

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

УДК 536.24

ПОГОДЖЕНО

**Директор ННІ енергетики,
автоматики і енергозбереження**

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Інженерії енергосистем**

_____ /Каплун В.В./

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

_____ /Антипов Є.О./

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**на тему: «Розробка та дослідження нових інтенсифікаторів
теплообміну для теплообмінників рекуперативного типу»**

Спеціальність **144 «Теплоенергетика»**

Освітня програма **Інженерія відновлювальних джерел енергії та
енергоменеджмент**

Орієнтація освітньої програми **Освітньо-професійна**

Гарант освітньої програми

Професор, доктор технічних наук _____

Горобець В.Г.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Професор, доктор технічних наук _____

Горобець В.Г.

Виконав _____

Оксимець Ю.О.

КИЇВ – 2024

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри «Інженерії енергосистем»

Доцент, к.т.н. _____ /Антипов Є.О./

«__» _____ 20__ року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Оксимцю Юрію Олександровичу

Спеціальність 144 Теплоенергетика

Освітня програма Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент

Орієнтація освітньої програми Освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Розробка та дослідження нових інтенсифікаторів теплообміну для теплообмінників рекуперативного типу

Затверджена наказом ректора НУБіП України від «19» грудня 2023р. №2334 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру «15» листопада 2024р.

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи завдання кафедри теплоенергетики на дипломне проектування, матеріали виробничої практики, нормативні документи по проектуванню енергетичних об'єктів.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Огляд літератури по рекуператорах і інтенсифікаторах теплообміну
2. Основні конструкції рекуператорів
3. Основні типи інтенсифікаторів теплообміну
4. Моделювання процесів гідродинаміки і теплопереносу для інтенсифікаторів нового типу
5. Техніко-економічне обґрунтування запропонованих заходів

Дата видачі завдання «__» _____ 20__ р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ /Горобець В.Г./

Завдання прийняв до виконання _____ /Оксимець Ю.О./

ЗМІСТ

Вступ	3
РОЗДІЛ 1. Теплообмінники, конструкції і область застосування	6
1.1. Кожухотрубні теплообмінники	8
1.2. Пластинчаті теплообмінники	10
РОЗДІЛ 2. Теплообмінники, рекуператори та їх застосування в енергетиці	14
РОЗДІЛ 3. Основні типи оребрення та інтенсифікаторів теплообміну	19
3.1. Оребрені поверхні	22
3.2. Турбулізатори потоку і інтенсифікатори теплообміну	25
3.4. Розрахунок оребрених пучків труб	26
РОЗДІЛ 4. Розробка і вибір геометрії інтенсифікаторів нового типу	32
РОЗДІЛ 5. Чисельне моделювання процесів гідродинаміки і теплопереносу при обтіканні лунок нової конфігурації	37
5.1. Чисельне моделювання гідродинаміки і теплопереносу лунок	37
5.1.1. Розробка 3d геометрії лункової поверхні	37
5.1.2. Використання методу кінцевих елементів для побудови сітки 3d в <i>ansys meshing</i>	40
5.1.3. Математичне моделювання тепло- і масообмінних процесів при обтіканні лункових поверхонь	44
5.1.4. Результати чисельного моделювання процесів переносу для лункових поверхонь	49
Висновки	57
Список використаних джерел	58

РЕФЕРАТ

Основні положення викладено на 65 сторінках, містить 3 таблиці та 20 рисунків. Для написання магістерської роботи було опрацьовано 79 літературних джерел.

У даній дипломній роботі підведено підсумки виконаних досліджень. У першому розділі наведено огляд літератури щодо інтенсифікаторів теплообміну та теплообмінників, а також розглянуті основні конструкційні особливості і принципи їх роботи. Сформульовано завдання магістерської кваліфікаційної роботи.

У другому розділі розглянуті принципи роботи рекуператорів повітря для вентиляційних систем, їх конструкційні особливості та основні принципи роботи.

Третій розділ присвячений аналізу прикладів інтенсифікаторів теплообміну та ребрених поверхонь різної конфігурації. Проведено аналіз необхідності використання різноманітних методів інтенсифікації теплообміну для покращення масогабаритних характеристик пластинчатих та кожухотрубних теплообмінників. Описано різні типи інтенсифікаторів теплообміну, фізичні основи їхнього впливу на процеси теплопереносу на робочих поверхнях теплообмінників, а також переваги та недоліки існуючих моделей.

У наступному розділі запропоновані інтенсифікатори нового типу. Окреслено основні конструктивні відмінності в геометрії нового типу турбулізатора потоку. На основі нової геометрії проведено чисельне моделювання гідродинаміки та теплопереносу лунок нового типу, розроблено 3D-модель геометрії лункової поверхні, а також проведено математичне моделювання тепло- та масообмінних процесів при обтіканні лункових поверхонь. У результаті чисельних розрахунків отримано поля швидкостей, температур, тисків та проаналізовано результати чисельних досліджень.

Висновки підсумовують результати проведених досліджень та чисельного моделювання нового типу інтенсифікаторів теплообміну.

ВСТУП

Теплообмінні апарати, основані на поперечному обтіканні пучків труб, широко застосовуються в хімічній, енергетичній, металургійній та інших областях промисловості. Незважаючи на недостаток в компактності та ефективності теплообміну у порівнянні з пластинчастими теплообмінниками, у багатьох випадках їм немає альтернативи, оскільки надійність, тривалість ресурсу, зручність в обслуговуванні, можливості оперативної заміни непридатних елементів та блоків повністю перекривають більшість значних недоліків [1], [5], [6]. Найбільш поширене практичне використання кожухотрубних теплообмінних апаратів – це проведення технологічних процесів (в установках хімічної технології), утилізація теплоти викидних газів (металургійні та інші печі), а також рекуперація теплоти викидних газів енергоустановок різного типу з метою підвищення їх ККД [9], [11].

При проектуванні та створенні теплообмінного устаткування із заданим тепловим навантаженням основні зусилля направляються на зменшення теплообмінної поверхні та підвищення компактності, оскільки теплообмінники становлять значну частину всієї теплоенергетичної установки по габаритам та матеріалоемності. Це призводить до необхідності інтенсифікації теплообміну, тобто підвищення коефіцієнту теплопередачі у порівнянні з використанням гладких поверхонь. Однак інтенсифікація теплообміну, як правило, супроводжується випереджаючим зростанням гідравлічних втрат. Тому досліджують та інсталиють різні методи, спрямовані на підвищення тепло-гідравлічної ефективності теплообмінників [4], [2], [13]. Одним із перспективних методів покращення тепло-гідравлічних властивостей теплообмінників є нанесення на поверхню заглиблень різної форми (у більшості випадків – форми сферичного сегменту). Особливості обтікання заглиблень полягають в утворенні вихрових структур, які значно турбулізують пограничний шар, що приводить до інтенсифікації теплообміну, але практично не впливають на гідравлічний опір [10], [12].

Основний масив експериментальних та теоретичних досліджень теплообміну та гідродинаміки при обтіканні поверхонь із заглибленнями відноситься до потоків в плоских каналах. В останні двадцять років досягнуто значний прогрес у дослідженні теплообміну і гідродинаміки при обтіканні плоскої поверхні із заглибинами різної форми – сферичної, циліндричної, овальної, еліптичної, гексагональної, краплеподібної, тощо. Значний внесок в дослідження та систематизацію даних по даній проблемі зробили такі вчені, як А.І.Леонтьєв, А.П.Козлов, Я.П. Чудновский, С.А.Ісаєв, Ф.Ліграни, Й. Турнов, Б. Вейганд, В.І.Терехов, А.А. Халатов, Г.И. Кікнадзе та багато інших [15], [17], [19]. Отримані та проаналізовані дані щодо структури потоку, коефіцієнтів теплообміну, теплогідрравлічних характеристик, запропоновано ряд узагальнюючих співвідношень.

Особливий інтерес представляє покращення теплообміну при зовнішньому поперечному обтіканні труб за рахунок нанесення заглиблень на їх поверхню. Отримані на сьогоднішній день час результати показують, що, окрім поліпшення теплообміну, поглиблення викликають зміщення точки відриву вниз по потоку, прискорюють ламінарно-турбулентний перехід пограничного шару, що приводить до зниження лобового опору [18], [20], [21]. В результаті використання заглиблень створюються умови для випереджаючого зростання теплообміну у порівнянні з ростом гідравлічного опору. Таким чином, якщо ефективність теплообміну та гідравлічний опір носія знаходяться на певному рівні, то можна розглянути зменшення теплообмінної поверхні, габаритів та матеріалоемності теплообмінного устаткування.

Проведено попередні дослідження, які показали перспективність інтенсифікації зовнішнього теплообміну пучків труб за допомогою поверхневих поглиблень. Однак доступні на даний момент результати досліджень є фрагментарними, і не дозволяють отримати надійні розрахункові співвідношення [9]. Це призводить до неможливості використання цих даних для розробки та проектування теплообмінників в усіх напрямках [23], [24].

Для теплообмінних апаратів, які базуються на поперечному обтіканні пучків труб, характерним діапазоном числа Рейнольдса є проміжок від 10^3 до $3 \cdot 10^4$. В даному діапазоні результати дослідження теплообміну та гідродинаміки при поперечному обтіканні трубних пучків із заглибленнями є досить обмеженими.

Тому, подальше вивчення теплообміну та гідродинаміки при обтіканні труб із заглибленнями та отримання узагальнюючих співвідношень в широкому діапазоні чисел Рейнольдса, має значний науковий та практичний інтерес. Вивчення фізичної структури потоку є досить важливим, оскільки дозволяє пов'язати особливості течії з розподіленням локального коефіцієнту теплообміну. Важливим напрямом є також подальше дослідження можливостей комп'ютерного моделювання, особливо пошук відповідних моделей турбулентності [22], [25].

РОЗДІЛ 1

ТЕПЛООБМІННИКИ, КОНСТРУКЦІЇ І ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ

Теплообмінник – це пристрій, який забезпечує теплообмін між двома рідинами (газами) з різними температурами, без їхнього змішування. В пластинчастих теплообмінниках, які ми будемо розглядати в цій роботі, рідини розділені гофрованими стінками з тонкого листа (сталі, міді, графіту, тощо.) - пластинами. Пластини мають своєрідну хвилеподібну форму. В теплообміннику їх кількість може досягати двох сотень. При укладанні їх одна поверх іншої утворюються канали, де половина з них з'єднана з тією чи іншою стороною, які зазвичай називають первинною або вторинною стороною відповідно. Штабель пластин, скріплених більш товстими задніми і передніми пластинами зі з'єднаннями, паяють при високій температурі у вакуумі в печі, де мідь, сполучний матеріал, за рахунок капілярного ефекту затікає до стиків і країв пластин і, таким чином, створює жорстку конструкцію, а також герметизує її. Одним з основних принципів роботи теплообмінної поверхні, полягає у створенні максимальної площі контакту між середовищами і поліпшенні теплообміну між ними [1], [2].

Для подальшої роботи над темою, на мою думку, варто згадати, власне, про види потоку. Першим, буде ламінарний потік, при якому частинки рідини течуть, не перетинаючи шляхи одна з одною, а швидкість частинки завжди дотична до шляху частинки, (також в деяких джерелах можна зустріти його іншу назву, обтічний потік) [3]. Під час руху рідини (газу), в струмені потоку, шари частинок рідини мають тенденцію ковзати над сусідньою частинкою, не порушуючи руху інших. Ламінарний потік або обтічний потік відбувається, коли швидкість рідини є відносно низькою. У ламінарному потоці, шар, що контактує зі нерухомою поверхнею, має нульову швидкість, а в напрямку, перпендикулярному поверхні, швидкість шарів має тенденцію до збільшення. З чого можна зрозуміти, що, швидкість, тиск, щільність та інші динамічні властивості рідини залишаються незмінними в кожній точці простору потоку.

Турбулентний потік, характеризується значною зміною профілю швидкості в пристінковій області. При досягненні числа Рейнольдса >2300 , виникають макроскопічні турбулентні вихори, які внаслідок і призводять до інтенсифікації теплообміну[4], [5], [77].

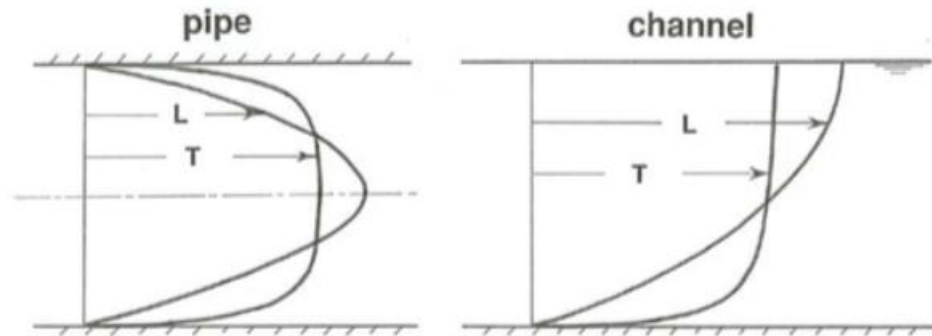


Рис. 1.1. Порівняння ламінарних і турбулентних профілів швидкостей в стійкому рівномірному потоці в круговій трубі та потоці з відкритим каналом

Теплообмінники - це технологія, яка використовує надкритичний вуглекислий газ (sCO) як робочу рідину, що дозволяє ефективно виробляти енергію за допомогою замкнутого циклу Брайтона з повторним нагріванням. Ефективність і розмір системи значною мірою залежать від конструкції теплообмінника. При розробці такої конструкції необхідно знайти компроміс між ефективністю теплообмінника і перепадом тиску, щоб досягти оптимального співвідношення між ефективністю і розмірами системи. Величина цього компромісу залежить від конкретного застосування системи перетворення енергії. Наприклад, для рекуператора з теплообмінником, що працює в типовому енергетичному циклі підігріву Брайтона, ефективність системи і навантаження (коефіцієнт теплопередачі) будуть залежати від перепаду тиску і ефективності рекуператора. Наприклад, для системи з ККД 20% потрібна ефективність рекуператора 93% при перепаді тиску ($\Delta p/p$) 2%. Щоб зменшити розмір рекуператора, ефективність рекуператора може бути знижена до 80% замість 93%. Однак, в цьому випадку ефективність системи зменшиться лише на менш

ніж 17%, навіть якщо перепад тиску на теплообміннику залишиться незмінним. Дослідження (Kesseli et al. 2003) показало, що зниження ефективності рекуператора з 90% до 85% може зменшити витрати на рекуператор на 50% [6].

1.1. Кожухотрубні теплообмінники

Кожухотрубні теплообмінники, є найбільш поширеною моделлю. Вони складаються з пучка труб, кінці яких закріплені в спеціальних трубних решітках шляхом розвальцовки, зварювання, пайки, а іноді на сальниках. В кожухотрубному теплообміннику одне із обмінюючих теплом середовищ рухається в середині труб (у трубному просторі), а інше – у міжтрубному просторі. Середовища, як правило, направляють протитечійно один до одного. Для цього середовище, що нагрівається, направляють догори, а те що віддає тепло – у протилежному напрямку [7]. Така конфігурація напрямку руху кожного середовища співпадає з напрямом, в якому прагне рухатися дане середовище під впливом зміни її густини при нагріванні або охолодженні. Крім того, при вказаних конфігурації руху середовищ досягається більш рівномірний розподіл швидкостей та ідентичні умови теплообміну по площі поперечного перерізу апарату. На противагу цьому, наприклад при подачі більш холодного (того, що нагрівається) середовища зверху теплообмінника, більш нагріта частина рідини, як більш легка, може накопичуватися у верхній частині апарату, утворюючи застійні зони [8].

Теплообмінник зображений на рис. 1.2 (а) є одноходовим, де теплоносій рухається паралельно по всіх трубах. При порівняно невеликих витратах рідини швидкість її руху в трубах невисока і, отже, коефіцієнти тепловіддачі невеликі. Для збільшення останніх при даній поверхні теплообміну можна збільшити діаметр труб, відповідно збільшивши їх висоту (довжину). Однак теплообмінники невеликого діаметра і значної висоти незручні для монтажу, потребують високих приміщень і підвищення витрати металу на виготовлення деталей, які не беруть безпосередньої участі у теплообміні (кожух апарату) [9].

Тому для збільшення швидкості теплообміну доцільніше використовувати багатоходові теплообмінники [10].

У багатоходовому теплообміннику трубки розділені на секції (ходи) поперечними перегородками встановленими в кришці теплообмінника, і рідина, що протікає через трубну порожнину теплообмінника з цих секцій, рухається послідовно. Швидкість руху рідини в трубній порожнині багатоходового теплообмінника більша, оскільки сумарна площа поперечного перерізу секцій менша, ніж площа поперечного перерізу всього трубного пучка.

