

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

бакалавра

**на тему: «Оптимізація геометрії лабіринтно-лункового
ущільнення»**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в
механіці

Виконав: студент групи КМ-71

ІЗЕМЕНКО В.В.

Керівник: доц. Загорулько А.В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А.В.

Суми 2021

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра: 50 с., 17 рис., 2 табл., 37 джерел.

лункове ущільнення, обчислювальна гідродинаміка, витоки, фізика течії, метод траєкторій, жорсткість та демпфірування.

Об'єкт дослідження – газодинамічні та динамічні процеси, що відбуваються в вузькому зазорі лабіринтно-лункових та лункових ущільнень.

Мета роботи – визначення витратних характеристик лабіринтно-лункових і ротородинамічних характеристик лункових ущільнень; порівняння розрахункових характеристик з експериментальними даними, які доступні в літературі, для шпаринного та лабіринтного ущільнень.

Методи досліджень – числовий метод скінченних об'ємів для розв'язання рівнянь газодинаміки, нестационарний метод траєкторій осьового збудження валу для аналізу динамічних характеристик ущільнення.

Зменшення витоків та підвищення ротородинамічних демпфуючих характеристик шпаринних ущільнень є важливою задачею ущільнювальної техніки. Цілий ряд демпферних ущільнень використовується для герметизації валів відцентрових компресорів, такі як: стільникові, з сіткою отворів, кишенькові та лункові ущільнення. Для зменшення собівартості та часу виготовлення все більше використовуються лункові ущільнення. У даній роботі представлені результати розрахунку ротородинамічних та витратних характеристик лункових та лабіринтно-лункових ущільнень в залежності від робочих параметрів за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (ОГД). ОГД метод використовувався для розрахунку гідродинамічних та ротородинамічних характеристик ущільнення з прецесією валу. Ротородинамічні коефіцієнти були отримані за допомогою методу частотного збудження.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. Аналіз літератури.....	7
1.1 Результати дослідження лункового ущільнення	7
1.2 Числові та експериментальні дослідження лабіринтних та демпферних ущільнень	10
1.3 Дослідження ущільнень методом інтегральних характеристик потоку та ОГД методом частотного збудження	11
1.4 Метод траєкторій для дослідження демпферних ущільнень	13
1.5 Мета дослідження.....	14
1.6 Висновки до першого розділу.....	16
2. Розрахунок і порівняння величини витоків та ротородинамічних коефіцієнтів.....	17
2.1 Аналіз впливу геометрії лункового ущільнення на масову витрату методом проектування експерименту (DOE).....	17
2.2 Результати розрахунку DOE	22
2.3 Геометричні параметри, робочі та граничні умови лабіринтно-лункового ущільнення	27
2.4 Математичне формулювання течії рідини	31
2.5 Результати розрахунків та порівняння величини витоків лабіринтно-лункового ущільнення	35
2.6 Результати порівняння ротородинамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування лункового ущільнення	41
2.7 Висновки до другого розділу.....	44
Висновки.....	45
Перелік джерел посилань.....	47

ВСТУП

Відцентрові насоси і компресори широко використовуються у всіх галузях промисловості. На протязі всього періоду свого існування їхні робочі параметри постійно збільшуються: подача, тиски і швидкості, тобто спостерігається концентрація все більш високих потужностей в одиничних агрегатах. Такими агрегатами являються живильні насоси атомних електростанцій, турбонасосні агрегати ракетних двигунів та компресори для перекачування природного газу. У процесі створення відцентрових машин одними з найголовніших задач є зниження вібрацій та розробка надійних і герметичних ущільнень. Справа у тому, що у відцентрових машинах до 10% потужності, яка споживається, втрачається на витоки через шпаринні ущільнення робочих коліс.

Як відомо, витоки в ущільненнях відцентрових компресорів високого тиску обмежуються за рахунок витрачання потенційної енергії тиску для подолання місцевих опорів, опору тертя по довжині каналу, а іноді інерційного опору. Чим більші витоки, тим менша частка потенційної енергії переходить у кінетичну енергію потоку, а також нижчі значення середньої швидкості рідини в каналі та її масова витрата. Таким чином, кільцеві ущільнення повністю не усувають, а лише обмежують витрати.

