

$$\tau_{jk} = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right). \quad (2.35)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості.

Рівняння енергії:

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \tau} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u'_j T'}) = \frac{\nu}{\text{Pr}} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_j^2}, \quad (2.36)$$

де $u'_j T'$ – компоненти вектору турбулентного теплового потоку; Pr_T – турбулентне число Прандтля для повітря вибиралося рівним 0,9 і визначається наступним чином:

$$\text{Pr}_T = \overline{u'_k u'_j} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \bigg/ \left(\overline{u'_j T'} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \right). \quad (2.37)$$

В першу чергу, перед проведенням розрахунків з використанням приведеної вище методики необхідне тестування її на відомій (тестовій) задачі – омивання рідиною одиночної круглої циліндричної труби.

Замикання базової системи здійснюється за допомогою рівнянь перенесення кінетичної енергії турбулентності і її дисипації, використовуючи по черзі $k - \varepsilon$ та RSM моделі турбулентності. Така черговість пов'язана з тим, що використання тільки однієї моделі не призводить до бажаного результату: $k - \varepsilon$ модель турбулентності дозволяє достатньо коректно обчислювати параметри течії і теплообмін в лобовій частині циліндра, а RSM - модель у кормовій. Використання в якості альтернативної $k - \omega$ модель турбулентності Ментера теж не дало бажаних результатів. Попередні числові розрахунки показали, що застосування такої моделі для прогнозування течії поблизу труб дозволить отримати рівень локальних коефіцієнтів тепловіддачі на 60 % вищий, ніж відомі експериментальні дані [39]. Тому, враховуючи вищесказане, поверхню тестової циліндричної труби поділили на лобову область до точки відриву та кормову область за точкою відриву (рис. 2.19).

Характер течії і теплообміну поблизу лобової поверхні обчислювали за допомогою системи рівнянь (2.33)-(2.37) замкнених за допомогою $k - \varepsilon$ моделі турбулентності:

$$\frac{\partial u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\nu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G - \varepsilon, \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\nu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (1,44G - 1,92\varepsilon), \quad (2.39)$$

$$G = \nu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right]. \quad (2.40)$$

де ν – коефіцієнт молекулярної кінематичної в'язкості; $\nu_{eff} = \nu + \nu_t$ – ефективна в'язкість; k і ε – відповідно кінетична енергія і дисипація енергії турбулентних пульсацій. Представлена вище система рівнянь замикається граничними умовами, в якості яких в перерізі перед трубою задавався

надлишковий тиск (Pressure Inlet), середня температура потоку повітря T_{∞} , ступінь турбулентності і умови $q = \text{const}$ на внутрішній стінці труби.

При аналізі результатів розрахунку течії і теплообміну важливим параметром, який контролює якість скінченно-елементної сітки є безрозмірна відстань до стінки y^+ . При використанні k - ϵ моделі турбулентності цей параметр не повинен перевищувати 30, а при використанні сімейства k- ω моделей – 1. Для представленої задачі, яка базується на k - ϵ моделі, цей параметр становить 7,38, що свідчить про правильність побудови скінченно-елементної сітки навколо круглого циліндра (рис. 2.19 а).

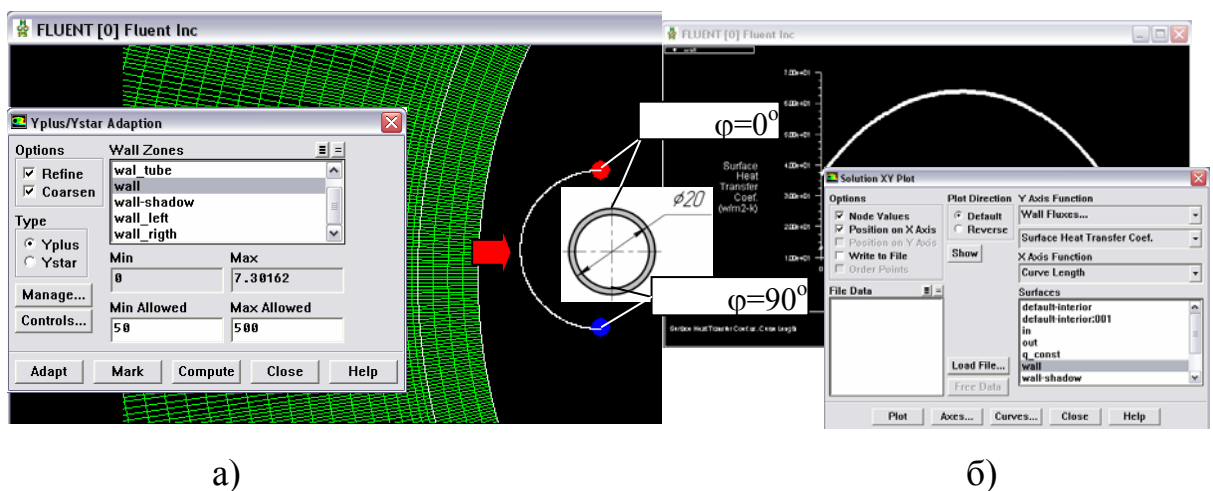


Рис. 2.19. Скінчено-елементна сітка (а) і розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі (б)

На рис. 2.19 б показано, що розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі вздовж поверхні труби має параболічну форму з максимумом у лобовій точці.

Результати комп'ютерного розрахунку полів швидкостей, температур і їх пульсацій за "міделевим" перерізом конвертуються в файл даних, так званий «Profiles». Це дозволяє згадані розподіли використовувати у якості вхідних граничних умов для наступної частини задачі – моделювання відривної області за циліндром (рис. 2.20).

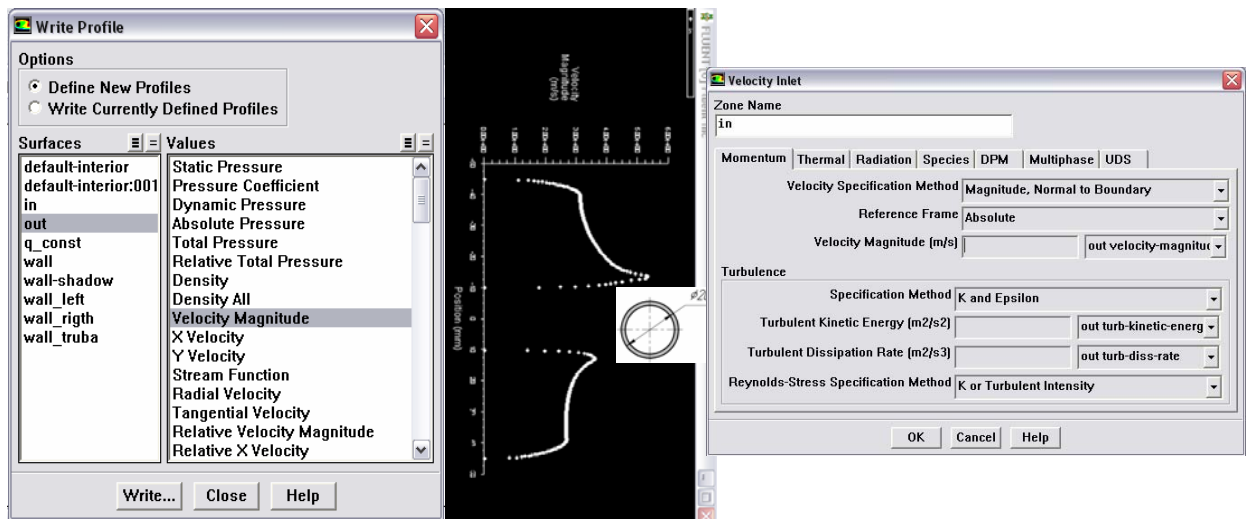


Рис. 2.20. Запис вхідних граничних умов для моделювання відривної області за циліндром з використанням RSM моделі турбулентності

Для моделювання процесів в цій частині циліндра в рамках RSM-моделі використовуються рівняння переносу рейнольдсових напруг у вигляді:

$$\begin{aligned}
 \underbrace{\frac{\partial}{\partial \tau} (\overline{u'_i u'_k})}_{\text{Local time derivative}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_j u'_i u'_k})}_{C_{jk} \equiv \text{Convection}} = & - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j u'_k})}_{D_{T,jk} \equiv \text{Turbulent diffusion}} - \frac{1}{\rho} \left[\delta_{jk} \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{p' u'_i}) + \delta_{ji} \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{p' u'_k}) \right] + \\
 & + \underbrace{\frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2}{\partial x_j^2} (\overline{u'_i u'_k})}_{D_{L,jk} \equiv \text{Turbulent diffusion}} - \underbrace{\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u}_k}{\partial x_j} - \overline{u'_k u'_i} \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_j}}_{P_{jk} \equiv \text{Stress production}} + \underbrace{\frac{p'}{\rho} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u'_k}{\partial x_i} \right)}_{\phi_{jk} \equiv \text{Pressure strain}} - \underbrace{2 \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_k}{\partial x_j}}_{\varepsilon_{jk} \equiv \text{Dissipation}}. \quad (2.41)
 \end{aligned}$$

де D_{jk} – дифузійний доданок, обумовлений молекулярною дифузією, молекулярним перемішуванням за допомогою взаємодії три складових пульсаційної швидкості і дифузією тиску за допомогою кореляцій тиск – швидкість.

ϕ_{jk} – доданок перерозподілу, що характеризує обмін енергією між окремими складовими внаслідок кореляції тиск – напруга тертя.

P_{jk} – доданок породження або генерації турбулентності, який визначається утворенням рейнольдсових напруги і середніх градієнтів

швидкості і характеризує перенесення енергії від усередненої течії до пульсуючої.

ε_{jk} – дисипативний доданок, що характеризує перетворення енергії, підведеної до пульсуючої течії, зокрема, перенесення енергії великомасштабних турбулентних вихорів до дрібномасштабних дисипуючих вихорів.

Відзначимо, що система рівнянь (2.33-2.37 і 2.41) не є замкнутою, оскільки в ній є невідомі величини D_{jk} , ε_{jk} та φ_{jk} . Для замикання рівняння (2.41) потрібно відповідним чином моделювати вказані доданки, використовуючи емпіричні дані.

D_{jk} дифузійний член, може бути промодельований за допомогою градієнтно-дифузійної моделі Харлоу, яка використовується в середовищі «Fluent» [59] для опису дифузії турбулентних потоків:

$$D_{jk} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_k u'_j}}{\partial x_j} \right), \quad (2.42)$$

де σ_k – константа, прийнята згідно рекомендацій Лешніцера [59], як 0,82; μ_t – турбулентна в'язкість, яка обчислюється згідно k- ε моделі Лаундера-Сполдінга:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (2.43)$$

Для визначення ε і k , відповідно, використовуються диференціальні рівняння переносу дисипації та кінетичної енергії турбулентних пульсацій у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \varepsilon) + \bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon) \right] C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (2.44)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho k) + \bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k) \right] + \overline{\rho u'_k u'_j} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} - \rho \varepsilon (1 + M_t^2). \quad (2.45)$$

В приведених вище рівняннях:

$k = \overline{u'_k u'_k} / 2$ – кінетична енергія турбулентних пульсацій;

C_μ – константа Таудсена, яка дорівнює 0,09;

$\varepsilon = \overline{\frac{\partial u'_k}{\partial x_j} \frac{\partial u'_k}{\partial x_j}}$ – дисипація енергії турбулентних пульсацій;

$C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ і σ_ε , – постійні, значення яких відповідно, дорівнюють: 1,44, 1,92 і 1,0.

Тензор дисипації ε_{jk} моделюється за допомогою рівняння:

$$\varepsilon_{jk} = \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho \varepsilon + 2 \rho \varepsilon M_t^2). \quad (2.46)$$

де $M_t = (k/\rho RT)^{0.5}$; δ_{ij} – дельта-функція Кронекера ($\delta_{ij} = 1$ при $i = j$ і $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$).

Згідно класичної теорії Гібсона і Лаундера [58], складові перерозподілу, що описують обмін енергією між окремими складовими компонент швидкості описуються наступною залежністю:

$$\Phi_{jk} = \Phi_{jk1} + \Phi_{jk,w} + \Phi_{jk2}, \quad (2.47)$$

В приведеному рівнянні доданки Φ_{jk1} , Φ_{jk2} , $\Phi_{jk,w}$ враховують, відповідно, низькі і високі рейнольдсові ефекти та пристінні функції моделі.

Доданок, який враховує низькі рейнольдсові ефекти:

$$\phi_{jk1} = -1.8\rho \frac{\varepsilon}{k} \left[\overline{u'_j u'_k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right], \quad (2.48)$$

Доданок, який враховує високі рейнольдсові ефекти:

$$\phi_{jk2} = -0.6 \left[(P_{jk} - C_{jk}) - \frac{1}{3} \delta_{ij} (P_{kk} - C_{kk}) \right], \quad (2.49)$$

Пристінні функції використовувані в моделі:

$$\phi_{jk,w} = C'_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u'_i u'_j} n_i n_j \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u'_l u'_k} n_l n_k - \frac{3}{2} \overline{u'_j u'_k} n_j n_k \right) + \frac{C_l k^{3/3}}{\varepsilon d}, \quad (2.50)$$

$$C_l = C_\mu \frac{k^{3/4}}{\kappa}. \quad (2.51)$$

де C'_1 – константа, що дорівнює 0,5; κ – константа Кармана (0,4187) [58], n_k, n_j, n_i – компоненти нормалі до стінки, d – відстань від стінки вздовж нормалі.

Теплофізичні властивості повітря задавалися у вигляді поліноміальних функцій температури:

$$\rho(T) = 3.2359 - 9.8034 \cdot 10^{-3} T + 9.821 \cdot 10^{-6} T^2, \text{ [кг/м}^3\text{]} \quad (2.52)$$

$$\lambda(T) = 3.7076 \cdot 10^{-3} + 75.842 \cdot 10^{-6} T, \text{ [Вт/м}\cdot\text{К]} \quad (2.53)$$

$$\mu(T) = 5.7 \cdot 10^{-7} + 69.776 \cdot 10^{-9} T - 33.476 \cdot 10^{-12} T^2, \text{ [Па}\cdot\text{с]} \quad (2.54)$$

Ізобарна теплоємність C_p в досліджуваному діапазоні температур практично не змінюється і дорівнює 1005 Дж/(кг·К).

В результаті спільного розрахунку за обома моделями турбулентності отримано розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі по поверхні труби та проведено зіставлення отриманих даних з експериментальними значенням [39]. Дане порівняння підтвердило правильність вибору та побудови числової моделі для CFD – моделювання конвективного теплообміну і течії на поверхні круглого циліндра.

Числове моделювання конвективного теплообміну і течії на поверхні плоскоовальної труби виконувалося за аналогією для круглого циліндра, використовуючи рівняння перенесення кінетичної енергії турбулентності і її дисипації для $k - \epsilon$ та RSM - моделі турбулентності. Така черговість пов'язана з тим, що використання тільки однієї моделі не призводить до бажаного результату: $k - \epsilon$ модель турбулентності дозволяє достатньо коректно обчислювати параметри течії і теплообмін в лобовій частині плоскоовального циліндра, а RSM - модель на бічних плоских його частинах та у кормовій області.

2.7 Висновки

1. Розроблено надійні методики досліджень зовнішнього теплообміну й аеродинамічного опору поодиноких труб плоскоовальної форми та їх пакетів.

2. Спроековано і виготовлено три експериментальних стенди для проведення відповідно досліджень повного теплового моделювання процесу теплообміну, аеродинамічного опору та візуалізації течії для поодиноких плоскоовальних труб та їх масивів в широких інтервалах зміни геометричних і режимних характеристик: параметру d_2/d_1 в інтервалах від 2 до 5, відносного поперечного кроку труб $S_1/d_1 = (2-3,5)$, відносного поздовжнього кроку $S_2/d_1 = (2,3-6)$ при значеннях числа Рейнольдса $Re_d = (2 \dots 30) \cdot 10^3$.

3. Виготовлено макети поодиноких плоскоовальних труб з наступними геометричними характеристиками: довжина труб – $l = 71$ мм; поперечний розмір $d_1 = 20$ мм; подовжній $d_2 = 28.5; 41.5; 52.5$ (мм), та макети труб

шахових пакетів, які мали такі характеристики: $d_1 = 15$ мм; $d_2 = 30; 37.5; 51$ та 75 (мм); довжина труб складає 140 мм.

4. Для вимірювання швидкості потоку згідно рекомендацій [51] виготовлено дві трубки Піто-Прандтля та проведено їх налаштування та тарування.

5. Виконано налагоджування стендів, що включало вимірювання профілей швидкості потоку на вході в робочу ділянку аеродинамічної труби за допомогою трубки Піто-Прандтля і мікроманометра ММН-240. Отримані результати вимірювань свідчать, що профілі швидкості по ширині і висоті каналу відповідають турбулентному режиму течії.

6. Виконано оцінку похибок прямих і непрямих вимірів при експериментальному дослідженні теплообміну і аеродинамічного опору поодиноких плоскоовальних труб та шахових пакетів із них. Відносна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі і відповідного числа Nu складає в режимі 1 (максимальною швидкістю потоку) - $\pm 3,4\%$, у режимі 2 (мінімальною швидкістю потоку) - $\pm 3,9\%$. Похибка визначення числа Re для двох режимів не перевищує $\pm 5.5\%$. Розрахунок показав, що відносна похибка визначення числа Eu лежить у межах $\pm (7 - 13) \%$.

7. Розроблено та апробовано методику CFD – моделювання конвективного теплообміну і обтікання плоскоовальних труб.

РОЗДІЛ 3

ТЕПЛООБМІН ТА АЕРОДИНАМІЧНИЙ ОПІР ПООДИНОКИХ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

3.1 Особливості течії та локального теплообміну на поверхні поодиноких плоскоовальних труб

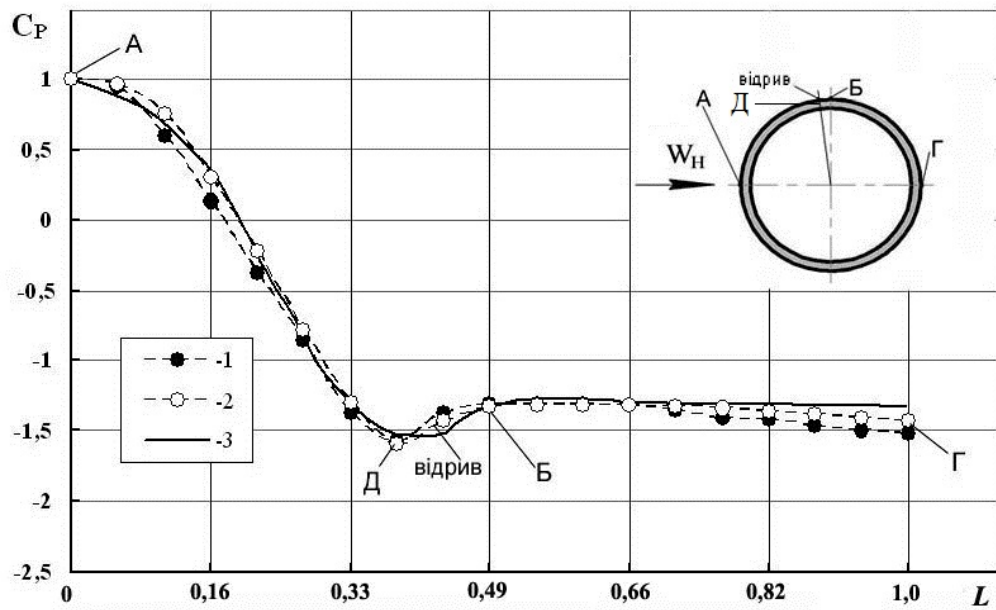
Дослідження течії та локального теплообміну виконувалися шляхом визначення полів тиску, візуалізації течії і за допомогою числового моделювання. В якості базового об'єкту для тестування методики і зіставлення результатів, використовувався циліндр круглого поперечного перерізу, для якого відома велика кількість надійних даних.

Процес обтікання циліндра будь-якої форми поперечного перерізу дуже складний і, як сказано в [60], залежить від багатьох факторів: числа Re , ступеня турбулентності набігаючого потоку Tu , висоти циліндра та ін. Ці фактори суттєво впливають на динаміку режимів обтікання, на відрив пограничного шару, на формування ближнього сліду за циліндром.

Дослідженню впливу цих параметрів присвячено велику кількість літературного матеріалу [11, 39, 60-65], які відносяться в основному до циліндрів круглої і еліптичної форми. Дані з вивчення обтікання плоскоовальних циліндрів практично відсутні.

На рис. 3.1 та 3.2 наведені дані щодо розподілу коефіцієнтів тиску C_p і тепловіддачі α в залежності від відносної координати $L = l_i / l$, що відраховується від лобової точки циліндру, отримані експериментальним шляхом для круглого циліндра, діаметром $d = 38$ мм.

Розподіл тиску по боковій поверхні круглого циліндра отримано за допомогою трубки з напірним датчиком у вигляді отвору діаметром 0.4 мм на середній частині бічної поверхні.



1 – $Re_d = 5 \cdot 10^4$, $Tu = 4\%$; 2 – $Re_d = 7,2 \cdot 10^4$, $Tu = 4\%$;

3 – $Re_d = 1,8 \cdot 10^4$, $Tu = 6\%$ [39]

Рис. 3.1. Розподіл тисків на поверхні круглого циліндра

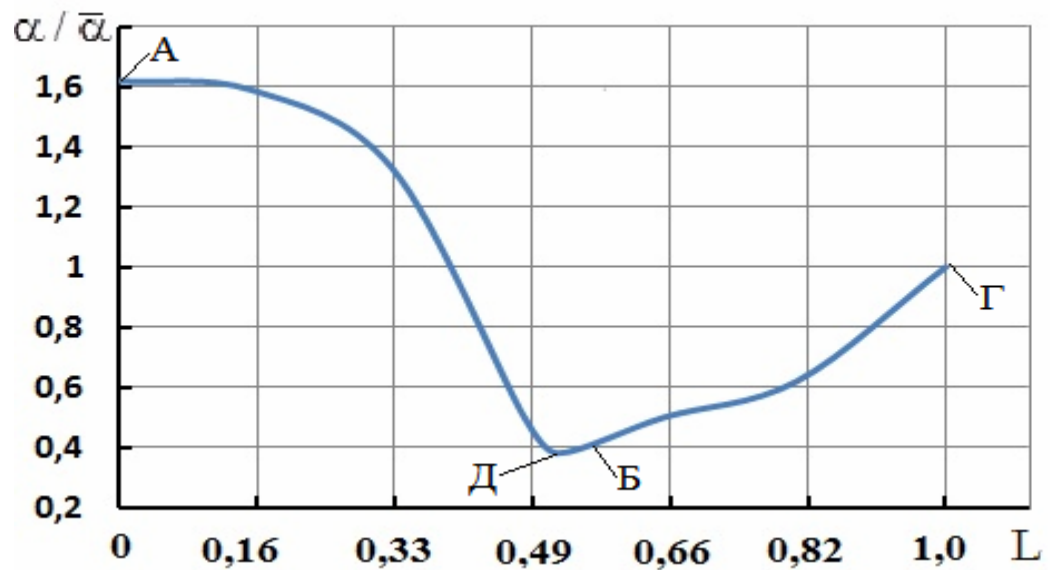
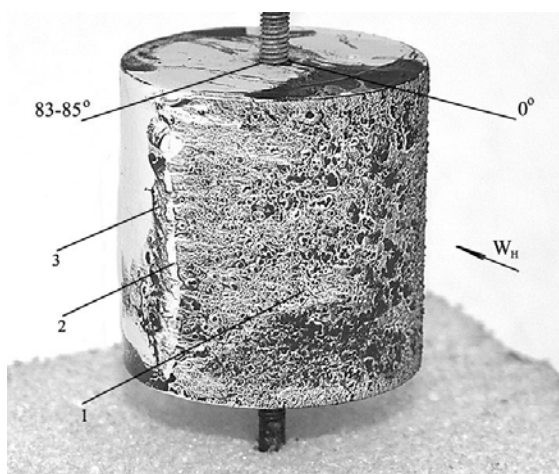


Рис. 3.2. Розподіл коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні круглого циліндра при $Re_d = 10000$

Процес тепловіддачі при поперечному обтіканні труб має ряд особливостей, які пояснюються гідродинамічною картиною руху рідини поблизу поверхні труби (рис. 3.3). Досвід показує, що плавний, безвідривний

характер обтікання труби має місце лише при дуже малих числах $Re < 5$. При значно більших числах Re , які характерні для практики, обтікання труби завжди супроводжується утворенням в кормовій частині вихрової зони (рис 3.4). При цьому характер і умови омивання передньої (фронтної) і задньої (кормової) половин циліндра зовсім різні.



1 - область розвитку ламінарного пограничного шару;
 2 - зона відриву пограничного шару; 3 - зона приєднання
 Рис. 3.3. Візуалізація течії на поверхні кругового циліндра
 при $Re_d = 15000$

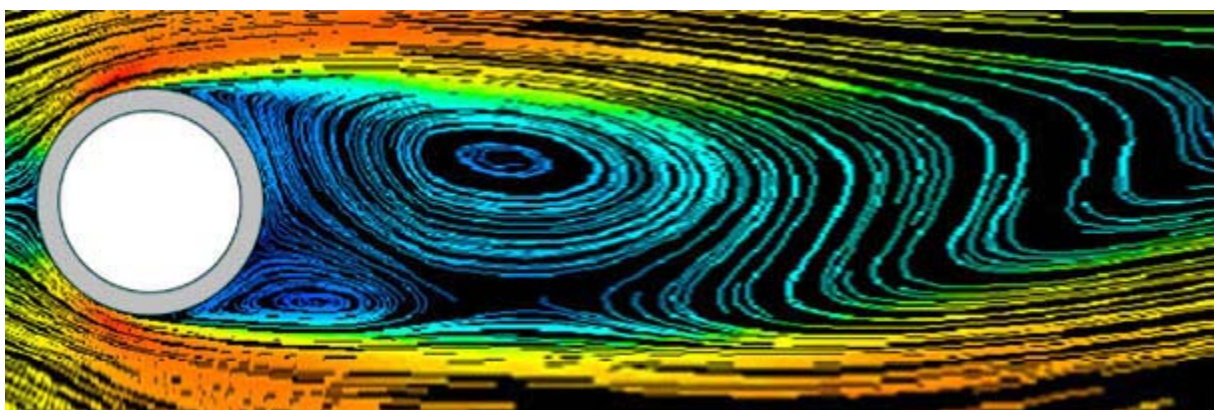


Рис. 3.4. Обтікання круглого циліндра (числове моделювання) $Re = 3000$

У лобовій точці (А) ($L = 0$) набігаючий потік розділяється на дві частини і плавно обтікає передню частину периметра труби (рис. 3.4). На

поверхні труби утворюється пограничний шар, товщина якого по мірі просування потоку вздовж поверхні труби зростає. Розвиток пограничного шару вздовж периметра труби відбувається в умовах змінної зовнішньої швидкості потоку і змінного тиску. Швидкість шарів рідини, що примикають до зовнішньої границі пограничного шару, збільшується уздовж периметра труби, а тиск зменшується. При досягненні області периметра близької до $L = 0,5$ швидкість досягає найбільших значень і далі починає зменшуватися, що супроводжується відповідним збільшенням (відновленням) тиску. У цій області пограничний шар стає нестійким, в ньому виникає зворотна течія, яка відтісняє потік від поверхні. У підсумку відбувається відрив потоку в точці (Д) і утворення вихрової зони (лінія Б-Г, рис. 3.1, 3.2 та 3.4), що охоплює кормову частину труби. Положення точки відриву пограничного шару залежить від значення Re і ступеня турбулентності набігаючого потоку. При малому ступені турбулентності зовнішнього потоку і відносно невеликих числах Re течія в пограничному шарі, до точки відриву (Д), має ламінарний характер. При цьому місце розташування зони початку відриву пограничного шару характеризується відносною координатою $L = 0,4 - 0,45$. При значних числах Рейнольдса, приблизно $Re = (1-4) \cdot 10^5$, течія на значній частині периметра в пограничному шарі стає турбулентною. Турбулентний пограничний шар більш стійкий, тому зона початкового відриву переміщається в область більших значень $L = 0,66 - 0,77$.

У вихровій зоні рух рідини має складний і невпорядкований характер, причому середня інтенсивність вихрового руху і перемішування рідини збільшується з ростом числа Рейнольдса Re [11, 39].

Така своєрідна картина обтікання труби в сильній мірі відображається і на тепловіддачі. Інтенсивність тепловіддачі по периметру труби неоднакова. Уяву про її відносну зміну показує крива, що зображена на рис. 3.2. Максимальне значення коефіцієнта тепловіддачі спостерігається у лобовій точці циліндра (А) ($L = 0$), де товщина пограничного шару найменша. По поверхні циліндра в напрямку руху рідини інтенсивність теплообміну різко

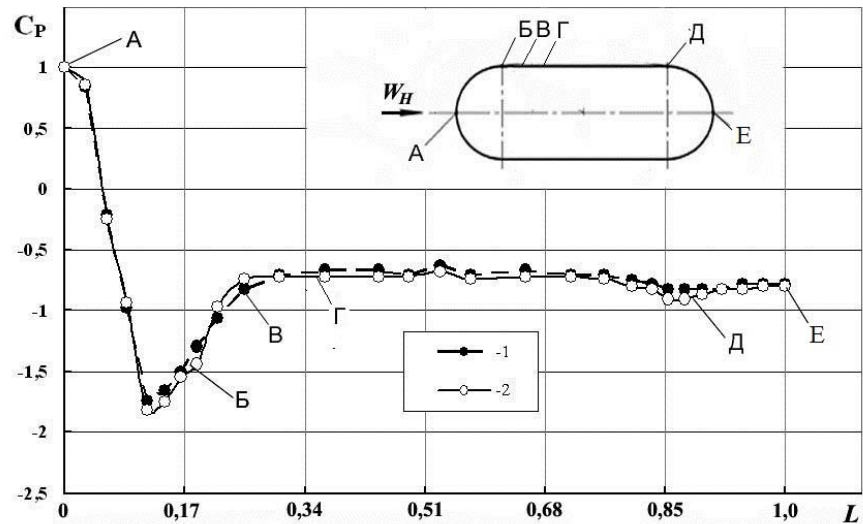
падає і досягає мінімуму в точці відриву (Д). Ця зміна пов'язана з наростанням товщини пограничного шару. У кормовій частині труби (від точки Б до Г рис. 3.2) коефіцієнт тепловіддачі знову зростає за рахунок поліпшення відводу теплоти внаслідок вихрового руху і інтенсивного перемішування рідини. При малих значеннях Re інтенсивність теплообміну в вихровій зоні нижче, ніж у лобовій точці. Однак по мірі збільшення числа Re за рахунок інтенсифікації вихрового руху в області відриву коефіцієнт тепловіддачі в кормовій зоні збільшується. Складний характер обтікання циліндра (рис. 3.4) істотно ускладнює теоретичне дослідження закономірностей теплообміну. Найбільш стабільний характер течії потоку має місце поблизу лобової точки труби.

В діапазоні зміни Tu_{∞} від 0.3% до 27% і числах Рейнольдса Re_d від 2000 до 80000 зберігається докритичний характер обтікання [11, 39, 60]. При всіх досліджених Re_d і Tu_{∞} ці розподіли характеризуються зменшенням коефіцієнтів тепловіддачі в області розвитку ламінарного пограничного шару (від лобової критичної точки вниз по потоку) з подальшим зростанням за точкою відриву у напрямку до кормової області. Криві $Nu_{loc} = f(L)$ мають дві точки максимуму при $L=0$ та $L=1$ і одну точку мінімуму поблизу точки відриву ламінарного пограничного шару, співвідношення між якими залежить від комбінації значень Re_d і Tu_{∞} [39]. Крім цих параметрів на інтенсивність теплообміну поодинокого циліндра впливає і довжина самого циліндра [66, 67].