По конструкції розрізняють теплообмінники з нерухомими трубними решітками, в яких обидві решітки жорстко прикріплені до корпусу і труби не можуть вільно подовжуватися і теплообмінники з компенсуючими пристроями в яких труби можуть вільно подовжуватися [11]. В теплообмінниках з нерухомими трубними решітками при різному тепловому подовженні труб і кожуха виникають температурні напруження; тому такі теплообмінники застосовують при невеликій (до 50 °С) різниці температур між трубами і кожухом. Компенсація неоднакового подовження труб і кожуха досягається установкою лінзового компенсатора, улаштуванням рухомої трубної решітки (плаваюча головка), застосуванням u-подібних труб, а також закріплення труб в решітках на сальниках. Теплообмінники з рухомою решіткою мають одну трубну решітку, закріплену в кожусі; друга решітка рухома і може переміщатися всередині апарату. В цих теплообмінниках пучок труб можна вийняти з кожуха для огляду і чистки між трубного простору.

Розглянуті теплообмінники можуть встановлюватися вертикально чи горизонтально, за винятком теплообмінників з плаваючою головкою відкритого типу, які встановлюються вертикально. Для підвищення швидкості руху теплоносія в між трубному просторі влаштовують поздовжні і поперечні перегородки.

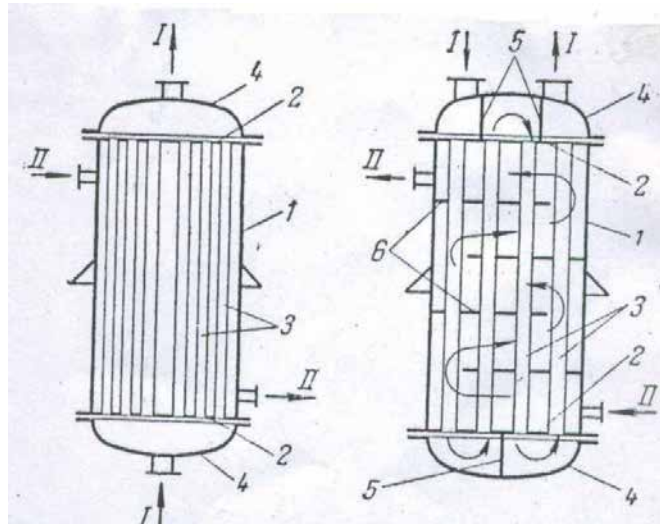


Рис. 1.2. Кожухотрубні одноходовий (а) і багатходовий (б) теплообмінники. 1 – корпус; 2 – трубні решітки; 3 – труби; 4 – кришки; 5 – перегородки в кришках; 6 – перегородки у міжтрубному просторі

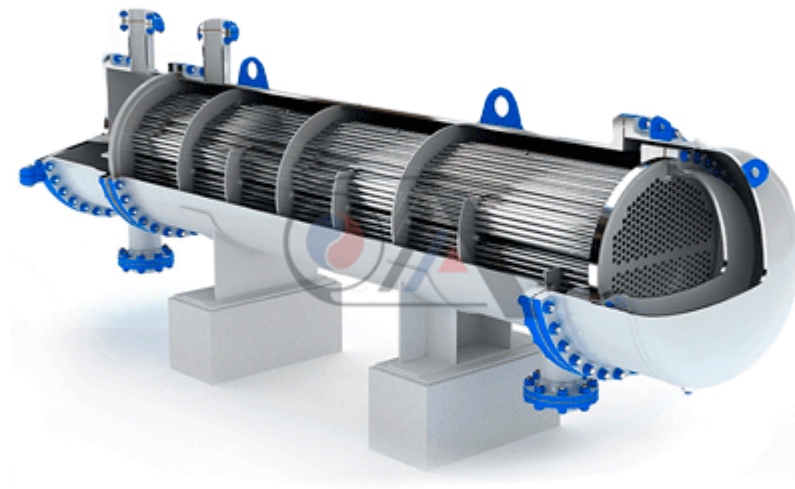


Рис. 1.3. Приклад кожухотрубного теплообмінника (з розрізом)

1.2. Пластинчаті теплообмінники

Пластинчастий теплообмінник - пристрій, в якому здійснюється передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного (нагрівається) середовища,

шляхом теплопередачі через сталеві, мідні, графітові, титанові гофровані пластини, які стягнуті в пакет. Гарячі і холодні шари носія чередуються один з одним.

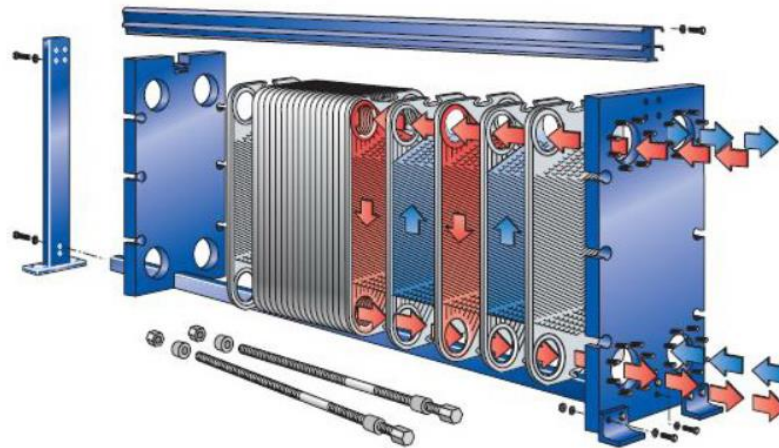


Рис. 1.4 Принципова конструкція пластинчатого теплообмінника

Основним елементом теплообмінника є теплообмінні пластини, виготовлені з корозійно-стійких сплавів товщиною 0,4 - 1,0 мм. У робочому положенні пластини щільно притиснуті одна до одної і утворюють вузькі канали. На лицьовій стороні кожної пластини в спеціальні канавки встановлена гумова контурна прокладка, що забезпечує герметичність каналів. Два з чотирьох отворів в пластині забезпечують підведення і відведення гріючого або охолоджуючого середовища до каналу. Два інших отвори запобігають змішуванню (перетіканню) середовищ, через додаткову ізоляцію малих контурів прокладками. Для попередження змішування середовищ в разі прориву одного з малих контурів передбачені дренажні пази [12].

Для порівняння пластинчастих і трубчастих теплообмінників існує кілька рекомендацій, які, зазвичай, допомагають вибрати оптимальний теплообмінник для будь-якого застосування. Загальні критерії такі:

- У системах рідина/рідина пластинчасті теплообмінники мають вищий загальний коефіцієнт теплопередачі і, як правило, не потребують великого перепаду тиску.

- Ефективна середня різниця температур зазвичай більша в пластинчастих теплообмінниках.
- Труби є найбільш сприятливою формою для протистояння тиску, але не є ідеальними для максимальної теплопередачі через малу площу поверхні на одиницю поперечного перерізу.
- Через обмежену площу прохідного перерізу з'єднань (за винятком помірних перепадів тиску) часто важко економічно спроектувати пластинчасті теплообмінники для обробки великих об'ємів рідин низької щільності, таких як пари і газу.
- Пластинчасті теплообмінники зазвичай займають значно менше місця, ніж трубчасті теплообмінники для тих же умов експлуатації.
- З механічної точки зору, провисання пластин не є оптимальним, а пластинчасті теплообмінники з прокладками не розраховані на робочий тиск, що значно перевищує 20 кгс/см^2 .
- Для більшості будівельних матеріалів листовий метал має меншу вартість на одиницю площі, ніж труба тієї ж товщини.
- Якщо потрібні матеріали, відмінні від низьковуглецевої сталі, пластинчасті теплообмінники, як правило, є більш економічно ефективними, ніж трубчасті теплообмінники.
- Там, де прийнятні конструкції з низьковуглецевої сталі і не потрібне більш близьке наближення температур, трубчасті теплообмінники зазвичай є найбільш економічним рішенням, оскільки пластинчасті теплообмінники рідко виготовляються з низьковуглецевої сталі.

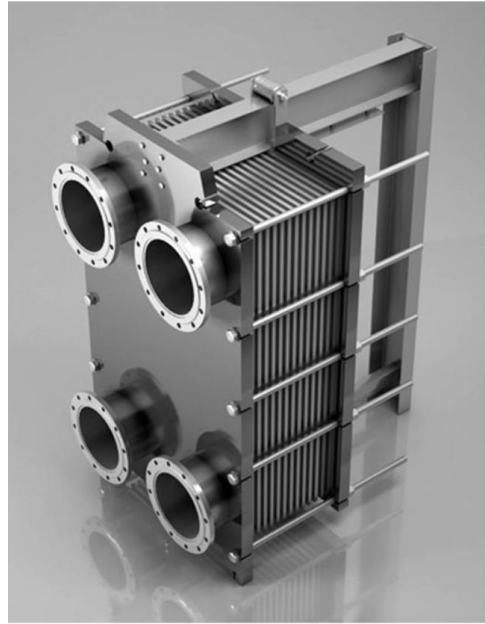


Рис. 1.5. Приклад пластинчатого теплообмінника

Висновки до розділу 1.

Проведено літературний огляд концентраторів теплопередачі та теплообмінників, узагальнено основні конструктивні особливості та принципи роботи. Визначено конструктивні особливості та недоліки, а також обговорено переваги та недоліки вищезазначених типів теплообмінників.

РОЗДІЛ 2

ТЕПЛООБМІННИКИ, РЕКУПЕРАТОРИ ТА ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ В ЕНЕРГЕТИЦІ

Теплообмінні системи широко використовуються в тепловій енергетиці для утилізації тепла з відпрацьованих газів і підвищення ефективності роботи електростанцій. До таких систем пред'являється ряд різних вимог, таких як експлуатаційні характеристики (надійність, тривалий термін служби, простота обслуговування, швидка заміна непридатних елементів або вузлів), економічність (низькі капітальні витрати, швидка окупність інвестицій), вага і габарити (вага і габарити вузлів) [13], [17].

При виборі системи теплообміну з визначеними ключовими експлуатаційними характеристиками акценти можуть відрізнятися в залежності від застосування. Наприклад, для наземних теплоелектростанцій вирішальними є економічні показники і термін служби, але інші фактори також важливі. Для авіаційних електростанцій найважливішими параметрами є компактність, вага і матеріаломісткість. Компактність (відношення площі поверхні до об'єму) системи теплообміну залежить від її конструкції. Для кожухотрубних систем вона становить близько $200 \text{ м}^2/\text{м}^3$, тоді як для пластинчастих систем вона може досягати декількох тисяч $\text{м}^2/\text{м}^3$ [20]. Однак слід зазначити, що кожухотрубні теплообмінники дуже прості у використанні.

При проектуванні та створенні теплообмінного устаткування із заданим тепловим навантаженням основні зусилля направляються на зменшення теплообмінної поверхні та підвищення компактності, оскільки теплообмінники становлять значну частину всієї теплосилової установки по габаритам та матеріалоемності. Ці вимоги призводять до необхідності інтенсифікації теплообміну, тобто підвищення коефіцієнту тепловіддачі у порівнянні з обтіканнями плоскої поверхні [19], [22].

Більшість технічних рішень для інтенсифікації засновані на використанні ребер і різних типів турбулізаторів, які можуть підвищити коефіцієнт

тепловіддачі за рахунок зростання поверхні і турбулізації потоку, а в багатьох випадках і за рахунок комбінованого впливу цих факторів. Методи інтенсифікації, що використовуються в даний час, можуть значно підвищити коефіцієнт тепловіддачі, але це підвищення супроводжується збільшенням гідравлічних втрат. У багатьох практичних випадках вимоги щодо гідравлічних втрат настільки жорсткі, що допустимий рівень інтенсифікації обмежений. Наприклад, при проектуванні рекуператорів для газових турбін відносний перепад тиску не повинен перевищувати декількох відсотків [16], [21].

При аналізі енергоефективності теплообмінного обладнання використовують два основних співвідношення.

Рекуператори - це енергоефективні пристрої, які виконують функцію розподілу повітря з вулиці, його вентиляції, очищення та підігріву. Вони складаються з корпусу з двома ізольованими одна від одної порожнинами, які дозволяють повітрю рухатися в протилежних напрямках. Можуть бути додані додаткові нагрівальні елементи. Залежно від принципу роботи рекуператори бувають наступних типів:

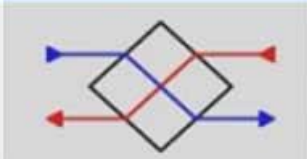
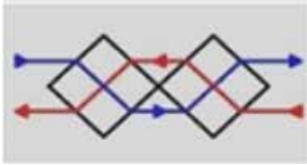

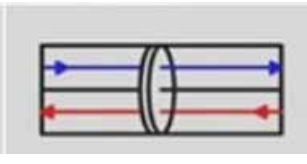
- прямоточними;
- перехресноточними;
- протиточними [14], [18].

Виготовлені з матеріалів з високою теплопровідністю, таких як алюміній, мідь або спеціальні пластмаси для покращення теплопередачі.

Рекуперация повітря - це процес передачі тепла відпрацьованого повітря, що видаляється з приміщення, припливному повітрю. Для цього використовуються різні системи, застосування яких є важливим елементом для підвищення енергоефективності будівель. Системи вентиляції з механічною рекуперациєю забезпечують постійний приплив свіжого повітря без втрат тепла від вентиляції або природної вентиляції. Також перевагою використання цих систем є їхнє сприяння створенню здорового мікроклімату в приміщенні [13], [14].

Таблиця 2.1

Зведена таблиця ККД рекуператора в залежності від його принципу дії

Конструкція	Схема	ККД	Примітки
Пластинчастий теплообмінник з перехресним потоком		60-80%	Помірний ККД, невеликі втрати тиску, компактна конструкція.
Комбінація двох пластинчастих теплообмінників з перехресним потоком		70-80%	Підвищений ККД при вищих втратах тиску.
Протиточний пластинчастий теплообмінник		80-90%	Високий ККД при помірних втратах тиску, дороговизна конструкції.
Теплообмінник роторного типу		75-85%	Через ризик переносу запахів призначений лише для вентиляційних конструкцій, розрахованих лише на одну квартиру.

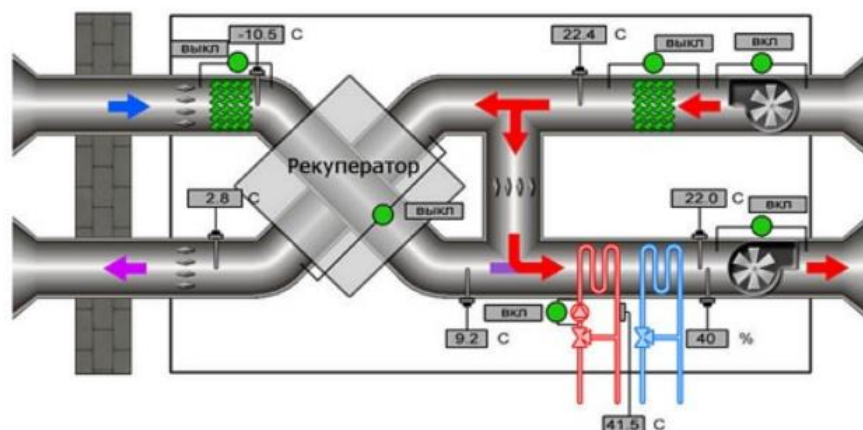


Рис. 2.1. Схема прикладу використання рекуператора в системах вентиляції повітря

Системи рекуперації повітря мають ряд важливих переваг:

- Ефективна вентиляція. Процес рекуперації - це найефективніший повітрообмін. У приміщення подається свіже повітря, а додаткові фільтри можуть видаляти запахи, вологу і пил.

- Економія на додатковій вентиляції. Правильно підібрана система не потребує додаткової вентиляції, а також дозволяє встановлювати віконні системи без віконних рам.

- Стабільна подача свіжого повітря. Рекуперативні системи можуть повністю замінити вентиляцію, забезпечують фільтрацію, можуть бути оснащені іонізаторами та іншими відповідними опціями.

- Зниження витрат на опалення. Оскільки в приміщення подається вже підігріте повітря, немає необхідності нагрівати приміщення. Це знижує витрати на опалення майже вдвічі, в залежності від якості ізоляції.

- Здорова атмосфера в приміщенні. Чисте, свіже повітря, комфортна температура і вологість без ризику переохолодження - все це позитивно впливає на здоров'я і самопочуття мешканців будівлі. Основним недоліком таких систем є вартість, але отримана ефективність може добре окупитися при будівництві пасивних і дуже комфортних будівель.