Особливе місце серед безконтактних ущільнень обертових валів займають шпаринні та лабіринтні ущільнення. На роторах відцентрових насосів та компресорів цей тип ущільнень являється найбільш широко використовуваними. Вони одночасно виконують і функцію ущільнень, і функцію гідростатичних та демпферних опор. У зв'язку з цим, при їх розрахунку та проектуванні, значно розширюється коло задач, які необхідно розглянути. Якщо для інших ущільнень характерним показником є рівень витоків, то для шпаринних та лабіринтних ущільнень найбільш важливими є жорсткостні та демпфіруючі властивості, та їх вплив на вібраційний стан ротора.

Лабіринтні ущільнення, в яких переважають місцеві опори, можна віднести до ущільнень з дроселюючими дроселями. Основна функція лабиринтних ущільнень полягає в забезпеченні мінімальних витоків через ущільнювальні поверхні з урахуванням мінімальних аеродинамічних впливів на ротор компресора. Однак у лабиринтних ущільненнях, завдяки потоку рідини в окружному напрямку, при цьому потік переноситься обертовим валом, виникають циркулюючі аеродинамічні сили. Тому на практиці було запропоновано ряд шпаринних ущільнень, які можуть зменшити циркулюючі сили, що спричиняють збільшення прецесії ротора і, відповідно, вібрацію. Ці основні ущільнення включають стільникові, з сіткою отворів, кишенькові та лункові ущільнення. Якщо механізм герметизації та динамічні характеристики перших трьох типів ущільнень добре вивчені [1-6], то останньому типу ущільнень присвячено досить обмежену кількість досліджень та публікацій [7-10].

З огляду на це, метою роботи є визначення витратних і ротородинамічних характеристик лабиринтно-лункових та лункових ущільнень; порівняння розрахункових характеристик з експериментальними даними, які доступні в літературі, для шпаринного та лабиринтного ущільнень.

Поставлені наступні задачі:

1. Огляд літератури щодо конструкцій та методів розрахунку лабиринтних ущільнень
2. Числовий CFD розрахунок витратних та динамічних характеристик демпферних ущільнень.
3. DOE розрахунок величини витоків від геометрії ущільнення.
4. Порівняння витратних і динамічних характеристик лабиринтно-лункового та лункового ущільнень з іншими конструкціями демпферних ущільнень.

Предмет дослідження: величини витоків лабиринтно-лункового та динамічні характеристики лункового ущільнень.

Об'єкт дослідження: газодинамічні та динамічні процеси, що відбуваються в вузькому зазорі лабіринтно-лункових та лункових ущільнень.

Методи досліджень: числовий метод скінченних об'ємів для розв'язання рівнянь газодинаміки, нестационарний метод траєкторій осевого збудження валу для аналізу динамічних характеристик ущільнення.

Робота складається з двох розділів.

У першому розділі коротко описано відому з літератури інформацію про різні види шпаринних ущільнень та сформульовано мету даного дослідження.

У другому розділі представлено аналіз впливу геометрії лункового ущільнення на масову витрату методом проектування експерименту, описано математичне формулювання течії рідини. Також в цьому розділі подано результати розрахунків та порівняння величини витоків лабіринтно-лункового ущільнення і результати порівняння ротородинамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування лункового ущільнення.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Результати дослідження лункового ущільнення

Лункові ущільнення з серповидними канавками (ЛУСК) (рис. 1.1 а) широко застосовуються і зарекомендували себе в процесі модернізації компресорів для хімічної промисловості [8]. Існує ряд конструкцій лункових ущільнень, які здатні не тільки покращити динамічні характеристики (рис. 1.1а), але й зменшити витoki перекачуваного середовища (рис. 1.1б) [8, 13].

Перший патент на конструкцію ЛУСК (на рис. 1.2 а,б показано поздовжній розріз та ізометричний вид ущільнення) [14] був отриманий у 1984 році. Вона має втулку 1, на внутрішній поверхні якої розташовані серповидні лунки 2. В осьовому напрямку ряди лунок розділені гребнями 4, а в окружному напрямку сусідні лунки розділені перемичками 3. Гребні виконують ту ж роль, що і гребні у звичайних лабіринтних ущільненнях, а перемички сповільнюють окружний потік.

Роль перемичок особливо важлива, оскільки, уповільнюючи окружний потік, вони тим самим зменшують циркулюючу силу, існування якої є основною причиною втрати динамічної стійкості ротора в ущільненнях. Крім того, лунки це напівзакриті камери, які сповільнюють потік розширення і відповідно збільшують силу демпфірування [15].