Отримані експериментальні дані розподілу коефіцієнтів тиску C_p і тепловіддачі α , для круглого циліндра, досить добре корелюються та узгоджуються з надійними даними [11, 39, 60, 66], що свідчить про правильність вибору методики проведення експериментальних досліджень.

За апробованою методикою, були проведені експериментальні дослідження течії та локального теплообміну на поверхні поодиноких плоскоовальних труб.

На рис. 3.5 та 3.6 наведені дані щодо розподілу коефіцієнтів тиску C_p і тепловіддачі α , отримані експериментальним шляхом для плоскоовального циліндра з відношенням великої і малої осей $d_2/d_1 \approx 3,0$.



1 – $Re_{d_1} = 1.75 \cdot 10^4$, $Tu = 4\%$; 2 – $Re_{d_1} = 2.5 \cdot 10^4$, $Tu = 4\%$

Рис. 3.5. Розподіл тисків на поверхні плоскоовального циліндра з $d_2/d_1 = 3,0$

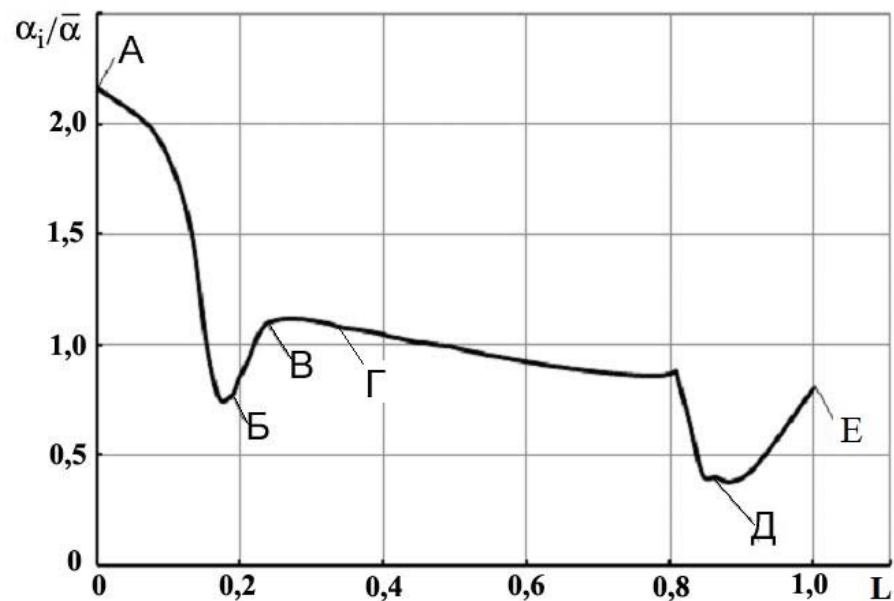
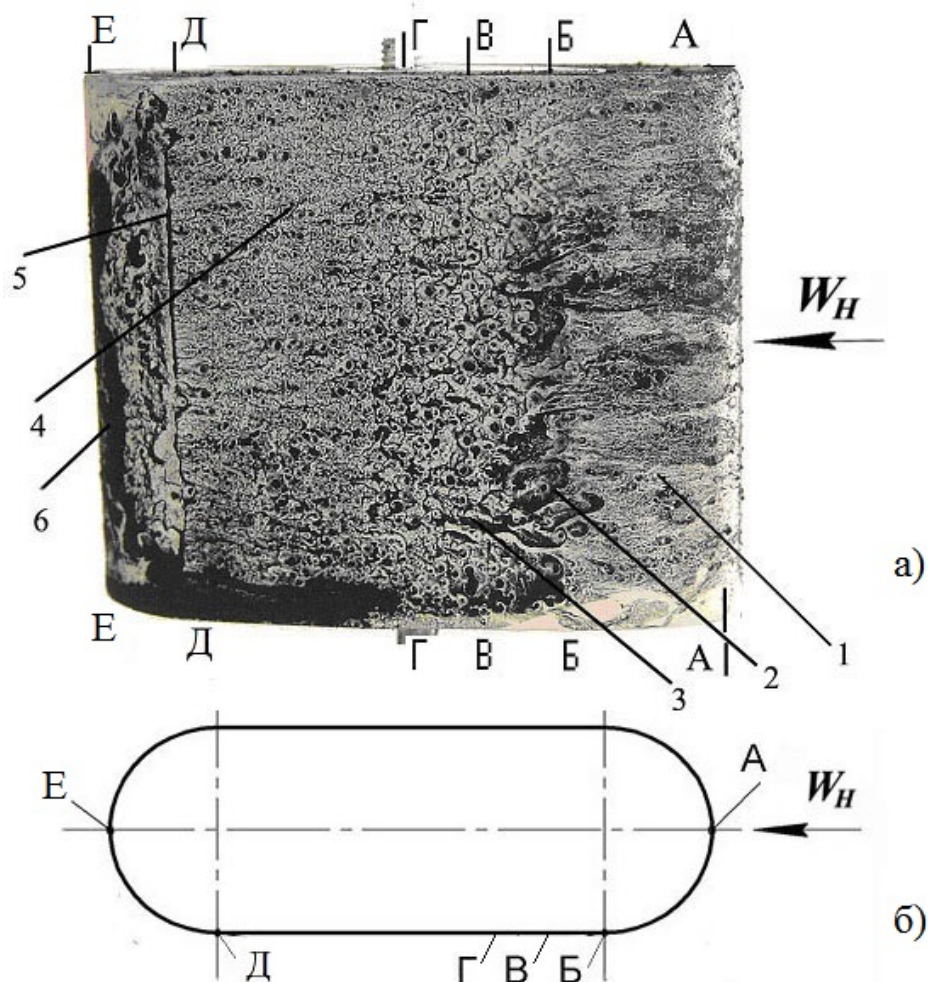


Рис. 3.6. Розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по периметру плоскоовального циліндра при $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^4$ з $d_2/d_1 = 3,0$

Розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по периметру плоскоовального циліндра отримано за умови $q = \text{const}$. Представлена картина розподілів α (рис. 3.6) цілком узгоджується з розподілами тиску (рис. 3.5), а також з фізичною картиною обтікання плоскоовального циліндра (рис. 3.7).



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. 3.7. Візуалізація течії на поверхні плоскоовального циліндра при

$$Re_{d_1} = 1,5 \cdot 10^4 : \text{ а - вид збоку, б - вид зверху}$$

Обтікання лобової частини плоскоовального циліндра нічим не відрізняється від обтікання цієї частини круглого циліндра. Відмінність лише

в тому, що відрив пограничного шару відбувається в місці сполучення лобової частини півкола і бічних плоских горизонтальних частин циліндра при $L \approx 0,17$ (точка Б, рис. 3.5 та 3.6).

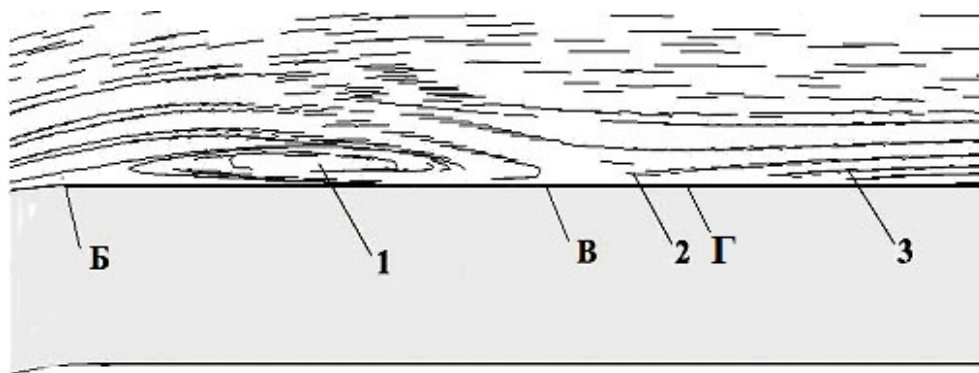
На рис. 3.7 представлена картина обтікання циліндра плоскоовального профілю, для якого, на відміну від круглого циліндра, характерна поява кількох специфічних зон, що виникають внаслідок обтікання сполучених поверхонь різної форми (лобова частина - плоска бічна поверхня - кормова частина).

Візуалізація течії на поверхні плоскоовального циліндра з поперечним розміром $d_1 = 15$ мм та поздовжнім розміром $d_2 = 51$ мм проведена за допомогою саже-газової суміші [68].

Ділянка (А-Б) відповідає області, в межах якої відбувається утворення ламінарного пограничного шару. У цій області тиск падає (рис. 3.5), швидкість зростає і спостерігається зменшення коефіцієнта тепловіддачі (рис. 3.6) через утворення ламінарного пограничного шару і зростання його товщини. Зона відриву (Б-В) (рис. 3.7) явно виражена і являє собою темну смугу, що є місцем локації відривного пузиря. Наявність відривного пузиря на поверхні плоскоовального циліндра підтверджується результатами числового моделювання його обтікання представленими на рис. 3.8. Наступна по ходу потоку зона приєднання виділяється як більш світла смуга (В-Г) (рис. 3.7), за якою відбувається ламінарно-турбулентний перехід. Від лінії приєднання (В-В) до лінії відриву (Б-Б) (рис. 3.7) утворюється вторинна зворотна течія (рис. 3.8) 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, рис. 3.6).

За зоною приєднання від лінії (Г-Г) до лінії (Д-Д) (ділянка Г-Д, рис. 3.7) спостерігається турбулентна течія у пограничному шарі. Значення C_p на цій ділянці практично не змінюються (Г-Д, рис. 3.5), а інтенсивність теплообміну зменшується (рис. 3.6) у зв'язку з наростанням товщини турбулентного

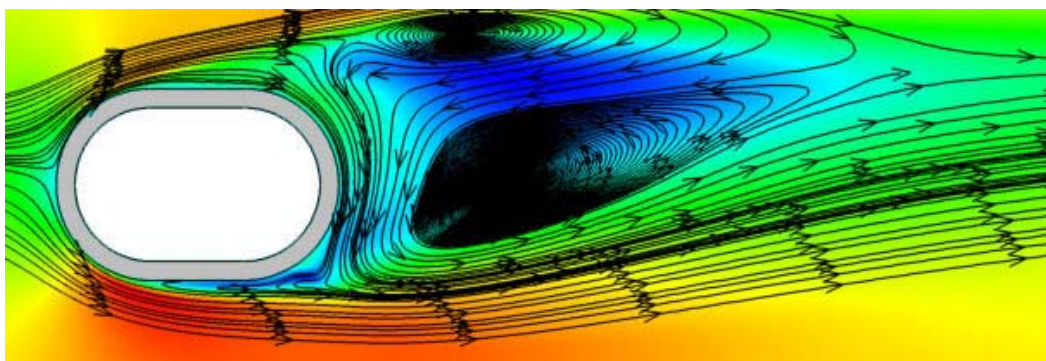
пограничного шару на бічній плоскій поверхні плоскоовального циліндра. По лінії, яка з'єднує плоску і криволінійну частину циліндра при $L=0,85$, відбувається вторинний відрив турбулентного пограничного шару (лінія Д-Д, рис. 3.7) з утворенням кормової вихрової зони, яка відображається ділянкою (Д-Е) (рис. 3.7). Наявність вторинного відриву підтверджується розподілом тиску в межах ділянки (Д-Е) невеликим мінімумом на відрізку при $L=0,86$ (рис. 3.5). На ділянці (Д-Е) спостерігаються мінімальні значення коефіцієнтів тепловіддачі (рис. 3.6). Отриманий розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі в кормовій області плоскоовального циліндра підтверджуються висновком авторів [39], що в кормовій зоні поблизу критичної точки утворення вихрів відбувається в умовах течії з підвищеною турбулентною в'язкістю. У цій області інтенсивність теплообміну визначається відношенням вихрової в'язкості в процесі вихроутворення поблизу поверхні тіла і турбулентної в'язкості зовнішнього потоку. Ширина кормової вихрової зони циліндра залежить від режиму течії у пограничному шарі.



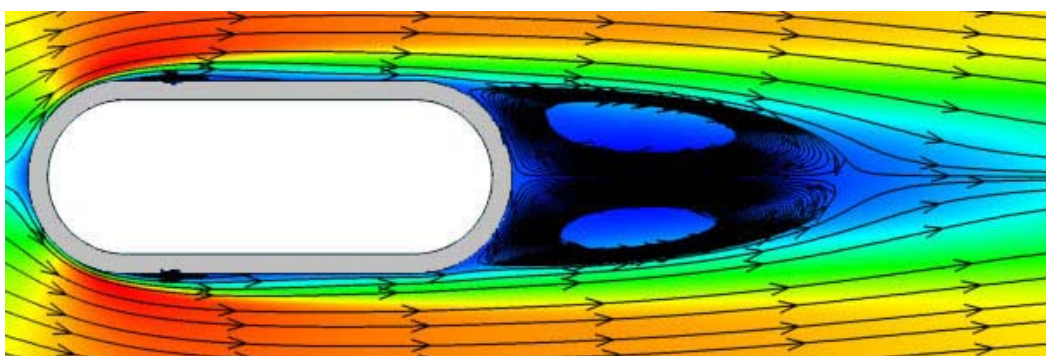
1 - відривний пухирь; 2 - приєднання потоку; 3 - пограничний шар

Рис. 3.8. Траєкторії руху частинок потоку в області відривного пухиря плоскоовального циліндра $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^4$ (числове моделювання)

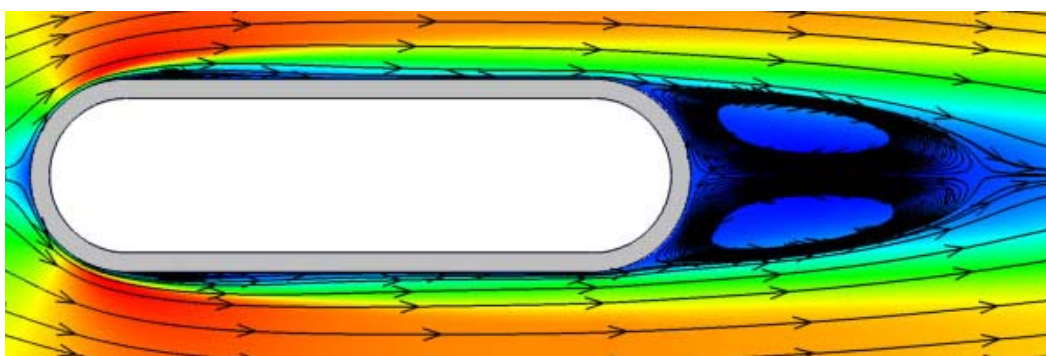
На рис. 3.9 представлені результати числових досліджень процесів обтікання плоскоовального циліндра при варіюванні відносної довжини його профіля d_2 / d_1 при інших рівних умовах.



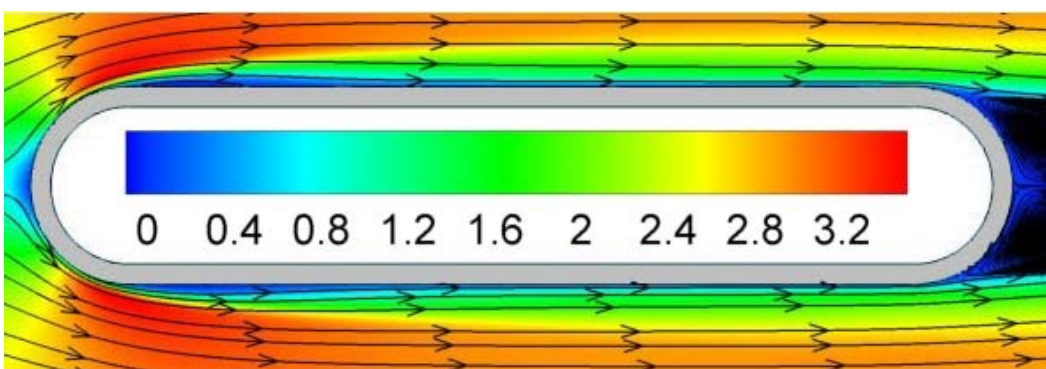
а)



б)



в)



г)

Рис. 3.9. Обтікання циліндрів (числове моделювання): а, б, в, г – плоскоовальна форма: $d_2/d_1 = 1,5; 2,5; 3,4; 5,0$ при $Re_{d_1} = 3000$

Аналіз представлених даних свідчить, що по мірі росту відношення d_2/d_1 в межах $1,0 < d_2/d_1 < 2,0$ збільшується частина поверхні циліндра, яка знаходиться в області зворотних течій, які утворюються внаслідок відриву потоку від передньої частини циліндру та характеризуються відносно низькими локальними швидкостями (рис. 3.4 та 3.9, а). При збільшенні ступеня витягнутості профілю відбувається приєднання потоку, який відірвався від передньої частини профілю, до плоских бокових поверхонь циліндра (рис. 3.9, 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. При $d_2/d_1 > 3,0$ (рис. 3.9, в, г) характер обтікання 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.

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 високотеплонапружених елементів поверхонь нагрівання, наприклад, труб регенераторів-повітронагрівачів ГТУ.

3.2 Середньоповерхневий теплообмін на поверхні поодиноких плоскоовальних труб

При використанні в теплообмінних апаратах труб плоскоовальної форми розрахунок їх середньої тепловіддачі ускладнений. Труднощі пов'язані в першу чергу з необхідністю урахування більшого ніж для круглого циліндра впливу форми тіла.

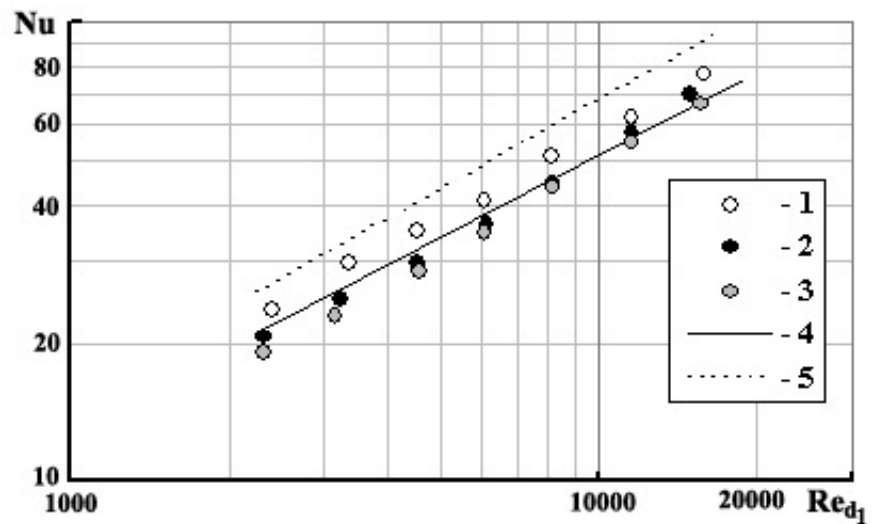
Експериментальні дослідження середнього конвективного теплообміну циліндрів плоскоовального профілю проведені в діапазоні зміни чисел Рейнольдса Re_d від 2500 до 20000 при степені турбулентності набігаючого потоку Tu_∞ (3,8 - 4)% [69]. У таблиці 3.1 наведено геометричні характеристики досліджених поодиноких циліндрів плоскоовального профілю.

Таблиця 3.1

Геометричні характеристики циліндрів

№ п/п	d_1 , мм	d_2 , мм	d_2/d_1
1	20	28,5	1,43
2	20	42,5	2,13
3	20	52,5	2,63

На рис. 3.10 наведено дані з середнього теплообміну поодиноких труб плоскоовального і круглого профілів. Аналіз отриманих дослідних даних свідчить про те, що інтенсивність теплообміну циліндра круглого профілю [11, 39], при $Tu = 4\%$ вища ніж у циліндрів плоскоовального профілю якщо в якості визначального розміру в числах Nu і Re приймається поперечний розмір циліндра d_1 . Простежується вплив подовження профілю плоскоовального циліндра на інтенсивність теплообміну (на рис. 3.10 спостерігається розшарування дослідних даних за параметром d_2/d_1).



1 – $d_2/d_1 = 1,43$; 2 – $d_2/d_1 = 2,13$; 3 – $d_2/d_1 = 2,63$;

4 - круглий циліндр, розрахунок по [11], $Tu = 0\%$;

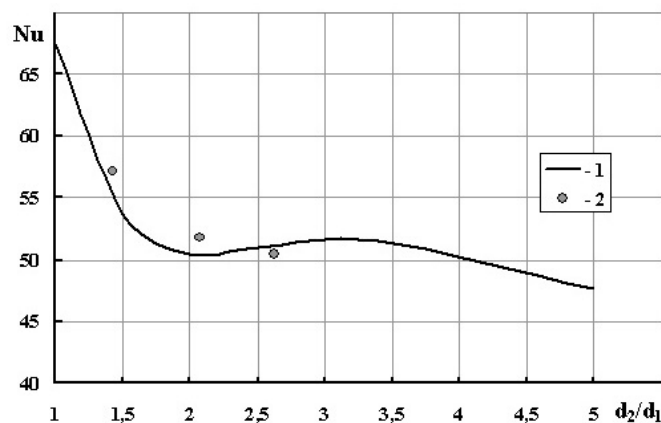
5 - круглий циліндр, розрахунок по [11, 39], $Tu = 4\%$;

Рис. 3.10. Залежність $Nu_{d_1} = f(Re_{d_1})$

У зв'язку з недостатньою кількістю експериментальних даних та з метою розширення діапазону досліджень по впливу на теплообмін відношення d_2/d_1 , було проведено числове моделювання для поодиноких плоскоовальних труб з різним подовженням профілю $d_2/d_1 = (1,5 - 5,0)$ за методикою, наведеною в 2-му розділі. Розроблена числова модель поперечного обтікання поодиноких плоскоовальних циліндрів була верифікована з даними експериментального дослідження теплообміну.

На рис. 3.11 представлені експериментальні дані та дані числового моделювання для поодиноких плоскоовальних труб з різним подовженням профілю d_2/d_1 . Аналіз представлених даних свідчить, що залежність $Nu = f(d_2/d_1)$ 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 числового дослідження картини поперечного обтікання циліндру при різних значеннях d_2/d_1 (рис. 3.4 та 3.9), виконаних за методикою, наведеною в 2-му розділі.

Зниження значення Nu 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 циліндру та характеризуються відносно низькими локальними швидкостями (рис. 3.4 та 3.9, 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. 3.9, 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. При $d_2/d_1 > 3,0$ (рис. 3.9, 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 при збільшенні ступеня витягнутості профілю d_2/d_1 .



1 – дані числового моделювання; 2 – дослідні дані

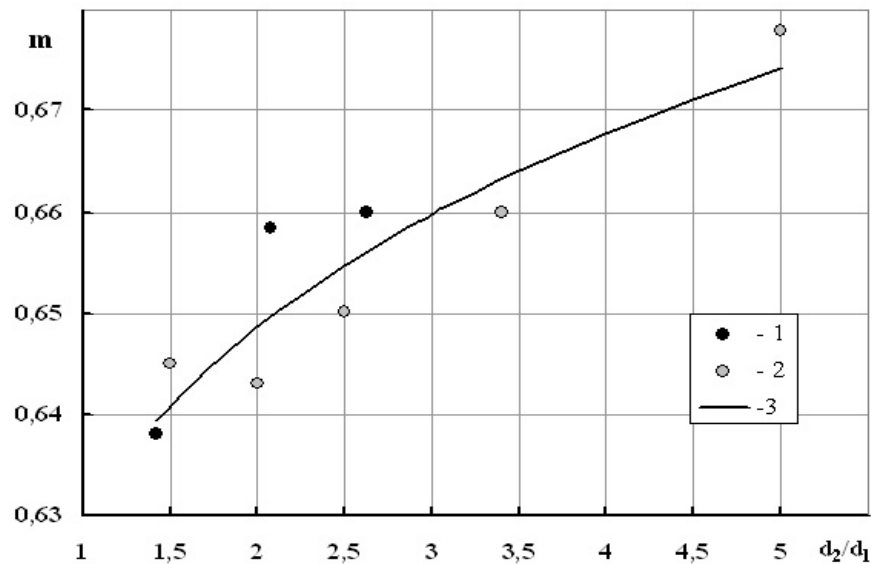
Рис. 3.11. Вплив подовження профілю d_2/d_1 на теплообмін при

$$Re_{d_1} = 10^4$$

Експериментальні дані з середньоповерхневого теплообміну узагальнені у вигляді степеневі залежності:

$$\text{Nu}_d = C_q \text{Re}_{d_1}^m. \quad (3.1)$$

Для циліндрів плоскоовального профілю показник степені при числі Re_{d_1} в рівнянні подібності (3.1) не залишається величиною постійною - при збільшенні відносного подовження профілю d_2/d_1 величина m зростає (рис. 3.12).



1 – дослідні дані; 2 – дані числового моделювання;

3 – розрахункова крива

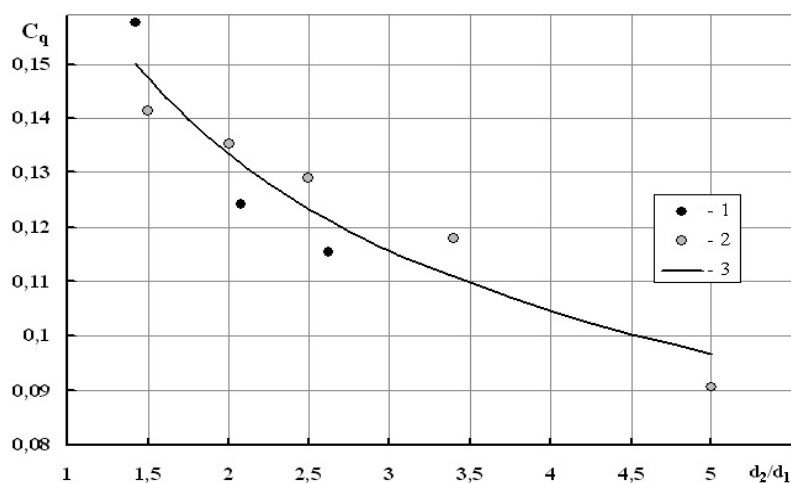
Рис. 3.12. Залежність m від d_2/d_1

Крива залежності $m = f(d_2/d_1)$ описується степеневою функцією виду:

$$m = 0,63(d_2/d_1)^{0,042}. \quad (3.2)$$

Крива залежності $C_q = f(d_2/d_1)$ також добре описується ступеневою функцією (рис.3.13):

$$C_q = 0,17(d_2/d_1)^{-0,35}. \quad (3.3)$$



1 – дослідні дані; 2 – дані числового моделювання;

3 – розрахункова крива

Рис. 3.13. Залежність C_q від d_2/d_1

Дослідні значення величин m і C_q представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Дослідні значення величин m і C_q в залежності (3.1)

№ п/п	d_2/d_1	m	C_a
Фізичний експеримент			
1	1,43	0,638	0,158
2	2,13	0,659	0,124
3	2,63	0,660	0,116
Числове моделювання			
4	1,5	0,645	0,141
5	2,0	0,643	0,135
6	2,5	0,650	0,128
7	3,4	0,660	0,118
8	5,0	0,678	0,093

Кінцеве співвідношення для розрахунку середнього конвективного теплообміну поодиноких плоскоовальних циліндрів ґрунтується на формулі подібності (3.1). Значення m і C_q розраховуються по залежностям (3.2), (3.3) для співвідношення $d_2/d_1 = (1,43 - 5,0)$ в діапазоні змін чисел Рейнольдса від 2500 до 20000 при ступені турбулентності набігаючого потоку $Tu_\infty = (3,8 - 4)\%$.

Запропоновані узагальнені співвідношення (3.2), (3.3) в формулі подібності (3.1), в явному вигляді враховують вплив на конвективний теплообмін при поперечному обтіканні поодиноких плоскоовальних труб відносного подовження профілю такого циліндра d_2/d_1 від 1,43 до 5,0. Точність узагальнених залежностей складає $\pm 4\%$.

3.3 Висновки

За результатами дослідження локального та середньоповерхневого теплообміну поодиноких плоскоовальних труб можна зробити наступні висновки:

1. 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 високотеплонапружених елементів поверхонь нагрівання, наприклад, труб регенераторів-повітронагрівачів ГТУ.

2. Інтенсивність тепловіддачі поодиноких труб плоскоовального профілю залежить від відношення d_2/d_1 . При зростанні цього показника інтенсивність теплообміну змінюється на (15-20)%.

3. Для реалізованих умов експериментальних досліджень рівень тепловіддачі поодиноких труб плоскоовального поперечного перерізу в залежності від d_2/d_1 на (15-35)% менше, ніж для поодиноких труб круглого профілю [11, 39], при $Tu = 4\%$.

4. Запропоновані узагальнені співвідношення розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі поодиноких труб плоскоовального профілю для відношень d_2/d_1 , який змінюється від 1.43 до 5.0 при $Tu_\infty = (3.8-4)\%$.