Існує кілька основних різновидів рекуператорів. В основному виділяють чотири типи:

- Пластинчасті. Найпростіші, найдоступніші, найпоширеніші та найефективніші. Вони не мають складних компонентів і надзвичайно надійні. Такі системи майже безвідмовні і не потребують складного обслуговування. Працюють автономно. Недоліки - замерзання в холодну погоду, відсутність водообміну [14].

- Роторні. Працюють від електроенергії. Вбудована автоматика підбирає оптимальний режим роботи, враховуючи співвідношення температури в приміщенні і на вулиці. Це більш ефективний, але дорожчий варіант. Він не сушить повітря і повертає частину вологи назад. Принцип роботи заснований на обертанні теплообмінника. Ефективність досягає 85% [18].

- Циркуляційні водяні. Ефективність аналогічна пластинчастим обігрівачам, близько 50%. На основі рідкого теплоносія (вода або антифриз). Конструктивно схожі на систему опалення з котлами та батареями. Основна перевага - елементи системи можуть бути встановлені в різних місцях [20].

- Дахові. Промислові установки, що використовуються на підприємствах, в цехах, магазинах і на складах. Вимагає мінімальних витрат на монтаж і обслуговування, економить простір стелі і вимагає менше внутрішнього обладнання [22].

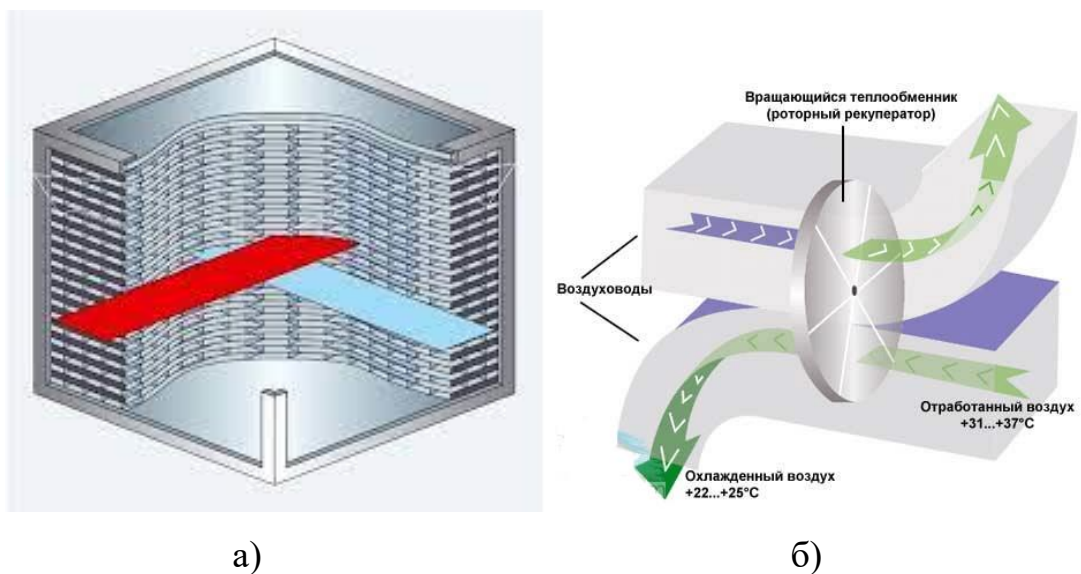


Рис. 2.2. Приклади рекуператорів різної конструкції: а) – пластинчатий рекуператор; б) – роторний рекуператор

Конкретна модель підбирається з урахуванням розмірів, характеристик, планування та інших особливостей конкретного об'єкта.

Висновки до розділу 2.

У цьому розділі розглядаються принципи роботи, конструкція, ефективність та основні принципи роботи рекуператорів повітря для систем вентиляції, а також переваги та особливості кожного типу.

РОЗДІЛ 3

ОСНОВНІ ТИПИ ОРЕБРЕННЯ ТА ІНТЕНСИФІКАТОРІВ ТЕПЛООБМІНУ

Число Рейнольдса, яке є показником руху потоку, уособлює характеристику руху носія. Коли число Рейнольдса замале, потік, як правило, є ламінарним, а в'язкі сили є домінуючою формою взаємодії між шарами. Коли число Рейнольдса велике, потік має тенденцію до турбулентності, а інерційні сили є домінуючою формою взаємодії між шарами. Внаслідок вивчення видів руху носія, була визнана необхідність використання турбулізаторів потоку, для підвищення теплообміну теплоносія. Інтенсифікатор теплообміну, це спеціальний пристрій, що використовується для підвищення ефективності теплообміну в теплообмінних апаратах. Існує достатня кількість різноманітних інтенсифікаторів теплопередачі, які застосовуються в широкому спектрі обладнання та систем [23], [33].

Дослідження і розробки пов'язані з інтенсифікацією теплообміну, ведуться вже більш, ніж 100 років, за цей час накопичено великий масив експериментальних і теоретичних даних, який налічує декілька тисяч публікацій – монографій, статей, винаходів та інших матеріалів. Незважаючи на значну кількість досліджень присвячених інтенсифікації теплообміну, об'єм нових публікацій на цю тему не знижується, а, навпаки, зростає [24], [25]. Це пов'язано з появою нових видів обладнання та технологій, які висувають підвищені вимоги до теплообмінників, а також з розробкою нових технологій виготовлення поверхонь, що дозволяють виготовляти складні елементи, які раніше були неможливими.

Інтенсифікація теплообміну може базуватися на різних механізмах: на розвиненні поверхні теплообміну, підвищенні швидкості потоку поблизу поверхні, закрутці потоку, руйнуванні пограничного шару (в'язкого підшару) чи зменшенні його товщини, створенні умов для відриву пограничного шару чи уповільнення його розвитку, створення умов для виникнення вторинних течій,

підвищенні ефективної теплопровідності теплоносія в статичних чи динамічних умовах, модифікації випромінювальних властивостей теплоносія та стінок, та деяких інших механізмах [26], [27].

В основі покращення теплопередачі лежать різні механізми: розвиток поверхонь теплообміну, збільшення швидкостей потоку поблизу поверхні, вигин потоку, руйнування прикордонного шару (в'язкої підкладки) або зменшення його товщини, створення умов відриву прикордонного шару або затримка їх розвитку, створення вторинних умов течії, збільшення ефективної теплопровідності теплоносія в статичних або динамічних умовах, зміна випромінювальних властивостей теплоносія і стінки та інші механізми [28], [29].

Підвищення тепловіддачі можна досягти різними методами, які можна розділити на дві групи: активні і пасивні методи.

До них відносяться перемішування рідин за допомогою механічних пристроїв або обертання поверхні, низько- або високочастотна вібрація поверхні, вібрація потоку, вплив на потік електростатичних полів, підсмоктування потоку через пограничний шар [30], [31].

Пасивні методи інтенсифікації тиску в даний час є найбільш поширеними, оскільки не потребують зовнішнього джерела енергії. До основних методів пасивного підвищення тепловіддачі відносяться наступні [32]:

- Поверхневе оребрення. Використовуються вертикальні і горизонтальні ребра різної висоти і форми: прямокутні, трапецієподібні, V-подібні, спіральні, одновіконні, багатовіконні, шиповидні і крилаті;

- штучна шорсткість поверхні, створена різанням, штампуванням, накатуванням, обмоткою дротом або іншими методами;

- використання вставок (кілець, дисків, пружин тощо) для збурення робочого середовища і збільшення передачі енергії до поверхні, що нагрівається; використання пористих вставок;

- використання змінних градієнтів тиску шляхом періодичного зменшення/розширення прохідного перерізу потоку;

- використання коротких шляхів потоку та переривчастих поверхонь теплообміну;

- використання вставок для прийому випромінювання від стінок каналу і збільшення конвективної тепловіддачі до охолоджувача;

- змішування твердих частинок (в тому числі нанорозмірних) в потоках рідини; змішування бульбашок повітря в потоках газу; змішування твердих частинок і крапель в деяких випадках;

- Обертання потоку. Це може бути зроблено шляхом тангенціальної подачі теплоносія в тракт потоку, вихорами з лопатями, установкою різних вставок (закручених ременів, гвинтів) і застосуванням закручених трубок.

Тут перераховані лише основні методи, але існує багато інших. При виборі конкретного методу модернізації теплообміну враховуються завдання системи теплообміну, допустиме енергоспоживання і наявні енергоресурси, характер передачі теплового потоку і розподіл температурного поля в теплоносії, геометрія тракту потоку, технологічність поверхні теплообміну, простота і надійність обслуговування установки і ремонтпридатність обладнання. Як відомо, при розрахунку коефіцієнта теплопередачі через стінку використовується формула:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.1)$$

де, наприклад, з однієї сторони стінки знаходиться газ, а з іншої – рідкий теплоносій, то $\alpha_1 \ll \alpha_2$ (для газу $\alpha_1 \sim 50 \div 100 \frac{Вт}{м^2К}$, для рідини $\alpha_2 \sim 10^3 \div 10^5$

$\frac{Вт}{м^2К}$) і коефіцієнт K має величину близьку, але меншу, ніж α_1 .

Наприклад, якщо $\alpha_1=40 \frac{Вт}{м^2К}$, $\alpha_2=5000 \frac{Вт}{м^2К}$, то $K=39,7 \frac{Вт}{м^2К}$, якщо $\alpha_1=40 \frac{Вт}{м^2К}$ і $\alpha_2=10000 \frac{Вт}{м^2К}$, то $K=39,8 \frac{Вт}{м^2К}$. Тобто величина α_2 майже не впливає на величину K . Тому, для того щоб збільшити величину коефіцієнта K потрібно збільшити величину α_1 . З цією метою використовують методи інтенсифікації теплообміну на стінках.

Існує кілька методів інтенсифікації. Розглянемо найбільш поширені методи:

- 1) інтенсифікація за рахунок оребрення стінок;
- 2) інтенсифікація за рахунок турбулізації потоку.

3.1. Оребрені поверхні.

Для збільшення тепловіддачі плоских поверхонь роблять поздовжні або поперечні ребра або загострені ребра (рис. 3.1) [23], [24]. На практиці використовують вертикальні або горизонтальні ребра різної форми (рис. 3.2) [25]. Ребра можуть бути виготовлені шляхом екструзії та зварювання або паяння м'якого металу до біметалевої трубки [26]. У цьому випадку площа поверхні в кілька разів більша.

Кожне окреме ребро можна розглядати як пластину. Якщо розв'язати рівняння теплопровідності для такого ребра, то можна знайти кількість теплоти, що відводиться ребром [27]

$$Q_P = \bar{\alpha} \eta F_P (T_{СТ} - T_{РЦ}), \quad (3.1)$$

де $\bar{\alpha}$ – усереднене значення коефіцієнта тепловіддачі на поверхні ребра;

F_P – площа поверхні ребра;

η – теплова ефективність ребра;

T_{CT}, T_P – температура стінки і зовнішнього теплоносія відповідно.

Для плоского поздовжнього ребра теплова ефективність визначається виразом

$$\eta = \frac{thN}{N}, \quad (3.2)$$

де $0 < \eta < 1$, $thN = \frac{e^N - e^{-N}}{e^N + e^{-N}}$ – гіперболічний тангенс;

$N = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_P \delta_P}} h_P$ – характеристичний параметр ребра.

Таким чином, загальний тепловий потік через оребрену стінку рівний

$$\begin{aligned} Q_{CT} &= \bar{\alpha} F_{OP,CT} \eta (T_{CT} - T_{ЗОВ}) + \bar{\alpha} F_{ГЛ,CT} (T_{CT} - T_{ЗОВ}) = \\ &= F_{ПОВ,CT} (T_{CT} - T_{ЗОВ}) \cdot \bar{\alpha} \left(\eta \frac{F_{OP,CT}}{F_{ПОВ,CT}} + \frac{F_{ГЛ,CT}}{F_{ПОВ,CT}} \right), \end{aligned} \quad (3.3)$$

де $F_{OP,CT}, F_{ГЛ,CT}, F_{ПОВ,CT} = F_{OP,CT} + F_{ГЛ,CT}$ - відповідно площа оребрення на стінці,

площа гладкої стінки, яка не занята ребрами і повна площа оребреної стінки;

T_{CT} - температура оребреної стінки;

$T_{ЗОВ}$ - температура зовнішнього середовища.

Величина $\bar{\alpha}_{ПР} = \bar{\alpha} \left(\eta \frac{F_{OP,CT}}{F_{ПОВ,CT}} + \frac{F_{ГЛ,CT}}{F_{ПОВ,CT}} \right)$ називається приведеним

коефіцієнтом теплопередачі для оребреної стінки.

Тоді

$$Q_{CT} = \bar{\alpha}_{PP} F_{ПОВ,CT} (T_{CT} - T_P). \quad (3.4)$$

Для ребреної стінки коефіцієнт теплопередачі має вигляд

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,PP}} \cdot \frac{F_{ГЛ,CT}}{F_{ПОВ,CT}} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.5)$$

де $F_{OP,CT}$ – площа ребреної поверхні;

$F_{ПОВ,CT}$ – площа плоскої стінки.

Величина $\varphi = \frac{F_{ПОВ,CT}}{F_{ГЛ,CT}}$ називається коефіцієнтом ребрення, який

знаходиться в діапазоні $\varphi \sim 10 - 30$ [28]. При цьому записується як

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,PP}\varphi} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.6)$$

При застосуванні ребрення величина K може збільшуватись в 10 і більше разів. При цьому розміри теплообмінника, якщо використовувати ребрені поверхні, зменшується в кілька разів, а його вага знижується на 30 ÷ 50 % [29].

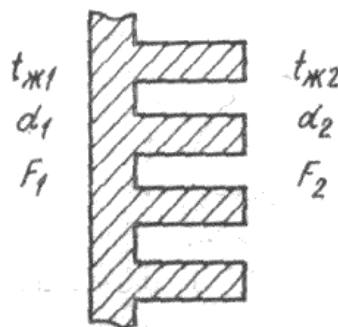


Рис. 3.1. Ребриста стінка

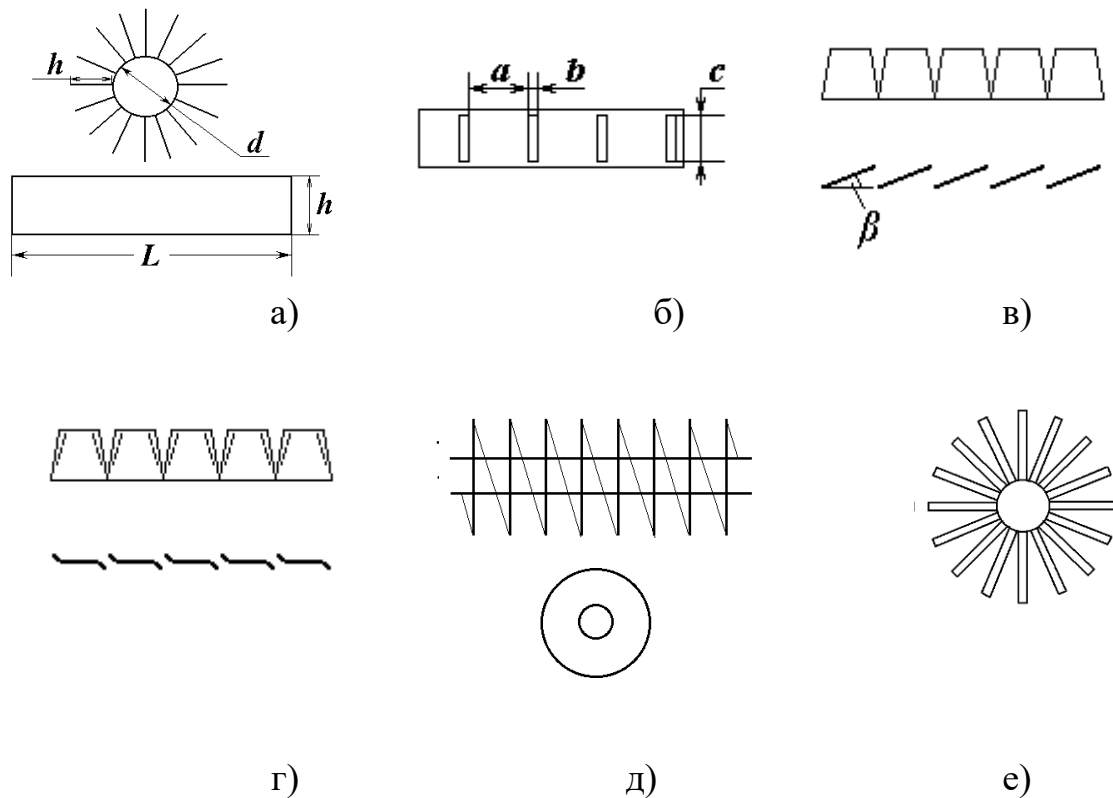


Рис. 3.2. Поверхні з різними типами оребрення: а) поздовжнє неперервне оребрення; б) поздовжнє перфороване оребрення; в) поздовжнє розрізне оребрення з поворотом ребер на кут β ; г) поздовжнє розрізне оребрення з відгинанням кромки; д) поперечне гвинтове оребрення; е) поперечне пелюсткове оребрення

3.2. Турбулізатори потоку і інтенсифікатори теплообміну

Іншим широко використовуваним методом інтенсифікації теплообміну на поверхнях є турбулізація потоку. Відомо, що при турбулізації потоку коефіцієнт тепловіддачі $\bar{\alpha}$ суттєво зростає [30]. Тому якщо на поверхні нагрівальної труби виготовити турбулізатори, які ще називають інтенсифікаторами теплообміну, то $\bar{\alpha}$ може зрости в 1,5 ÷ 4 рази. Є багато видів інтенсифікаторів теплообміну (рис. 3.3) [31]:

- труби з накаткою;

- труби типу «дифузор– конфузор»;
- впадини на поверхні;
- невисокі ребра або виступи на поверхні;
- спіральні турбулізатори – в трубу вставляють спіральну пружину або спіральний завихрювач;
- труби виготовляють у вигляді змійовика, у якому відбувається закрутка потоку.