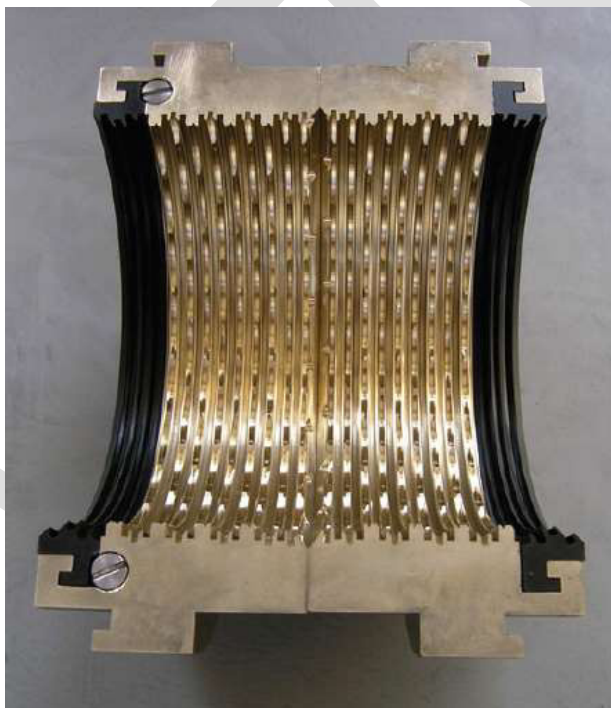
У дослідницькій роботі А. Гулого [7] представлені експериментально отримані характеристики витрат та жорсткості для трьох типів рідинних ущільнень, а саме: лабіринтного з перекриваючими ребрами, лункового та стільникового ущільнень. Всі характеристики порівнювали з характеристиками стандартних шпаринних ущільнень. Вимірювання витрат, амплітуд та фаз вимушених коливань ротора проводили при чотирьох значеннях перепаду тиску (0,2; 0,5; 1,0; 2,0 МПа) при швидкостях обертання від 0 до 1000 с⁻¹ з кроком 50 с⁻¹. Витратні характеристики всіх типів ущільнень, з осередненою частотою обертання показують, що для лабіринтного

ущільнення з невеликим осьовим зазором між гребнями були отримані мінімальні витрати. Витрати через лункове, стільникове та лабіринтне ущільнення з центральним розташуванням гребенів майже збігаються і приблизно на 20% менші порівняно з витратами через стандартне шпаринне ущільнення. Числові значення гідростатичної жорсткості визначаються шляхом оцінювання параметрів за фазовими і амплітудно-частотними характеристиками. Останнє стосується всіх типів ущільнень зі значенням перепаду тиску 1 МПа. Вид характеристики відповідає моделі динамічної системи ущільнення ротора як лінійної коливальної системи другого порядку. Стільникове ущільнення має більш переважаючі динамічні властивості, а лункове ущільнення – ближче до стандартного. Якщо завдання зменшення вібрацій та витоків однаково важливі для конкретного насоса, тоді слід використовувати лункові ущільнення. За гідравлічним опором вони не поступаються лабіринтним та стільниковим ущільненням, а за властивостями демпфування та жорсткості вони значно перевищують їх. У той же час вони менш схильні до задирів і тужавлення, ніж звичайні шпаринні та лабіринтні ущільнення з кільцевими канавками. Однак слід пам'ятати, що коефіцієнт гідростатичної жорсткості лункових ущільнень приблизно в два рази менший, ніж у звичайних кільцевих ущільнень [15].

Gocha Chochua [9] досліджував потік між поверхнею статора з лунками, виготовленими за допомогою дискової фрези, і гладкою поверхнею ротора в лунковому ущільненні з похилими бічними стінками, розробленим компанією Dresser-Rand, за допомогою методу обчислювальної гідродинаміки (ОГД). Основним напрямком при розрахунку лункового ущільнення було вивчення турбулентного стискувального потоку під дією перепаду тиску для періодичної області, оцінка ефекту обертання ротора та закрутки на вході на фізику потоку, екстраполяція результатів для періодичної області на повну геометрію ущільнення і визначення коефіцієнтів тертя через втрати тиску та напруження зсуву.