РОЗДІЛ 4

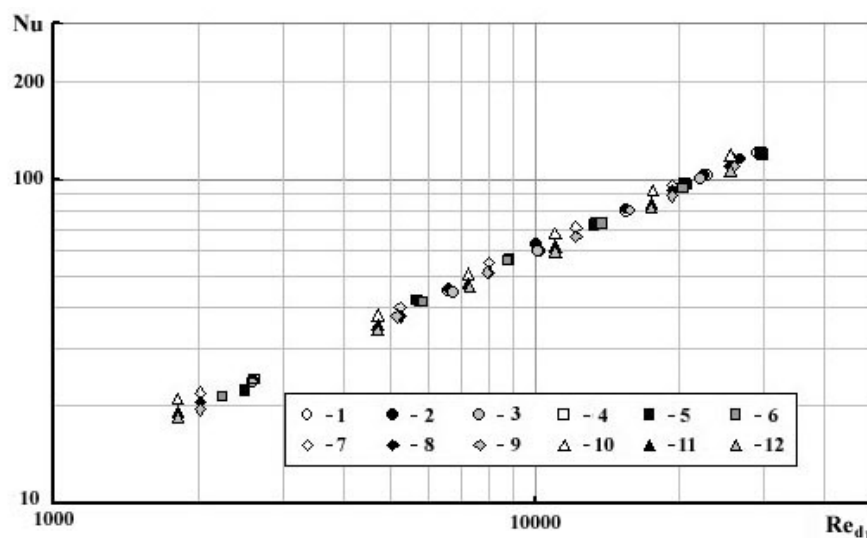
СЕРЕДНЬОПОВЕРХНЕВИЙ ТЕПЛООБМІН ШАХОВИХ ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

4.1 Експериментальні дані та їх аналіз

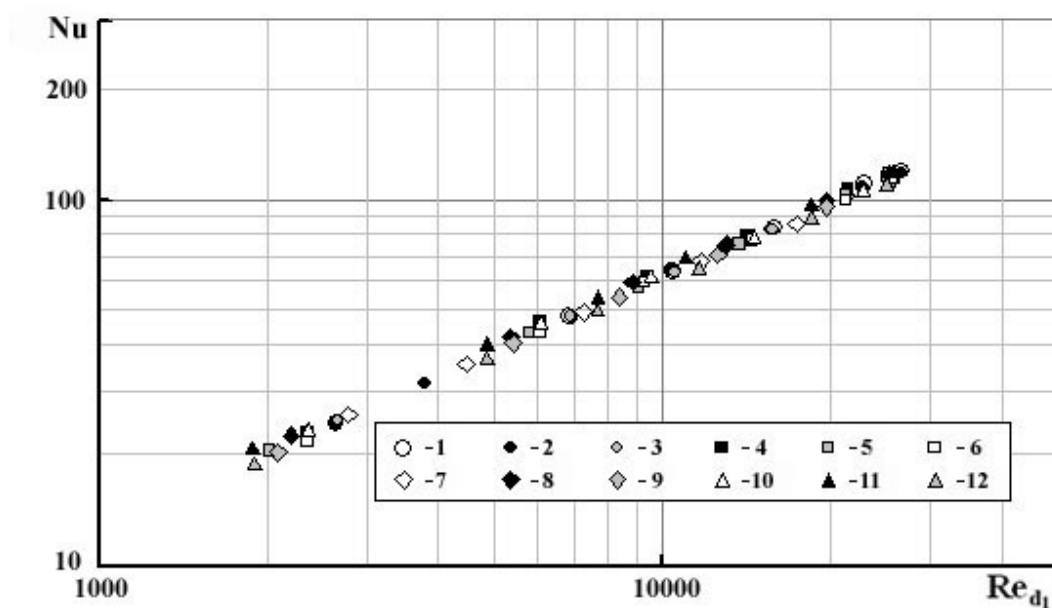
Дослідження конвективного теплообміну шахових пакетів (масивів) труб плоскоовального профілю типів 1 - 4 (табл.2.2) виконано в області чисел Рейнольдса $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3$. Результати цих досліджень представлені на рис. 4.1 - 4.4 і свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються ступеневою залежністю виду:

$$Nu = C_q \cdot Re_{d_1}^m. \quad (4.1)$$

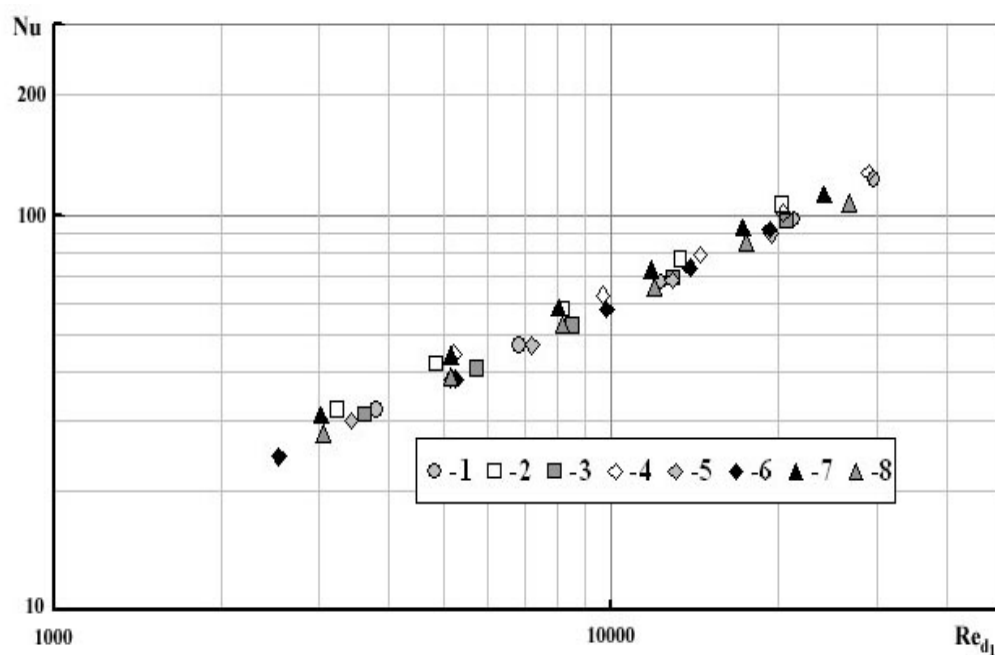
Загалом експериментами охоплено 49 пакетів труб, крокові характеристики яких та значення показника степені m та коефіцієнта C_q в формулі (4.1) наведені в таблицях 4.1-4.4.



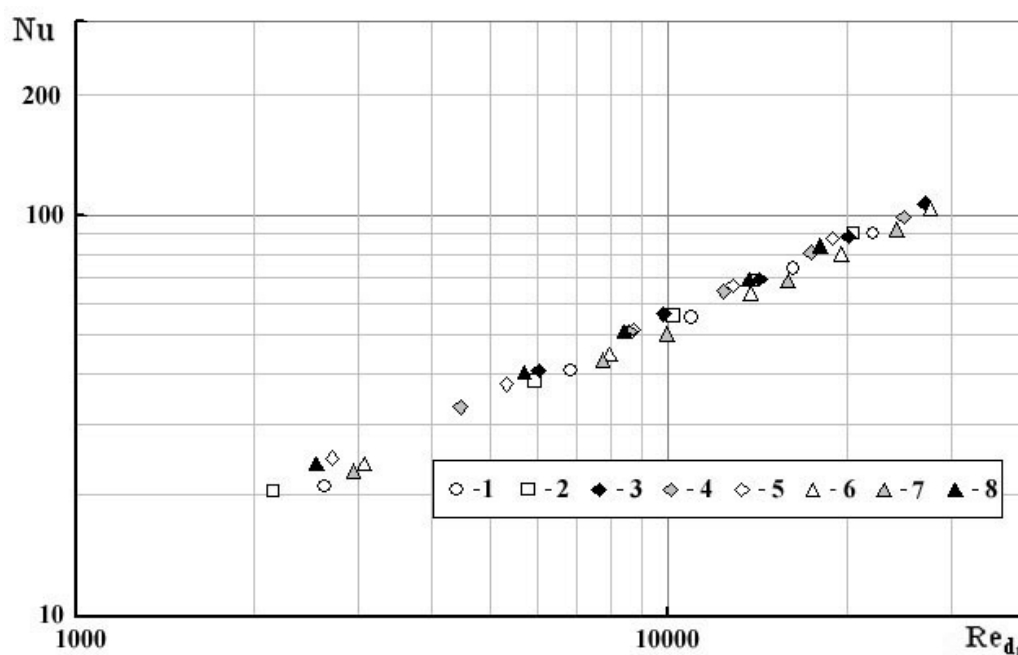
1 – пакет № 101; 2- № 102; 3- № 103; 4- № 104; 5 – № 105; 6 – 107;
7 – № 108; 8 – № 109; 9 – № 111; 10 – № 112; 11 – № 113; 12 – № 115
Рис. 4.1. Результати дослідження тепловіддачі пакетів труб типу 1



1 – пакет № 201; 2- № 202; 3- № 203; 4- № 204; 5 – № 205; 6 – № 206;
 7 – № 207; 8 – № 208; 9 – № 210; 10 – № 211; 11 – № 212; 12 – № 214
 Рис. 4.2. Результати дослідження тепловіддачі пакетів труб типу 2



1 – пакет № 301; 2- № 302; 3- № 303; 4- № 304;
 5 – № 308; 6 – № 309; 7 – № 310; 8 – № 312
 Рис. 4.3. Результати дослідження тепловіддачі пакетів труб типу 3



1 – пакет № 401; 2- № 402; 3- № 403; 4- № 404;
5 – № 405; 6 – 406; 7 – № 408; 8 – № 409

Рис. 4.4. Результати дослідження тепловіддачі пакетів труб типу 4

Таблиця 4.1

Дослідні значення величин m , C_q в формулі (4.1)

пакетів труб типу 1 ($d_2/d_1=2,0$)

Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_2 / d_1	S_1/S_2	m	C_q
101	30	45,0	2,0	3,00	0,667	0,6650	0,1290
102	30	55,5	2,0	3,70	0,541	0,6731	0,1227
103	30	70,0	2,0	4,667	0,428	0,6776	0,1142
104	35	36,5	2,33	2,43	0,959	0,6650	0,1350
105	35	45,0	2,33	3,00	0,777	0,6642	0,1293
106	35	55,5	2,33	3,70	0,631	0,6785	0,1126
107	35	70,0	2,33	4,667	0,500	0,6708	0,1200
108	42,0	36,5	2,80	2,43	1,151	0,6500	0,1573
109	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	0,6633	0,1304
110	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	0,6700	0,1250
111	42,0	70,0	2,80	4,667	0,60	0,6697	0,1216
112	52,5	36,5	3,50	2,43	1,438	0,6489	0,1650
113	52,5	45,0	3,50	3,00	1,167	0,6466	0,1508
114	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	0,6540	0,1419
115	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	0,6621	0,1272

Таблиця 4.2

Дослідні значення величин m , C_q в формулі (4.1)пакетів труб типу 2 ($d_2/d_1=2,5$)

Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_2 / d_1	S_1/S_2	m	C_q
201	30	45,0	2,0	3,00	0,667	0,6800	0,1200
202	30	55,5	2,0	3,70	0,540	0,6849	0,1113
203	30	70,0	2,0	4,667	0,428	0,6850	0,1050
204	35	45,0	2,33	3,00	0,777	0,6750	0,1255
205	35	55,5	2,33	3,70	0,631	0,683	0,1147
206	35	70,0	2,33	4,667	0,500	0,6925	0,1028
207	42,0	36,5	2,80	2,433	1,151	0,6600	0,1500
208	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	0,6712	0,1312
209	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	0,6795	0,1146
210	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	0,6852	0,1097
211	52,5	36,5	3,50	2,433	1,438	0,6550	0,1500
212	52,5	45,0	3,50	3,00	1,167	0,6693	0,1364
213	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	0,6741	0,1194
214	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	0,6809	0,1124

Таблиця 4.3

Дослідні значення величин m , C_q в формулі (4.1)пакетів труб типу 3 ($d_2/d_1=3,4$)

Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_2 / d_1	S_1/S_2	m	C_q
301	30	70,0	2,0	4,667	0,428	0,6546	0,1443
302	35	55,5	2,33	3,70	0,631	0,6415	0,1793
303	35	70,0	2,33	4,667	0,500	0,6447	0,1554
304	42,0	36,5	2,80	2,433	1,151	0,6183	0,2130
305	42,0	45,0	2,80	3,00	0,933	0,6215	0,2091
306	42,0	55,5	2,80	3,70	0,757	0,6371	0,1869
307	42,0	62,5	2,80	4,167	0,672	0,6431	0,1749
308	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	0,6346	0,1697
309	42,0	80,0	2,80	5,333	0,525	0,6541	0,1516
310	52,5	55,5	3,50	3,70	0,946	0,6255	0,2081
311*	52,5	62,5	3,50	4,167	0,840	-	-
312	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	0,6338	0,1819

* - проведені лише дослідження аеродинамічного опору

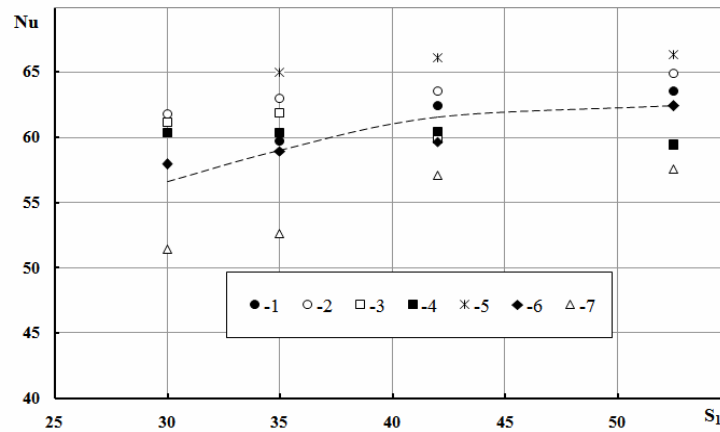
Дослідні значення величин m , C_q в формулі (4.1)

ппакетів труб типу 4 ($d_2/d_1=5,0$)

Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_2 / d_1	S_1/S_2	m	C_q
401	30	80,0	2,0	5,333	0,375	0,6570	0,1250
402	35	80,0	2,33	5,333	0,437	0,6480	0,132
403	42,0	55,5	2,80	3,700	0,757	0,6322	0,1671
404	42,0	70,0	2,80	4,667	0,600	0,6360	0,1603
405	42,0	80,0	2,80	5,333	0,525	0,6467	0,1479
406	52,5	45,0	3,50	3,000	1,167	0,6150	0,1900
407	52,5	55,5	3,50	3,700	0,946	0,6190	0,1800
408	52,5	70,0	3,50	4,667	0,750	0,6250	0,1650
409	52,5	80,0	3,50	5,333	0,656	0,6339	0,1650

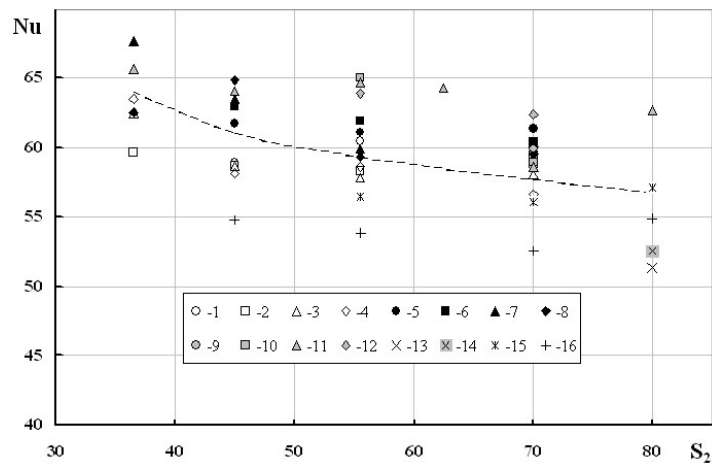
При обробці і аналізі експериментальних даних велика увага приділялась геометричним факторам, які можуть впливати на інтенсивність теплообміну. Виявлено декілька таких факторів: поперечний крок між трубами S_1 , повздовжній крок S_2 , відношення повздовжнього до поперечного розміру труби (відносне подовження профілю) d_2/d_1 .

Для виявлення впливу на теплообмін крокових характеристик пакетів на рис. 4.5 та 4.6 приведені залежності чисел Нуссельта від поперечного та повздовжнього кроків труб при фіксованому значенні відношення d_2/d_1 . Наведені на рисунках дані показують, що збільшення поперечного кроку S_1 при постійних повздовжніх призводить, в межах досліджених значень кроків, до зростання інтенсивності теплообміну на (8-12)% і навпаки збільшення повздовжнього кроку S_2 при незмінному поперечному зменшує інтенсивність в середньому на (10-13)%.



1 – $S_2 = 36,5$ мм, $d_2/d_1 = 2,0$; 2 – $S_2 = 45$ мм, $d_2/d_1 = 2,5$; 3 – $S_2 = 55,5$ мм, $d_2/d_1 = 2,5$; 4 – $S_2 = 70$ мм, $d_2/d_1 = 2,5$; 5 – $S_2 = 55,5$ мм, $d_2/d_1 = 3,4$;
6 – $S_2 = 70$ мм, $d_2/d_1 = 3,4$; 7 – $S_2 = 80$ мм, $d_2/d_1 = 5,0$

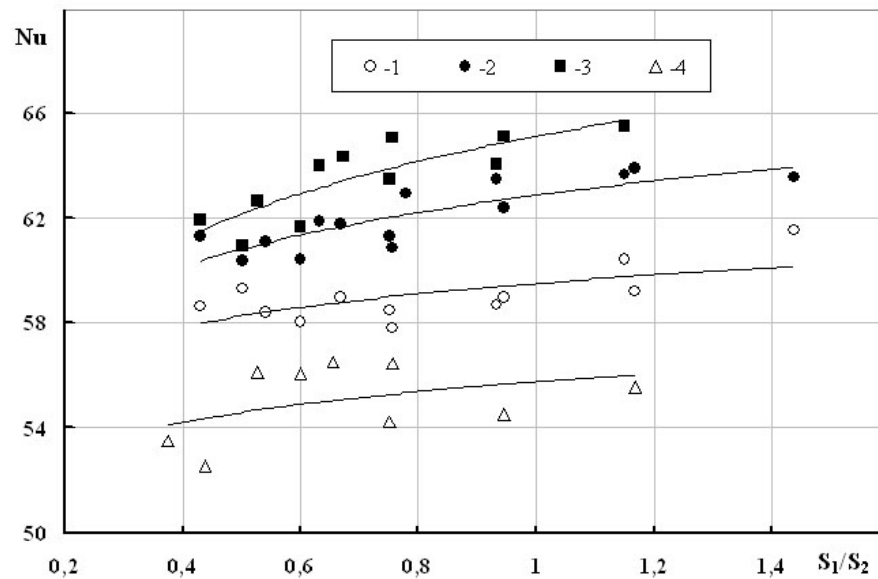
Рис. 4.5. Залежність чисел Нуссельта від поперечного кроку S_1 при постійному повздовжньому кроці S_2 при $Re_{d_1} = 10000$



1 – $S_1 = 30$ мм, $d_2/d_1 = 2,0$; 2 – $S_1 = 35$ мм, $d_2/d_1 = 2,0$; 3 – $S_1 = 42$ мм, $d_2/d_1 = 2,0$; 4 – $S_1 = 52,5$ мм, $d_2/d_1 = 2,0$; 5 – $S_1 = 30$ мм, $d_2/d_1 = 2,5$;
6 – $S_1 = 35$ мм, $d_2/d_1 = 2,5$; 7 – $S_1 = 42$ мм, $d_2/d_1 = 2,5$; 8 – $S_1 = 52,5$ мм, $d_2/d_1 = 2,5$; 9 – $S_1 = 30$ мм, $d_2/d_1 = 3,4$; 10 – $S_1 = 35$ мм, $d_2/d_1 = 3,4$;
11 – $S_1 = 42$ мм, $d_2/d_1 = 3,4$; 12 – $S_1 = 52,5$ мм, $d_2/d_1 = 3,4$; 13 – $S_1 = 30$ мм, $d_2/d_1 = 5,0$; 14 – $S_1 = 35$ мм, $d_2/d_1 = 5,0$; 15 – $S_1 = 42$ мм, $d_2/d_1 = 5,0$;
16 – $S_1 = 52,5$ мм, $d_2/d_1 = 5,0$

Рис. 4.6. Залежність чисел Нуссельта від повздовжнього кроку S_2 при постійному поперечному кроці S_1 при $Re_{d_1} = 10000$

Певний інтерес представляють дані з залежності чисел Нуссельта від параметра S_1/S_2 (рис. 4.7), що найчастіше використовується в якості узагальненого параметра, який характеризує особливості розміщення труб у шахових пакетах. Як свідчать дані рис. 4.7 при зростанні параметра S_1/S_2 від 0,4 до 1,4 інтенсивність тепловіддачі збільшується на (15-25) %. Простежується також розшаровування даних за параметром d_2/d_1 . Таким чином тепловіддача пакетів плоскоовальних труб залежить як від геометрії досліджуваних труб d_2/d_1 , так і від параметрів їх розміщення S_1/S_2 . В межах одного типу труб ($d_2/d_1 = \text{const}$) зростання чисел Нуссельта становить (8-12) %, а із збільшенням відношення d_2/d_1 від 2 до 5,0 інтенсивність теплообміну змінюється на (15-25) %. Узагальнений параметр S_1/S_2 достатньо повно враховує вплив на теплообмін особливості розташування труб в пакеті і може використовуватись при отриманні узагальнених рівнянь подібності конвективного теплообміну пакетів плоскоовальних труб.

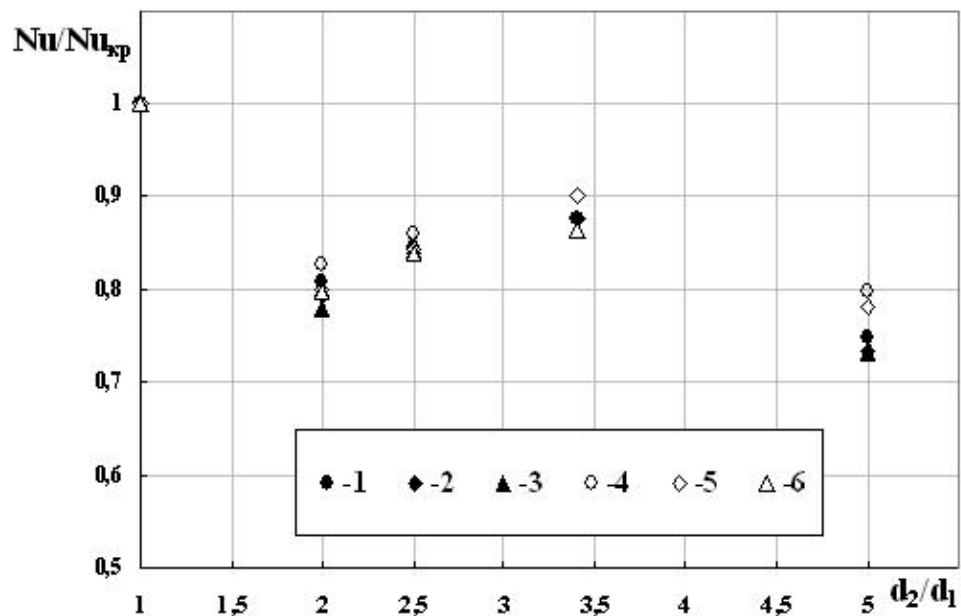


1 - $d_2/d_1 = 2,0$; 2 - $d_2/d_1 = 2,5$; 3 - $d_2/d_1 = 3,4$; 4 - $d_2/d_1 = 5,0$

Рис. 4.7. Залежність $Nu = f(S_1/S_2)$ при $Re_{d_1} = 10000$

На рис. 4.8 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 [42]. Аналіз представлених даних свідчить, що залежності $Nu/Nu_{кр} = f(d_2/d_1)$, S_1 ; $S_2 = \text{const}$ є неоднозначними: 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 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 (розділ 3, рис 3.11).



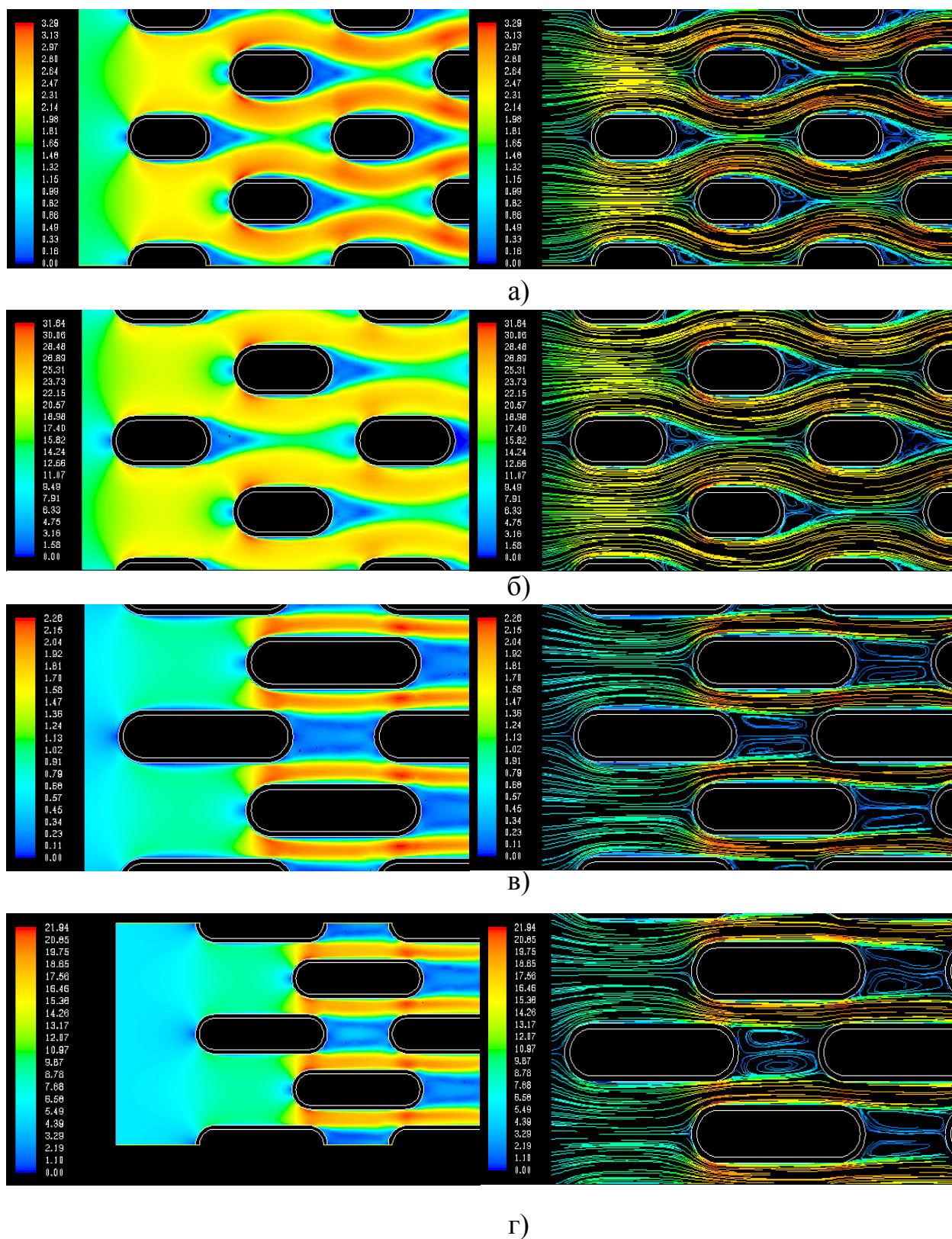
1 – $S_1 = 52.5$ мм, $S_2 = 70$ мм; 2 – $S_1 = 52.5$ мм, $S_2 = 55.5$ мм;

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. 4.8. Залежність $Nu = f(d_2/d_1)$ при $Re_{d_1} = 10000$

Це підтверджується схожістю картин обтікання одиночних циліндрів (рис 3.3, 3.4, 3.7 та 3.9) і труб в глибинних рядах шахових пакетів із них (рис 4.9).



а - $d_2/d_1 = 2,0$ при $Re=3000$; б - $d_2/d_1 = 2,0$ при $Re=30000$;

в - $d_2/d_1 = 3,4$ при $Re=3000$; г - $d_2/d_1 = 3,4$ при $Re=30000$

Рис. 4.9. Поля швидкостей та траєкторії руху частинок при обтіканні шахових пакетів плоскоовальних труб (числове моделювання)

Аналіз картин течії в пакетах плоскоовальних труб, отриманих за допомогою числового моделювання (за методикою, наведеною в 2-му розділі) при варіюванні режимних та геометричних параметрів дозволив визначити також наступне.

Картини течії мало 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 теплообміну.

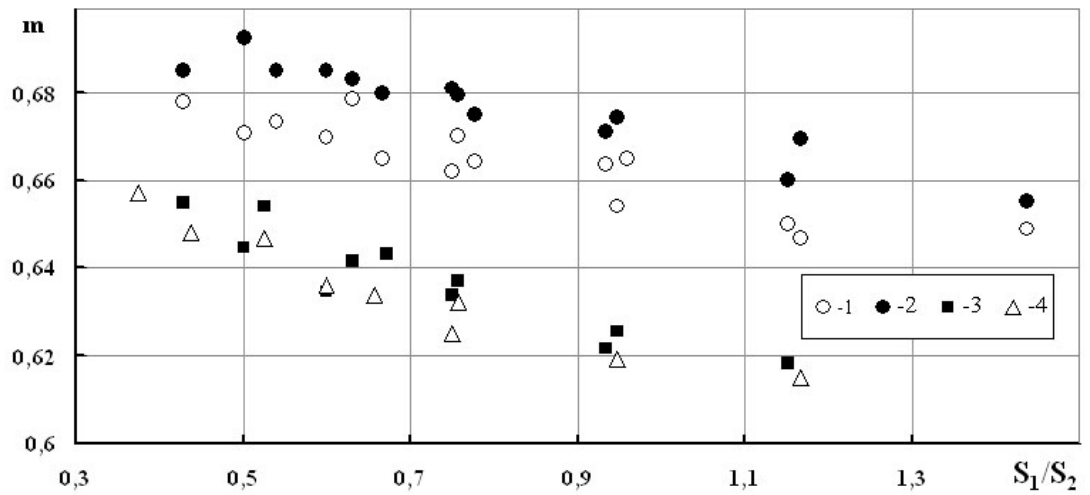
Варіювання геометрії профілю плоскоовальних труб d_1 і d_2 та крокових характеристик пакетів S_1 і S_2 приблизно однаковим чином впливає на картини течії в пакетах плоскоовальних труб. Так збільшення параметру d_2 при $S_2 = \text{const}$, як і зменшення кроку S_2 при $d_2 = \text{const}$, призводить 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 (реальних) значеннях S_2 , як і зменшення параметру d_1 , навпаки, дає умови для розвитку міжтрубної турбулентності і збільшення її впливу на теплообмін поверхні труб.

Таким чином, в якості узагальнених параметрів, які враховують вплив на теплообмін геометричних характеристик плоскоовальних труб та їх розміщення в пакетах, можна використовувати відносне подовження профілю труб d_2/d_1 та відношення кроків S_1/S_2 . При виборі параметру S_1/S_2 враховувалися ті обставини, що цей параметр дозволяє зменшити число змінних в узагальнених співвідношеннях та надати залежностям більшої простоти при використанні.

4.2 Узагальнення експериментальних даних з теплообміну пакетів труб плоскоовального профілю

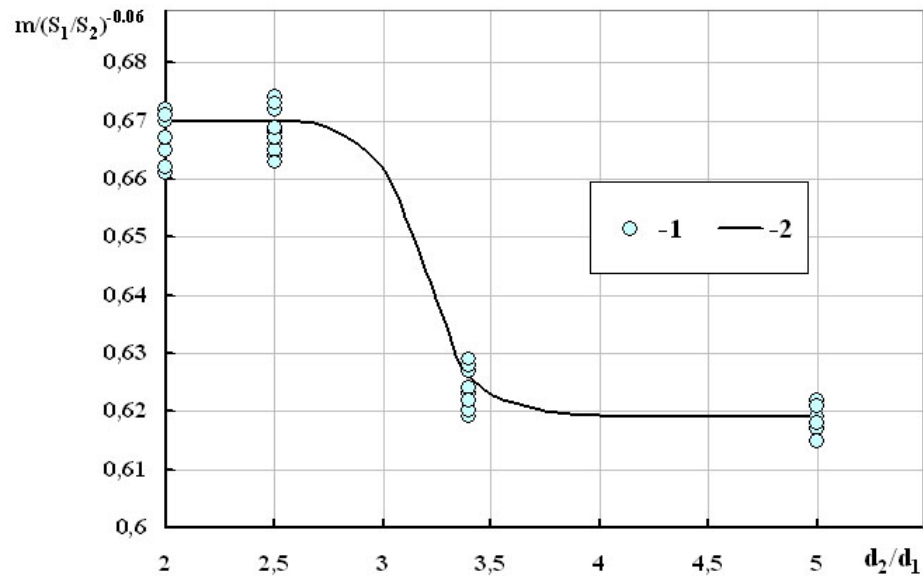
Як видно з табл. 4.1-4.4, в охоплених вимірами діапазонах геометричних і режимних характеристик показник степені m у формулі (4.1) змінюється в межах $m = 0,615 - 0,695$.