Крім перерахованих вище, можуть використовуватися й інші способи турбулізації потоку [32].

У всіх сучасних теплообмінниках і котлах використовуються оребрені поверхні та інтенсифікатори теплообміну [33].

При повздовжньому обтіканні труб, використовують відповідний вид оребрення. Якщо застосовується поперечне обтікання пучків труб, то використовують аналогічне оребрення [34].

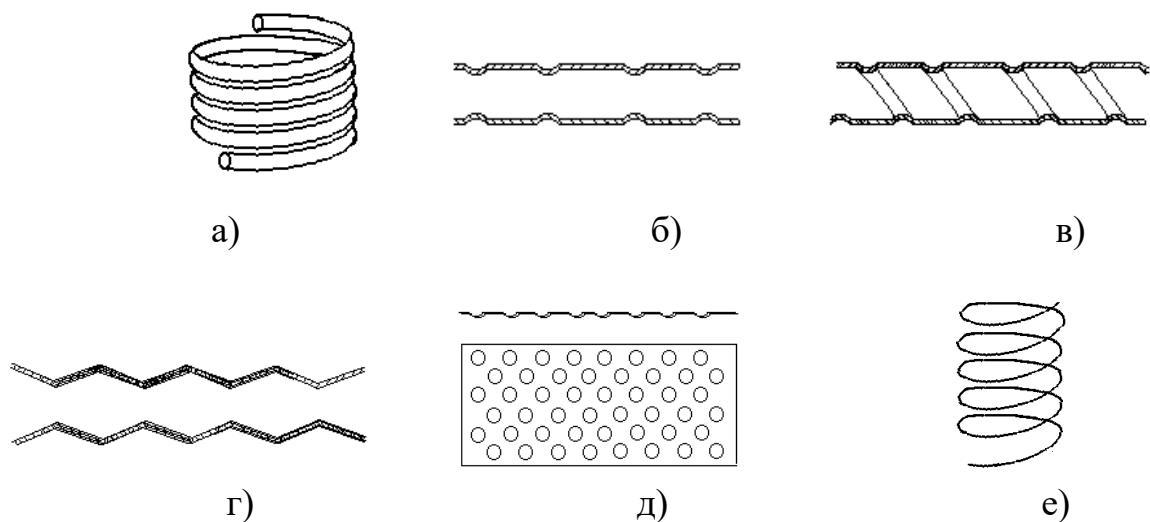


Рис. 3.3. Поверхні з різними типами інтенсифікаторів теплообміну: а) гвинтова труба; б) кільцева накатка труб; в) гвинтова накатка труб; г) труба типа конфузор–дифузор; д) поверхня з лунками; е) дротяна гвинтова вставка

3.4. Розрахунок оребрених пучків труб

Повздовжнє оребрення.

Ламінарний режим.

Розрахунок тепловіддачі оребрених пучків при $Re_d < 2300$ проводиться за формулою:

$$\overline{Nu}_d = 0.66 Re_d^{0.5} Pr^{0.43}, \quad (3.7)$$

де в якості характерного розміру вибирають еквівалентний діаметр $d_{екв}$, який

$$\text{визначається виразом } d_{екв} = \frac{4F_{ПЕР}}{P},$$

де $F_{ПЕР} = \frac{\pi D_{КОЖ}}{4} - n_{ТР} F_{ОР,ТР}$ – площа прохідного перерізу в пучку,

$F_{ОР,ТР} = n_{РЕБ} \cdot h_P \cdot \delta_P + \frac{\pi d_{ТР}^2}{4}$ – площа перерізу оребреної труби,

$P = \pi D_{КОЖ} + n_{ТР} [n_{РЕБ} \cdot (2h_P + \delta_P) + \pi d_{ТР} - n_{РЕБ} \cdot \delta_P]$ – периметр прохідного перерізу.

$D_{КОЖ}$ – діаметр кожуха,

$n_{ТР}$ – кількість труб в пучку,

$n_{РЕБ}$ – кількість ребер на трубі,

h_P – висота ребра,

δ_P – товщина ребра,

$d_{ТР}$ – діаметр труби.

Турбулентний режим.

Для турбулентного режиму течії розрахунок теплообміну пучка при $Re_d > 2300$ проводиться за формулою:

$$\overline{Nu}_d = 0.021 Re_d^{0.8} Pr^{0.43}. \quad (3.8)$$

Поперечне оребрення.

Для пучків труб з поперечним оребренням отримано наступні критеріальні співвідношення.

Коридорний пучок.

$$\overline{Nu}_S = 0.105 Re_S^{0.72} \left(\frac{d_{TP}}{S_P} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_P}{S_P} \right)^{-0.14}; \quad (3.9)$$

де $\overline{Nu}_S = \frac{\alpha S_P}{\lambda}$, $Re_S = \frac{W_{ВУЗ} S_P}{\nu}$; в діапазоні зміни числа Рейнольдса

$$10^3 \leq Re_S \leq 3 \cdot 10^4.,$$

де S_P – міжреберна відстань,

$W_{ВУЗ}$ – швидкість теплоносія у вузькому перерізі пучка.

Шаховий пучок:

Для шахового пучка маємо:

$$Nu_S = 0.23 Re_S^{0.65} \left(\frac{d_{TP}}{S_P} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_P}{S_P} \right)^{-0.114}; \quad (3.10)$$

де $W_{ВУЗ} = \frac{G_V}{F_{ПЕР}}$, $F_{ПЕР} = HL - F_{ПЕР,TP} n_{TP}$ – площа вузького перерізу;

$F_{ПЕР,TP} = Hd_{TP} + 2n_{РЕБ} h_P \delta_P$ – площа перерізу оребреної труби,

H, L – висота і ширина кожуха,

$n_{РЕБ}$ – кількість ребер на трубі,

G_V – об'ємна витрата теплоносія.

Як, узагальнення, можна сказати, що є такі способи інтенсифікації теплообміну:

- Лямелярні інтенсифікатори;
- Турбулентні інтенсифікатори;
- Вихрові інтенсифікатори.

Кожен, з наведених вище способів інтенсифікації теплообміну потоку, має свої особливості, переваги та сфери застосування. Наприклад, лямелярні інтенсифікатори складаються з певної кількості металевих або пластикових пластинок (ламелей), певної конфігурації. За своєю природою ламелі лише збільшують площу контакту між середовищами, для підвищення теплообміну між ними. Найтипівішим місцем використання цього типу інтенсифікатору теплообміну є пластинчасті теплообмінники. Основним критерієм високоефективного використання даного виду інтенсифікації, є теплообмін в тонких каналах.

На відміну від них, вихрові інтенсифікатори, що базуються на методі змішування та розподілу потоку, ефективно використовуються в трубчастих теплообмінниках та розпилювальних системах. Цей тип інтенсифікатора найкраще застосовувати, при необхідності хорошого змішування декількох потоків, та зменшенні швидкості відкладення накипу.

В останні кілька десятиліть в якості інтенсифікаторів теплопередачі розглядають ребра, штирі, лунки та їх комбінації. На більшості цих поверхонь, інтенсифікація тепловіддачі (в 2-5 разів для ребер та в 2-3 рази для штирів відповідно) супроводжується значним збільшенням втрат тиску (до 70 разів для ребер і до 80 разів для штирів).

Порівняно з більшістю відомих способів поліпшення теплообміну, найбільш привабливими є лунки, тобто заглиблення різної форми, розташовані на поверхні в шаховому або лінійному порядку. Вони збільшують тепловіддачу в 1,3-3 рази при незначному збільшенні опору (в 1-5 разів). Професор Афанасьєва та ін. досліджували обтікання 10 пластин, покритих сферичними

ямками різної конфігурації. Були виміряні профілі швидкості і температури, визначені коефіцієнти опору і тепловіддачі. Збільшення коефіцієнта тепловіддачі в 1,3-1,4 рази не призводило до значного збільшення лобового опору (лише в 0,94-1,0 рази). Автори дослідження припустили, що такі термогідродинамічні властивості поверхні лунки обумовлені формуванням вихрових (торнадоподібних) потоків зі структурою, подібною до вільного вихору.

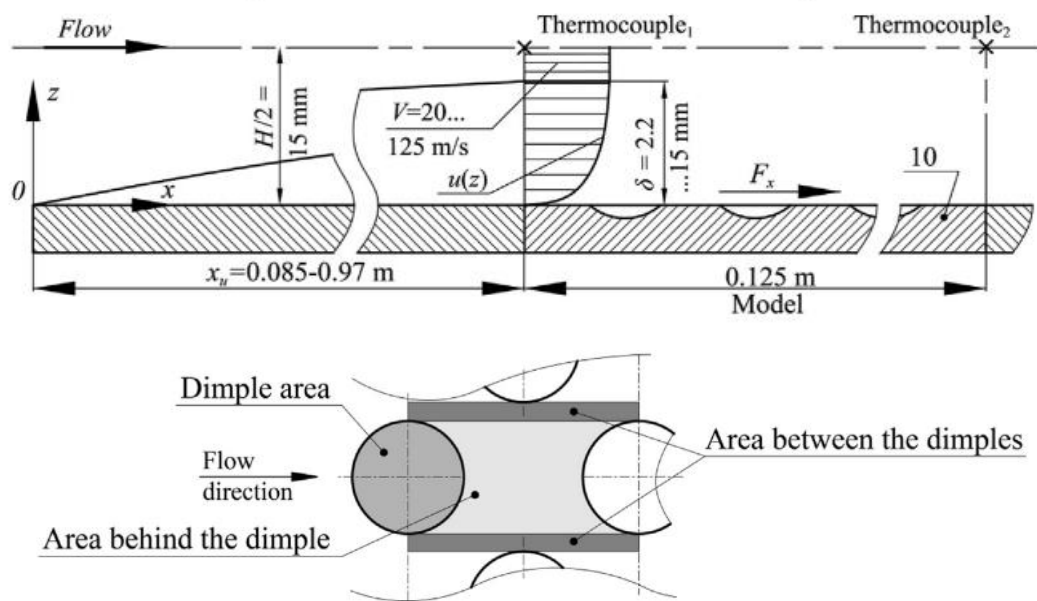


Рис. 3.4. Схема обтікання поверхні з лунковими інтенсифікаторами

На рис. 3.4 наведена загальна схема обтікання плоскої поверхні при наявності на ній сферичних лунок, наявність яких призводить до зриву приграничного шару на поверхні обтікання, що суттєво підвищує суммарний коефіцієнт тепловіддачі на теплообмінній поверхні. Використання таких поверхонь в теплообмінниках дає можливість покращити їх масогабаритні характеристики.

Висновки до розділу 3.

У третій частині обговорюються різні типи концентраторів і різні конфігурації поверхонь ребер. Аналіз показав, що для покращення масогабаритних параметрів пластинчастих і кожухотрубних теплообмінників

слід використовувати різні методи інтенсифікації теплообміну. Розглянуто різні матеріали інтенсифікаторів теплопередачі, фізичні основи їх впливу на процес теплообміну на робочих поверхнях теплообмінника, а також переваги та недоліки існуючих типів матеріалів інтенсифікаторів.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА І ВИБІР ГЕОМЕТРІЇ ІНТЕНСИФІКАТОРІВ НОВОГО ТИПУ

Розроблений новий тип підсилення теплопередачі відноситься до поверхонь теплообміну, що використовуються в теплообмінниках різного призначення в теплотехніці, в основному в енергетиці, промисловості, сільському господарстві та інших галузях народного господарства.

Відома теплообмінна поверхня, інтенсифікація теплообміну на якій досягається використанням сферичних лунок, кожна з яких має радіальну заглибину з глибиною, що збільшується до центра ямки. Недоліком такої поверхні теплообміну є низька інтенсивність теплопередачі від поверхні теплообміну до теплоносія в напрямку. Обидва ці фактори пов'язані з гідродинамічним потоком і умовами теплообміну, які відбуваються в напрямку. Коли зовнішній потік обтікає заглиблення, в ньому утворюються множинні струменеві вихори, але взаємодія між вихорами пригнічує їх утворення, зменшує кутову швидкість обертання вихорів і знижує температурну висоту між поверхнею потоку і тілом вихору.

Найбільш близькою до геометрії запропонованого концентратора тиску є теплообмінна поверхня з заглибленнями, що складаються з ямок і прилеглих до них канавок, розташованих рядами з поперечним і поздовжнім кроком, як описано нижче [33], [78]. Це теплообмінна поверхня, інтенсифікація теплообміну на якій досягається застосуванням заглибин, розміщених паралельними рядами, кожна з яких складається з осе-симетричної ямки та прилеглої до неї канавки, що розширюється та поглиблюється в напрямку до ямки. Ямки на дві третини глибини виконані у вигляді прямих циліндрів, а на одну третину - в вигляді сферичних сегментів, хорди яких дорівнюють діаметрам циліндрів. Канавки виконані з поперечним перерізом у вигляді прямокутного трикутника з прямим кутом коло верхнього заднього краю канавки. В місці

приєднання до ямки ширина канавки не перевищує радіус циліндричної частини ямки, а глибина канавки не перевищує максимальної глибини ямки.

Недоліком таких інтенсифікаторів є недостатній ступінь інтенсифікації теплообміну, оскільки мала довжина і ширина звужуючої канавки на вході обмежує потік теплоносія в лунки, особливо при високих витратах, зменшуючи ефект інтенсифікації потоку в лунках [36].

Найбільш близькою до запропонованої геометрії лункової поверхні є поверхня теплообміну, описана в [45], [79], яка містить лунку і прилеглу до неї канавку, що має бічну лунку, глибина якої збільшується в напрямку до лунки. Ямки розташовані в шаховому порядку в поздовжньому та поперечному напрямках. Ямки розташовані в шаховому порядку в рядах, і ямки утворюються шляхом обертання гладкої криволінійної форми навколо осі, нахиленої до поверхні, на якій утворюються ямки [40].

Недоліками такого типу лунок є те, що ступінь збільшення тепловіддачі недостатньо високий через низьку швидкість вихорів, що утворюються в лунці, дещо більша ширина канавок, що прилягають до лунки, збільшує малу площу тепловіддачі з поверхні і, як наслідок, потік в лунці збільшує загальну тепловіддачу лунки, а це є зниженням ККД.

Запропонована схема поверхні теплообміну (вид зверху) схематично показує елемент поверхні з однією лункою. Він складається з ями 1 і каналу 2.

Розміри заглибини: L - довжина заглибини; D - зовнішній діаметр ямки; h - глибина ямки; S - довжина каналу; M - ширина каналу на вході; C - ширина каналу на виході; K - висота каналу.

В основу нового інтенсифікатора теплообміну поставлена задача удосконалення теплообмінної поверхні, в якій шляхом зміни форми каналу, що прилягає до ямки, збільшується швидкість теплоносія, який надходить в заглибину та в заглибині утворюється вихор, який забезпечує інтенсифікацію теплообміну за рахунок цього зменшуються габарити та матеріаломісткість теплообмінника [34].