а)



б)

Рисунок 1.1 - Конструкції лункових ущільнень з серповидними канавками (ЛУСК) [8]

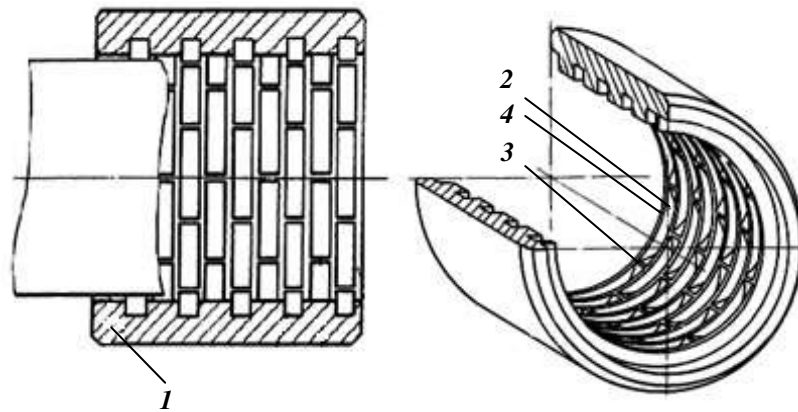


Рисунок 1.2 – Перша запатентована конструкція ЛУСК [14]

1.2 Числові та експериментальні дослідження лабіринтних та демпферних ущільнень

Ряд науково-дослідних робіт присвячений експериментальним та числовим дослідженням характеристик течії та роторної динаміки у безконтактних шпаринних та лабіринтних ущільненнях [16-22], а також експериментальним дослідженням масових витрат та динамічних характеристик для ущільнень із сіткою отворів та стільникових ущільнень. Так у [1] наведено експериментальне порівняння ротородинамічних характеристик та величини витоків для ущільнень із сіткою отворів та стільникових ущільнень. Представлені експериментальні результати, які демонструють, що в порівнянні з стільниковим ущільненням, ущільнення з сіткою отворів з діаметром отвору 3,18 мм і високим співвідношенням поверхонь отворів дозволяє зменшити виток в середньому на 12 відсотків, а також забезпечує набагато більш ефективне демпфірування, особливо при високих швидкостях і низьких значеннях вхідного тиску. В експериментальному дослідженні Dara W. Childs та Jonathan Wade [2] були отримані частотні залежності коефіцієнтів прямої та перехресної жорсткості та демпфірування для традиційного ущільнення з сіткою отворів. Було отримано відповідність експериментальних та розрахункових результатів для

моделі інтегральних характеристик потоку. Michael Vannarsdall та Dara W. Childs [3] встановили, що для ущільнення з більшим діаметром отвору ефективно демпфування є позитивним у всьому діапазоні вимірюваних частот збудження. Однак, порівняно з традиційним ущільненням з отвором діаметром отвору 3,175 мм, конструкція ущільнення діаметром отвору 12,27 мм має витoki більші на 37,5%, а також негативні коефіцієнти прямої жорсткості при низькій частоті збудження.

Комплексні експериментальні дослідження силових ротородинамічних коефіцієнтів та значень витоків були проведені для різних конструкцій кишенькових демпферів [4-6]. Так у своїх роботах В. Ertas, А. Gamal and J. Vance [5] показали, що 12-лопатеві та 8-лопатеві кишенькові демпферні ущільнення (КДУ) генерують позитивне пряме демпфірування та перехресний коефіцієнт жорсткості одного того ж знаку. Ці дві характеристики є переважаючими для обмеження відгуку синхронної вібрації при переході критичної швидкості та пригнічення нестійкості несинхронної прецесії ротора. Особливо це стосується багатоступеневих відцентрових компресорів, які зазвичай мають свою першу власну частоту в діапазоні від 50 Гц до 80 Гц, де КДУ генерує максимальне демпфірування.

1.3 Дослідження ущільнень методом інтегральних характеристик потоку та ОГД методом частотного збудження

При моделюванні різних шпаринних і лабіринтних ущільнень широко застосовується підхід, заснований на теорії інтегральних характеристик потоку Хірса, в рамках якої розв'язуються спрощені рівняння Нав'є-Стокса для спрощеної геометрії ущільнення [23]. Наприклад, у класичному методі інтегральних характеристик потоку камера лабіринтного ущільнення розглядається як єдина комірка, в якій осьовий і окружний компоненти швидкості газу описуються усередненими значеннями, а компонентом радіальної швидкості нехтують. Основним недоліком методу інтегральних

характеристик потоку є сильна залежність методу від напівемпіричних констант, необхідних для опису турбулентної природи газового потоку, а також вхідних граничних умов. Необхідні константи в рівняннях для коефіцієнта тертя можна визначити не тільки з експерименту, як у дослідженні Mirko Micio та ін. [24], але також за допомогою більш детальних розрахунків, отриманих Luis San Andrés and Tingcheng Wu [20]. Перевагою методу інтегральних характеристик є швидкість розрахунків. Однак цей метод може дати неадекватні результати для модифікованих конфігурацій ущільнень, а також для ущільнень із високими співвідношеннями (L/D вище 1,0).