Аналіз експериментальних даних показав зміну показника степені m при числі Рейнольдса у рівнянні 4.1 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. 4.10, 4.11). Варіювання геометричних характеристик пакетів у широких межах їх змінення дозволило визначити, що залежність $m = f(S_1/S_2, d_2/d_1)$ при $d_2/d_1 = \text{const}$ для шахових пакетів плоскоовальних труб може бути описана ступеневою функцією (рис. 4.10), а залежність показника степені m від відносного подовження профілю d_2/d_1 при $S_1/S_2 = \text{const}$ являє собою гіперболічний тангенс (рис. 4.11). Збільшення значень параметрів розміщення S_1/S_2 та відносного подовження профілю d_2/d_1 супроводжується зменшенням значень показника степені 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 повздовжніх та збільшення поперечних відстаней між ними. У підсумку при $d_2/d_1 \rightarrow \infty$ і $S_1/S_2 \rightarrow \infty$ пакет труб вироджується у системи не взаємодіючих між собою повздовжніх суцільних пластин. При цьому роль турбулентності, що генерується при відривах потоку в передній та задній частинах плоскоовальних циліндрів (рис. 4.9) поступово нівелюється внаслідок поступового виродження цих явищ. Це призводить до зменшення показника степені m , який є параметром, що жорстко корелює зі ступенем збудженості потоку [70].



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. 4.10. Залежність показника степені від параметра розміщення



1 – дослідні дані; 2 – розрахункова крива

Рис. 4.11. Залежність показника степені m від d_2/d_1

З огляду на сказане криві $m = f(S_1/S_2, d_2/d_1)$ можна описати наступною функцією:

$$m = \{a_1 \operatorname{th}[k_1 \cdot (b_1 - d_2/d_1)] + m_0\} \cdot (S_1/S_2)^{C_1}, \quad (4.2)$$

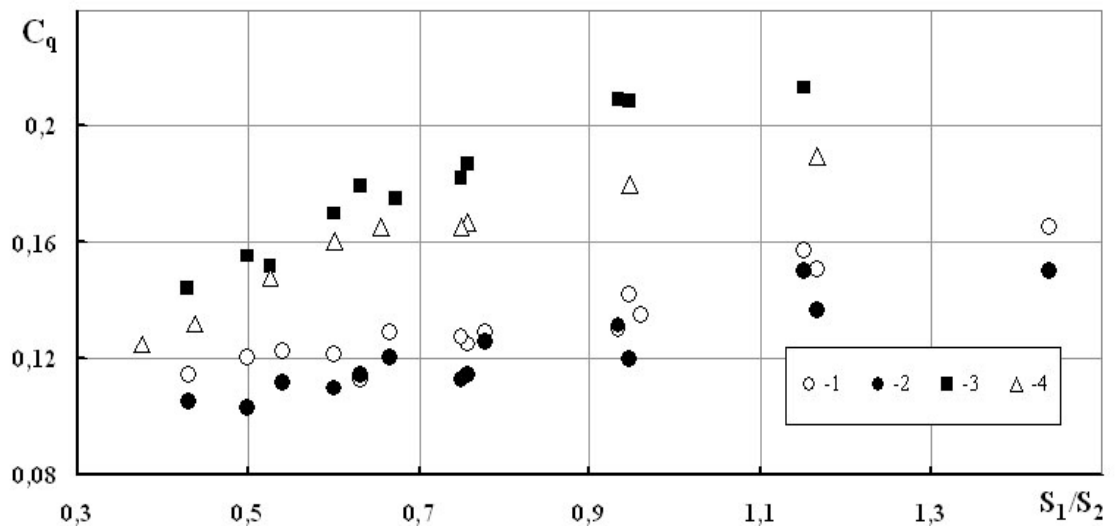
де $a_1 = 0,026$, $k_1 = 4$, а $b_1 = 3,2$ та $m_0 = 0,645$ – координати точки

перегину кривої, наведеної на рис. 4.11 для пакетів труб всіх типів. Значення показника степені C_1 при параметрі розміщення S_1/S_2 дорівнює (-0,06)

З урахуванням значень всіх коефіцієнтів залежність для розрахунку значень показника степені m набуває вигляду:

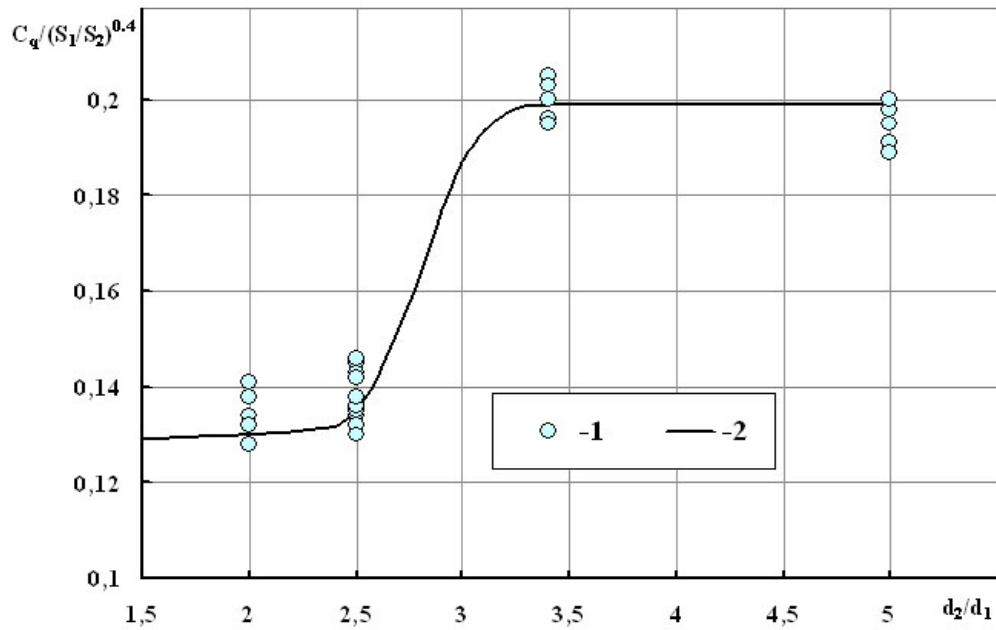
$$m = \{0,026 \cdot th[4 \cdot (3,2 - d_2 / d_1)] + 0,645\} \cdot (S_1 / S_2)^{-0,06} . \quad (4.3)$$

Аналогічний аналіз дослідних значень коефіцієнта C_q в залежності (4.1) від S_1/S_2 та d_2/d_1 , які представлені на рис. 4.12, 4.13 показав, що експериментальні значення C_q апроксимуються якісно схожою з (4.2) функцією, але з протилежним знаком (4.4).



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. 4.12. Залежність коефіцієнта C_q від параметра розміщення



1 – дослідні дані; 2 – розрахункова крива

Рис. 4.13. Залежність коефіцієнта C_q від d_2/d_1

$$C_q = \left\{ -a_2 \operatorname{th} \left[k_2 \cdot (b_2 - d_2 / d_1) \right] + C_0 \right\} \cdot (S_1 / S_2)^{C_2}, \quad (4.4)$$

де $a_2 = 0,036$, $k_2 = k_1 = 4$, а $b_2 = b_1 = 3,2$ та $C_0 = 0,164$ - координати точки перегину кривої для пакетів труб всіх типів. Значення показника степені C_2 при параметрі розміщення S_1/S_2 дорівнює (0,04)

В результаті співвідношення (4.4) для розрахунку коефіцієнта C_q приводиться до виду:

$$C_q = \left\{ -0,036 \operatorname{th} \left[4 \cdot (3,2 - d_2 / d_1) \right] + 0,164 \right\} \cdot (S_1 / S_2)^{0,4}. \quad (4.5)$$

Таким чином, для розрахунку конвективного теплообміну глибинних рядів шахових пакетів плоскоовальних труб при значеннях відносної довжини профіля d_2/d_1 (2,0 – 5,0) і параметра розміщення S_1/S_2 (0,375 – 1,44) в області чисел Рейнольдса Re_{d_1} ($2 \cdot 10^3$ – $3 \cdot 10^4$) пропонуються залежності (4.1), (4.3) і (4.5).

Оцінка точності узагальнюючих формул (4.1), (4.3) і (4.5) здійснювалася зіставленням дослідних Nu_δ і розрахункових Nu_p значень чисел Нуссельта при граничних числах Рейнольдса $Re_{d_1} = 2000$ і $Re_{d_1} = 30000$ за формулою:

$$\Delta\% = \frac{Nu_\delta - Nu_p}{Nu_p} \cdot 100\% . \quad (4.6)$$

Результати цієї оцінки, виконаної на основі масиву експериментальних даних для 49 досліджуваних пакетів показали, що розбіжність Δ між дослідними і розрахунковими значеннями чисел Нуссельта для узагальнюючих формул (4.3 та 4.5) не перевищує $\pm 10\%$, в цій області знаходиться 96 % точок (рис 4.14).

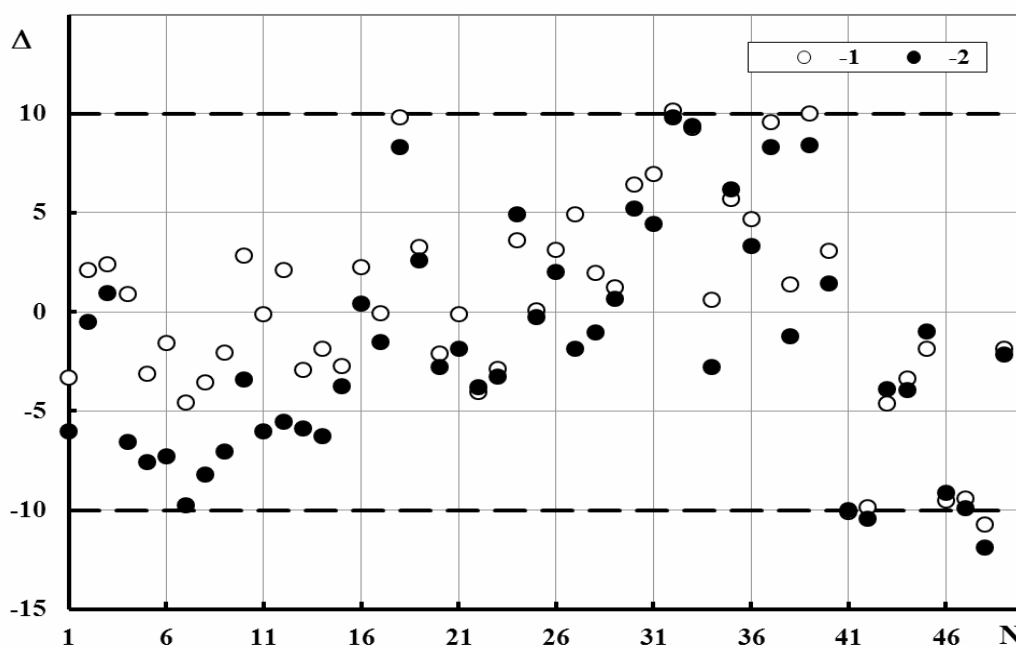


Рис. 4.14. Оцінка точності узагальнюючих формул (4.3 та 4.5)

1 – $Re_{d_1} = 2000$; 2 – $Re_{d_1} = 30000$.

Для розширення області застосування розрахункових співвідношень на

інші види газових теплоносіїв необхідно за аналогією з роботами [46, 71] ввести у формулу подібності (4.1) число Прандля у степені 0,33, після чого вона прийме вид:

$$Nu = 1,13 \cdot C_q \cdot Re_d^m \cdot Pr^{0,33}. \quad (4.7)$$

4.3 Вплив на теплообмін пакетів числа поперечних рядів труб

Малорядні пакети труб застосовують в калориферах для лісосушильних камер, попереднього підігріву повітря в котлах, в системах вентиляції, кондиціонування і повітряного опалювання громадських будівель і промислових підприємств. Число поперечних рядів труб z_2 за напрямом руху повітря в таких пристроях зазвичай складає $z_2 = (2-5)$.

Недостатня кількість рекомендацій за визначенням впливу кількості поперечних рядів труб z_2 на теплообмін пакетів сприяє ухваленню суперечливих конструкторських рішень при проектуванні теплообмінних пристроїв.

У зв'язку з цим актуальними є питання створення надійних узагальнених залежностей для розрахунку поправочного коефіцієнта, що враховує вплив кількості поперечних рядів труб z_2 на теплообмін пакетів з плоскоовальних труб. Неврахування впливу цього фактора призводить до не виправданого зниження або завищення площі теплообмінної поверхні.

Вплив числа поперечних рядів труб на теплообмін пакетів зазвичай враховується поправками C_z в узагальненому рівнянні (4.1):

$$Nu = C_z C_q Re_{d_1}^m. \quad (4.8)$$

Експериментальні дослідження теплообміну у входних рядах пакетів проведені шляхом послідовного видалення поперечних рядів багаторядного

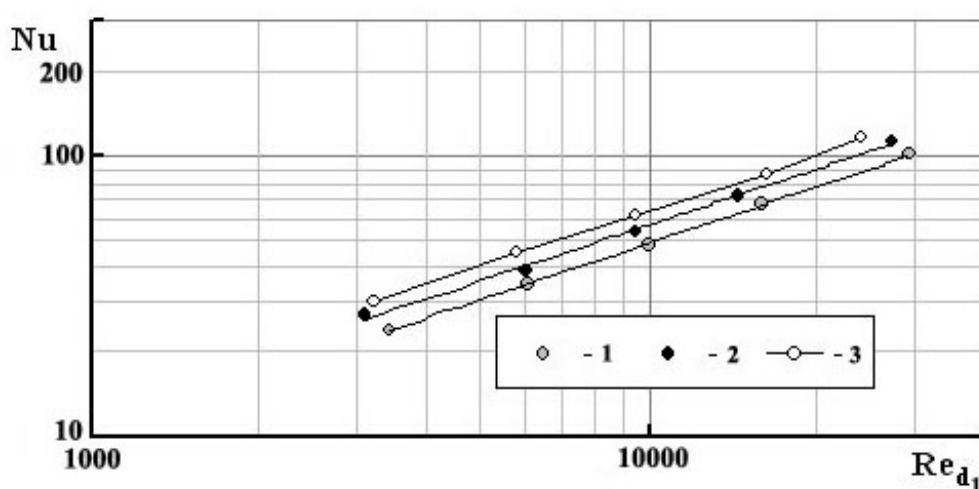
пакета ($z_2 = 7$). Таким чином визначалися значення чисел Нуссельта для 1-го, 2-х, 3-х, 4-х, 5-и, рядних компоновань пакета. У таблиці 4.5 наведені геометричні характеристики плоскоовальних труб і пакетів для яких виконані дослідження впливу на теплообмін числа поперечних рядів труб. Значення поправки C_z обчислювалися за середніми коефіцієнтами тепловіддачі десятирядних пакетів.

Таблиця 4.5

Геометричні характеристики шахових пакетів труб

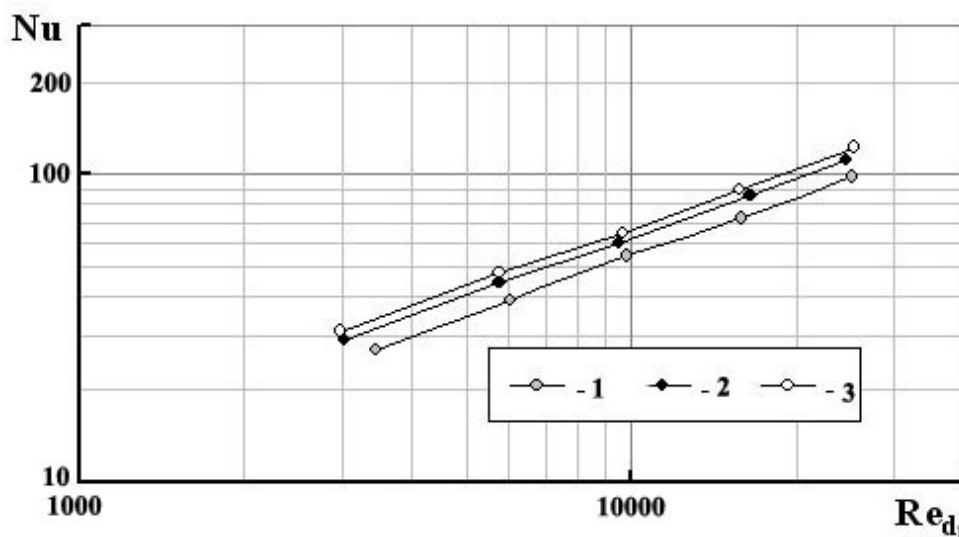
Номер розміщ.	d_1 мм	d_2 мм	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1/d_1	S_2/d_1	S_1/S_2
308	15	51	42,0	70	2,80	4,67	0,60
312	15	51	52,5	70	3,5	4,67	0,75

Оброблення експериментальних даних для шахових компоновань показало збільшення інтенсивності теплообміну при переході від першого до другого - третього рядів пакета, що можна пояснити зростанням ступеня турбулентності потоку по мірі просування його вглиб пакета (рис.4.15, 4.16).



1- перший ряд, 2- другий, 3- п'ятий

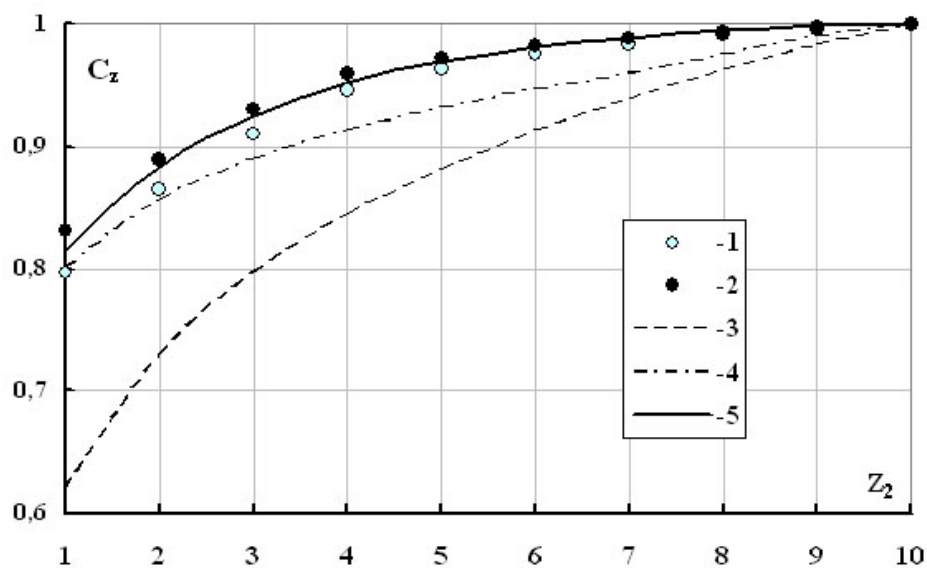
Рис. 4.15. Теплообмін вхідних рядів шахового пакета №308



1- перший ряд, 2- третій, 3- п'ятий

Рис. 4.16. Теплообмін вхідних рядів шахового пакета №312

На рис. 4.17 нанесена усереднена за експериментальними даними (точки 1, 2) крива поправки C_z від числа рядів z_2 (крива 5) для шахових пакетів плоскоовальних труб.



1 - шаховий пакет плоскоовальних труб №308; 2 - шаховий пакет плоскоовальних труб №312; 3 - шахові пакети круглих труб при $S_1/d < 3$ [42]; 4 - шахові пучки круглих труб при $S_1/d \geq 3$ [42]; 5 – розрахунок за (4.9)

Рис. 4.17. Залежність поправки C_z від числа поперечних рядів труб z_2

Математичний опис дослідного масиву даних (крива 5, рис. 4.17) з точністю $\pm 4\%$ дає наступну залежність для розрахунку поправки на малорядність шахових пакетів у формулі (4.8)

$$C_z = [1,21 - 0,16 \cdot \ln(z_2) + 0,016 \cdot z_2]^{-1}. \quad (4.9)$$

На рис. 4.17 для порівняння отриманих результатів нанесені і криві $C_z = f(z_2)$ для шахових (крива 3 з $S_1/d < 3$, крива 4 з $S_1/d \geq 3$) пакетів круглих труб [42]. Значення C_z у цих випадках при збільшенні z_2 зростають, як і для пакетів плоскоовальних труб, проте вхідні ряди круглих труб мають сильніший вплив на інтенсивність теплообміну, а значення C_z для шахових пакетів круглих труб змінюється від 0,62 до 1 при зміні z_2 від 1 до 10 для $S_1/d < 3$ і від 0,8 до 1 для $S_1/d \geq 3$. Таку досить велику розбіжність кривих 3 і 4 можна пояснити тим, що для шахових пакетів з $S_1/d \geq 3$ стабілізація течії і теплообміну відбувається значно швидше, ніж для пакетів для яких $S_1/d < 3$.

Розрахункові залежності для коефіцієнта C_z шахових пакетів з круглих труб мають вигляд [42]:

при $z_2 < 10$ та $S_1/d < 3$

$$C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5, \quad (4.10)$$

$z_2 < 10$ та $S_1/d \geq 3$

$$C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2 \quad (4.11)$$

Для всіх розглянутих компонувань пакетів з різних видів труб при $z_2 \geq 10$ поправка $C_z = 1$.

4.4 Висновки

За результатами досліджень конвективного теплообміну пакетів плоскоовальних труб при $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3$, $d_2/d_1 = 2 \dots 5,0$, $S_1 / d_1 = 2 \dots 3,5$ та $S_2 / d_1 = 2,4 \dots 5,3$, можна зробити наступні висновки:

1. Інтенсивність тепловіддачі залежить від геометрії труб і при варіюванні подовження профілю в межах d_2/d_1 від 2 до 5 змінюється на (15...25) %, а при варіюванні крокових характеристик при ($d_2/d_1 = \text{const}$) на (8-12) %.

2. Варіювання геометрії профілю плоскоовальних труб d_1 і d_2 та крокових характеристик пакетів S_1 і S_2 приблизно однаковим чином впливає на картини течії в пакетах плоскоовальних труб. Так збільшення параметру d_2 при $S_2 = \text{const}$, як і зменшення кроку S_2 при $d_2 = \text{const}$, 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 зникають, пакет вироджується у систему паралельних каналів. Збільшення поперечного кроку між трубами S_1 при кінцевих (реальних) значеннях S_2 , як і зменшення параметру d_1 , навпаки, дає умови для розвитку міжтрубної турбулентності і збільшення її впливу на теплообмін поверхні труб.

3. Показник степені m і C_q в формулі (4.1) залежать від геометричних характеристик труб та пакетів.

4. Отримано узагальнюючі залежності (4.1), (4.3), (4.5) для розрахунку теплообміну шахових пакетів, які враховують вплив на теплообмін, як геометричних параметрів труб, так і крокових характеристик пакетів.

5. Вхідні ряди істотно впливають на інтенсивність теплообміну пакетів. Вплив виявляється тим більше, чим менше число поперечних рядів труб в шаховому пакеті.

6. Величина поправки C_z , що враховує вплив на теплообмін числа поперечних рядів плоскоовальних труб визначається за формулою (4.9).

РОЗДІЛ 5

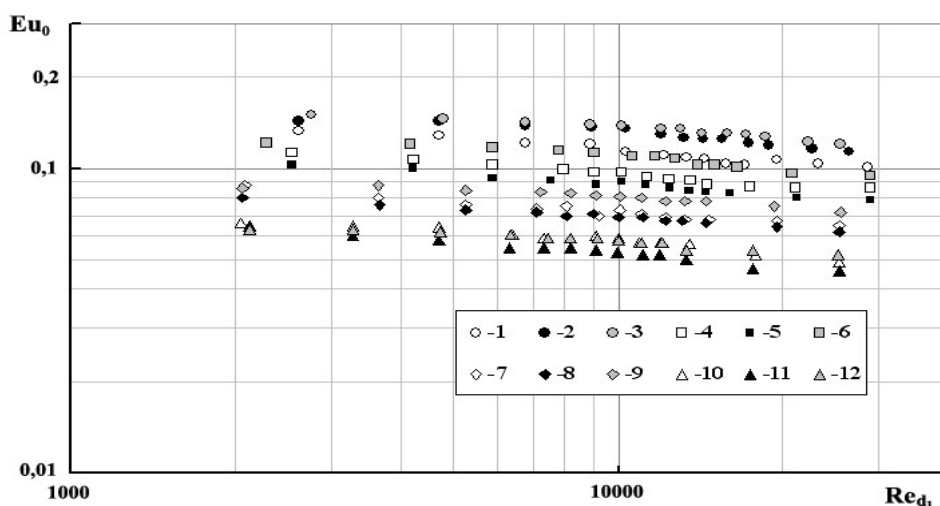
АЕРОДИНАМІЧНИЙ ОПІР ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

5.1 Експериментальні дані та їх аналіз

Аеродинамічний опір шахових пакетів із труб плоскоовального профілю (тип 1 – 4, табл.2.2) досліджувався в діапазоні чисел Рейнольдса $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3$. Отримані дослідні дані, що подані на рис. 5.1 - 5.4, свідчать про доцільність узагальнення отриманих результатів ступеневими залежностями виду:

$$Eu_0 = C_s \cdot Re_{d_1}^{-n}. \quad (5.1)$$

Загалом експериментами охоплено 50 пакетів труб, крокові характеристики яких та значення показника степені n та коефіцієнта C_s в формулі (5.1) наведені в таблицях 5.1-5.4.

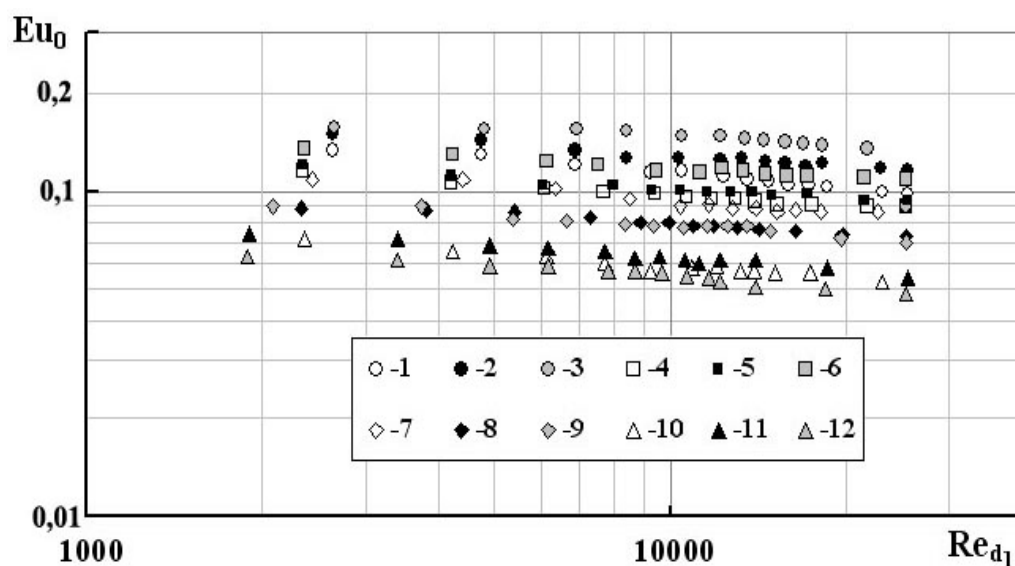


1 – пакет № 101; 2- № 102; 3- № 103; 4- № 104; 5 – № 105; 6 – 107;

7 – № 108; 8 – № 109; 9 – № 111; 10 – № 112; 11 – № 113; 12 – № 115

Рис. 5.1. Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів труб

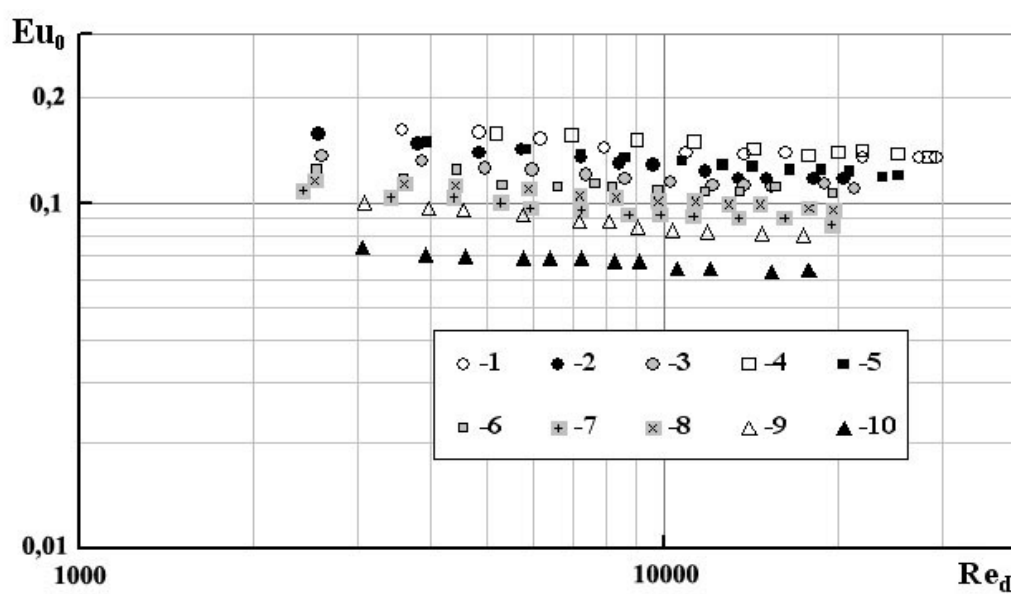
типу 1



1 – пакет № 201; 2- № 202; 3- № 203; 4- № 204; 5 – № 205; 6 – 206;

7 – № 207; 8 – № 208; 9 – № 210; 10 – № 211; 11 – № 212; 12 – № 214

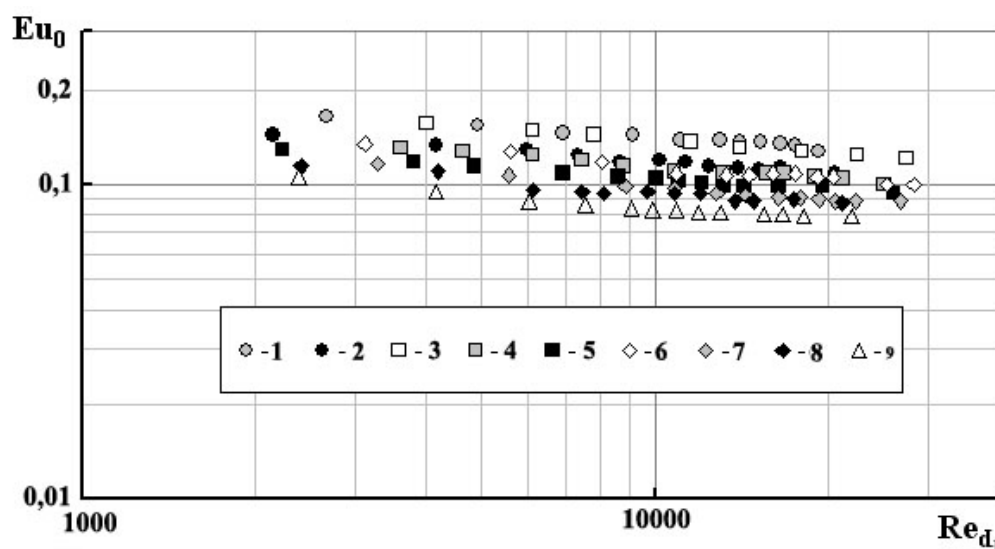
Рис. 5.2. Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів труб типу 2



1 – пакет № 301; 2- № 302; 3- № 303; 4- № 304; 5 – № 305;

6 – 306; 7 – № 308; 8 – № 309; 9 – № 310; 10 - № 312

Рис. 5.3. Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів труб типу 3



1 – пакет № 401; 2- № 402; 3- № 403; 4- № 404;