Поставлена задача вирішується тим, що поверхня теплообміну, яка включає лунки у вигляді циліндричних або конічних заглиблень та прилеглі до них канавки, глибина яких збільшується в напрямку лунок, розташовані рядами з поперечним та поздовжнім кроком, згідно з корисною моделлю, лунки виконані циліндричними/розрізними конічними, що мають спеціальну конфігурацію, яка складається з лунок, зміщених від осі гофрованого конуса на кут β (величина в діапазоні від 0° до 45°). 45° і з зовнішнім діаметром D і глибиною h , розмір якої знаходиться в діапазоні $0 < h/D \leq 1$, де прилеглий до прямока проточний канал звужується по ширині проточного каналу і розширюється по висоті в напрямку руху потоку теплоносія, довжина проточного каналу S в цьому напрямку, ширини каналу M на вході теплоносія в канал і ширини C , де співвідношення між розмірами каналу і зовнішнім діаметром D прямока знаходиться в межах $0 < S/D \leq 3$, $0 < M/D \leq 1$ і $0 < C/D \leq 0,5$ відповідно, за умови, що розмір M каналу на вході теплоносія перевищує розмір C на вході в прямок на величину $M \geq C$ [39].

Поверхня теплообміну працює наступним чином: теплоносії рухається по поверхні теплообміну, звужуючись по ширині каналу в напрямку руху теплоносія і розширюючись по висоті, до довжини каналу S в цьому напрямку, потрапляє у вхідну частину каналу, що має ширину каналу M на вході теплоносія в канал і ширину каналу C на вході теплоносія в прямок, причому відношення розміру каналу до зовнішнього діаметра D прямока знаходиться в межах $0 < S/D \leq 3$, $0 < M/D \leq 1$ і $0 < C/D \leq 0,5$ відповідно, а розмір каналу M на вході теплоносія в канал перевищує розмір C на вході в прямок на $M \geq C$ [35].

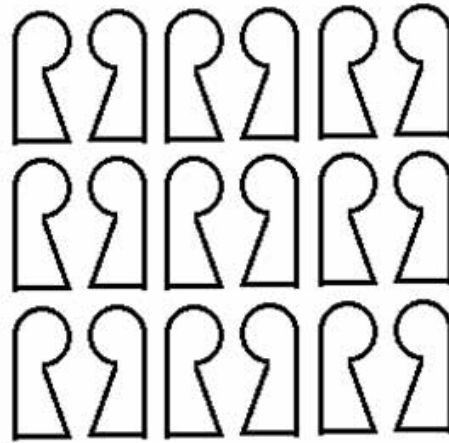
На вході в яму напрямок руху теплоносія паралельний поверхні бічної стінки ями, а всередині ями напрямок руху змінюється і спрямовується по дотичній до криволінійної поверхні бічної стінки. Прямок має форму циліндра/конуса з діаметром D і глибиною прямока h , а його розміри знаходяться в діапазоні $0 < h/D \leq 1$, так що всередині нього утворюється вихор, який має постійну кутову швидкість обертання, що залежить від ширини C вхідного отвору прямока і висоти K проточного каналу, яка збільшується зі зменшенням

цих розмірів. В результаті на краях ями утворюється гідродинамічний прикордонний шар, де відбувається теплообмін між стінкою і теплоносієм. Інтенсивність теплообміну залежить від лінійної швидкості вихору над пограничним шаром і зростає зі збільшенням кутової швидкості обертання вихору. Вихор, що утворюється в ямі, піднімається вгору і виноситься зовнішнім потоком біля заднього краю циліндричної/конічної ями. Утворення єдиного вихору в напрямку і на прямику осі обертання забезпечує негайне викидання маси теплоносія з прямику в зовнішній потік, таким чином підтримуючи температурний напір між стінкою і теплоносієм на рівні практично максимальної температури. Наявність таких факторів дозволяє покращити процес теплообміну на лунковій поверхні теплообміну.

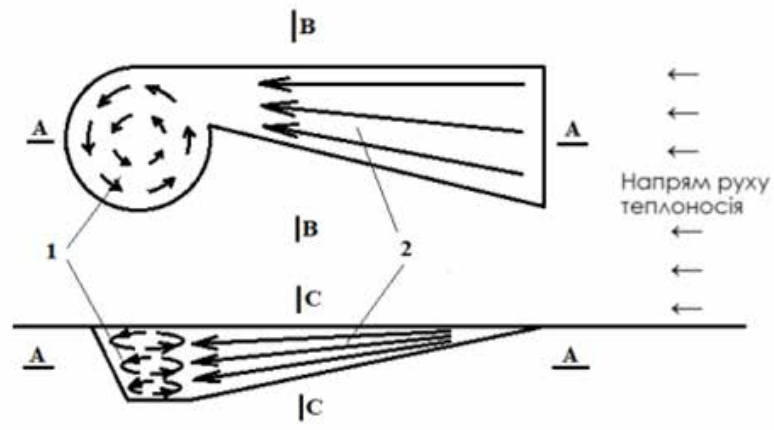
Це призводить до очікуваного результату - покращення тепловіддачі в широкому діапазоні витрат теплоносія [38].

Розміщення груп лунок в зонах, де затягується ламінарний прикордонний шар, дозволяє обтікати додаткові ділянки поверхні теплообміну за рахунок турбулізації теплоносія [37].

Глибина h лунок у заглибленнях вибирається відповідно до товщини прилежового шару, що утворюється на зовнішній поверхні, роблячи турбулентним все поле ламінарної течії. Чисельне моделювання гідродинаміки повітряного потоку і процесів теплообміну для елементів одиночної увігнутої поверхні теплообміну із зовнішнім діаметром 50 мм і глибиною 25 мм показало, що при зміні швидкості зовнішнього повітроохолоджувача від 5 до 15 м/с тепловіддача запропонованої поверхні збільшується в 1,5-2 рази в порівнянні з поверхнею з відомою формою увігнутої поверхні.



Фіг. 1



Фіг. 2

Рис. 4.1. Луночна поверхня

Висновки до розділу 4.

В четвертому розділі, розглянули найбільш подібні поверхні інтенсифікації теплообміну до запропонованої нами. Після аналізу джерел та попереднього аналізу результатів інших інтенсифікаторів подібного типу, була затверджена геометрія в основі якої лежить зрізаний конус.

РОЗДІЛ 5

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГІДРОДИНАМІКИ І ТЕПЛОПЕРЕНОСУ ПРИ ОБТІКАННІ ЛУНОК НОВОЇ КОНФІГУРАЦІЇ

5.1. Чисельне моделювання гідродинаміки і теплопереносу лунок (3D-модель)

В наступному підрозділі наведені результати чисельного моделювання лункових поверхонь з використанням 3D-моделі.

5.1.1. Розробка 3D геометрії лункової поверхні

На рис. 5.1 схематично показано лункову поверхню. Для порівняння локальних і інтегральних характеристик гідродинаміки і теплопереносу було проведено моделювання для широко відомих лунок у вигляді кругових впадин, форма яких показана на рис. 5.2.

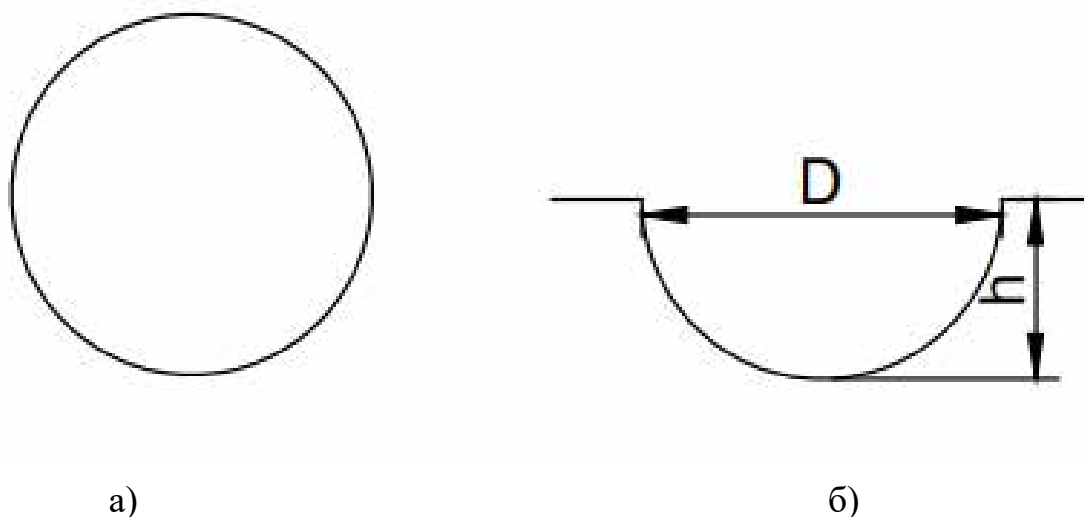


Рис. 5.1. Переріз еталонної лунки у вигляді кругової впадини: а - вид зверху; б) вид збоку

Завантажувальний пристрій виконано в SOLID WORKS, після чого завантажений в ANSYS Design Modeler. Виставлено граничні умови та передано проект в ANSYS Meshing.

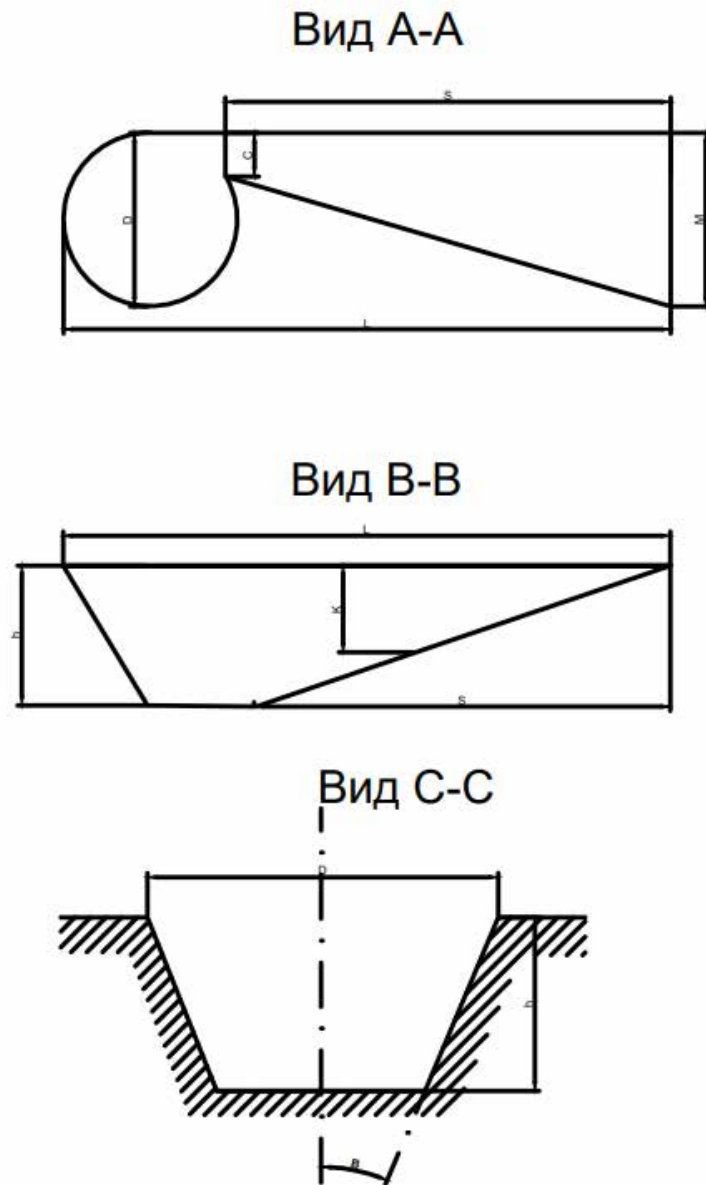
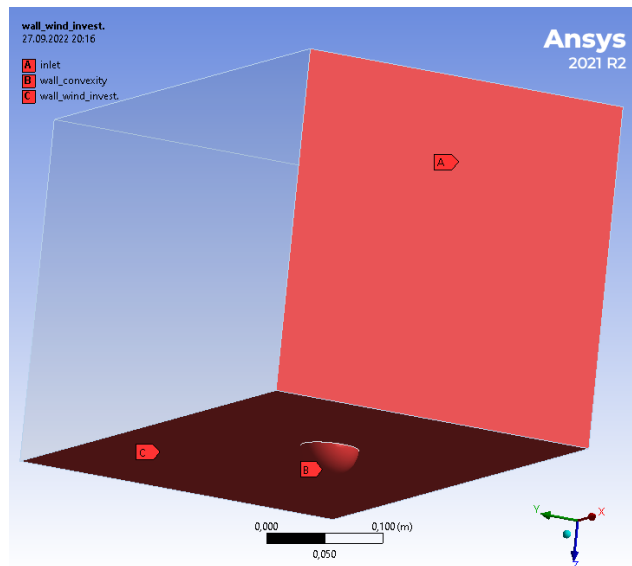
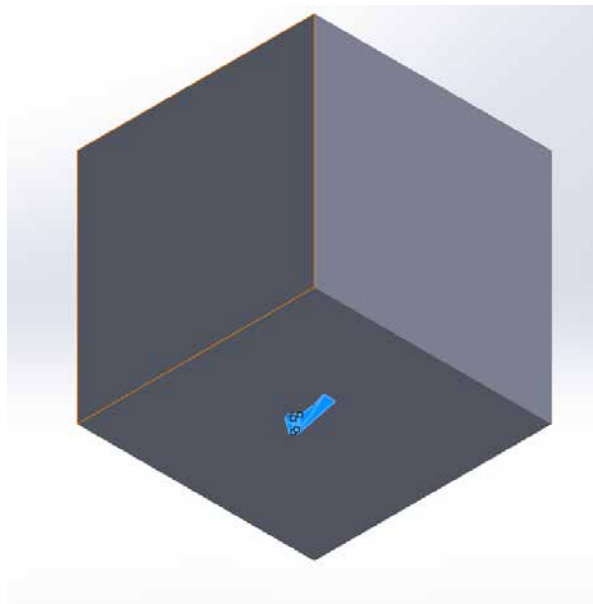


Рис. 5.2. Загальний вигляд лункової поверхні нової конфігурації: А-А - вид зверху; В-В - вид збоку; С-С - вид з торця

На рис. 5.3 показано граничні умови для лункової поверхні.



а)



б)

Рис. 5.3. Граничні умови в каналах РПА: для еталонної лунки; б) для нової лунки

Теплофізичні властивості повітря, які змінюється від температури, взяті із відповідних таблиць. Теплофізичні властивості повітря вважаються незалежними від температури і рівними:

- Густина $1,205 \text{ кг/м}^3$
- Коефіцієнт теплопровідності $0,0257 \text{ Вт/(м}^0\text{С)}$
- Теплоємність $1,005 \text{ кДж/(кг}^0\text{С)}$
- Коефіцієнт кінематичної в'язкості $1,51 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$

5.1.2. Використання методу кінцевих елементів для побудови сітки 3D в ANSYS Meshing

При чисельних розрахунках задач гідродинаміки і теплопереносу застосовується метод кінцевих елементів (МКЕ). В англійському варіанті він називається Finite Elements Method (FEM). На даний момент МКЕ має широке використання при розв'язку задач теплопровідності для твердих тіл. Вказаний метод може застосовуватися для розрахунку течій рідин або газів. В чисельних розрахунках використовуються також методи, що поєднують окремі елементи методу кінцевих елементів і методу кінцевих об'ємів. Об'єднання цих методів дає можливість використати широкий ряд сіток (пірамідальні, тетрагональні, призматичні, полігедральні), що є необхідним при розв'язку задач, які мають складну геометрію.

Пакет ANSYS має широке застосування практично у всіх галузях сучасної науки та техніки, зокрема для розрахунку теплоенергетичних пристроїв. При чисельному моделюванні необхідно враховувати той факт, що при розв'язку різних фізичних задач потрібно використовувати різні підходи при моделюванні та побудові розрахункової сітки. Створення сітки в процесі чисельного моделювання різних задач гідродинаміки, тепломасопереносу містить деякі особливості, суть яких полягає у побудові її в ANSYS Meshing, для окремих випадків 2D і 3D моделі. ANSYS Meshing добре адаптована для створення сітки в CFD додатках ANSYS - CFX або FLUENT.

Побудова сітки проводиться в сіткогенераторі ANSYS Meshing на основі платформи Workbench. В ANSYS Meshing Application можуть використовуватись різні методи розбивки у випадку 3D геометрії.