5 – № 405; 6 – 406; 7 – № 407; 8 – № 408; 9 - № 409

Рис. 5.4. Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів труб типу 4

Таблиця 5.1

Дослідні значення величин n , C_s в формулі (5.1)

пакетів труб типу 1 ($d_2/d_1=2,0$)

Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_1/S_2	H/F	n	C_s
101	30	45,0	2,0	0,667	5,14	0,1272	0,3686
102	30	55,5	2,0	0,541	5,14	0,1106	0,3602
103	30	70,0	2,0	0,428	5,14	0,10	0,3416
104	35	36,5	2,33	0,959	3,86	0,1276	0,310
105	35	45,0	2,33	0,777	3,86	0,1117	0,2616
106	35	55,5	2,33	0,631	3,86	0,1106	0,3602
107	35	70,0	2,33	0,500	3,86	0,110	0,2978
108	42,0	36,5	2,80	1,151	2,86	0,1118	0,212
109	42,0	45,0	2,80	0,933	2,86	0,1003	0,1733
110	42,0	55,5	2,80	0,757	2,86	0,1008	0,1862
111	42,0	70,0	2,80	0,60	2,86	0,0767	0,1622
112	52,5	36,5	3,50	1,438	2,06	0,1251	0,180
113	52,5	45,0	3,50	1,167	2,06	0,1320	0,1767
114	52,5	55,5	3,50	0,946	2,06	0,1170	0,1586
115	52,5	70,0	3,50	0,750	2,06	0,0810	0,1106

Таблиця 5.2

Дослідні значення величин n , C_s в формулі (5.1)
пакетів труб типу 2 ($d_2/d_1=2,5$)

Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_1/S_2	H/F	n	C_s
201	30	45,0	2,0	0,667	6,14	0,1442	0,4279
202	30	55,5	2,0	0,540	6,14	0,1153	0,3706
203	30	70,0	2,0	0,428	6,14	0,0939	0,3378
204	35	45,0	2,33	0,777	4,61	0,1088	0,2640
205	35	55,5	2,33	0,631	4,61	0,1048	0,2668
206	35	70,0	2,33	0,500	4,61	0,0958	0,2842
207	42,0	36,5	2,80	1,151	3,41	0,1028	0,2383
208	42,0	45,0	2,80	0,933	3,41	0,090	0,1805
209	42,0	55,5	2,80	0,757	3,41	0,0826	0,1642
210	42,0	70,0	2,80	0,600	3,41	0,0738	0,1732
211	52,5	36,5	3,50	1,438	2,46	0,1208	0,1791
212	52,5	45,0	3,50	1,167	2,46	0,1196	0,1867
213	52,5	55,5	3,50	0,946	2,46	0,1006	0,1402
214	52,5	70,0	3,50	0,750	2,46	0,1092	0,1491

Таблиця 5.3

Дослідні значення величин n , C_s в формулі (5.1)
пакетів труб типу 3 ($d_2/d_1=3,4$)

Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1 / d_1	S_1/S_2	H/F	n	C_s
301	30	70,0	2,0	0,428	7,94	0,1174	0,4295
302	35	55,5	2,33	0,631	5,96	0,1522	0,5176
303	35	70,0	2,33	0,500	5,96	0,1245	0,3670
304	42,0	36,5	2,80	1,151	4,41	0,1076	0,4052
305	42,0	45,0	2,80	0,933	4,41	0,1377	0,4570
306	42,0	55,5	2,80	0,757	4,41	0,1245	0,4093
307	42,0	62,5	2,80	0,672	4,41	0,10	0,2471
308	42,0	70,0	2,80	0,600	4,41	0,1080	0,2505
309	42,0	80,0	2,80	0,525	4,41	0,0982	0,2529
310	52,5	55,5	3,50	0,946	3,18	0,1195	0,2547
311	52,5	62,5	3,50	0,840	3,18	0,0825	0,1546
312	52,5	70,0	3,50	0,750	3,18	0,0835	0,1432

Дослідні значення величин n , C_s в формулі (5.1)

пакетів труб типу 4 ($d_2/d_1=5,0$)

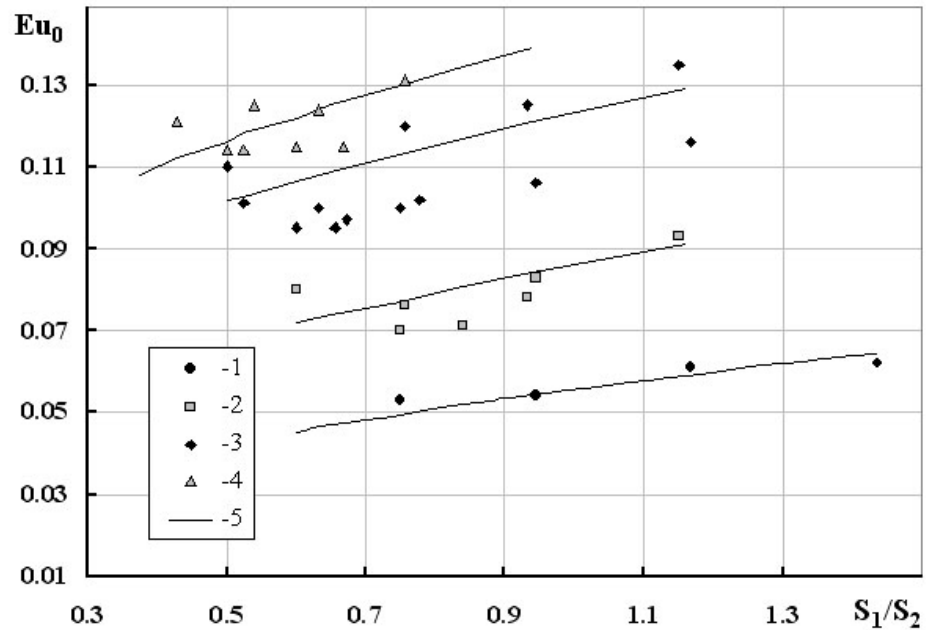
Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1/d_1	S_1/S_2	H/F	n	C_s
401	30	80,0	2,0	0,375	11,14	0,1225	0,4374
402	35	80,0	2,33	0,437	8,36	0,1308	0,3963
403	42,0	55,5	2,80	0,757	6,19	0,1357	0,4854
404	42,0	70,0	2,80	0,600	6,19	0,1362	0,4010
405	42,0	80,0	2,80	0,525	6,19	0,1296	0,3448
406	52,5	45,0	3,50	1,167	4,46	0,1379	0,4078
407	52,5	55,5	3,50	0,946	4,46	0,1357	0,3440
408	52,5	70,0	3,50	0,750	4,46	0,1301	0,3120
409	52,5	80,0	3,50	0,656	4,46	0,1341	0,2902

При обробці і аналізі експериментальних даних велика увага приділялась факторам, які можуть впливати на аеродинамічний опір пакетів. Виявлено декілька таких факторів: поперечний крок між трубами S_1 , поздовжній крок S_2 , приведена довжина поверхні H/F (відношення поверхні одного поперечного ряду пакета до поперечного прохідного перерізу щодо проходу повітря між трубами) та відношення поздовжнього до поперечного розміру труби (відносне подовження профілю) d_2/d_1 .

З аналізу отриманих даних залежностей чисел Ейлера від Рейнольдса явно видно, що прослідкувати залежність аеродинамічного опору краще всього від відношення поперечного до поздовжнього кроків між трубами S_1/S_2 . Параметр S_1/S_2 , як ідентифікатор розміщення труб у пакеті, має переваги в порівнянні з відносними кроками S_1/d_1 , S_2/d_2 , так як скорочує число змінних в узагальнюючих формулах, підвищує їх точність і універсальність. В якості другого параметру, що впливає на опір, виявився параметр H/F , який враховує геометричні характеристики пакетів труб та захарщення каналу і в неявному вигляді включає відносне подовження профілю d_2/d_1 .

Зростання чисел Рейнольдса призводить до зменшення чисел Ейлера за

ступеневим законом (співвідношення 5.1) для всіх досліджених пакетів труб за ступеневою залежністю (5.1) (рис. 5.1-5.4). Для виявлення впливу на аеродинамічний опір геометричних факторів на рис. 5.5 та 5.6 приведені залежності чисел Ейлера від факторів S_1/S_2 та H/F .



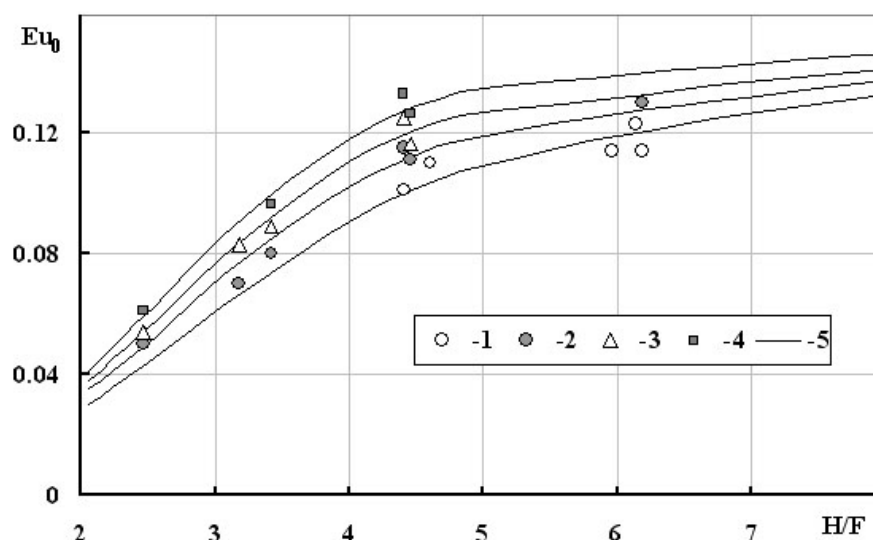
1 - $H/F = 2,46$; 2 - $H/F = 3,3$; 3 - $H/F = 4,5$; 4 - $H/F = 6,0$;

5 – апроксимуюча крива

Рис. 5.5. Залежність чисел Ейлера від параметра S_1/S_2 при

$$Re_{d_1} = 12000$$

Наведені на рис. 5.5 залежності $Eu_0 = f(S_1/S_2)$ свідчать, що збільшення S_1/S_2 призводить до зростання аеродинамічного опору на (25-35)% в усьому діапазоні значень S_1/S_2 від 0,4 до 1,4. Простежується розшаровування (групування) даних за приведеною довжиною поверхонь H/F . Зростання цього параметру (зменшення поперечного кроку і збільшення відносного подовження профілю d_2/d_1) характеризується збільшенням аеродинамічного опору.



1 – $S_1/S_2 = (0,5-0,54)$; 2 – $S_1/S_2 = 0,75$; 3 – $S_1/S_2 = (0,93-0,95)$;
 4 – $S_1/S_2 = (1,15-1,17)$; 5 – апроксимуючі криві;

Рис. 5.6. Залежність чисел Ейлера від приведеної довжини H/F при $Re_{d_1} = 12000$

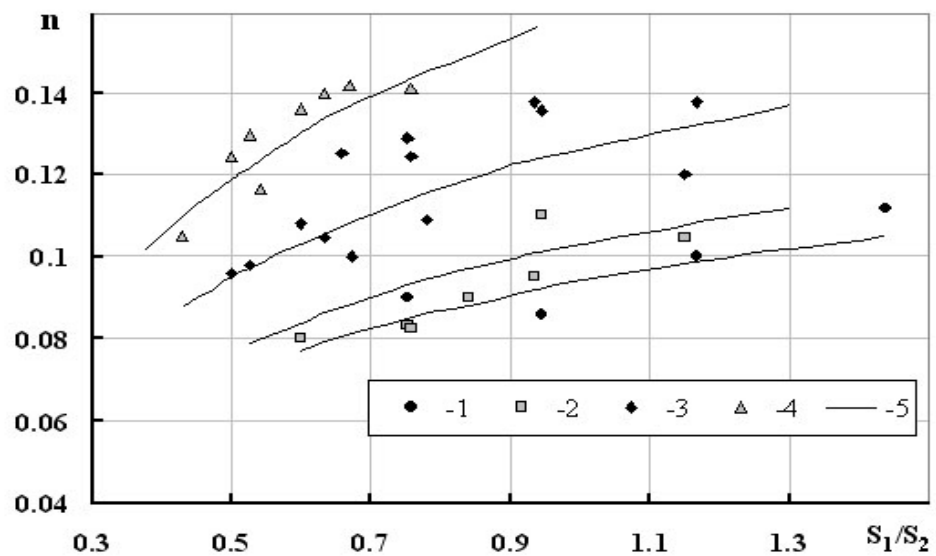
Дані, які представлені на рис. 5.6, свідчать, що залежність чисел Ейлера від H/F являється граничною функцією, в основі якої лежить гіперболічний тангенс. Зростання параметра H/F від 2,5 до 5 супроводжується різким зростанням аеродинамічного опору в (2,5-3) рази, далі зростання $H/F > 5$ більш повільно призводить до зростання опору на (20-25)%.

Таким чином, в якості основних геометричних факторів, які враховують вплив на аеродинамічний опір геометричних параметрів пакетів плоскоовальних труб слід використовувати відношення кроків S_1/S_2 , як параметр розміщення труб в пакеті, та приведену довжину поверхні H/F . При виборі параметру S_1/S_2 враховувалися ті обставини, що його використання дозволяє зменшити число змінних в узагальнених співвідношеннях та надати залежностям більшої простоти при використанні.

5.2 Узагальнення експериментальних даних з аеродинамічного опору пакетів труб плоскоовального профілю

Аналіз експериментальних даних показав зміну показника степені n та C_s в рівнянні 5.1 як у межах з постійними значеннями приведеної довжини H/F при $S_1/S_2 = \text{var}$, так і для пакетів з однаковими параметрами розміщення S_1/S_2 при $H/F = \text{var}$ (рис. 5.7, 5.8). Як видно з табл. 5.1-5.4, в охоплених вимірами діапазонах геометричних і режимних характеристик показник степені n у формулі (5.1) змінюється в межах n (0,07 – 0,145).

Становиться очевидним, що геометрія труб і параметри їх розміщення надають істотного впливу на величини n та C_s . Це свідчить про необхідність урахування в узагальнюючій залежності для n і C_s параметра розміщення труб S_1/S_2 та приведеної довжини поверхні H/F .

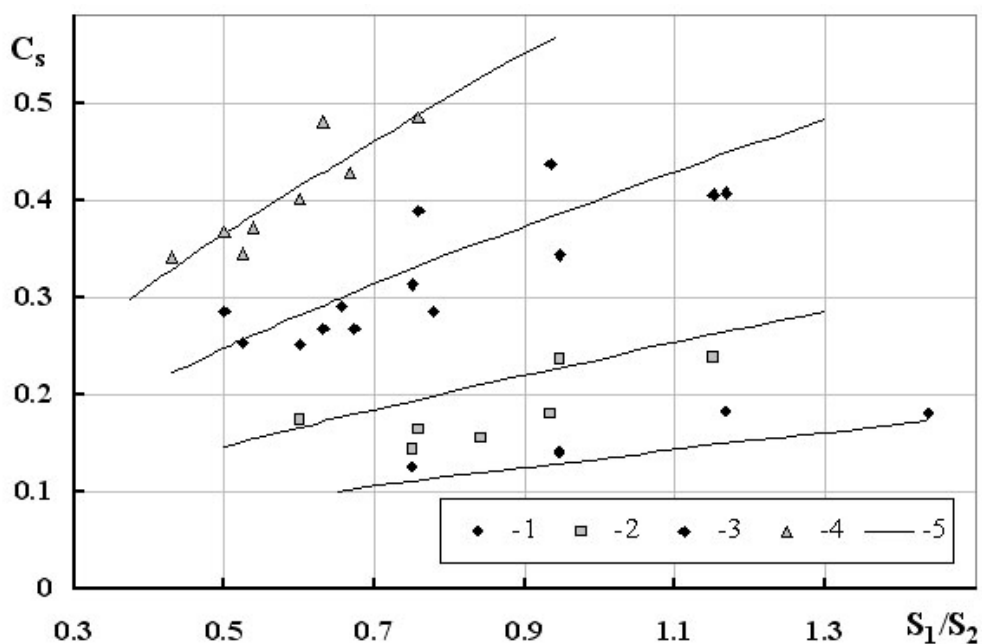


1 - $H/F = 2,5$; 2 - $H/F = 3,3$; 3 - $H/F = 4,5$; 4 - $H/F = 6,0$;

5 – апроксимуючі криві

Рис. 5.7. Залежність показника степені n від параметра розміщення

$$S_1/S_2$$



1 - $H/F = 2,5$; 2 - $H/F = 3,3$; 3 - $H/F = 4,5$; 4 - $H/F = 6,0$

Рис. 5.8. Залежність коефіцієнта C_s від параметра розміщення S_1/S_2

Варіювання геометричних характеристик пакетів у широкому діапазоні їх змінення дозволило визначити, що залежність $n = f(S_1/S_2, H/F)$ при $H/F = \text{const}$ для шахових пакетів плоскоовальних труб може бути описана ступеневою функцією, а залежність показника степені n від приведеної довжини H/F при $S_1/S_2 = \text{const}$ являє собою гіперболічний тангенс. Збільшення значення параметрів розміщення S_1/S_2 та H/F за інших рівних умов супроводжується зростанням значень показника степені n .

Розрахункові залежності n і C_s від відібраних параметрів можна представити у вигляді двох множників, які є функціями S_1/S_2 , H/F і можуть бути представлені наступними загальними виразами:

$$n = F_1(S_1 / S_2) \cdot F_2(H / F), \quad (5.2)$$

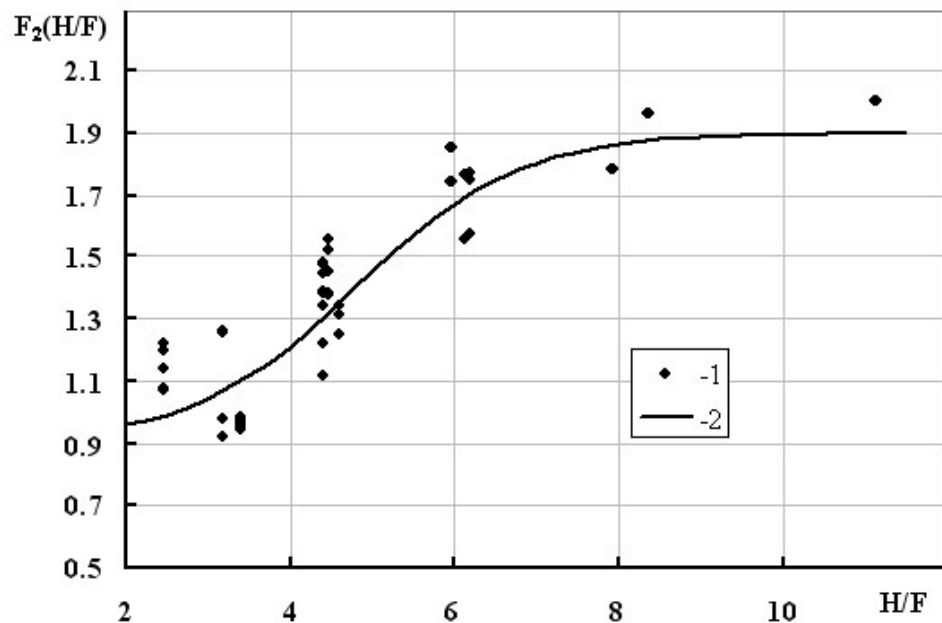
$$C_s = F_3(S_1 / S_2) \cdot F_4(H / F). \quad (5.3)$$

Математичне описання графічних залежностей рис. 5.7, 5.8 дають наступні розрахункові співвідношення для визначення $F_1(S_1/S_2)$ та $F_3(S_1/S_2)$:

$$F_1(S_1 / S_2) = \left(\frac{S_1}{S_2} \right) \cdot (7 \cdot S_1 / S_2 + 3,5)^{-1}, \quad (5.4)$$

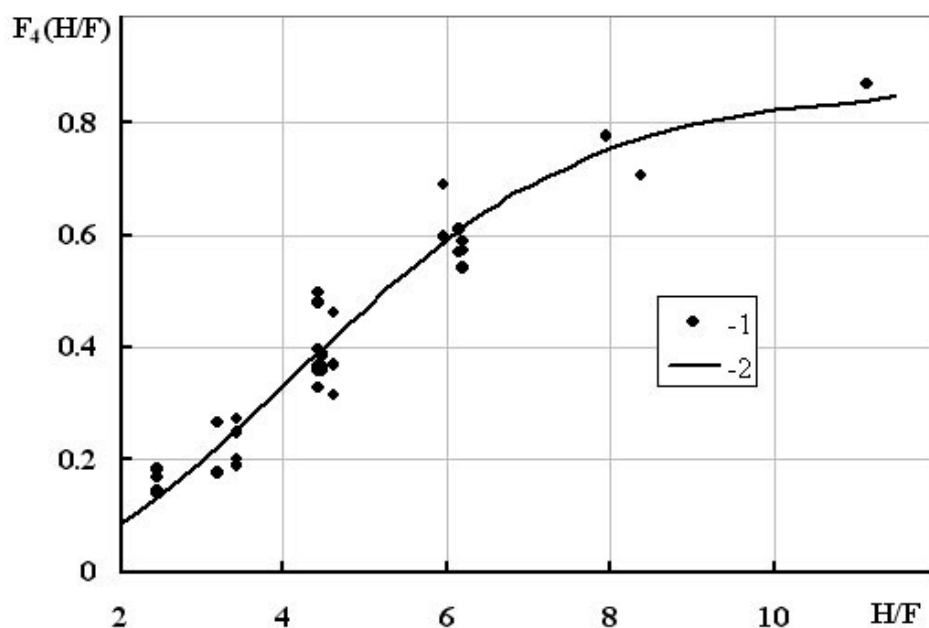
$$F_3(S_1 / S_2) = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,7}. \quad (5.5)$$

Для визначення функцій $F_2(H/F)$ та $F_4(H/F)$ та їх вигляду на рис. 5.9, 5.10 представлені залежності дослідних даних $n_{\text{досл}} / F_1(S_1/S_2)$ і $C_S \text{ досл} / F_3(S_1/S_2)$ від приведеної довжини H/F . Отримані дані доволі добре апроксимуються функціями гіперболічного тангенсу.



1 – дослідні значення; 2 – розрахункова крива

Рис. 5.9. Залежність $F_2(H/F)$ від H/F



1 – дослідні значення; 2 – розрахункова крива

Рис. 5.10. Залежність $F_3(H/F)$ від H/F

Оброблення даних рис. 5.9, 5.10 дають наступні співвідношення для розрахунків $F_2(H/F)$ та $F_4(H/F)$:

$$F_2(H / F) = 0,5 \cdot \text{th} \left[0,5 \left(\frac{H}{F} - 4,9 \right) \right] + 1,4, \quad (5.6)$$

$$F_4(H / F) = 0,5 \cdot \text{th} \left[0,27 \cdot \left(\frac{H}{F} - 4,2 \right) \right] + 0,36. \quad (5.7)$$

Для узагальнених співвідношень розрахунку значень показника степеня n при числі Рейнольдса в формулі (5.1) та коефіцієнта C_S пропонується використовувати наступні математичні залежності:

$$n = \left(\frac{S_1}{S_2} \right) \cdot (7 \cdot S_1 / S_2 + 3,5)^{-1} \cdot \left[0,5 \cdot \text{th} \left[0,5 \cdot \left(\frac{H}{F} - 4,9 \right) \right] + 1,4 \right], \quad (5.8)$$

$$C_s = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,7} \cdot \left[0,5 \cdot \operatorname{th} \left[0,27 \cdot \left(\frac{H}{F} - 4,2 \right) \right] + 0,36 \right]. \quad (5.9)$$

Таким чином, для розрахунку аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб при значеннях відносної довжини профіля d_2/d_1 (2.0 – 5.0), приведеної довжини H/F (2-11) і параметра розміщення S_1/S_2 (0,375–1,45) в області чисел Рейнольдса Re_{d_1} ($2 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$) пропонуються залежності (5.1), (5.8) і (5.9).

Для збільшення точності узагальнюючих співвідношень для розрахунку аеродинамічного опору в залежність (5.9) введено додатковий множник, який залежить від відносної довжини профілю d_2/d_1 . Після введення поправочного коефіцієнта співвідношення (5.9) має вигляд:

$$C_s = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,7} \cdot \left[0,5 \operatorname{th} \left[0,27 \cdot \left(\frac{H}{F} - 4,2 \right) \right] + 0,36 \right] \cdot \exp \left(0,9 \cdot e^{-\frac{d_2}{d_1}} - 0,05 \right). \quad (5.10)$$

Оцінка точності узагальнюючих формул (5.1), (5.8), (5.10) здійснювалася зіставленням дослідних Eu_δ і розрахункових Eu_p значень чисел Ейлера при граничних числах Рейнольдса $Re_{d_1} = 2000$ і $Re_{d_1} = 30000$ за формулою:

$$\Delta\% = \frac{Eu_\delta - Eu_p}{Eu_p} \cdot 100\%. \quad (5.11)$$

Результати цієї оцінки, виконаної на основі масиву експериментальних даних для 50 досліджуваних пакетів показали, що розбіжність Δ між дослідними і розрахунковими значеннями чисел Ейлера не перевищує $\pm 20\%$ (рис. 5.11). В цій області знаходиться 90 % точок.

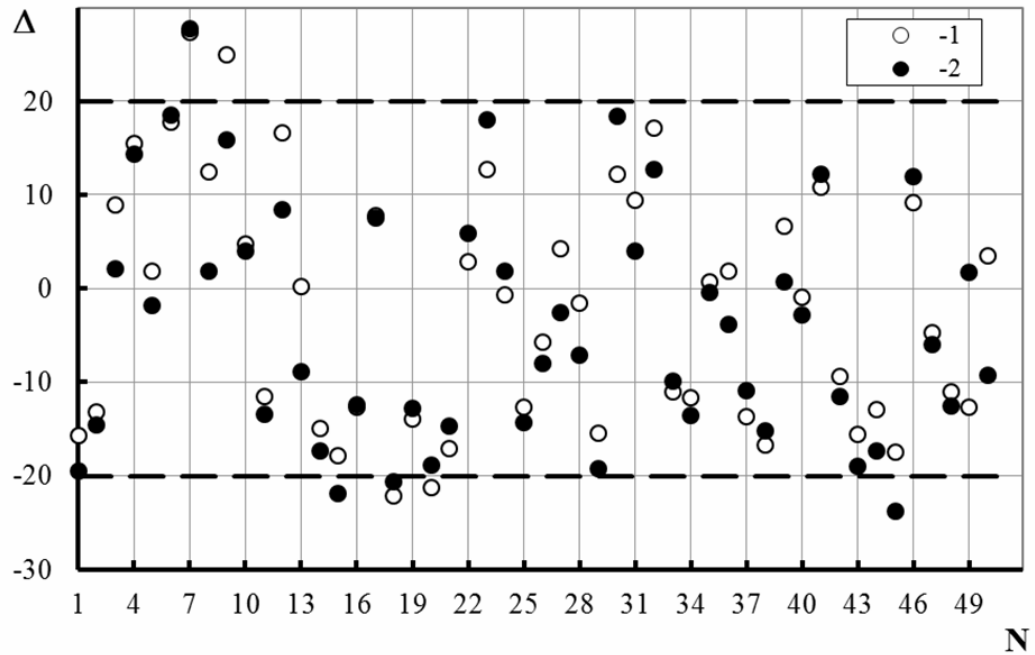


Рис. 5.11. Оцінка точності узагальнюючих формул (5.1, 5.8 та 5.10)

1 – $Re_{d_1} = 2000$; 2 – $Re_{d_1} = 30000$.

5.3. Вплив на аеродинамічний опір числа поперечних рядів труб

Поправка на малорядність представлена як функція відношення чисел Ейлера, що віднесені до одного ряду малорядного пакета Eu_0 , до чисел Ейлера Eu_0 , що віднесені також до одного ряду, але багаторядного пакета ($z_2 \geq 6$) для якого при подальшому збільшенні кількості поперечних рядів труб z_2 числа Eu_0 досягають свого граничного значення:

$$C'_z = \frac{Eu_{0i}/z_{2i}}{Eu_0/z_2} = f(z_2). \quad (5.12)$$

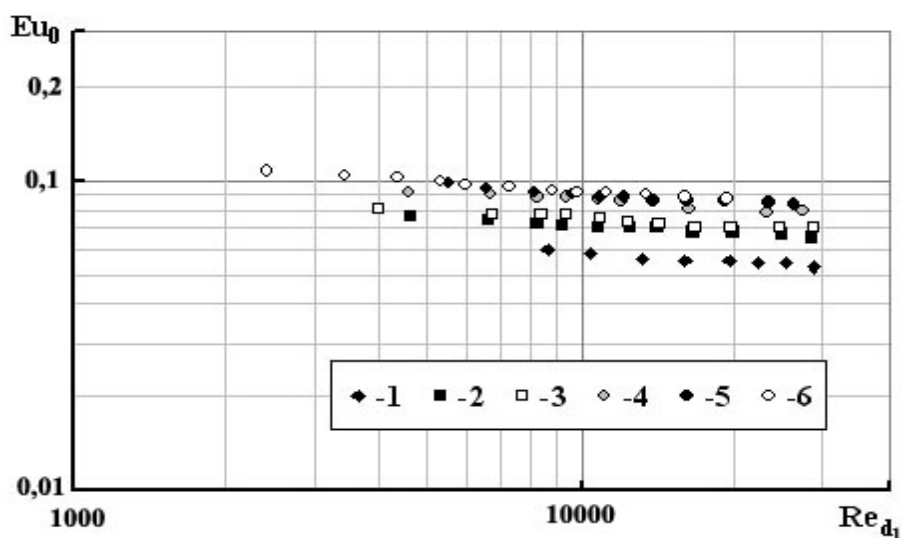
В таблиці 5.5 приведені геометричні характеристики плоскоовальних труб і пакетів, для яких проведені дослідження впливу на втрати тиску числа поперечних рядів труб.

Таблиця 5.5

Геометричні характеристики шахових пакетів труб

Номер розміщ.	d_1 мм	d_2 мм	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1/d_1	S_2/d_1	S_1/S_2
308	15	51	42,0	70	2,80	4,67	0,60
312	15	51	52,5	70	3,5	4,67	0,75

На рис. 5.12, 5.13 представлені в логарифмічних координатах залежності чисел Ейлера Eu_0 від чисел Рейнольдса при зміні числа поперечних рядів для шахових пакетів плоскоовальних труб (пакети № 308, № 312, табл.5.5). Із зменшенням z_2 , як свідчать дані на рис. 5.12, 5.13 для досліджених шахових пакетів спостерігається зменшення величини Eu_0 . В нормативному методі [45] не приведені співвідношення, щодо поправки на малорядність пакетів гладких круглих труб. Для шахових поперечно ребристих труб спостерігається збільшення величини Eu_0 при зменшенні числа рядів труб пакету [70, 71].



1- $z_2=1$; 2- $z_2=2$; 3- $z_2=3$; 4- $z_2=4$; 5- $z_2=6$; 6- $z_2=7$

Рис. 5.12. Аеродинамічний опір входних рядів шахового пакета № 308

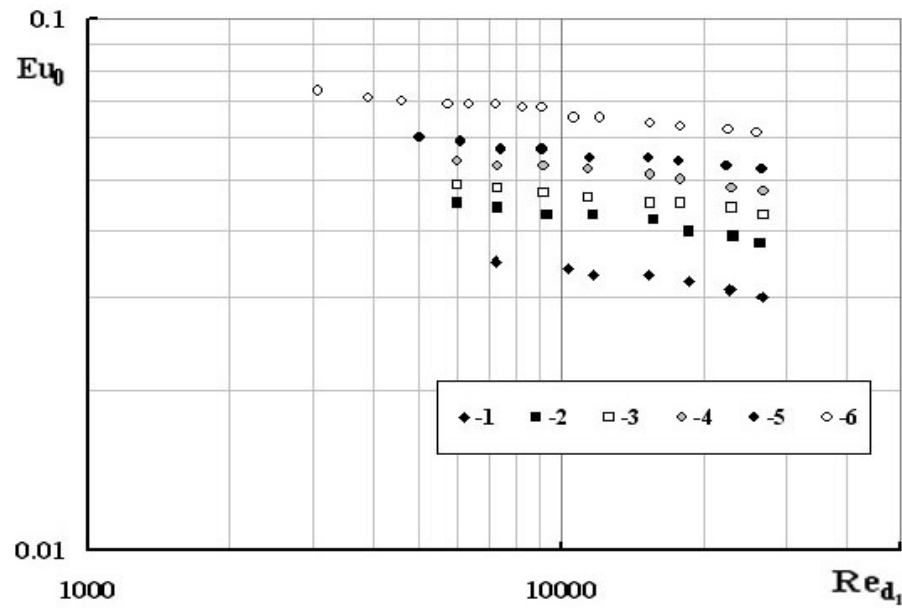


Рис. 5.13. Аеродинамічний опір вхідних рядів шахового пакета плоскоовальних труб № 312

На рис. 5.14 нанесені експериментальні дані залежності поправки C_z від числа рядів z_2 (точки 1, 2) для шахових пакетів плоскоовальних труб.

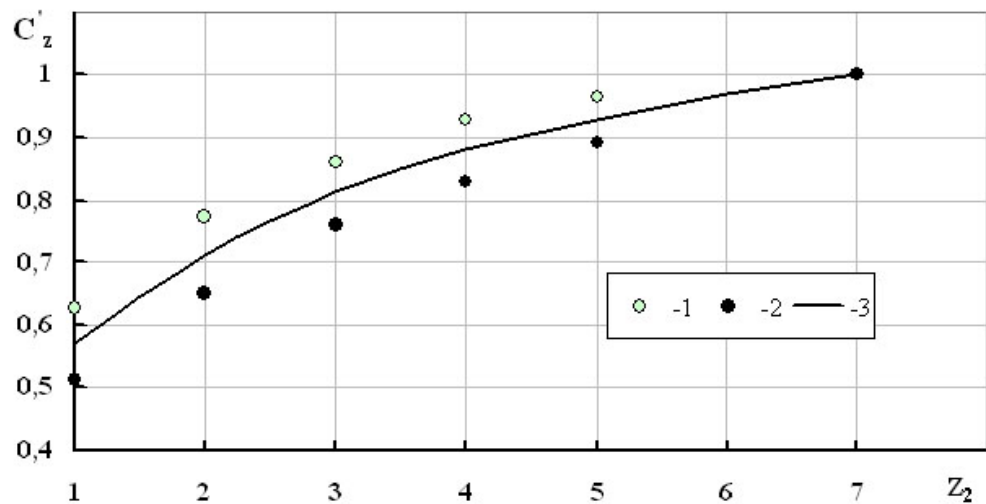


Рис. 5.14. Залежність поправки C'_z від числа рядів труб z_2

Математичний опис дослідних даних (крива 3) з точністю $\pm 8\%$ дає наступну залежність для розрахунку поправки на малорядність шахових пакетів у формулі (5.1):

$$C'_z = 7,75 \cdot z_2^{0,028} - 7,18 \quad (5.13)$$

5.4 Висновки

За результатами дослідження аеродинамічного опору пакетів із плоскоовальних труб можна зробити наступні висновки:

1. Вперше були виконані експериментальні дослідження аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб в широких інтервалах зміни геометричних і режимних характеристик: параметру d_2/d_1 в інтервалах від 2 до 5, поперечного кроку труб S_1 (30-52,5) мм, поздовжнього кроку S_2 (35-90) мм при значеннях числа Рейнольдса Re_{d_1} ($2 \cdot 10^3$ - $30 \cdot 10^3$).

2. Встановлено, що зміна аеродинамічного опору залежить як від геометрії плоскоовальної труби, так і геометричних параметрів пакету і при їх варіюванні змінюється відповідно на (10 – 25) % та (10-100)%.

3. Виконано експериментальні дослідження впливу аеродинамічний опір числа поперечних рядів плоскоовальних труб шахових пакетів. Неврахування впливу цього фактора призводить до невиправданого заниження або завищення площі теплообмінного устаткування. Запропоновані залежності для розрахунку поправок, які враховують вплив кількості поперечних рядів на аеродинамічний опір шахових пакетів плоскоовальних труб.

4. Вперше отримані узагальнюючі розрахункові залежності для визначення аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб, які враховують вплив на аеродинамічний опір геометричних параметрів плоскоовальної труби та пакету.

РОЗДІЛ 6

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ НА ПОВЕРХНІ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

6.1 Інтенсифікація теплообміну шляхом застосування лунок

Інтенсифікація вихрового теплообміну при обтіканні стінок, покритих сферичними заглибленнями (лунками), вже кілька десятиліть є актуальною проблемою теплофізики [72-76]. Як відомо, самоорганізація великомасштабних смерчеподібних структур в межах лунок лежить в основі фізичного механізму інтенсифікації теплообміну. При цьому теплова ефективність рельєфів з лунками, пов'язана з вихровою структурою їх обтікання та багато в чому залежить від геометричних розмірів лунок, їх взаємного розташування в пакеті, від захаращення і режимних параметрів потоку. В той же час основна частина матеріалів опублікованих монографій і статей відноситься до інтенсифікації теплообміну в каналах.

Крім того, для глибоких лунок характерні нестационарні режими конвективного теплообміну. Згідно [77] розташування шахового пакета глибоких сферичних лунок на стінці вузького каналу дозволяє збільшити тепловіддачу приблизно в 2.4 рази (у порівнянні з плоскопаралельним каналом) при істотно відстаючому зростанні гідравлічних втрат (порядку 1.4.). Тим не менше, проблема вибору раціональних по тепловіддачі рельєфів мінімального опору далека від вирішення.

Один із перспективних напрямків вирішення цієї проблеми лежить в руслі використання асиметричних лунок. Формальна з позиції гідромеханіки логіка їх конструювання базується на геометричній формі типу сльози, тобто зручнообтічною подовженою конфігурацією, витягнутою у напрямку вниз по потоку. Така форма використання в лунковому ансамблі експериментального дослідження [77] виявилася більш кращою, у порівнянні зі звичайними

сферичними лунками. Слід зазначити, що при цьому не враховувався важливий фактор - технологічність форми.

Інша логіка побудови асиметричних лунок обумовлена принципами навмисної організації вихрової структури в межах лунки. Попередні дослідження ламінарного обтікання глибокої сферичної лунки на площині, виконані зокрема, в [78, 79], продемонстрували розвиток в її межах двох симетричних великомасштабних вихрових осередків. Характерною їх особливістю є взаємодія двох зустрічних закручених струменевих потоків, що генеруються на бічних схилах в особливих точках типу фокус. В результаті, потрапляючи в середину сферичної лунки з прилеглих пристінкових шарів, рідина витікає з неї у вигляді струменя, що розвивається в околиці площини симетрії, яка проходить через центр лунки. Проте, як відомо, симетричні вихрові структури, що генеруються поблизу обтічної плоскої стінки при видуві орієнтованого по потоку щілинного струменя (див., наприклад, [80]) виявляються досить слабкими.

Аналогічно асиметрія форми лунки за рахунок її бокової деформації дозволяє трансформувати вихрову структуру і підсилити поперечне перетікання рідини в її межах. Бічна деформація поверхні однієї з половинок лунки без виміру її контур - колової лінії сполучення лунки і плоскої стінки реалізується в [81, 82] за рахунок введення змінного радіуса заокруглення. Друга половина лунки зберігається сферичною.

У турбулентному режимі [83-85] обтікання глибокої лунки при її деформації відбувається перехід до вихрової смерчеподібної структури, яка супроводжується суттєвою інтенсифікацією теплообміну. Однак слід зазначити, що всі розглянуті асиметричні форми лунок не технологічні.

В [86] запропонована нова форма симетричної лунки, що складається зі сферичних лунок. По відношенню до набігаючого потоку лунка орієнтується під кутом α . Відзначимо, що в якості характерних параметрів вибираються діаметр базової сферичної лунки і швидкість незбуреного потоку. Таким чином, число вихідних параметрів в задачі оптимізації рельєфу збільшується

на два (крім глибини й радіуса заокруглення), що дозволяє більшою мірою управляти процесом обтікання таких лунок. Крім того, їх технологічні характеристики представляються цілком прийнятними.

Розробка сучасних, вискоєфективних, компактних трубчастих теплообмінних апаратів тісно зв'язана з пошуком нових методів інтенсифікації теплообміну. Тому особливий інтерес представляє нанесення на зовнішню поверхню труб масиву лунок різної форми. Як стверджується в роботі [87], цей тип інтенсифікаторів характеризується зростанням інтенсивності зовнішнього теплообміну круглих труб при помірному збільшенні аеродинамічного опору. Авторами роботи [87] отримано збільшення інтенсивності теплообміну на 35 % в першому ряді шахового пакету круглих труб, на поверхні яких нанесені сферичні лунки шахового компонування з відносною глибиною $h_L/d_L=0,3$, при зростанні аеродинамічного опору пакета всього на 10 %.

Все зазначене вище робить привабливою ідею застосування лункових інтенсифікаторів на поверхні плоскоовальних труб.

6.2 Конструкція плоскоовальних труб з лунковим покриттям

Геометричні характеристики лунок і їх розміщення на поверхні плоскоовальної труби обрані за рекомендаціями [88, 89]. Геометричні характеристики плоскоовальних труб, на бічні плоскі поверхні яких наносилися циліндричні лунки представлені в таблиці 6.1. Масив циліндричних лунок діаметром $d_L = 4$ мм і глибиною $h_L = 1$ мм ($h_L / d_L = 0,25$) (рис. 6.1) наносився на бічні поверхні плоскоовальних труб за допомогою фрезерування (рис. 6.2, 6.3). Лункі розташовувались на поверхнях в шаховому порядку (рис. 6.4) 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 $K_{\text{зап}} = 41,6\%$. Площа зовнішньої поверхні теплообміну за рахунок нанесення лунок збільшилася на 25%.

Таблиця 6.1

Геометричні характеристики плоскоовальних труб та пакетів із них

№ п/п	Назва	Позначення	Величина
1	Поперечний розмір труб, мм	d_1	15,0
2	Поздовжній розмір труб, мм	d_2	51,0
3	Відносне подовження профілю	d_2/d_1	3,4
4	Поперечний крок між трубами шахового пакета, мм	S_1	42,0
5	Поздовжній крок між трубами шахового пакета, мм	S_2	28; 36,5; 45; 55,5
6	Відношення кроків між трубами	S_1/S_2	1,5; 1,15; 0,933; 0,757

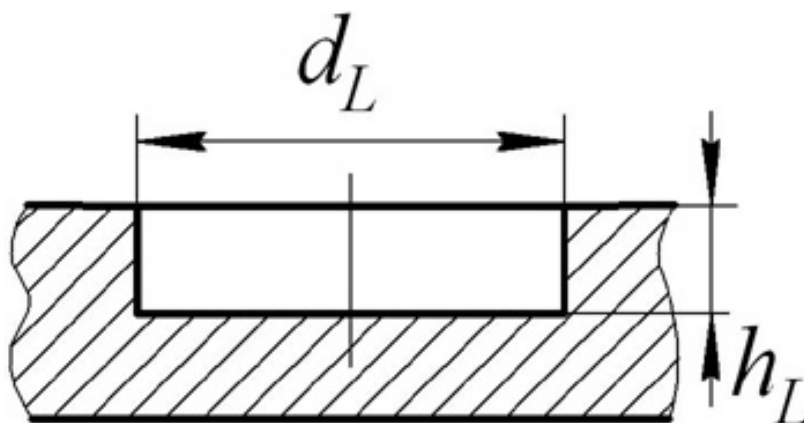


Рис. 6.1. Циліндрична лунка



Рис. 6.2. Масив лунок на бічній поверхні плоскоовальної труби

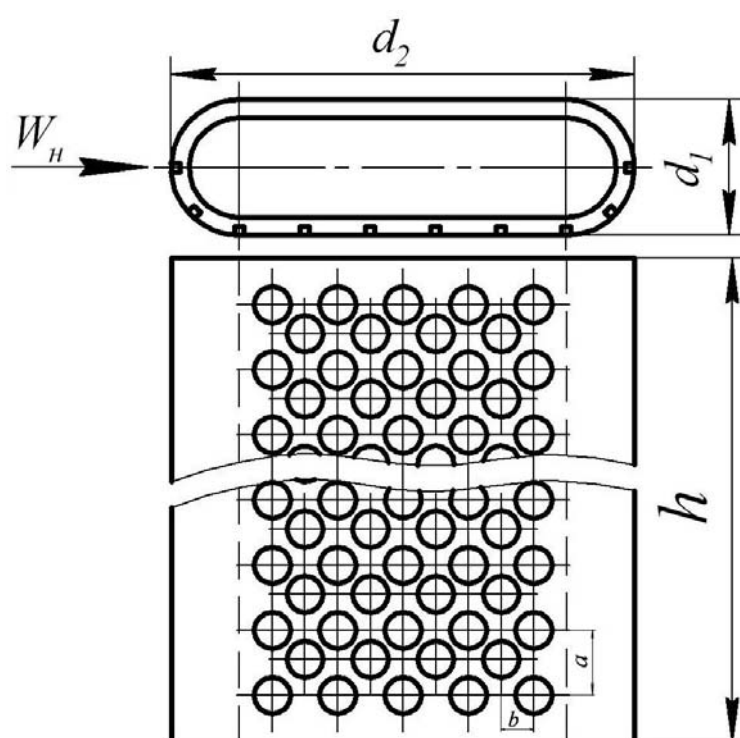


Рис. 6.3. Конструкція плоскоовальної труби з лунками

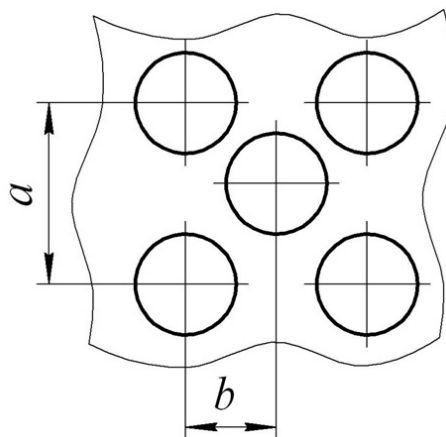


Рис. 6.4. Розташування лунок на бічній поверхні плоскоовальної труби

6.3 Методика та обґрунтування експериментів

Експериментальні дослідження проводились на аеродинамічній трубі розіркненого типу методом повного теплового моделювання з використанням електричного обігріву труб пакета. Потужність, що виділяється в кожному поперечному ряду, підтримувалася однаковою ($q = \text{const}$). У процесі експериментів визначалися середні конвективні коефіцієнти тепловіддачі α_k . Температура поверхні труби-калориметра визначалася за допомогою 10 мідь-константанових термопар з діаметром дрітків 0,1 мм. Фізичні константи, що входять у вирази для чисел Nu і Re , відносилися до середньобалансової температури повітря, а в якості визначального розміру приймалася величина d_1 .

Попередній аналіз даних показав, що найбільших значень коефіцієнта теплопередачі можна досягти, реалізуючи максимально щільні компоновки труб в пакетах. Мінімальні значення поперечного S_1 і поздовжнього S_2 кроків труб визначаються конструктивними і технологічними міркуваннями. Так, один з варіантів конструктивного виконання повітронагрівача регенератора ГТУ з труб із $d_1 = 15$ мм і $d_2 = 51$ мм, розробленого в НТУУ «КПІ», дозволяє реалізувати компоновання з $S_1 = 42$ мм ($\sigma_1 = S_1 / d_1 = 2,8$) і $S_2 = 36,5$ мм ($\sigma_2 = S_2 / d_1 = 2,43$). При цьому мінімальні відстані між трубами в поперечному по відношенню до напрямку потоку теплоносія перетині досягають значення

$(S_1 - 2d_1) / 2 = 6$ мм, так як труби кожного поперечного ряду пакета частково розміщуються в міжтрубних проміжках сусідніх рядів (рис. 6.5).

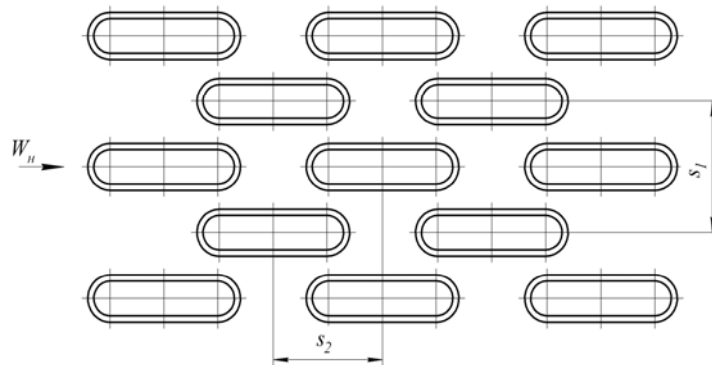
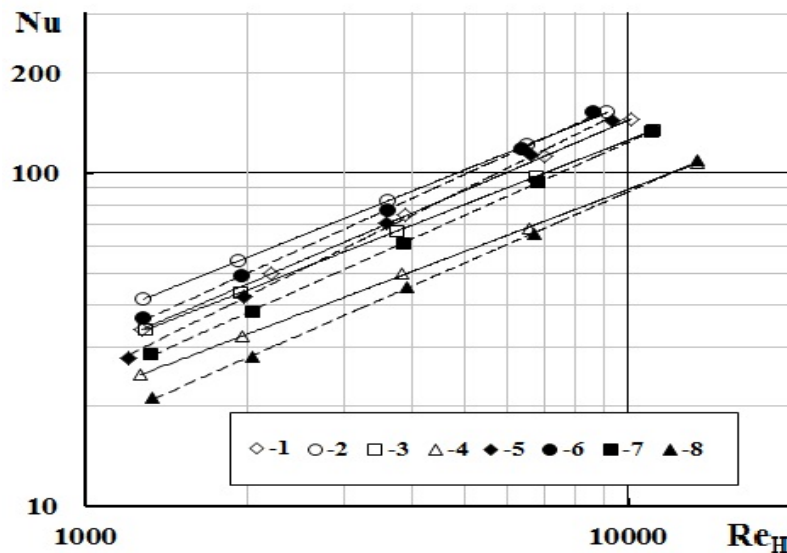


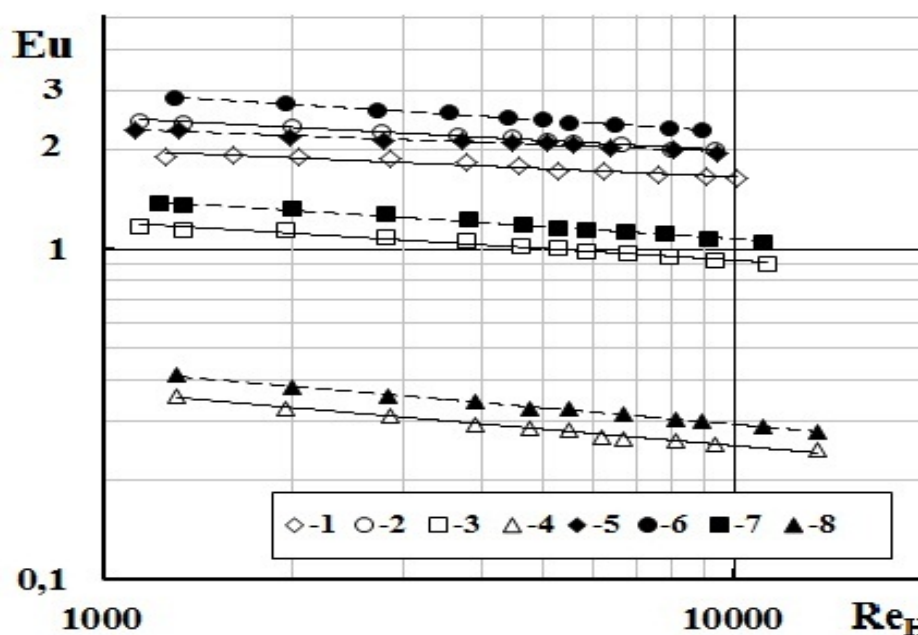
Рис. 6.5. Шаховий пакет зі «щільним» розташуванням плоскоовальних труб $\sigma_1 = S_1 / d_1 = 2,8$; $\sigma_2 = S_2 / d_1 = 2,43$

В пакетах з такими компоновками досягаються максимальні значення швидкостей омивання труб при заданій витраті теплоносія і найбільші значення коефіцієнтів тепловіддачі (рис. 6.6) при прийнятному рівні аеродинамічного опору (рис. 6.7).



1 – $\sigma_2 = 1,86$; 2 – $\sigma_2 = 2,43$; 3 – $\sigma_2 = 3,0$; 4 – $\sigma_2 = 3,7$; 5 – $\sigma_2 = 1,86$ лункі;
6 – $\sigma_2 = 2,43$ лункі; 7 – $\sigma_2 = 3,0$ лункі; 8 – $\sigma_2 = 3,7$ лункі

Рис. 6.6. Результати дослідження теплообміну пакетів гладких плоскоовальних труб та з лунками при $\sigma_1 = 2,8$



1 – $\sigma_2 = 1,86$; 2 – $\sigma_2 = 2,43$; 3 – $\sigma_2 = 3,0$; 4 – $\sigma_2 = 3,7$; 5 – $\sigma_2 = 1,86$ лункі;
 6 – $\sigma_2 = 2,43$ лункі; 7 – $\sigma_2 = 3,0$ лункі; 8 – $\sigma_2 = 3,7$ лункі

Рис. 6.7. Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів гладких плоскоовальних труб та з лунками при $\sigma_1 = 2,8$

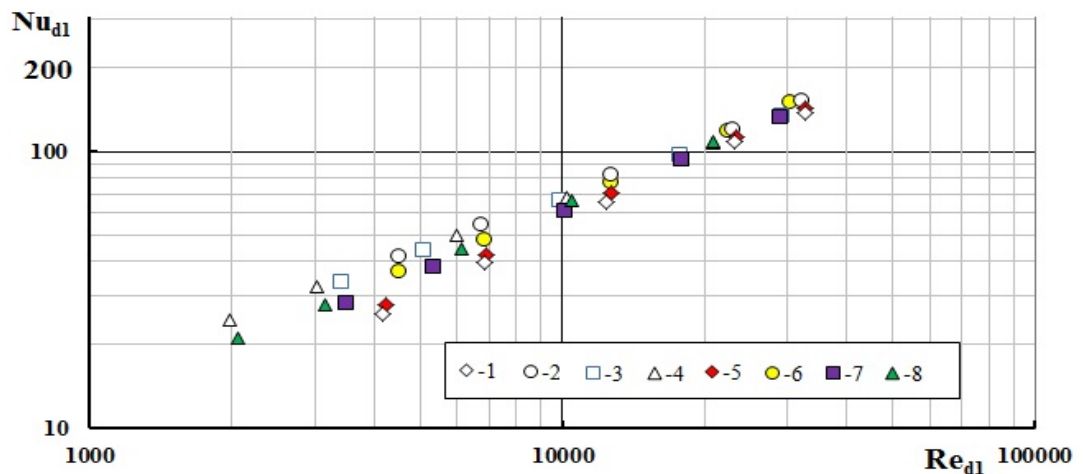
Очевидно, що прискорення потоку в дуже вузьких каналах призводять до подавлення турбулентності, що генерується в міжтрубному просторі внаслідок відривних процесів, що мають місце при поперечному обтіканні труб в пакетах. Таким чином, в даному випадку інтенсифікація теплообміну здійснюється за рахунок швидкісного фактора - одного з основних факторів, що визначають інтенсивність теплообміну в пакетах труб [70]. Тому виникає істотне бажання "включити" інший фактор - турбулізацію потоку шляхом застосування турбулізаторів на плоских бічних поверхнях труб пакета. При цьому складалася думка, що у даному випадку, коли дуже важливо додаткову інтенсифікацію теплоперенесення не супроводжувати істотним зростанням аеродинамічного опору, в умовах течії у вузьких міжтрубних зазорах можуть найкращим чином проявитися декларовані у великій кількості робіт властивості "лункових" інтенсифікаторів. Ухваленню рішення про застосування лунок на бічних поверхнях плоскоовальних труб сприяла також

можливість відносно простої технологічної реалізації лункового рельєфу в цьому випадку.

6.4 Результати експериментів та їх аналіз

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

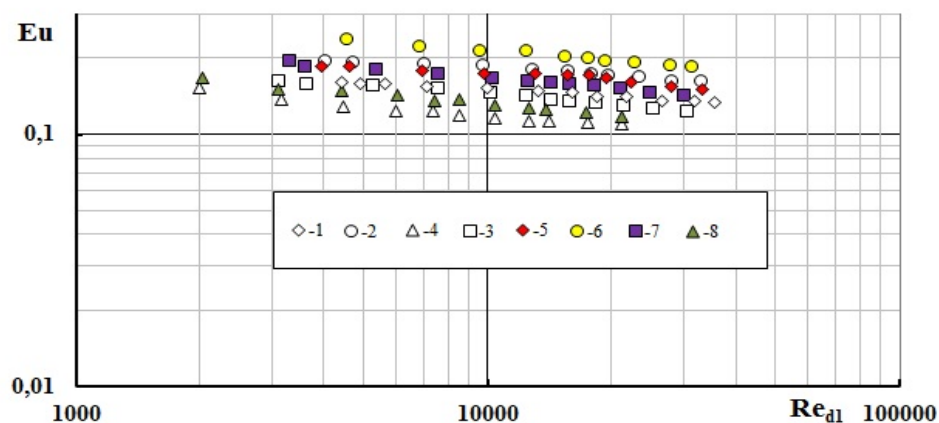
Отримані експериментальні залежності $Nu = f(Re)$ і $Eu = f(Re)$ порівнювалися з залежностями для ідентичних пакетів без лункового покриття поверхні плоскоовальних труб (рис. 6.8 та 6.9).



1 – $\sigma_2 = 1,86$; 2 – $\sigma_2 = 2,43$; 3 – $\sigma_2 = 3,0$; 4 – $\sigma_2 = 3,7$; 5 – $\sigma_2 = 1,86$ лункі;

6 – $\sigma_2 = 2,43$ лункі; 7 – $\sigma_2 = 3,0$ лункі; 8 – $\sigma_2 = 3,7$ лункі

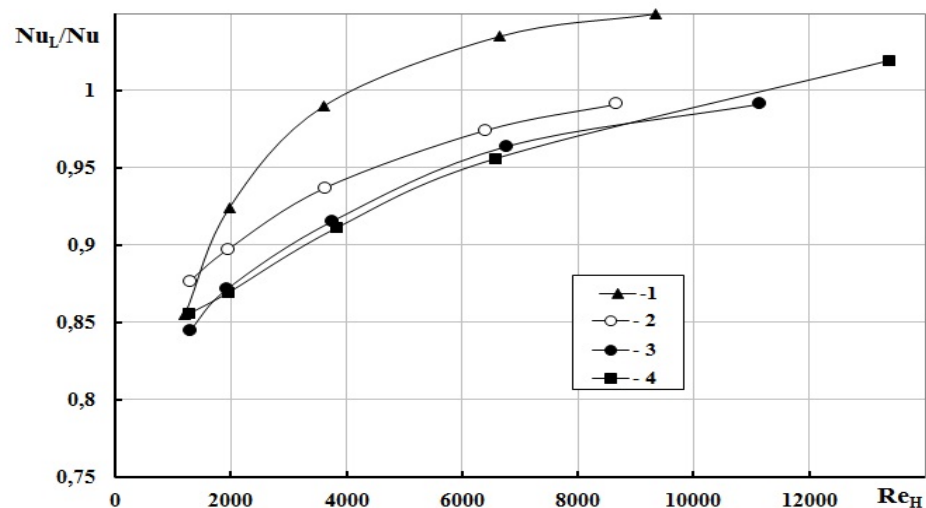
Рис. 6.8. Результати дослідження тепловіддачі пакетів гладких плоскоовальних труб та з лунковим покриттям



1 – $\sigma_2 = 1,86$; 2 – $\sigma_2 = 2,43$; 3 – $\sigma_2 = 3,0$; 4 – $\sigma_2 = 3,7$; 5 – $\sigma_2 = 1,86$ лункі;
6 – $\sigma_2 = 2,43$ лункі; 7 – $\sigma_2 = 3,0$ лункі; 8 – $\sigma_2 = 3,7$ лункі

Рис. 6.9. Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів гладких плоскоовальних труб та з лунковим покриттям

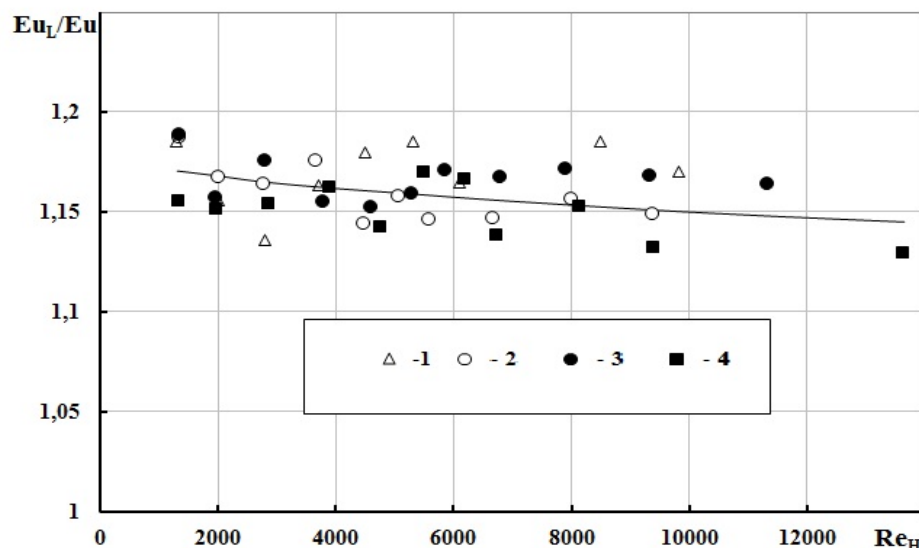
Представлені результати показують, що для пакетів труб з лунками для розглядаємих компоновок $\sigma_1 = S_1/d_1 = 2,8$ і $\sigma_2 = S_2/d_1 = 2,43; 3,0; 3,7$ у всьому дослідженому діапазоні зміни чисел Рейнольдса інтенсивність теплообміну нижче на (5...15)%, а для компоновки $\sigma_2 = S_2/d_1 = 1,86$ вище на (5...7)% ніж для пакетів, які не мають лункового покриття (рис. 6.10).



1 – $\sigma_2 = 1,86$; 2 – $\sigma_2 = 2,43$; 3 – $\sigma_2 = 3,0$; 4 – $\sigma_2 = 3,7$

Рис. 6.10. Зіставлення даних по теплообміну пакетів гладких і «облунених» плоскоовальних труб при $\sigma_1 = 2,8$

Результати аеродинамічного опору показують, що для пакетів труб з лунками для всіх розглядаємих компоновок у всьому дослідженому діапазоні зміни чисел Рейнольдса опір вище на (5...20)%, ніж для пакетів, які не мають лункового покриття (рис. 6.11).