В програмних пакетах використовуються кілька основних типів сітки для 3D моделі: тетрагедральну, декартову та гексагедральну. Наявний ряд методів, які дають можливість розв'язувати рівняння переносу для областей в приграничному шарі при наявності великих градієнтів для різних параметрів потоку. Гексагедральна сітка, яка використовується для розв'язку задач при

однаковій точності, буде містити більше ніж у 2 рази менше вузлів, якщо порівнювати з тетрагедральною сіткою. Тобто при застосуванні такої сітки необхідно менше кількості елементів для розв'язку задач CFD.

У таблиці 5.1 приведені параметри настройки та результати

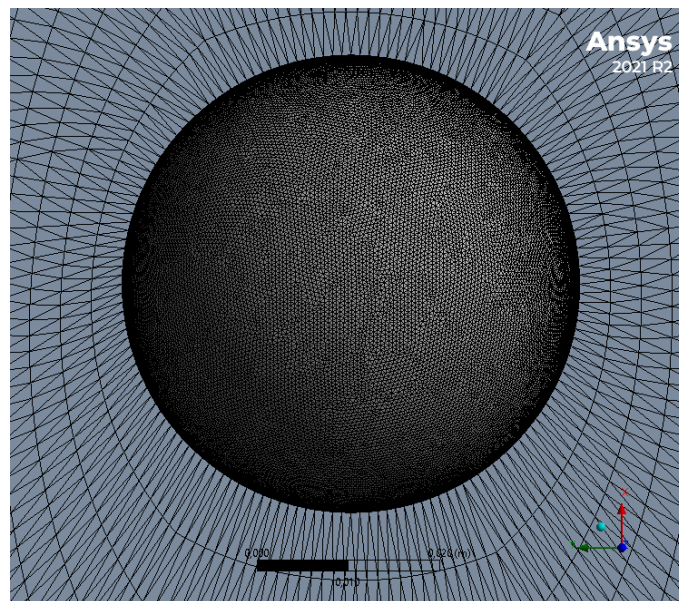
Таблиця 5.1

Параметри побудови сітки для РПА

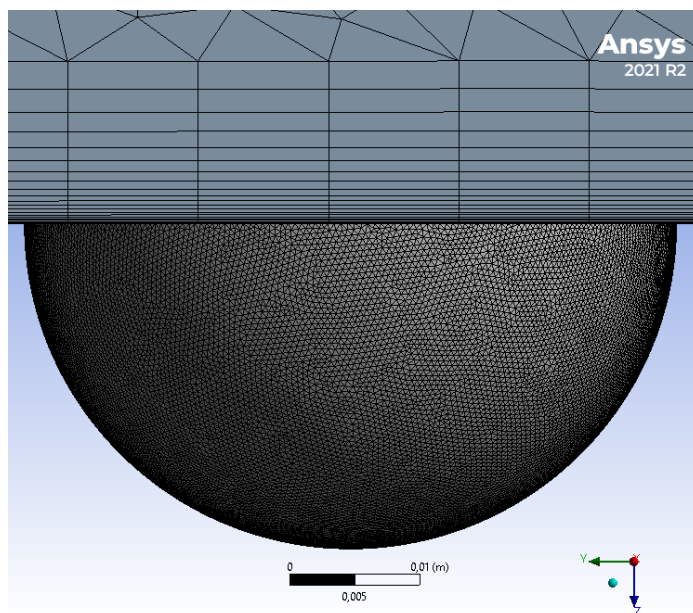
Параметр	Значення
Показник якості сітки (orthogonal quality)	0,161
Кількість елементів, шт	4485359
Кількість вузлів, шт	4791394
Кривизна кута, град	45
Метод	Cut-Cell
Максимальний розмір, м	$1 \cdot 10^{-3}$
Мінімальний розмір, м	$5 \cdot 10^{-4}$

Геометрію було побудовано для реальних розмірів.

На рис. 5.4-5.5 зображено побудовану сітку для лункових поверхонь з еталонною і новою конфігурацією, причому максимальні

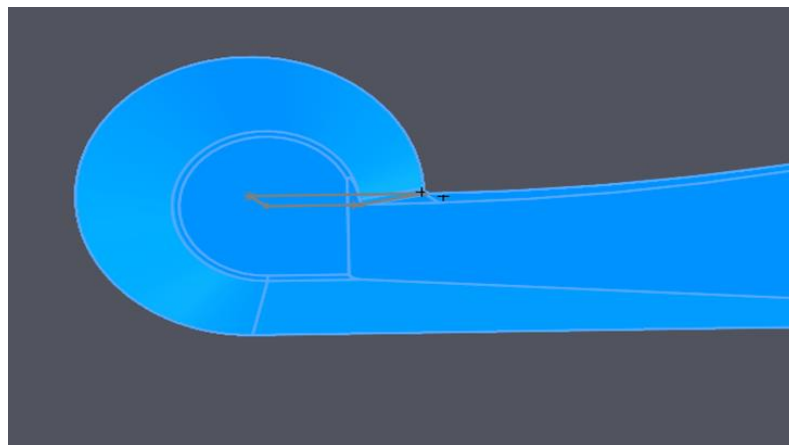


a)

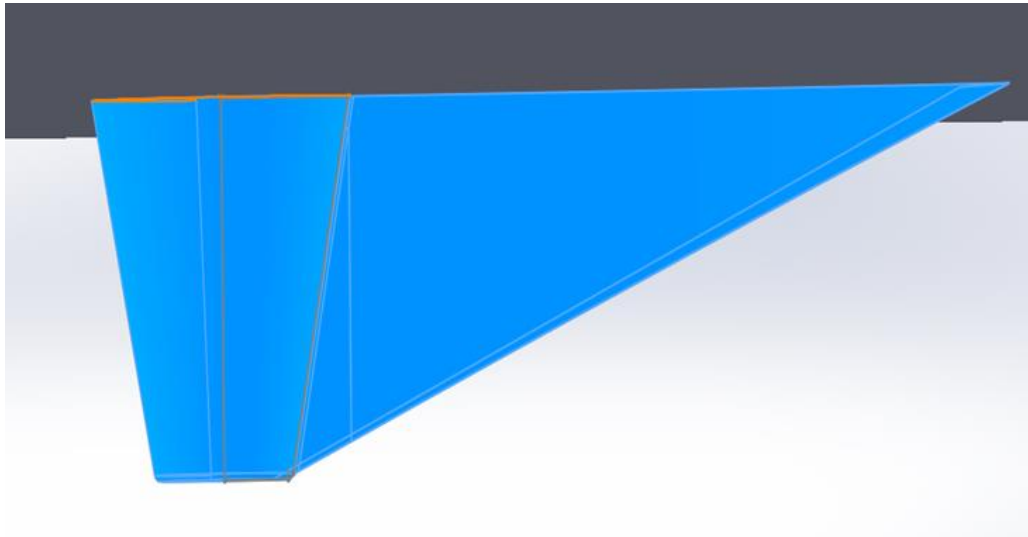


б)

Рис. 5.4. Результат побудованої сітки для еталонної лунки; а) зверху; б) в повздовжньому перерізі YZ



а)



б)

Рис. 5.5. Результат побудованої сітки для нової лунки: а) зверху; б) в повздовжньому розрізі YZ та YX

Розмір комірок для всього об'єму не перевищує $1 \cdot 10^{-3}$ м. Ці заходи були використані для покращення гідродинамічних розрахунків. Оптимальними та якісними були визначені перерізи YZ та YX (рис. 5.3), що дозволило отримати найбільш достовірні та точні результати для дослідження процесів тепломасообміну в прямокутній поверхні.

5.1.3. Математичне моделювання тепло- і масообмінних процесів при обтіканні лункових поверхонь

До основних рівнянь, що описують рух в'язких рідин і газів, належать рівняння нерозривності потоку і рівняння збереження маси для трьох проекцій на осі координат. Якщо рух середовища пов'язаний з теплопередачею, до системи гідродинамічних рівнянь додаються рівняння збереження енергії.

Використовуючи рівняння Нав'є-Стокса та рівняння енергії для конвективного потоку, розроблено математичну модель процесів переносу в потоці рідинно-зернової суміші. Оскільки течія рідкої суміші є турбулентною, в розрахунках використовується стандартна k - ϵ модель турбулентності. Початкові рівняння математичної моделі наведено нижче.

Рівняння Нав'є-Стокса:

$$\left. \begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

де ρ – густина в'язкого середовища, кг/м³;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості середовища, Па•с;

p – тиск, Па;

u, v, w , – векторне поле швидкостей;

t – момент часу, с.

Рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (u\rho)}{\partial x} + \frac{\partial (v\rho)}{\partial y} + \frac{\partial (w\rho)}{\partial z} = 0, \quad (5.2)$$

Рівняння збереження енергії:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q(\tau, x, y, z). \quad (5.3)$$

де T – температура середовища,

$K; \lambda$ – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт/м • К;

C_p – питома теплоємність середовища, Дж/кг • К.

Модель турбулентності

Для розрахунку гідродинаміки теплоносія в каналі необхідно вибрати модель турбулентності, яка найкраще описує гідродинамічні умови течії в каналі. Ця модель турбулентності використовується в розрахунках за допомогою програмного пакету ANSYS FLUENT. Ця модель турбулентності

виявилася придатною для опису турбулентності в практичних інженерних розрахунках течії в каналах. Модель, запропонована Лаундером і Сполдінгом, широко використовується для моделювання теплообміну в каналах різної геометрії завдяки своїй надійності, економічності і точності обчислень для широкого діапазону турбулентних течій.

Стандартна k-ε модель включає рівняння переносу кінетичної енергії (k) в турбулентних потоках і рівняння для швидкості дисипації (ε) цієї енергії. Рівняння моделі переносу для параметра k може бути отримане з повного рівняння переносу, тоді як рівняння для параметра ε записується з фізичних припущень турбулентності.

При виведенні k-ε моделі припускається, що потік є повністю турбулентним, а вплив молекулярної в'язкості є незначним. Іншими словами, стандартна k-ε модель турбулентності використовується для ідеальної турбулентності.

У пізніших дослідженнях стандартну модель k-ε турбулентності було вдосконалено, а її ефективність підвищено. Найбільш відомими є дві покращені моделі, доступні в ANSYS FLUENT: RNG k-ε модель та реалізована k-ε модель.

Рівняння переносу стандартної k-ε моделі.

Величину кінетичної енергії турбулентності k і швидкість дисипації ε знаходять при розв'язку транспортних рівнянь, які наведені нижче:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5.5)$$

де, G_k – генерація кінетичної енергії турбулентності за рахунок градієнтів швидкості;

G_b – генерація кінетичної енергії турбулентності;

Y_M – член рівняння, який описує вклад поширення коливань при стисливості рідини в турбулентному потоці для загальної швидкості дисипації;

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ і $C_{3\varepsilon}$ – експериментальні константами;

σ_k і σ_ε – турбулентні числа Прандтля для величин k і ε відповідно.

Величини S_k , S_ε визначаються як характеристики при пульсації і дисипації кінетичної енергії потоку:

$$S_k = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho\varepsilon - \mu_t \left(\frac{g_i \partial \rho}{\sigma_B \rho \partial x_i} \right), \quad (5.6)$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B \left(\frac{g_i \partial \rho}{\sigma_B \rho \partial x_i} \right) \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k}. \quad (5.7)$$

де $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_k = 1$ – емпірично знайдені коефіцієнти;

f_1 , f_2 – змінні, які є залежними від коефіцієнтів динамічної і турбулентної в'язкості і які можна обчислити за наступними формулами:

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_\mu} \right)^3, \quad f_2 = 1 - e^{-R_T^2} \quad (5.8)$$

Значення вищеприведених констант та параметрів потоку в розробленій моделі турбулентності визначались шляхом експериментальних досліджень для базових турбулентних потоків, зокрема для зсувних течій, межових шарів, змішаних шарів і крім того при розкладі ізотропної сітки турбулентності. Застосування розробленої моделі турбулентності виявилось досить ефективним в широкого діапазону для зсувних течій, які обмежені стінкою.

Моделювання турбулентної в'язкості.

Турбулентна в'язкість μ_t може бути обчислена через параметри k і ε з наступного виразу:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.9)$$

де, C_μ - константа.

Ступінь залежності параметра ε від плавучості визначається постійною $C_{3\varepsilon}$. В ANSYS FLUENT величина $C_{3\varepsilon}$ розраховується із співвідношення:

$$C_{3\varepsilon} = \tanh\left|\frac{v}{u}\right| \quad (5.10)$$

де v – компонента складовій швидкості потоку, яка є паралельною до гравітаційного вектора,

u – складова швидкості потоку, яка є перпендикулярною до гравітаційного вектора.

Постійна $C_{3\varepsilon}$ стає рівною 1,0 для плавучих зсувних шарів, у яких основний напрям потоку співпадає із напрямом вектора для сили тяжіння. Щодо плавучих шарів зсуву, які є перпендикулярними до гравітаційного вектора, постійна $C_{3\varepsilon}$ рівна нулю.

Модельовання турбулентних процесів в k-ε моделі.

Параметр G_k відповідає за процес розповсюдження кінетичної енергії турбулентності, що моделюється однакою чином для стандартної RNG і realizable k-ε моделей турбулентності і визначається формулою:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5.11)$$

При оцінці параметра G_k у відповідності до гіпотези Буссінеска:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (5.12)$$

де S – модуль середньої швидкості зміни тензора деформації, який може бути визначений із співвідношення:

$$S \equiv \sqrt{2S_j S_{j}} \quad (5.13)$$

Ефекти впливу плавучості на турбулентність в k-ε моделі

Параметр генерації турбулентності за рахунок плавучості знаходиться з виразу:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5.14)$$

де Pr – турбулентне число Прандтля для енергії,

а g_i i компонентою гравітаційного вектора для i -того напрямку.

Для стандартної k-ε моделі значення числа Прандтля рівне $Pr=0,85$.

Коефіцієнт теплового розширення β обчислюється за формулою:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (5.15)$$

Для ідеального газу співвідношення (5.16) можна звести до наступного:

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (5.16)$$

Як витікає з рівнянь переносу для параметра k (див. (5.4)) турбулентність кінетичної енергії, в загальному випадку, збільшена ($G_b > 0$) при умові нестійкості стратифікації потоку. При стійкій стратифікації спостерігається зменшення вказаної турбулентності ($G_b < 0$). В пакеті ANSYS FLUENT вплив ефекту плавучості на генерацію k завжди враховується, якщо є наявним гравітаційне поле і не рівний нулю температурний градієнт.

З метою врахування вказаних вище ефектів для k - ϵ моделі турбулентності в пакеті ANSYS FLUENT використаний параметр розсіювання розширення Y_M , який входить в рівнянні (5.6) при визначенні параметра k . Параметр Y_M знаходиться відповідно із співвідношення запропонованого Саркармом:

$$Y_M = 2\rho\epsilon M_t^2 \quad (5.17)$$

де M_t - турбулентне число Маха, яке визначається виразом:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (5.19)$$

де a ($a \equiv \sqrt{\gamma RT}$) є швидкість звуку.

5.1.4. Результати чисельного моделювання процесів переносу для лункових поверхонь

В результаті чисельних розрахунків з використанням пакету прикладних програм ANSYS FLUENT були отримані всі динамічні і термічні характеристики для лункової поверхні. Результати проведених розрахунків представлені на рис. 5.5-5.7.

На рис. 5.5 представлений розподіл тисків при обтіканні лункової поверхні. Як показує аналіз розподілу тисків максимальні прирости тиску в потоці при обтіканні лункової поверхні.