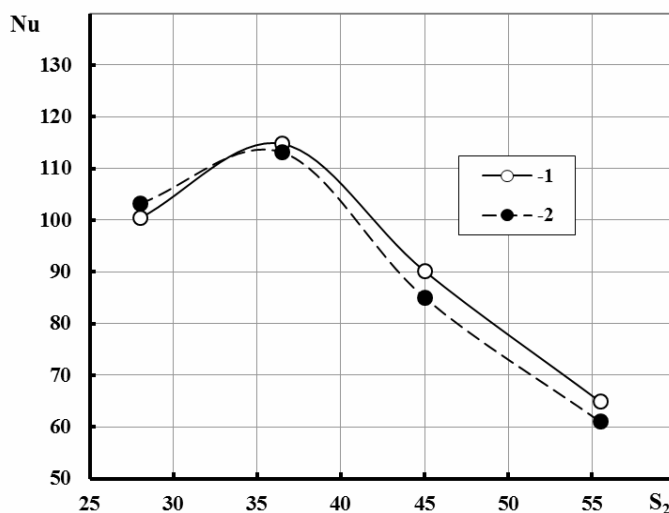


1 – $\sigma_2 = 1,86$; 2 – $\sigma_2 = 2,43$; 3 – $\sigma_2 = 3,0$; 4 – $\sigma_2 = 3,7$

Рис. 6.11. Зіставлення даних по аеродинамічному опору пакетів гладких і «облунених» плоскоовальних труб $\sigma_1 = 2,8$

При обробці і аналізі експериментальних даних приділялась увага впливу на інтенсивність теплообміну поздовжнього кроку S_2 при постійному поперечному кроці між трубами S_1 .

Для виявлення впливу на теплообмін та аеродинамічний опір крокових характеристик пакетів на рис. 6.12 та 6.13 приведені залежності чисел Нуссельта та Ейлера від поздовжнього кроку труб при фіксованому значенні відношення d_2/d_1 . Наведені на рисунку 6.12 дані показують, що при зменшенні поздовжнього кроку S_2 при незмінному поперечному S_1 від 55 мм до 36,5 мм інтенсивність теплообміну зростає в два рази, а при зменшенні S_2 від 36,5 мм до 28 мм інтенсивність теплообміну зменшується на (7-10)%.

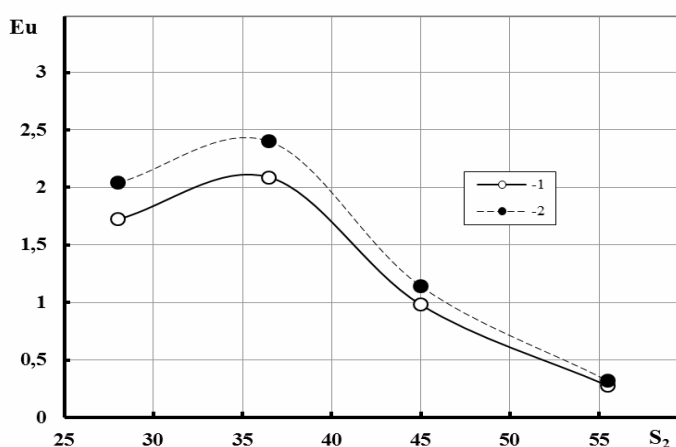


1 – плоскоовальні гладкі труби;

2 – плоскоовальні труби з лунковим покриттям

Рис. 6.12. Залежність чисел Нуссельта від поздовжнього кроку S_2 при постійному поперечному кроці S_1 , при $Re_H=6000$

Дані на рисунку 6.13 показують, що при зменшенні поздовжнього кроку S_2 при незмінному поперечному S_1 від 55 мм до 36,5 мм аеродинамічний опір зростає в 3-4 рази, а при зменшенні S_2 від 36,5 мм до 28 мм опір зменшується на (15-20)%.



1 – плоскоовальні гладкі труби;

2 – плоскоовальні труби з лунковим покриттям

Рис. 6.13. Залежність чисел Ейлера від поздовжнього кроку S_2 при постійному поперечному кроці S_1 , при $Re_H=6000$

Зменшення поздовжнього кроку S_2 до практично мінімального значення, якого в реальних теплообмінниках з технологічних причин не можна досягти, дозволило визначити, що залежності $Nu = f(S_2)$ і $Eu = f(S_2)$ при $Re = \text{const}$ мають екстремальний характер. Зниження Nu і Eu на інтервалі S_2 від 36,5 мм до 28 мм пояснюється тим, що при $S_2 = 28$ мм труби знаходяться впритул один до одного і пакет практично вироджується в систему поздовжніх прямих каналів.

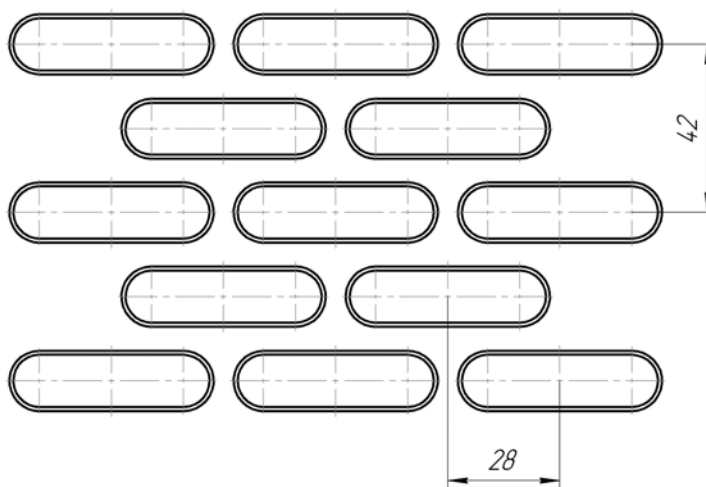


Рис. 6.14. Шаховий пакет з мінімально можливим розташуванням плоскоовальних труб $\sigma_1 = S_1/d_1 = 2,8$; $\sigma_2 = S_2/d_1 = 1,86$

Таким чином, застосування лункового покриття на плоских бічних поверхнях плоскоовальних труб з реалізованими геометричними характеристиками лунок, їх формах та розташуванні не приводить в розглянутих умовах до очікуваного та бажаного результату.

6.5 Висновки

Результати проведених досліджень дозволяють відзначити наступне:

1. Використання щільних компоновок пакетів плоскоовальних труб дозволяє досягати максимальних значень коефіцієнтів тепловіддачі з усіх можливих варіантів їх компоновок за інших рівних умов;

2. 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.

РОЗДІЛ 7

ВДОСКОНАЛЕННЯ РЕГЕНЕРАТОРІВ-ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ ГТУ

7.1 Загальні положення

Проблема вдосконалення теплообмінних апаратів типу «газ-газ» набуває особливої актуальності в умовах гострої необхідності модернізації газотранспортної системи України. Метою такої модернізації є істотне зниження витрати "технологічного" газу в газоперекачуючих агрегатах (ГПА) з газотурбінним приводом, що складають основу існуючого парку ГПА. Враховуючи те, що в більшості таких ГПА використовуються газотурбінні установки з простим регенеративним циклом і коефіцієнтом регенерації, що не перевищує $r = 0,70 \dots 0,75$, найбільш реальним і відносно маловитратним в сьогоdnішніх умовах напрямом модернізації є підвищення ступеня регенерації до $r = 0,80 \dots 0,85$, що дозволяє, наприклад, в ГПА типу ГПК-10 знижувати витрату "технологічного" газу в середньому на 1,5 млн. куб. метрів на рік.

Однак, підвищення ступеня регенерації до вказаних значень супроводжується істотним зниженням температурного напору між теплообмінними середовищами і, як наслідок, значним збільшенням площі теплообмінної поверхні, габаритів, маси і вартості регенератора-повітронагрівача, а також втрат тиску в газовому та повітряному трактах газотурбінної установки (ГТУ).

Для того, щоб зробити таку модернізацію мінімально витратною, необхідно створити регенератори нового покоління, в конструкціях яких будуть реалізовані рішення, що дозволяють отримати прийнятні масогабаритні і вартісні характеристики, і в той же час використовувати при їх виробництві існуюче технологічне обладнання, а при реконструкції конкретних газоперекачуючих станцій - існуюче монтажне обладнання і фундаменти.

Беручи до уваги той факт, що альтернативи регенераторам трубчастого типу внаслідок їх високої експлуатаційної надійності та конструктивної простоти найближчим часом не передбачається, зусилля дослідників і розробників доцільно спрямувати на вдосконалення трубчастих елементів поверхонь нагріву. При цьому необхідно враховувати наступне:

- відносно невелика відмінність властивостей теплообмінних середовищ - продуктів згоряння при $P \approx 0,103$ МПа і повітря при $P \approx 0,45...0,6$ МПа призводить до того, що коефіцієнти тепловіддачі з газової та повітряної сторін мають один порядок;

- підвищення коефіцієнта теплопередачі регенератора в таких умовах доцільно за рахунок зниження термічних опорів тепловіддачі по кожній зі сторін; застосування одностороннього оребрення або інтенсифікаторів тепловіддачі не можуть привести до значних результатів;

- запропоновані технічні рішення повинні бути технологічними, що не приводять до істотного підвищення трудомісткості і вартості виробництва поверхонь нагріву.

Одне з рішень розглянутої проблеми, яке останнім часом часто пропонується для реалізації, полягає в переході до труб малого діаметра $d = 10...18$ мм при товщині стінки $\delta = 0,6...0,8$ мм. Однак, цей шлях, що дозволяє знизити габарити і масу повітрянагрівача, не є перспективним за такими основними причинами:

- по мірі зниження діаметра труб збільшуються їхня загальна довжина в межах теплообмінника і вартість їх погонного метра, що практично не компенсує зниження вартості виробу через зменшення його металоємності;

- кількість технологічних операцій при виготовленні поверхонь нагріву повітрянагрівача зростає обернено пропорційно зменшенню діаметра труб, що істотно збільшує трудовитрати, а значить і вартість виробу;

- загострюються технологічні проблеми і проблеми надійності, пов'язані зі складнощами приварювання тонкостінних труб малого діаметра до відносно товстостінних колекторам або трубним дошкам;

- теплообмінні поверхні у вигляді щільних пучків труб малого діаметру в більшій мірі схильні до акумулювання забруднюючих відкладень і в меншій мірі піддаються очищенню;

- втрати тиску в газовому та повітряному трактах не знижуються і залишаються при $r \approx 0,85$ на неприйнятно високому рівні.

У зв'язку зі сказаним поверхні нагрівання регенераторів-повітронагрівачів слід виконувати з труб відносно великого діаметра $d = 36...40$ мм при товщині стінки $\delta = 1,0...1,5$ мм. Поліпшення теплоаеродинамічних характеристик поверхонь нагріву, в основу яких закладаються труби таких типорозмірів, принципово і технологічно можливо за рахунок зміни форми поперечного перерізу труб з круглої на зручнообтічну - овальну або плоскоовальну (рис.7.1).

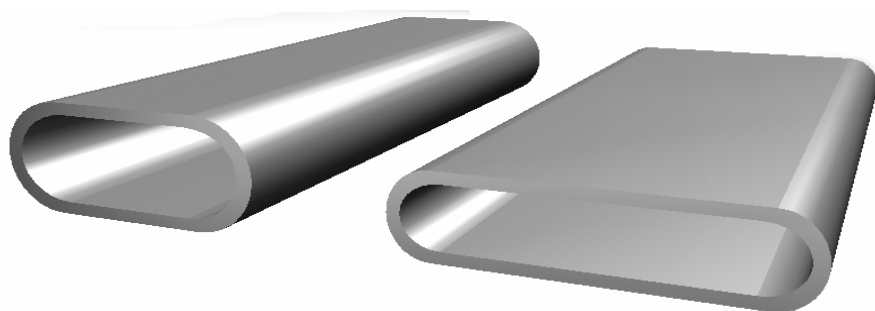


Рис. 7.1. Труби плоскоовального профілю

Труби зручнообтічного профілю (овальні, плоскоовальні, краплеподібні та ін.) давно відомі в енергомашинобудівній галузі [2, 90], однак, не набули широкого поширення в конструкціях теплообмінних апаратів, у тому числі регенераторів - повітронагрівачів стаціонарних ГТУ, в силу ряду причин, насамперед, технологічного характеру. Виконаний попередній аналіз показав, що у разі застосування конструктивних заходів, які забезпечують реалізацію необхідних компоновальних рішень і усувають "незручності" приєднання некруглих труб до колекторів, їх застосування в конструкціях регенераторів-повітронагрівачів ГТУ є цілком виправданим.

Це пов'язано, головним чином, з тим, що перехід від труб круглого профілю до труб плоскоовального профілю з такою ж довжиною периметра поперечного перерізу, наприклад, від круглих труб із зовнішнім діаметром $d = 38 \text{ мм}$ і товщиною стінки $\delta = 1,5 \text{ мм}$ до плоскоовальних з такою ж товщиною стінки і розмірами поперечного перерізу $d_1 = 15 \text{ мм}$ і $d_2 = 51 \text{ мм}$ (рис.7.2) дозволяє значно підвищити інтенсивність внутрішньої, і зовнішньої тепловіддачі. Це відповідає зазначеній вище необхідності зниження термічних опорів тепловіддачі відразу по сторонах двох теплообмінюючих середовищ з огляду на близькість їх теплофізичних властивостей.

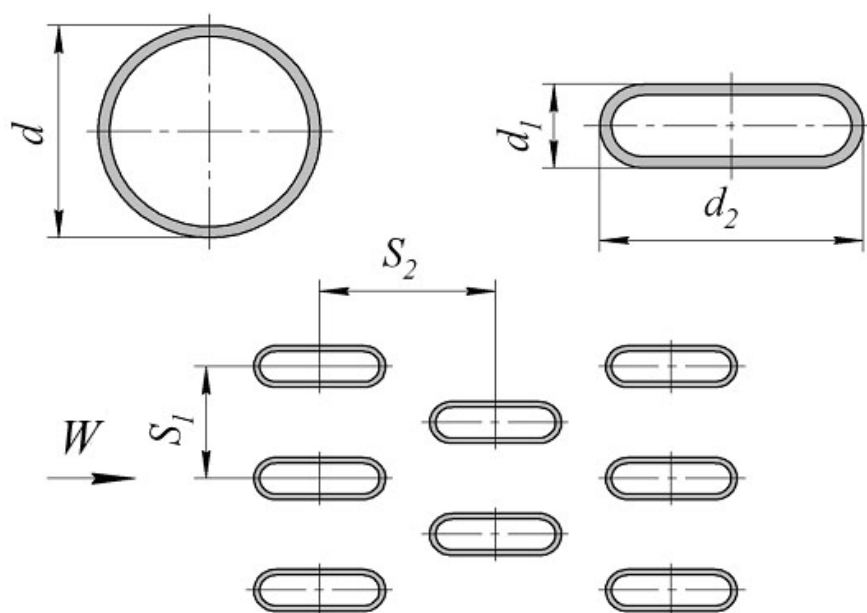


Рис. 7.2. Геометричні характеристики круглих і плоскоовальних труб

Якщо розглядати зовнішню задачу, то перехід від круглого профілю до плоскоовального значно знижує площу міделевого перерізу труби (у розглянутому випадку - більш, ніж у 2,5 рази). Це дозволяє збільшити інтенсивність тепловіддачі за рахунок підвищення швидкості зовнішнього теплоносія, яке не супроводжується неприйнятним зростанням аеродинамічного опору труби плоскоовального профілю у зв'язку значно нижчого, ніж у круглій труби, коефіцієнта опору. Інтенсивність тепловіддачі зростає також за рахунок зниження частки поверхні труби, яка взаємодіє з

рециркуляційними течіями кормової вихрової зони, розміри якої істотно менші, ніж у випадку використання труб круглого профілю (рис.7.3).

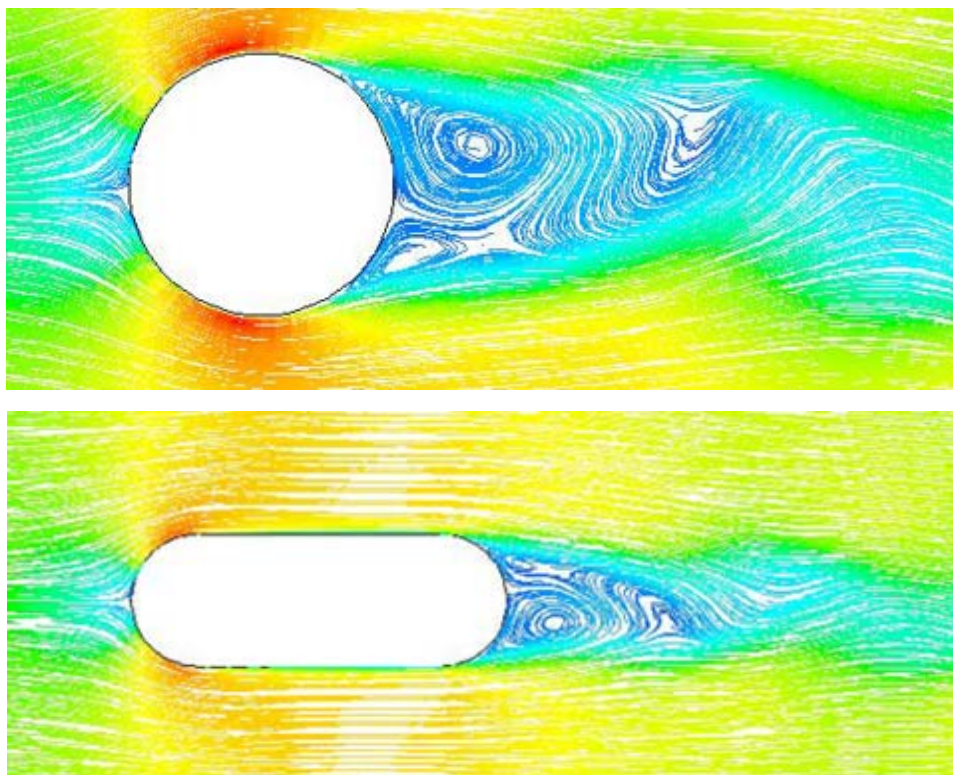


Рис. 7.3. Картини обтікання круглої і плоскоовальної труб з однаковим периметром поперечного перетину при $Re_d = 15000$

Крім того, інтенсифікації тепловіддачі сприяє і те, що на плоскоовальному профілі (на відміну від овального) має місце відрив потоку в місці сполучення передньої круглої і прямолінійних його частин (рис.7.3). Це призводить до турбулізації течії на протяжних плоских поздовжньо-омиваних ділянках поверхні труби і збільшення частки поверхні, що омивається турбулізованим потоком.

Якщо розглянути внутрішню задачу, то перехід від круглого до плоскоовального профілю супроводжується зменшенням еквівалентного діаметра прохідного перетину труби d_e , що при рівності витрат середовища призводить до відповідного зростання внутрішнього коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{вн}$.

У розглянутому прикладі d_e зменшується в 1,8 рази ($d_{\text{вн}}/d_e = 35,0/19,9 \approx 1,8$) - приблизно так само зростає і $\alpha_{\text{вн}}$. Тобто, просте "сплющування" круглої труби призводить до значної інтенсифікації тепловіддачі, в порівнянні з рівнем, що досягається шляхом застосування відомих, зазвичай пов'язаних з технологічними ускладненнями методів - установкою турбулізаторів або вставок у вигляді пружин, кілець, шнеків, які закручують потік та ін. [91, 92]. Зростання тепловіддачі супроводжується при цьому випереджаючим зростанням гідравлічного опору, однак, його рівень не перевищує рівнів опору в розглянутих відомих випадках [91, 92] при відповідних рівних умовах.

В цілому, аналіз показує, що зміна профілю труб з круглого на плоскоовальний при збереженні довжини периметра поперечного перерізу і інших рівних умов дозволяє збільшити коефіцієнт теплопередачі повітрянагрівача k в 1,3 ... 1,8 рази залежно від рівня підвищення швидкості зовнішнього теплоносія і вибраного співвідношення розмірів d_1 і d_2 плоскоовального профілю, тобто ступеня його видовження d_2/d_1 . Так, в розглянутому прикладі перехід від круглого профілю з $d = 38$ мм, $\delta = 1,5$ мм до плоскоовального навіть при збереженні швидкості зовнішнього теплоносія збільшує коефіцієнт теплопередачі в 1,48 рази з усіма витікаючими звідси наслідками.

Очевидно, зіставлення теплообмінника з плоскоовальних труб із обраним подовженням профілю d_2/d_1 і довжиною периметра поперечного перерізу $P_{\text{по}}$ з теплообмінником із круглих труб, що мають менший периметр перетину $P_{\text{кр}}$ ($P_{\text{кр}} < P_{\text{по}}$), а значить і менші, ніж при $P_{\text{кр}} = P_{\text{по}}$ внутрішній і зовнішній діаметри, покаже меншу різницю в значеннях k . Однак, і в цьому випадку перехід до плоскоовального профілю виявляється доцільним, так як при цьому в розгляд включаються такі важливі конструктивні та технологічні фактори, як:

- площа поверхні теплообміну одного погонного метра довжини труби H_1 ;
- загальна довжина труб теплообмінника L ;
- число згинів труб n_{Γ} ;
- сумарне число отворів у колекторах або трубних дошках $n_{\text{отв}}$;
- число актів приварювання труб поверхонь нагріву до колекторів або до трубних дошок $n_{\text{пр}}$.

Причинно – наслідковий зв'язок між величинами, що змінюються при переході від круглого до плоскоовального профілю наочно відображені схемою на рис. 7.4.



Рис. 7.4. Перехід з круглого на плоскоовальний профіль

Зі збільшенням відношення $P_{\text{по}} / P_{\text{кр}}$ площа поверхні погонного метра плоскоовальної труби стає більшою, ніж у круглій труби, і, як наслідок, навіть при рівності коефіцієнтів теплопередачі $k_{\text{по}} = k_{\text{кр}}$ зменшується загальна довжина труб теплообмінника, а разом з нею і всі перераховані вище конструктивні та технологічні параметри, з якими великою мірою пов'язана трудомісткість виготовлення повітрянагрівача, а значить і його собівартість.

Особливо слід зазначити, що застосування плоскоовальних труб дозволяє істотно знизити сумарні втрати тиску в газовому та повітряному трактах повітрянагрівача.

7.2 Розробка регенератора-повітрянагрівача для газоперекачувального агрегату ГПК-10

Все вищесказане можна проілюструвати зіставленням ряду характеристик реального повітрянагрівача для ГПК-10, що має теплообмінні поверхні, виконані з круглих труб $d = 22$ мм, $\delta = 1,5$ мм і забезпечує $r = 0,75$ (вихідні дані табл. 7.1), з характеристиками альтернативного регенератора-повітрянагрівача, в якого 72% поверхонь нагріву виконані з плоскоовальних труб з $d_1 = 15$ мм і $d_2 = 51$ мм, $\delta = 1,5$ мм і 28% - з круглих труб з $d = 38$ мм, $\delta = 1,5$ мм (табл. 7.2). Розрахунки теплообміну та аеродинамічного опору повітрянагрівачів проводилися з використанням узагальнюючих залежностей (4.1), (4.3) та (4.5) розділ 4 і (5.1), (5.8), (5.10) розділ 5 відповідно.

Таблиця 7.1

Технічні характеристики для розрахунку та проектування
регенератора-повітрянагрівача ГПК-10

Найменування величини	Значення
Температура повітря на вході, °C	195
Температура газів на вході, °C	519
Витрата повітря, кг/с	86,2
Витрата продуктів згорання, кг/с	87,0
Тиск повітря, МПа	0,45
Тиск продуктів згорання, МПа	0,103
Коефіцієнт регенерації	0,75-0,85
Сумарні відносні втрати тиску	≤ 5 %

Характеристики поверхонь нагріву повітронагрівачів
із круглих і плоскоовальних труб

Коефіцієнт регенерації $r = 0,75$	Регенератор з круглих труб	Регенератор на базі плоско- овальних 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 повітронагрівач 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. Однак, це буде супроводжуватися зростанням сумарних втрат тиску в газовому та повітряному трактах, тому оптимальне співвідношення характеристик необхідно визначати в кожному конкретному випадку шляхом техніко-економічного обґрунтування.

В основу конструкції альтернативного повітронагрівача регенератора з плоскоовальних труб були покладені наступні конструктивні рішення, що дозволяють значно покращити його конструктивні і експлуатаційні характеристики у порівнянні з існуючими зразками.

Труби поверхонь нагріву мають плоскоовальний профіль на більшій частині довжини, крім закінцівок (рис. 7.5).

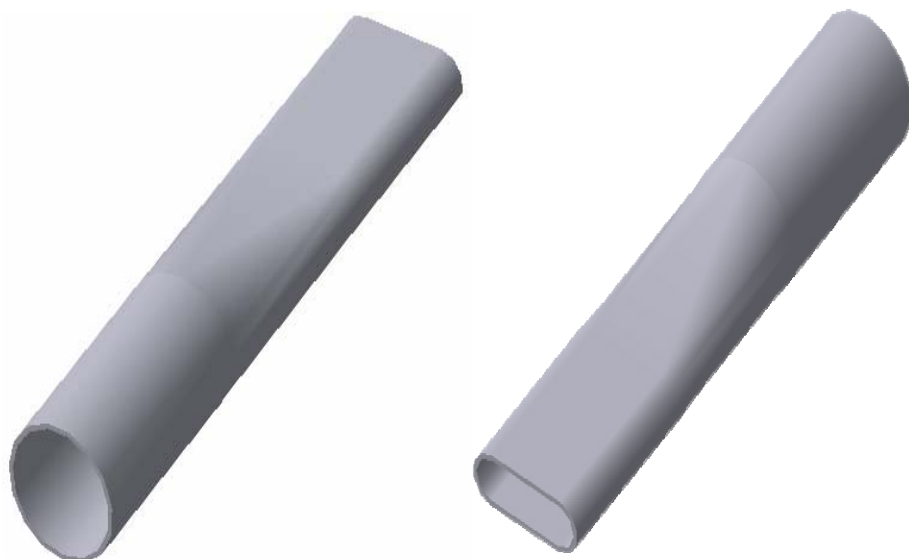


Рис. 7.5. Круглі закінчення плоскоовальних труб

Це рішення забезпечує:

- виконання отворів в колекторах, до яких приєднуються труби, шляхом простої операції свердління, замість операції фрезерування;
- можливість локалізації згинів труб на ділянках круглого профілю (рис. 7.6), 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 плоскоовальних.

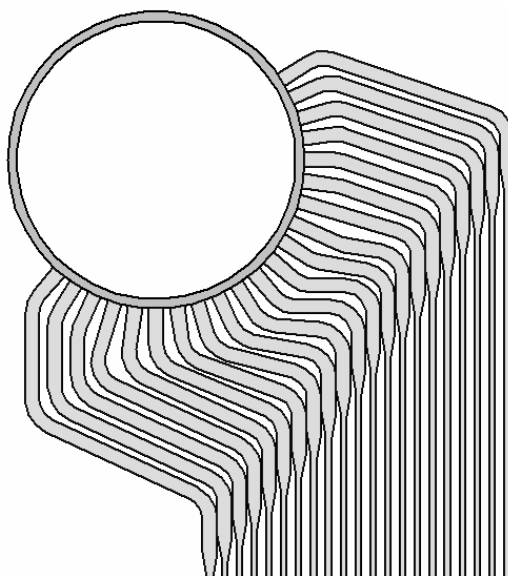


Рис. 7.6. З'єднання круглих труб з колектором

На кожній трубі поверхонь нагрівання виконується не менше двох згинів з достатніми для компенсації температурних подовжень значеннями кутів згину (рис. 7.7).

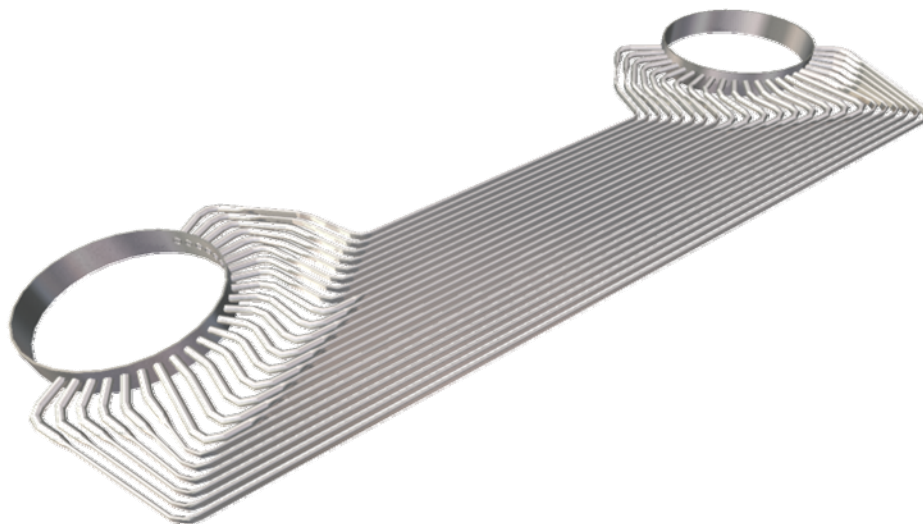


Рис. 7.7. Однорядний елемент половини модулю регенератора-повітронагрівача

Застосовуються колектори великого внутрішнього діаметру ($d_k \geq 0,8 \text{ м}$), 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-повітронагрівача.

Труби поверхонь нагрівання та колектори збираються у X - подібні модулі (рис. 7.8) масою не більше 9 т, що дозволяє застосовувати при монтажі регенератора штатні мобільні підйомно - транспортні засоби.

Кількість модулів визначає теплову потужність повітронагрівача і ступінь регенерації установки.

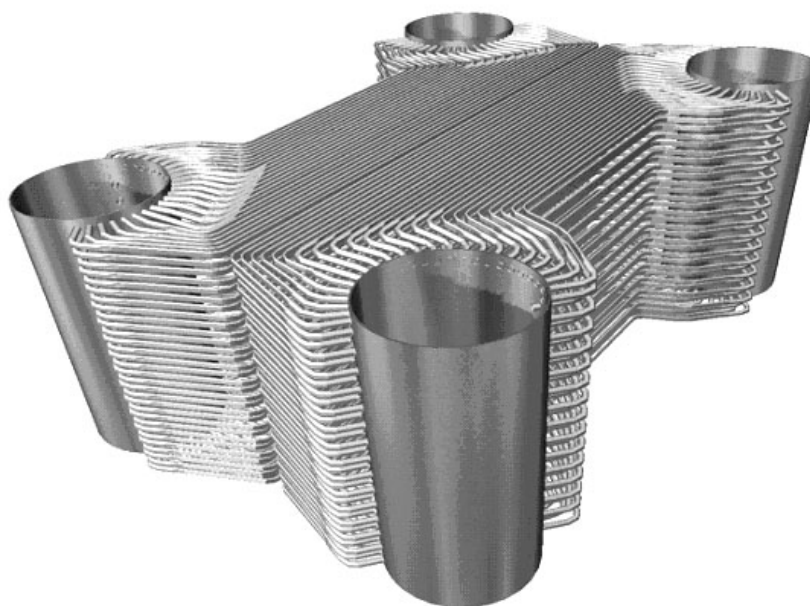


Рис. 7.8. Модуль регенератора-повітронагрівача ГПК-10

Двохпоточний регенератор має вертикальну компоновку газоходів (рис. 7.9), що дозволяє відмовитися від окремо розташованої димової труби та корисно застосовувати ефект самотяги.

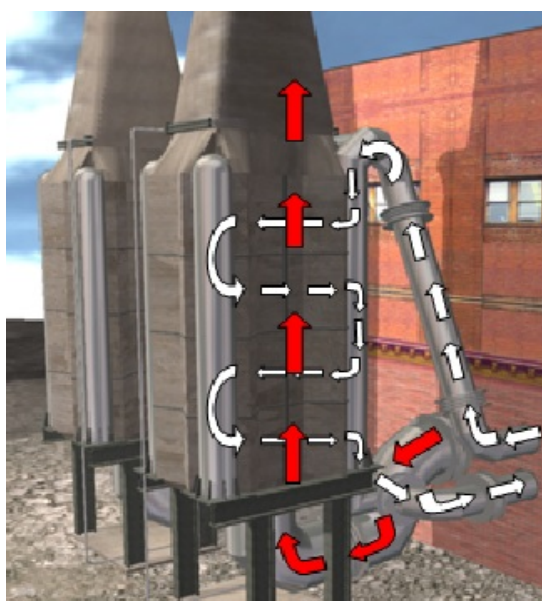


Рис. 7.9. Вертикальне компонування газоходів регенератора

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-повітронагрівачів для ступенів регенерації $r = 0,80$ та $r = 0,85$. Результати такого аналізу наведені в таблиці 7.3 та на рис. 7.10, 7.11.

Таблиця 7.3

Характеристики поверхні нагріву повітронагрівача
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 зростання цих характеристик відносно невелике, що дозволяє не виходити за встановлені обмеження. Так, навіть при значенні $r = 0,85$ 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 (рис. 7.11). Тобто ми маємо типо-ряд уніфікованих регенераторів.

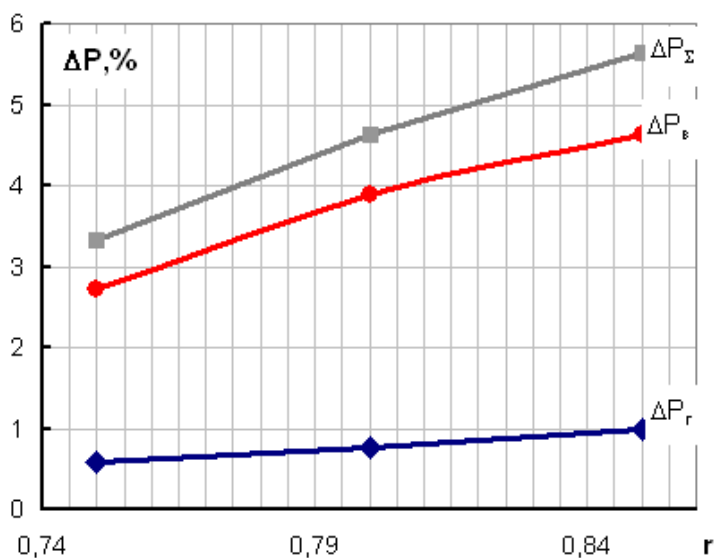


Рис. 7.10. Залежність втрат тиску від ступеня регенерації

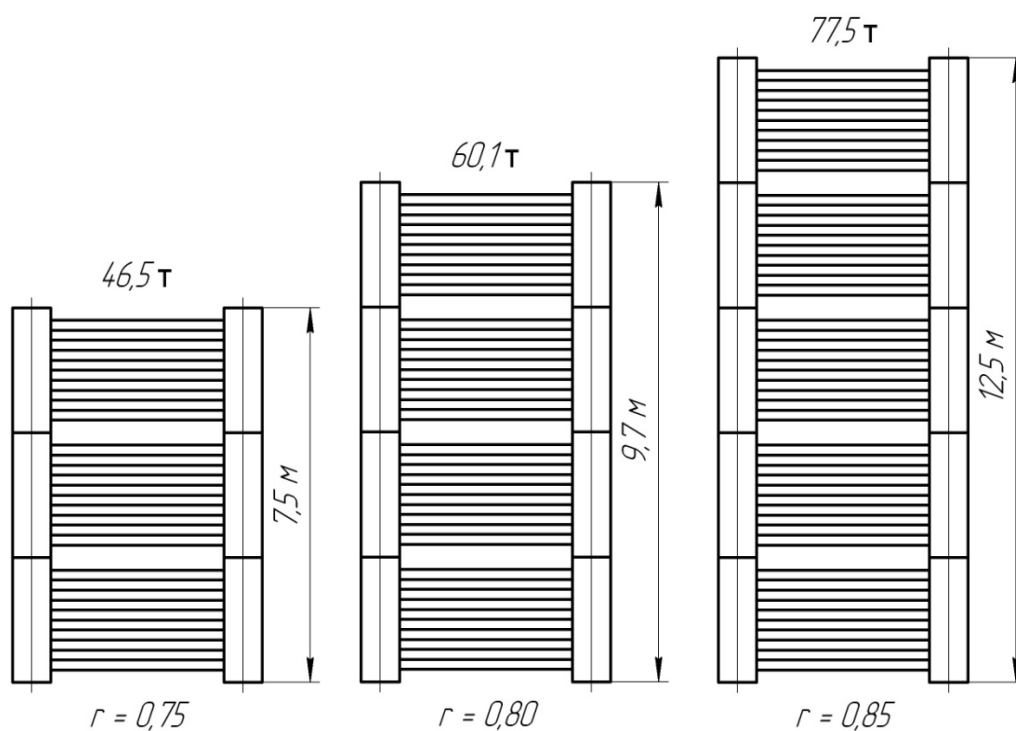


Рис. 7.11. Зіставлення маси труб і висоти теплообмінників з різною ступінню регенерації

Найбільш вирогідно за наявних умов на ГТС України використання регенераторів зі значенням $r = 0,82$. 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.

7.3 Висновки

За результатами розрахунку регенератора-повітрянагрівача ГПК-10 можна зробити наступні висновки:

1. Запропонований метод вдосконалення трубчастих поверхонь нагріву регенераторів-повітрянагрівачів ГТУ є перспективними.

2. 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 повітрянагрівача, а значить і його собівартість, а також можливо використовувати при виробництві регенератора існуюче технологічне обладнання, а при реконструкції конкретних газоперекачуючих станцій - існуюче монтажне обладнання і фундаменти.

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

ВИСНОВКИ

В дисертації запропоновано нове вирішення наукової проблеми підвищення теплоаеродинамічної ефективності трубчастих поверхонь нагрівання, шляхом дослідження та впровадження плоскоовальних труб. Виконана велика багатопланова комплексна робота у підсумку якої, можна зробити наступні висновки.

1. Вперше за допомогою надійного та апробованого методу повного теплового моделювання, використовуючи електрокалориметрування, виконано дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну шахових пакетів плоскоовальних труб в інтервалі значень геометричних і режимних параметрів: $d_2/d_1 = 2...5,0$, $S_1/d_1 = 2...3,5$ та $S_2/d_1 = 2,4...5,3$, $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^3 ... 30 \cdot 10^3$. Отримано узагальнюючі залежності (4.1), (4.3) та (4.5), 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 $d_2/d_1 = \text{const}$ 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 однаковим чином впливає на картини течії в пакетах плоскоовальних труб. Так збільшення параметру d_2 при $S_2 = \text{const}$, як і зменшення кроку S_2 при $d_2 = \text{const}$, 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 (реальних) 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. Вперше помічено, 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. Вперше проведені дослідження аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб в широких інтервалах зміни геометричних і режимних характеристик: параметру d_2/d_1 - в інтервалі від 2 до 5, поперечного кроку труб $S_1 = 30...52,5$ мм, поздовжнього кроку $S_2 = 35...90$ мм при значеннях числа Рейнольдса $Re_{d_1} = 2 \cdot 10^3...30 \cdot 10^3$. Результати узагальнені співвідношеннями, які є функціями, параметру розміщення S_1/S_2 , приведеної довжини поверхні H/F та числа Рейнольдса Re_{d_1} . Для розрахунку аеродинамічного опору шахових пакетів пропонуються залежності (5.1), (5.8) та (5.10). 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 , 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 є нижчим, ніж у пакетах з круглих труб.

7. Виконано експериментальні дослідження впливу на теплообмін і аеродинамічний опір числа поперечних рядів труб шахових пакетів. Неврахування впливу цього фактора призводить до невинновданого заниження або завищення площі теплообмінного устаткування.

Запропоновані залежності для розрахунку поправок, які враховують вплив кількості поперечних рядів на теплообмін (4.9) та опір пакетів (5.13).

8. 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.

9. 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 20...30 %, що підвищить надійність і поліпшить їх експлуатаційні характеристики.

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

11. 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, а також можливо використовувати при виробництві регенератора існуюче технологічне обладнання, а при реконструкції конкретних газоперекачуючих станцій - існуюче монтажне обладнання і фундаменти.

Результати роботи використані ТОВ МВВФ „Енергетик” при виконанні пошукових проектно-конструкторських робіт в напрямку розробки конвективних поверхонь теплообміну для повітронагрівача-регенератора ГТУ (ГПК-10).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Антуфьев В.М. Теплоотдача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоке [Текст] / В. М. Антуфьев, Г. С. Белецкий. – М. – Л.: Машгиз, 1948. – 119 с.
2. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В.М. Антуфьев. – М. Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
3. Кэйс В.М. Компактные теплообменники [Текст] / В.М. Кэйс, А.Л. Лондон. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
4. Brauer H. Mitt. Verein Grosskesselbesitzer [Текст] / H. Brauer // – 1961. – №73.- P. 260-276.
5. Merker G.P. Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes [Текст] / G.P. Merker, H. Hanke // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1986. – V. 29. – №12. – P. 1903-1909.
6. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление (справочное пособие) [Текст] / С. С. Кутателадзе. М.: Энергоатомиздат, 1990. – 368 с.
7. Ala Ali Hasan. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air [Текст] / Ala Ali Hasan // Heat and Mass Transfer, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission. P. 1-32.
8. Ala Ali Hasan. Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers [Текст] / Ala Ali Hasan, Kai Sirén// Applied Thermal Engineering. – V.24. – № 5-6. – 2004. – P. 777-790.
9. Ota T. Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1:2 [Текст] / T. Ota, S. Aiba, T. Tsuruta, M. Kaga // Bulletin of JSME. – 1983. – V. 26. – № 212. – P. 262–267.

10. Ota T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder [Текст] / T. Ota, H. Nishiyama, Y. Taoka // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1984. – V. 27.- № 10. – P. 1771–1779.
11. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках [Текст] / А. А. Жукаускас. М.: Наука, 1982. – 472 с.
12. Kondjoyan A. Effects of free stream turbulence intensity on heat and mass transfer at the surface of a circular cylinder and an elliptical cylinder axis ratio 4 [Текст] / A. Kondjoyan, J.D. Daudin // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1995. – V. 38. – № 10. – P. 1735-1749.
13. Salazar E. Evaluation of the heat transfer coefficient in a bank of elliptic tubes [Текст] / E. Salazar, J.J. Gonzalez, A. Lopez De Ramos, F. Pironti, D. Gonzalez-Mendizabal // American Institution of Chemical Engineers Symposium. Series Heat Transfer. – 1997. – № 314. – P. 185–190.
14. Memory S. B. Free and forced convection laminar film condensation on horizontal elliptical tubes [Текст] / S.B. Memory, V.H. Adams, P.J. Marto // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1997. – V. 40. – № 14. – P. 3395-3406.
15. Rocha A.O. A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers [Текст] / A.O. Rocha, F.E.M. Saboya, J.V.C. Vargas // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 1997. – V. 18. – № 2. - P. 247-252.
16. Saboya S. M. Experiments on elliptic sections in one- and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers [Текст] / S.M. Saboya, F.E.M. Saboya // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2001. – V.24. – № 1-2. – P.67-75.
17. Matos R. S. Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection [Текст] / R.S. Matos, J.V.C. Vargas, T.A. Laursen, F.E.M. Saboya // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2001. – V. – 44. – № 20. – P. 3953-3961.

18. Bordalo S.N. Pressure drop coefficients for elliptic and circular sections in one, two and three-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers [Текст] / S.N. Bordalo, F.E.M. Saboya // J. Braz. Soc. Mech. Sci. – 1999. – №4. – P. 600-610.
19. Castiglia D. An experimental and numerical study of the flow past elliptic cylinder arrays [Текст] / D. Castiglia, S. Balabani, G. Papadakis, M. Yianneskis // Proc. Inst. Mech. Engs. (ImechE). – 2001. – Part C 215. – P. 1287-1301.
20. Badr H.M. Numerical simulation of the unsteady flow over an elliptic cylinder at different orientations [Текст] / H.M. Badr, S.C.R. Dennis, S. Kocabiyik // Int. J. Numer. Meth. Fluids 37. – 2001. – P. 905–931.
21. Khan M. G. An experimental characterization of cross-flow cooling of air via an in-line elliptical tube array [Текст] / M.G. Khan, A. Fartaj, D. S. -K. Ting // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2004. – V. 25. – № 4. – P. 636-648.
22. Huang Suyi. Convection and heat transfer of elliptical tubes [Текст] / Huang Suyi, Pu Shizhou // Heat and Mass Transfer. – 1995. – № 30. – p. 411-415.
23. Uzol O. Elliptical Pin Fins as an Alternative to Circular Pin Fins for Gas Turbine Blade Cooling Applications Part 1: Endwall Heat Transfer and Total Pressure Loss Characteristics [Текст] / Uzol O., Camci C. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2001 International Gas Turbine Institute Conference, New Orleans, LA. – 2001, June 4-7. – 13 p.
24. Matos R. S. Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection [Текст] / R.S. Matos, J.V.C. Vargas, T.A. Laursen, A. Bejan // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2004. – V. 47. – № 6-7. – P. 1347-1359.
25. Matos R. S. Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection [Текст] / R.S. Matos, T.A. Laursen, J.V.C. Vargas, A. Bejan // International Journal of Thermal Sciences. – 2004. – V. 43. – № 5. – P. 477-487.

26. Zhihua Li. Numerical simulation of flow field and heat transfer of streamlined cylinders in crossflow [Текст] / Zhihua Li, Jane Davidson, Susan Mantell // ASME Summer Heat Transfer Conference, July 17-22, 2005, San Francisco, California, USA. – 23 P.

27. Tao Y.B. Three-dimensional numerical study and field synergy principle analysis of wavy fin heat exchangers with elliptic tubes [Текст] / Y.B. Tao, Y.L. He, Z.G. Wu, W.Q. Tao // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2007. – V. 28- № 6. – P. 1531-1544.

28. Min J. Numerical Analysis of Effects of Tube Shape on Performace of a Finned Tube Exchanger [Текст] / J. Min, R. Webb // Journal of Enhanced Heat Transfer. – 2004. – V.11. – №1. – P.61-74.

29. Ота Т. Теплообмен при обтекании tandemной пары эллиптических цилиндров [Текст] / Т. Ота, И. Нисияма, С. Коминами, И. Сато // Теплопередача. – 1986. – №3. – С. 27-33.

30. Nouri-Borujerdi A. Flow visualization around a non-circular tube [Текст] / A. Nouri-Borujerdi, A. M. Lavasani // IJE Transactions B: Applications. – Vol. 19. – No. 1, December 2006 – P. 73-82.

31. Nouri-Borujerdi A. Drag of a single non-circular cylinder [Текст] / A. Nouri-Borujerdi, A. M. Lavasani // The Eighteenth International Symposium on Transport Phenomena, 27-30 August, 2007, Daejeon, KOREA – P.2104-2108.

32. Nouri-Borujerdi A. Experimental study of forced convection heat transfer from a cam shaped tube in cross flows [Текст] / A. Nouri-Borujerdi, A. M. Lavasani // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2007. – №50. – P. 2605-2611.

33. Наука – Хабаровскому краю: Материалы XI краевого конкурса конференции молодых ученых и аспирантов (Секция технических наук). 21 января 2009 г. Математическая модель охлаждающих устройств тепловозов [Текст] / А.С. Слободенков // Хабаровск, Россия. Изд-во Тихоок. гос. ун-та. – 2009. – С. 59-68.

34. Кузнецов В.В. Исследование теплообмена в пучках профилированных труб [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – №4/6 (40). – С. 44-47.
35. Кузнецов В.В. Тепло и гидродинамическая эффективность пучков эллиптических труб [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3/3 (45). – С. 53-56.
36. Бурков В.К. Исследования теплообмена и аэродинамики пучков из овальных труб [Текст] / В.К. Бурков, В.П. Медведский, И. Ю. Кочегарова, Ю.И. Лафа // Теплоэнергетика. – 2010. – №3. – С.42-45.
37. Пиир А.Э. Исследование влияния профиля несущей трубы и формы поперечного ребра на энергомассовые характеристики аппарата воздушного охлаждения [Текст] / А.Э. Пиир, В.Б. Кунтыш // Труды II Российской Национальной конференции по теплообмену. Москва, 1998. – т.6. Интенсификация теплообмена. – С. 178-180.
38. Hilpert R. Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren im Luftstrom [Текст] / R. Hilpert // – Forsch. Ingenieurw., 1933. – Bd. 4. – S.215-224.
39. Дыбан Е.П. Теплообмен и гидродинамика турбулизированных потоков [Текст] / Е.П. Дыбан, Э.Я. Эпик // К.: Наукова думка, 1985. – 296 с.
40. Morgan V.T. The overall heat transfer for smooth circular cylinder [Текст] / V.T. Morgan // Advances in Heat Transfer. – 1975. – № 11. – p.199-264.
41. Письменный Е.Н. Универсальная зависимость для расчета конвективного теплообмена поперечно-обтекаемых пучков гладких труб [Текст] / Е.Н. Письменный // Теплоэнергетика. – 2010. – №3. – С. 34-41.
42. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. – СПб: НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
43. Мигай В.К. Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб [Текст] / В.К. Мигай, Э.В. Фирсова // Л.: Наука, 1986. – 195 с.
44. Жукаускас А.А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб [Текст] / А.А. Жукаускас, Р.В. Улинскас // Вильнюс: Мокслакс, 1986. – 204 с.

45. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Изд. 3, под редакцией С.И. Мочана – Л.: Энергия, 1977. – 256 с.
46. Стасюлявичюс Ю. К., Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб [Текст] / Ю. К. Стасюлявичюс, А. Ю. Скринска.- Вильнюс: Минтис, 1974. – 243 с.
47. Юдин В. Ф. Теплоотдача и сопротивление пучков оребренных труб с различными высотами и шагами ребер при больших числах Re [Текст] / В. Ф. Юдин, Л. С. Тохтарова // Энергомашиностроение. – 1972. – №12. – С. 21-23.
48. Юдин В.Ф. Теплообмен пучков оребренных труб овального профиля [Текст] / В.Ф. Юдин, Е.Д. Федорович // Тепломассообмен. ММФ-92. Конвективный тепломассообмен. Т.1. Ч. 1. Минск: АНК ИТМО АНБ, 1992. – С. 58-61.
49. Кунтыш В.Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения [Текст] / В.Б. Кунтыш, Н.М. Кузнецов. – С-Пб.: Энергоатомиздат. Санкт – Петерб. отд., 1992. – 280 с.
50. Юдин В.Ф. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб [Текст] / В.Ф. Юдин, Л.С. Тохтарова // Энергомашиностроение. – 1974. – № 1. – С . 19 – 21.
51. Повх Н.П. Аэродинамический эксперимент в машиностроении [Текст] / Н. П. Повх. – Л.: Машиностроение, 1974. – 477 с.
52. Исаченко В.П. Теплопередача [Текст] / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
53. Михеев М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М. А. Михеев, И. М. Михеева. М.: Энергия, 1973. – 320 с.
54. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления (физико-механические основы) [Текст] / И.Е. Идельчик. М. – Л.: Госэнергоиздат, 1954. – 316 с.
55. Касандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений [Текст] / О. Н. Касандрова, В. В. Лебедев. М.: Наука, 1970. – 104 с.

56. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин [Текст] / А. Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1974. – 108 с.
57. Гутер Р.С. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта [Текст] / Р.С. Гутер, Б.В. Овчинский. – М.: Наука, 1970. – 432 с.
58. Белов И. А. Моделирование турбулентных течений. Учебное пособие [Текст] / И.А. Белов, С.А. Исаев. СПб: БГТУ, 2001. – 107 с.
59. Fluent Inc. Fluent 6.1 users guide, Lebanon, 2003.
60. Жукаускас А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости [Текст] / А. Жукаускас, И. Жюгжда. – Вильнюс Мокслас, 1979. – 240 с.
61. Чжен П. Отрывные течения [Текст] / П.Чжен – М.: Мир, 1972. – Т.1. – 298 с.
62. Чжен П. Отрывные течения [Текст] / П.Чжен – М.: Мир, 1972. – Т.2. – 280 с.
63. Baker C.I. The turbulent horseshoe vortex [Текст] / C.I. Baker // Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. – 1980. – V. 6. – N 1-2. – P. 9-23.
64. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа [Текст] / М. Ван-Дайк. – М.: Мир, 1986. – 184 с.
65. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст] / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
66. Дыбан Е.П., Юшина Л.Е. Теплообмен цилиндра конечной длины [Текст] / Е.П. Дыбан, Л.Е. Юшина // Промышленная теплотехника. – 1982. – Т.4. – №5. – С.3-8.
67. Quarmby A. Effect of finite length on forced convection heat transfer from cylinders [Текст] / A. Quarmby, A.A.M. Al-Fakhri // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1980. – V. 23. – № 4. – P. 463-469.
68. Патент на корисну модель №54180 Україна, МПК G01P5/00. Спосіб візуалізації течії газового потоку [Текст] / Є.М.Письменній, О.І Руденко, О.П.

Ніщик, О.М. Терех, О.В. Семеняко; заявник та володар патенту на корисну модель НТУУ”КПІ” – u201006121; заявл. 20.05.2010; опубл. 25.10.2010. Бюл. №20.

69. Письменный Е. Н. Структура потока в полукоткрытых плоских каналах с разрезными стенками элементов охлаждения РЭА [Текст] / Е.Н. Письменный, Э.Я. Эпик, А.В. Баранюк, А.М. Терех, В.Д. Бурлей // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т.28, №4. – С. 45-52.

70. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-ребренных труб [Текст] / Е.Н. Письменный. – Киев: Альтерпрес, 2004. – 244 с.

71. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно ребренных труб [Текст] / В.Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.

72. Алексеев В.В., Гачечиладзе И.А., Кикнадзе Г.И., Олейников В.Г. Смерчевой энергообмен на трехмерных вогнутых рельефах - структура самоорганизующихся течений, их визуализация и механизмы обтекания поверхностей [Текст] / В. В. Алексеев, И. А. Гачечиладзе, Г. И. Кикнадзе, В. Г. Олейников // Труды Второй Российской национальной конференции по теплообмену. Т.6. Интенсификации теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. М.:МЭИ. – 1998. – С.33-42.

73. Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 7. Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении [Текст] / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук; Институт технической теплофизики НАН Украины. – Киев, 2008. – 292 с.

74. Быстров, Ю. А. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб [Текст] / Ю. А. Быстров, С. А. Исаев, Н. А. Кудрявцев, А. И. Леонтьев. – Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. – 389 с.

75. Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 5. Теплообмен и теплогидравлическая эффективность

вихревых и закрученных потоков [Текст] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, С. В. Шевцов. – Киев: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.

76. Гортышов Ю. Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена [Текст] / Ю. Ф. Гортышов, И. А. Попов, В. В. Олимпиев, А. В. Щелчков, С. И. Каськов. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.

77. Chyu M.K. Concavity enhancement heat transfer in an internal cooling passage [Текст] / M. K. Chyu, Y Yu, H. Ding, J. P. Downs, F. O. Soechting // ASME Paper. – 1997. – 97-GT-437. – 8p.

78. Исаев С.А. Методологические аспекты численного моделирования динамики вихревых структур и теплообмена в вязких турбулентных течениях [Текст] / С. А. Исаев, А. И. Леонтьев, А. Е. Усачов // Известия РАН. Энергетика. – 1996. – №4. – С. 140-148.

79. Исаев С.А. Численное исследование теплообмена и механизмов вихревой динамики при обтекании сферических углублений [Текст] / С.А. Исаев, Я. П. Чудновский // Труды I национальной конференции по теплообмену. Интенсификация теплообмена. М.:Изд-во МЭИ. – 1994. – Т.8. – С.80-85.

80. Henry F.S., Pearcey H.H. / AIAA J. 1994. V.32. №12 P.2415-2425.

81. Исаев С.А. Численное исследование струйно-вихревого механизма интенсификации тепломассообмена в окрестности сферической лунки на плоскости при обтекании ее потоком несжимаемой вязкой жидкости с учетом влияния асимметрии формы, естественной конвекции и нестационарных процессов [Текст] / С. А. Исаев, А. И. Леонтьев, А. Е. Усачов, Д. П. Фролов // Труды II Российской национальной конференции по теплообмену. Т.6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. М.:МЭИ. – 1998. – С.121-124.

82. Исаев С.А. Идентификация самоорганизующихся струйно-вихревых структур при численном моделировании ламинарного течения и теплообмена в окрестности несимметричной уединенной лунки [Текст] / С. А. Исаев, А. И. Леонтьев, А. Е. Усачов, Д. П. Фролов // Известия РАН. Энергетика. – 1999. – №2. – С.126-136.

83. Исаев С.А. Идентификация самоорганизующихся смерчеобразных структур при численном моделировании турбулентного обтекания лунки на плоскости потоком несжимаемой жидкости [Текст] / С. А. Исаев, А. И. Леонтьев, П. А. Баранов // Письма в Журнал Технической Физики. – 2000. – Т.26. – Вып.1. – С.28-35.

84. Исаев С.А. Численный анализ влияния вязкости на вихревую динамику при ламинарном отрывном обтекании лунки на плоскости с учетом ее асимметрии [Текст] / С. А. Исаев, А. И. Леонтьев, П. А. Баранов, Х. Т. Метов, А. Е. Усачов // Инженерно-физический журнал. – 2001. – Т.74. – №2. – С. 62-67.

85. Исаев С.А. Бифуркация вихревого турбулентного течения и интенсификация теплообмена в лунке [Текст] / С. А. Исаев, А. И. Леонтьев, П.А. Баранов, А. Е. Усачов // Доклады РАН. – 2000. – Т.373. – №5. – С.615-617.

86. Исаев С.А. Численное моделирование вихревого теплообмена в организованных и самоорганизующихся отрывных течениях [Текст] / Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XIII школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. Том 1. – М.:МЭИ, 2001. – С.28-31.

87. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамическое сопротивление при поперечном обтекании воздухом первого ряда пучка труб со сферическими углублениями [Текст] / А. А. Халатов, А. Ж. Мейрис, Т. В. Доник, А. В. Гамрецькая // Вісник НТУ „ХПІ”. – 2015. – № 16 (1125). – С. 50–53.

88. Isaev S. Vortex heat transfer enhancement in narrow channel by oval dimples arrangement [Текст] / S. Isaev, Ja. Chudnovsky, A. Leontiev, N. Kornev, E. Hassel // Proceedings of the 2013 ASME Summer Heat Transfer Conference SHTC-2013, July 14-19, 2013, Minneapolis, Minnesota, USA, HT2013-17596. – 2013. – 8p.

89. Leontiev A. Numerical modeling and physical simulation of vortex heat transfer enhancement mechanisms over dimpled relief [Текст] / A. Leontiev, S. Isaev, N. Kornev, Ja. Chudnovsky, E. Hassel // Proceedings of the 14 Int. Heat Transfer Conf. IHTC 14, IHTC14-22334. – 2010. – 10p.

90. Грязнов Н.Д. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. пособие [Текст] / Н.Д. Грязнов, В. М. Епифанов, В. Л. Иванов, Э. А. Манушин. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.

91. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников [Текст] / В. К. Мигай. – Л.: Энергия. Ленингр. Отделение, 1980. – 144 с.

92. Калинин Э. К. Эффективные поверхности теплообмена [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп, А. С. Мякочин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.

ДОДАТОК А

Практичне застосування результатів досліджень

„ЗАТВЕРДЖУЮ”
 Генеральний директор
 ТОВ МВВФ „Енергетик”
 Пархоменко О.Г.
 16.02.2016 р.

АКТ
про використання результатів дисертаційної роботи
«Теплообмін і аеродинаміка пучків плоскоовальних труб в поперечному потоці»
Кондратюка В.А.

Ми, що нижче підписалися, керівник Київського інженерінгового центру ТОВ МВВФ „Енергетик” Овсієнко І.П., заступник декана теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України “КПІ” Коньшин В.І., склали даний акт в тому, що результати дисертаційної роботи Кондратюка Вадима Анатолійовича «Теплообмін і аеродинаміка пучків плоскоовальних труб в поперечному потоці» використані при виконанні пошукових проектно-конструкторських робіт в напрямку розробки конвективних поверхонь теплообміну для повітрянагрівача-регенератора ГТУ (ГПК-10).

В результаті проведених робіт було виявлено, що при використанні плоскоовальних труб замість гладких труб круглого перерізу, дозволить підвищити компактність і знизити металоємність теплоенергетичного устаткування на 20...30 %, що підвищить надійність і поліпшить їх експлуатаційні характеристики, а також при впровадженні результатів досліджень в практику забезпечать істотне підвищення економічності і довготривалості функціонування теплоенергетичного устаткування, скорочення термінів їх проектування і модернізації.

Науково-дослідна робота виконана на високому науковому рівні.

Керівник Київського інженерінгового центру ТОВ МВВФ „Енергетик”

/Овсієнко І.П./

Заступник декана ТЕФ
 НТУУ “КПІ”

/к.т.н., доц.Коньшин В.І./



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор

Національного технічного університету
України "Київський політехнічний інститут"Ю.І. Якименко
2016 р.

АКТ

Про використання в навчальному процесі кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Теплоенергетичного факультету НТУУ "КПІ" результатів дисертаційної роботи Кондратюка Вадима Анатолійовича «Теплообмін і аеродинаміка пучків плоскоовальних труб в поперечному потоці».

Комісія у складі заступника декана Теплоенергетичного факультету НТУУ "КПІ" к.т.н., доц. Шевеля С.В. (голова комісії) та викладачів кафедри АЕС і ІТФ к.т.н., доц. Рогачова В.А. і к.т.н., доц. Кравця В.Ю. розглянула стан використання матеріалів дисертаційної роботи Кондратюка В.А. при підготовці фахівців за напрямком підготовки 6.050601 "Теплоенергетика" програми професійного спрямування "Теплофізика".

Комісія прийшла до висновку:

Матеріали дисертаційної роботи Кондратюка В.А. входять до складу дисципліни "Методи та засоби комп'ютерного моделювання", застосовуються при підготовці лабораторної роботи "Моделювання течії в примежових шарах діафрагм складного профілю", в дисципліні "Котельні установки ТЕС" введений розділ лекцій "Низькотемпературні поверхні парових котлів – економайзери, повітропідігрівники" та "Оборотне охолодження води за допомогою градиєнтів" дисципліни "Обробка води на ТЕС", в дисципліні "Спеціальні питання теплообміну" введено практичне заняття на тему "Розрахунки теплообміну та опору циліндрів різного профілю". Вищеперелічені дисципліни викладаються студентам за напрямком підготовки 6.050601 "Теплоенергетика" програми професійного спрямування "Теплофізика".

Голова комісії

Члени комісії



/к.т.н., доц. Шевель С.В./

/ д.т.н., доц. Рогачов В.А./

/ к.т.н., доц. Кравець В.Ю./