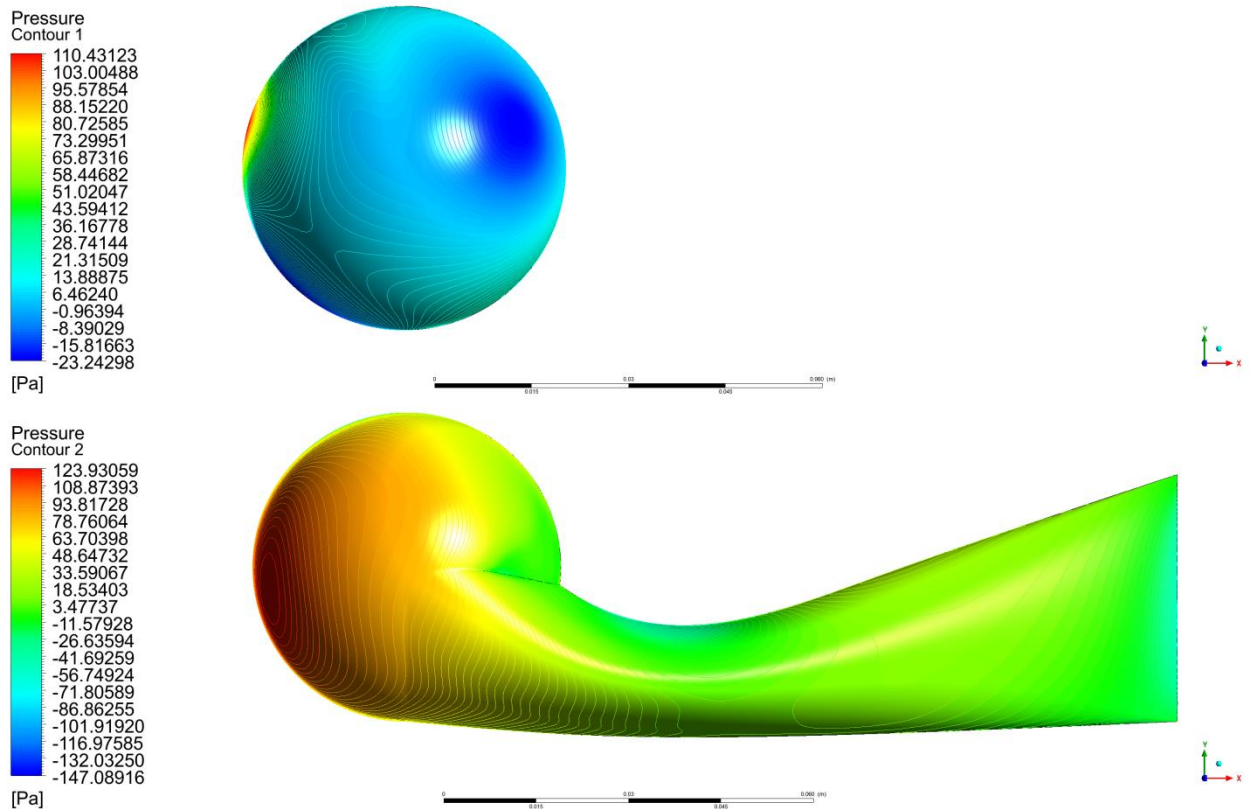
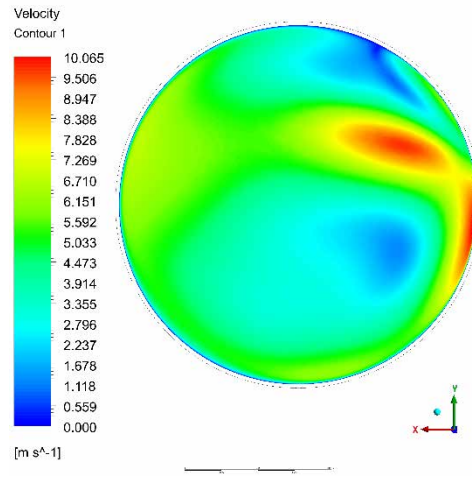
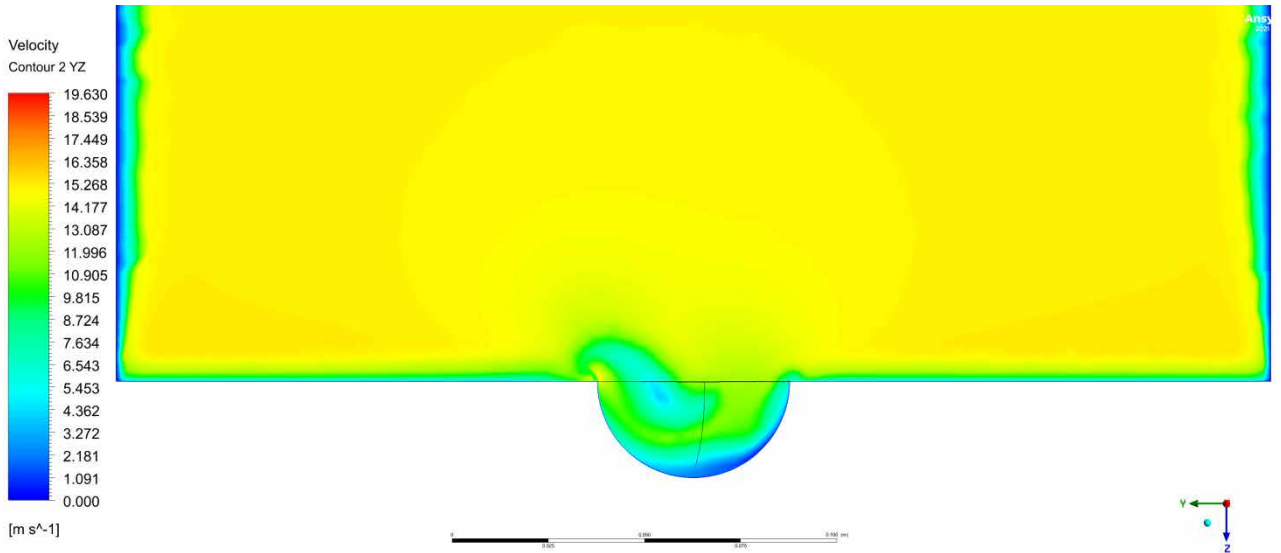


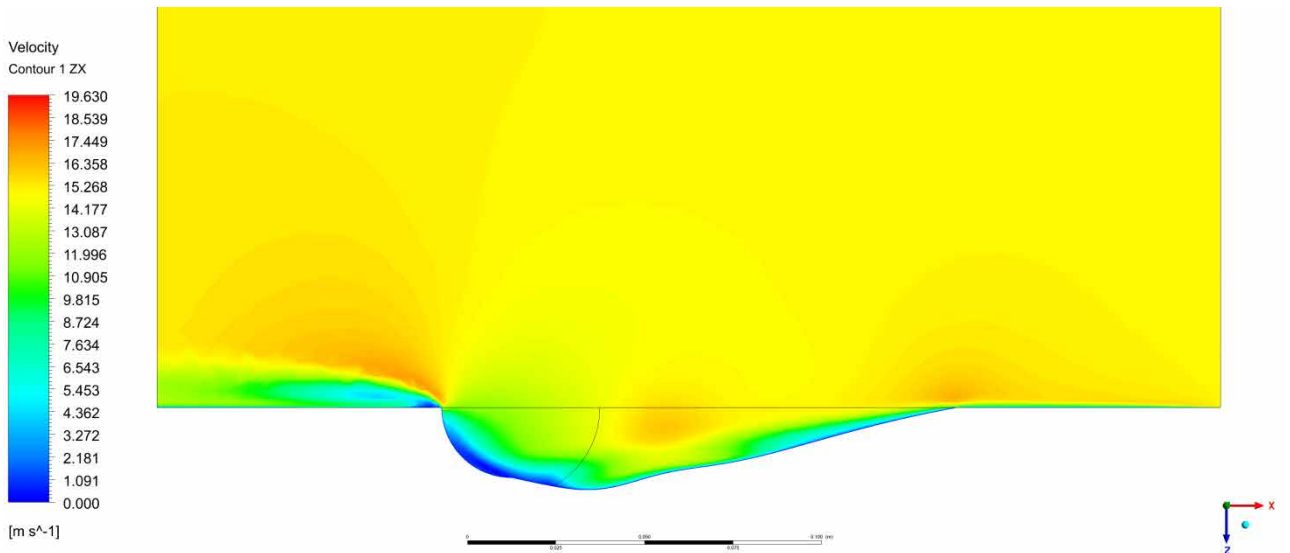
Рис. 5.5. Розподіл тисків при обтіканні лункової поверхні: а – еталонна лунка; б – нова лунка

Для невеликих локальних областей еталонної лунки прирости тиску можуть складати 55-110 кПа якщо порівнювати з тиском на вході у канал. В той же час для лунки нової геометрії приріст тисків для значних областей поверхні складає від 70 до 120 кПа. Це обумовлено закруткою потоку в новій лунці і утворенням вихору у чарунці.

На рис. 5.6 приведений розподіл швидкостей в каналах робочої ділянки



a)



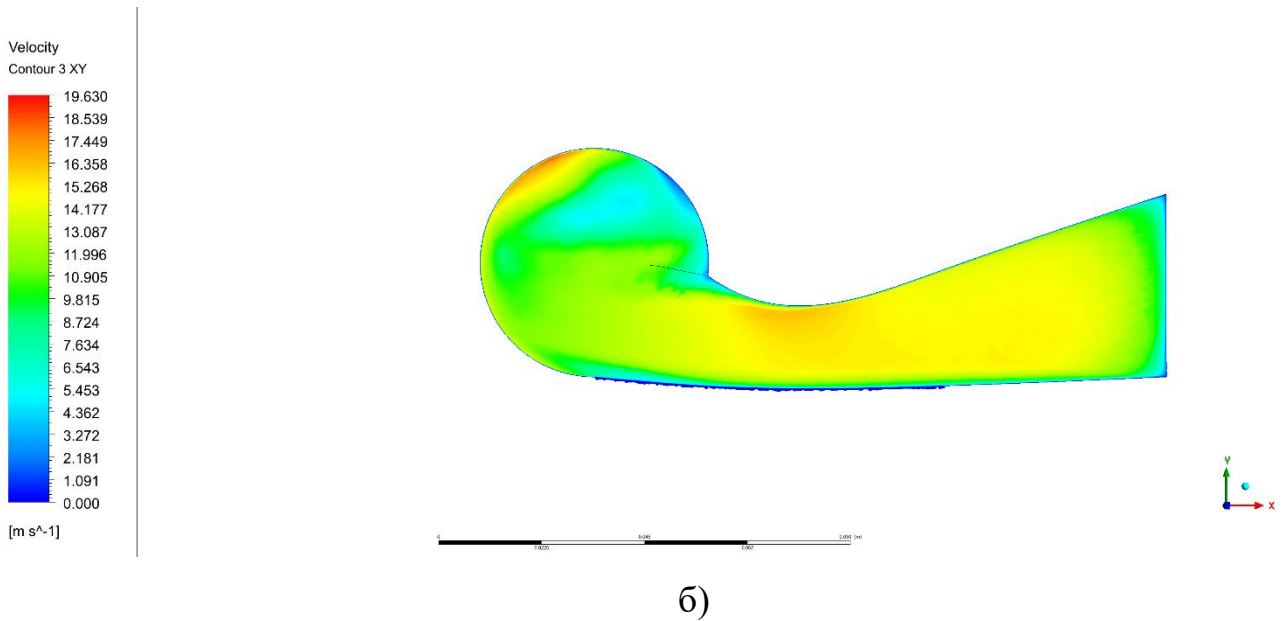


Рис. 5.6. Розподіл швидкостей в потоці при обтіканні лункової поверхні для поперечного і повздовжнього перерізу: а – еталонна лунка; б - нова лунка

при наявності еталонної і нової лунки. Як показує аналіз отриманих розподілів в еталонній лунці швидкості в нижній її частині знаходяться в діапазоні 1-4 м/с при швидкості зовнішнього потоку 15 м/с. В той же час розподіл швидкостей в новій лунці становить 6-11м/с. Це свідчить про більш інтенсивні завихрюючі потоки всередині нових лунок, що в кінцевому результаті призводить до інтенсифікації теплообміну на поверхнях, які знаходяться всередині лунок.

На рис. 5.7 показані розподіли відведених локальних значень теплового потоку від поверхні еталонної і нової лунки. Як показує аналіз від поверхні еталонної лунки густина теплового потоку складає від 2,44 до 4,88 кВт/м². В той же час при аналогічних умовах обтікання для нової лунки ці показники змінюються від 4,54 до 15,16 кВт/м². Це свідчить про суттєве підвищення тепловіддачі від поверхні з лункою нової конфігурації.

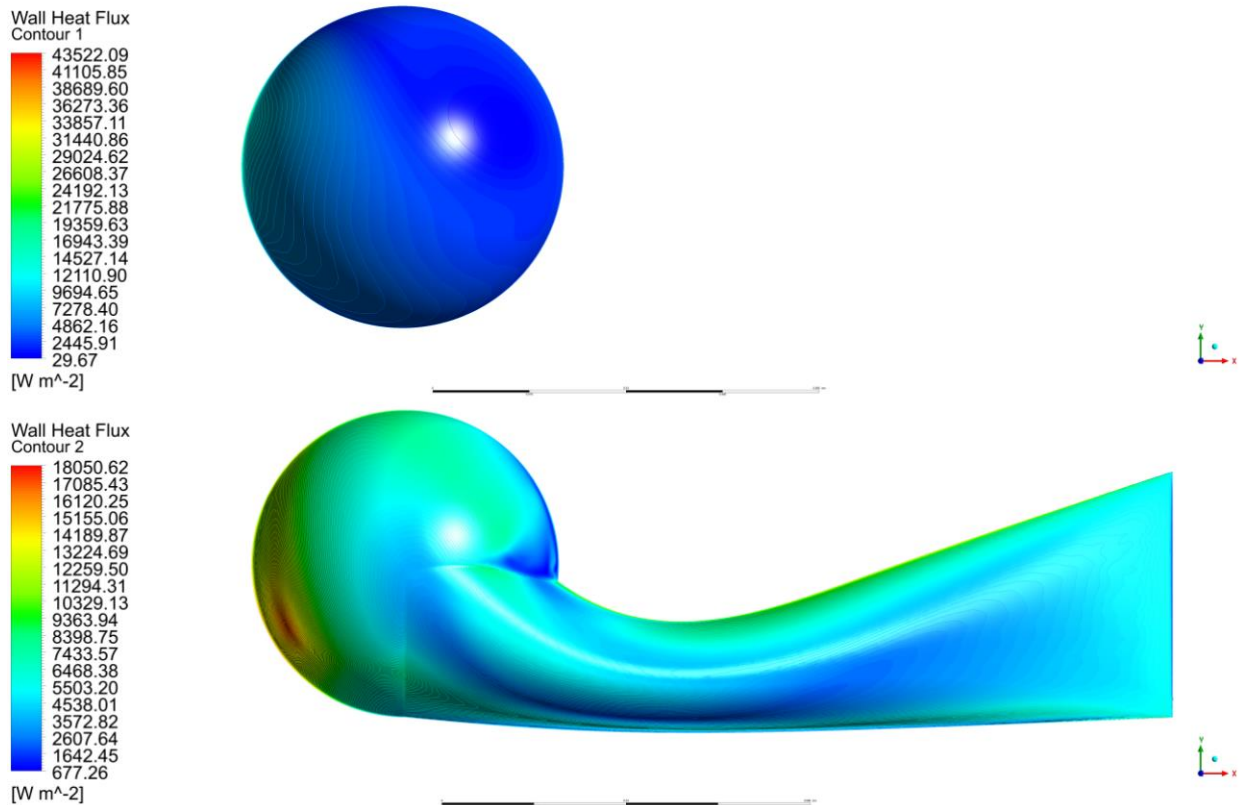


Рис. 5.7 Розподіл локальних значень відведеного теплового потоку від поверхні лунок з еталонною і новою конфігурацією.

Температурні розподіли у рідинній суміші в поперечному перерізу каналу з лунками приведені на рисунку 5.8. Найбільші значення температур спостерігаються на поверхні еталонних лунок, причому середнє значення температур складає близько 79,99 °С. На відміну від лунок еталонної конфігурації температура на поверхні нових лунок нижча і складає від 79,9 до обтікання.

В результаті чисельного моделювання отримано поля тисків, швидкостей, густини відведених теплових потоків і температур на поверхні з лунками, які дали можливість оцінити переваги нової конфігурації лунок з метою їх впровадження при розробці теплообмінних поверхонь, які можуть використовуватись в теплообмінниках різного призначення.

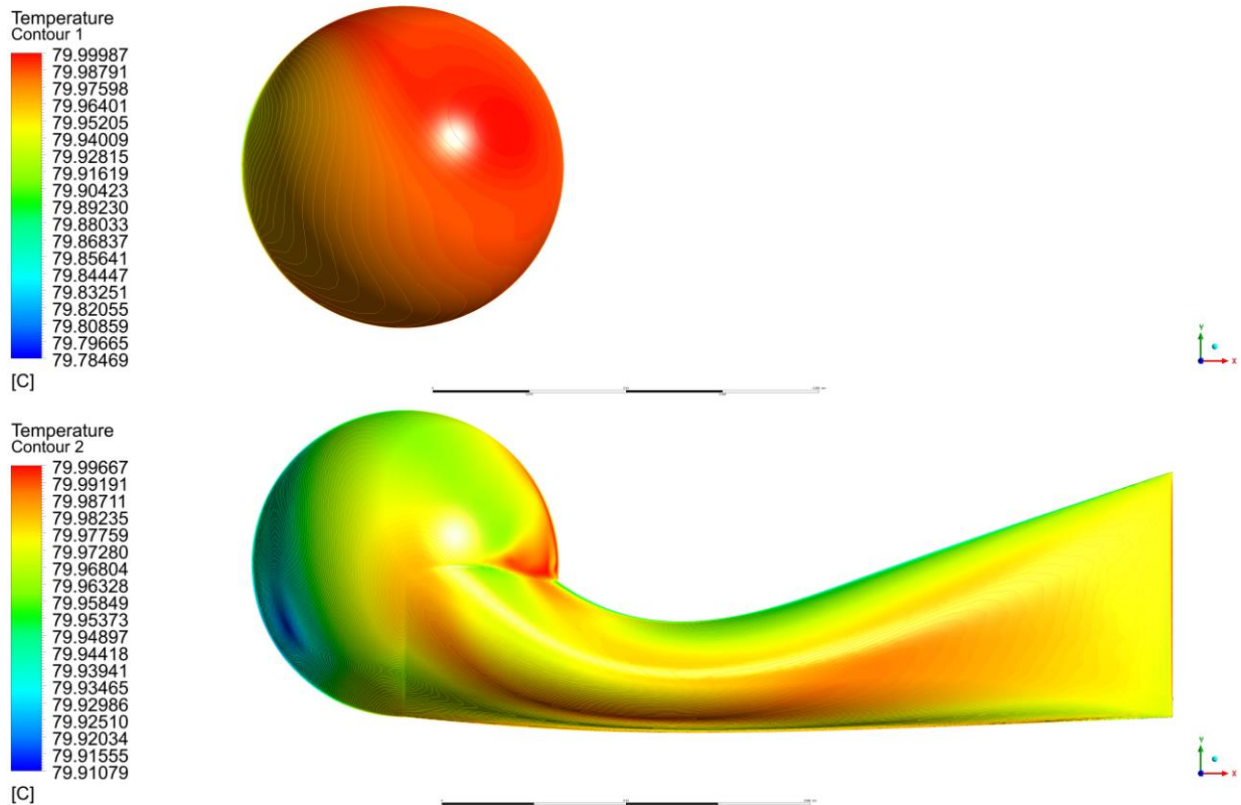


Рис. 5.8. Розподіл температур для елемента поверхні при наявності еталонної і нової лунки

В табл. 5.2 представлені результати розрахунків, які показують зміну усереднених значень тиску, температури, густини відведеного теплового потоку і коефіцієнта тепловіддачі від поверхні з еталонною і новою формою лунки.

Таблиця 5.2

Теплові і гідродинамічні характеристики нагрітої поверхні з лунками еталонної і нової конфігурації при обтіканні повітряним теплоносієм

Result		
Parametr	Etalon	New
P_{in} , Pa	144,88033	143,45784
P_{out} , Pa	138,75006	138,72753
T_{in} , C	15,017226	15,00496
T_{out} , C	15,78481	15,54602

Продовження таблиці 5.2

ρ_{in} , kg/m ³	1,2249766	1,2250239
ρ_{out} , kg/m ³	1,2219538	1,2228844
ν_{in} , kg/mS	1,79E-05	1,79E-05
ν_{out} , kg/mS	1,79E-05	1,79E-05
λ_{in} , W/mC	0,025501384	0,025500396
λ_{out} , W/mC	0,025563288	0,025543903
Pr_{in}	0,70449701	0,70449985
Pr_{out}	0,70431421	0,70437382
F_{wall_con} , m ²	2,08E-07	1,18E-07
F_{wall_inv} , m ²	2,67E-05	1,96E-06
q_{wall_con} , W/m ²	4059,0199	5927,9666
q_{wall_inv} , W/m ²	5772,5099	5773,6441
α_{wall_con} , W/m ² *C	62,48682	91,26483
α_{wall_inv} , W/m ² *C	88,866713	88,885911
P_{wall_con} , Pa	8,0318981	33,155839
<i>Total temperature</i>		
T_{wall_con} , C	79,704107	79,40944
T_{wall_inv} , C	74,561611	69,537363
<i>Wall temperature</i>		
T_{wall_con} , C	79,979948	79,970699
T_{wall_inv} , C	79,970988	79,971474

Порівняння отриманих результатів чисельного моделювання гідродинаміки теплопереносу елементів поверхонь з еталонною і новою лунками показує, що використання поверхонь з інтенсифікаторами теплообміну, що мають нову форму лунок підвищує коефіцієнт тепловіддачі в 1,5 рази. Це дає можливість зменшити площу теплообмінних поверхонь та зменшити розміри і масу теплообмінників при однаковій їх тепловій потужності.

ВИСНОВКИ

1. Проведено огляд літератури по теплообмінникам і інтенсифікаторам теплообміну. Сформульовані основні задачі дипломної роботи.
2. Розглянуто основні типи теплообмінників їх конструкцію і область застосування.
3. Проведено аналіз енергетичних систем, в яких використовуються теплообмінники з інтенсифікаторами теплообміну.
4. Розроблений новий тип інтенсифікаторів теплообміну, проведено порівняння з відомими типами інтенсифікаторів та вказані переваги нових інтенсифікаторів.
5. Проведено чисельне моделювання гідродинаміки і теплопереносу в інтенсифікаторах нового типу. Знайдені розподіли тисків, швидкостей, температур та проведено аналіз отриманих результатів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Here's a list of sources you provided:
2. Shah, R.K., & Sekulic, D.P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Wiley, 2003.
3. Manglik, R.M., & Bergles, A.E. "Heat Transfer and Pressure Drop in Enhanced Heat Exchangers." *Journal of Heat Transfer*, 2005.
4. Wang, L., Sunden, B., & Manglik, R.M. *Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance*. WIT Press, 2007.
5. Rao, Y., Li, B., & Feng, Y. "Heat Transfer of Turbulent Flow Over Surfaces with Spherical Dimples." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015.
6. Webb, R.L., & Kim, N.H. *Principles of Enhanced Heat Transfer*. CRC Press, 2005.
7. Incropera, F.P., & DeWitt, D.P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, 2007.
8. Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. CRC Press, 2012.
9. Kakac, S., & Yener, Y. *Convective Heat Transfer*. CRC Press, 2008.
10. Gnielinski, V. "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow." *International Chemical Engineering*, 1976.
11. Bergles, A.E. "Techniques to Augment Heat Transfer." *Handbook of Heat Transfer Applications*, 1985.
12. Webb, R.L. "The Evolution of Enhanced Heat Transfer Technology." *Applied Mechanics Reviews*, 1994.
13. Han, J.C., Dutta, S., & Ekkad, S. *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*. CRC Press, 2000.
14. Lewis, R.W., Morgan, K., & Thomas, H.R. *Finite Element Method in Heat Transfer Analysis*. Wiley, 1996.
15. Bejan, A. *Convection Heat Transfer*. Wiley, 2004.

16. Taler, J., & Taler, D. Heat Transfer in Industrial Combustion. CRC Press, 2010.
17. Kays, W.M., & London, A.L. Compact Heat Exchangers. McGraw-Hill, 1984.
18. Patankar, S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere, 1980.
19. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., & Cho, Y.I. Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill, 1998.
20. Martin, H. "A Theoretical Approach to the Calculation of Pressure Drop Across Tube Bundles." Chemical Engineering Progress, 1978.
21. Sparrow, E.M., & Abraham, J.P. "Universal Solutions for the Streamwise Variation of the Nusselt Number." International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005.
22. Li, Z.X., & Gao, X.L. "Heat Transfer Enhancement in Heat Exchangers with Wavy Surfaces." Journal of Enhanced Heat Transfer, 2010.
23. Peng, X.F., & Peterson, G.P. "Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in Microchannels." International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996.
24. Bhattacharjee, S., & Grosshandler, W.L. "The Formation of Wall Jet Near a High-Temperature Wall." Journal of Fluid Mechanics, 1985.
25. Ligrani, P.M. "Heat Transfer Augmentation with Dimples and Protrusions." Journal of Heat Transfer, 2013.
26. Lorenz, N., & Weigand, B. "Heat Transfer in Dimpled Channels." Experimental Thermal and Fluid Science, 2013.
27. Shevchuk, I. Convective Heat Transfer in Ducts. Springer, 2015.
28. Nield, D.A., & Bejan, A. Convection in Porous Media. Springer, 2006.
29. Kim, S.J., & Kim, D. "Forced Convective Heat Transfer in Microchannels." Journal of Heat Transfer, 2012.
30. Fiebig, M. "Vortex Generators for Heat Transfer Enhancement in Single Phase Flow." International Journal of Heat and Fluid Flow, 1995.

31. Tanda, G. "Heat Transfer in Channels with Repeated Rib Roughness." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004.
32. Chyu, M.K., & Natarajan, V. "Heat Transfer Enhancement with Jet Impingement." *Journal of Heat Transfer*, 1991.
33. He, Y., & Tao, W. *Heat Transfer*. Springer, 2010.
34. Jung, D., & Radermacher, R. "Heat Transfer Coefficients in Heat Exchangers." *HVAC&R Research*, 1991.
35. Arora, C.P. *Refrigeration and Air Conditioning*. Tata McGraw-Hill, 2000.
36. Esfahanian, V., & Lee, S. "Numerical Analysis of Turbulent Heat Transfer." *Numerical Heat Transfer*, 1997.
37. Lee, S.Y., & Lee, S.K. "Heat Transfer in Wavy Channels." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999.
38. Modest, M.F. *Radiative Heat Transfer*. Academic Press, 2013.
39. Viskanta, R., & Mengüç, M.P. "Radiation Heat Transfer in Combustion Systems." *Progress in Energy and Combustion Science*, 1987.
40. Greiner, M., & Kappes, W. "Thermal Analysis of Heat Exchanger Surfaces." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998.
41. Wang, X.Q., & Mujumdar, A.S. "Heat Transfer Characteristics of Nanofluids." *International Journal of Thermal Sciences*, 2007.
42. Aziz, A. *A Textbook of Heat Transfer*. Wiley, 2005.
43. Churchill, S.W. "Heat Transfer in Fluidized Beds." *Chemical Engineering Science*, 1985.
44. Kakac, S., & Pramuanjaroenkij, A. *Single-Phase Convective Heat Transfer*. Wiley, 2010.
45. Shatto, D., & Reisch, M. "Advances in Compact Heat Exchanger Technology." *Applied Thermal Engineering*, 2001.
46. Martin, H. "Heat Transfer in Compact Heat Exchangers." *International Journal of Heat Exchangers*, 2005.
47. Hesselgreaves, J.E. *Compact Heat Exchangers*. Pergamon, 2001.

48. Eckert, E.R.G., & Drake, R.M. Analysis of Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill, 1972.
49. Wilkes, J.O. Fluid Mechanics for Chemical Engineers. Prentice Hall, 1999.
50. Bejan, A. Advanced Engineering Thermodynamics. Wiley, 2006.
51. Holman, J.P. Heat Transfer. McGraw-Hill, 2010.
52. Левченко А.В., Козлов А.П., Чудновський Я.П. "Теплообмін і гідродинаміка в трубах". Київ: Наукова думка, 2022.
53. Герасименко В.М., Ісаєв С.А. "Енергоефективні технології в промисловості". Харків: ХНУ, 2023.
54. Халатов А.А., Кікнадзе Г.І. "Основи проектування теплообмінників". Львів: ЛНУ, 2021.
55. Турнов Й., Вейганд Б. "Системи рекуперації тепла". Одеса: ОНУ, 2020.
56. Ліграні Ф., Терехов В.І. "Інтенсифікація процесів теплопередачі". Дніпро: ДНУ, 2023.
57. Кесселі М., Браун Т., Сміт Дж. "Моделювання теплопередачі в інженерії". Київ: НТУУ КПІ, 2023.
58. Іванов О.С., Петрова Н.В. "Аналіз ефективності нових типів теплообмінників". Чернівці: ЧНУ, 2024.
59. Зінченко Р.П., Федоренко О.В. "Чисельне моделювання в енергетичних системах". Київ: НТУУ КПІ, 2022.
60. Бойко Т.М., Коваленко І.О. "Гідродинаміка і термодинаміка в промисловості". Харків: ХНУ, 2023.
61. Front Matter, Editor(s): R. Keith Mobley, Plant Engineer's Handbook, Butterworth-Heinemann, 2001, URL: <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-7328-0.50068-9>
62. Woodhead Titles, Editor(s): Klaus Brun, Peter Friedman, Richard Dennis, Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power

Cycles, Woodhead Publishing, 2017, URL: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100804-1.09001-0>

63. Urban Močnik, Simon Muhič, Experimental and numerical analysis of heat transfer in a dimple pattern heat exchanger channel, Applied Thermal Engineering, Volume 230, Part B, 2023, URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120865>

64. A.I. Leontiev, N.A. Kiselev, Yu.A. Vinogradov, M.M. Strongin, A.G. Zditovets, S.A. Burtsev, Experimental investigation of heat transfer and drag on surfaces coated with dimples of different shape, International Journal of Thermal Sciences, Volume 118, 2017, Pages 152-167, URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.04.027>

65. Johann Turnow, Nikolai Kornev, Valery Zhdanov, Egon Hassel, Flow structures and heat transfer on dimples in a staggered arrangement, International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 35, 2012, Pages 168-175, URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.01.002>

66. V.N. Afanasyev, Ya.P. Chudnovsky, A.I. Leontiev, P.S. Roganov, Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 7, Issue 1, 1993, Pages 1-8, URL: [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(93\)90075-T](https://doi.org/10.1016/0894-1777(93)90075-T)

67. Нагрівання і охолодження. Класифікація, будова, особливості, переваги і недоліки теплообмінників. URL: <https://kc.pnu.edu.ua/wp-content/uploads/sites/11/2021/02/Processes-and-apparatus-of-chemical-productionLecture8.pdf>

68. Фотогалерея фармацевтичного та біотехнологічного обладнання, Пластинчасті теплообмінники. URL: <https://bioengineering.kpi.ua/ua/kafedra/fotohalereia-farmatsevtychnoho-ta-biotekhnolohichnoho-obladnannia/61-plastynchasti-teploobminni-aparaty/290-plastynchasti-teploobminnyku>

69. Мейріс А.Ж., Теплообмін та теплогідравлічна ефективність пучків труб з поверхневими заглибленнями, 2018, URL: http://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2018/05/diss_meyris.pdf
70. Ferziger J.H. Computational Methods for Fluid Dynamics / J.H. Ferziger, M. Perić. – 3, rev. ed. – Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo: Springer, 2002. – 423 p.
71. Launder B. E. Lectures in Mathematical Models of Turbulence / B. E. Launder, D.B. Spalding. – Academic Press, London, England, 1972.
72. Yakhot V. Renormalization Group Analysis of Turbulence I Basic Theory. / V. Yakhot, S. A. Orszag. Journal of Scientific Computing, 1986.– No 1(1).– P.1-51.
73. Shih T.-H. Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows / Model Development and Validation / [T.-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu]. – Computers Fluids, 1995. – No 24(3). – P. 227–238.
74. Hanjalic, K. Advanced Turbulence Closure Models: A View on the Current Status and Future Prospects, Int. J. Heat & Fluid Flow, 1994. – vol. 15, – P. 178-204.
75. Henkes R. A.W. M. Natural Convection Flow in a Square Cavity Calculated with Low-Reynolds-Number Turbulence Models / R. A.W. M. Henkes, F.F. van der Flugt, C. J. Hoogendoorn. Int. J. Heat Mass Transfer, 1991. – No 34. – P. 1543-1557.
76. Sarkar, S. K. & Fischer, M. P. The Effect of Pressure Gradient on Turbulence and Heat Transfer in Ribbed Channels / S. K. Sarkar, M. P. Fischer. – J. Turb., 2007. – Vol. 8. – P. 1-11. 78. S. K. Sarkar and S. S. Bhattacharyya, "Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer Characteristics in a Dimpled Surface Channel" (2023), Journal of Heat Transfer Engineering, URL: <https://doi.org/10.1080/01457632.2023.2262338>
77. Introduction to Fluid Motions, Sediment Transport, and Current-Generated Sedimentary Structures, URL: <https://ocw.mit.edu/courses/12-090->

introduction-to-fluid-motions-sediment-transport-and-current-generated-sedimentary-structures-fall-2006/

78. Патент на винахід 13888 А Україна, МПК 5 F28F1/10, F28F3/02. Теплообмінна поверхня. Халатов А.А., Коваленко Г.В., Гелетуха Г.Г. № 94076174; заявл. 12.07.1994; опубл. 25.04.1997. Бюл. № 2

79. Патент №30701, виданий 15.12.2000, Бюллетень №7, МПК F28F1/10