Для визначення динамічних коефіцієнтів за допомогою ОГД-аналізу широко застосовується метод частотного збудження з круговою прецесією валу, який заснований на зміні частоти прецесії Ω (метод з різними частотами несинхронної прецесії) у спрощеній динамічній моделі [23]. Як результат, для оцінювання ротородинамічних коефіцієнтів із залежностей радіальної та тангенціальної сил реакції рідини від частоти прецесії використовується квадратичне наближення [10,17-19,25]. Однак цей метод досить погано підходить для моделювання ущільнень з неосіметричною геометричною структурою, а при всьому цьому більшість демпферних ущільнень мають саме таку структуру, і їх ротородинамічні силові коефіцієнти залежать від частоти.

У своїй статі Naohiko Takahashi та ін. (Hitachi, Ltd. Company) [10] представили оцінку ротородинамічних коефіцієнтів лункового ущільнення, яке має витягнуті гребінці та похилі бічні стінки з вузькими ребрами, як у лабіринтних ущільнень. Результати експерименту показали, що нове ущільнення має покращене демпфірування, що добре узгоджується з результатами розрахунку на основі інтегральних характеристик потоку та ОГД-аналізу методом збуджень. В аналізі методом збуджень прецесійний рух розглядався у вигляді стаціонарної задачі з використанням обертової системи відліку. Коефіцієнти тертя для поверхні ротора, поверхні статора та поверхні між двома контрольними об'ємами для моделі інтегральних характеристик потоку визначали за допомогою стаціонарного ОГД-аналізу.

Лункове ущільнення також може бути виконане в ступінчатій конфігурації (рис. 1.1 б), яка використовується в ущільненнях розвантажувального поршня для зміни діаметра в осьовому напрямку [8,10,26].

Внаслідок постійного збільшення обчислювальної потужності вважається, що ОГД підхід для розрахунку сил реакції рідини стає стандартом у галузі (Alexandrina Untaroiu та ін. [19,25]). Для порівняння, динамічні коефіцієнти лабіринтного ущільнення були отримані за допомогою двох різних кодів: один розроблений за методом інтегральних характеристик потоку, а другий на основі методу скінченних різниць. Результати динамічного аналізу ротора з використанням коефіцієнтів, отриманих при ОГД аналізі, покращили прогнозування демпферної власної частоти та коефіцієнта демпфірування, який показав значно нижче значення, що добре узгоджується з нестійкістю системи ротор-опора, яка спостерігалась в експерименті.

1.4 Метод траєкторій для дослідження демпферних ущільнень

Ряд робіт присвячений ОГД моделюванню демпферних ущільнень. У більшості випадків для такого моделювання використовується метод траєкторій, який полягає в прямому моделюванні руху валу в ущільнювальному зазорі в часі. У методі траєкторій для визначення динамічних коефіцієнтів ущільнення, мається на увазі моделювання руху валу по заданій орбіті, визначається штучна орбіта: лінійна, вздовж осі x або y , кругова та еліптична. Після моделювання декількох періодів коливань валу розрахунок припиняється, а обчислені сили відгуку використовуються для визначення динамічних коефіцієнтів за допомогою спрощеної динамічної моделі [23]. Під час використання методу траєкторій значення частоти прецесії повинно змінюватися. При застосуванні методу траєкторій повинно бути розв'язане нестационарне рівняння Нав'є-Стокса із застосуванням

концепції рухомих (деформованих) сіток [27-30]. В одному нестационарному розрахунку можна імітувати багаточастотне збудження.

Використовуючи моделювання тривимірного потоку, Wanjun Xu та Jiangan Yang [31] досліджували механізм впливу вихрових гальм на ротородинамічні характеристики різних типів ущільнень. Три типові ущільнення, включаючи лабіринтне ущільнення, повністю розподілений кишеньковий демпфер та ущільнення з сіткою отворів, порівнювали з трьома умовами входу: без попередньої закрутки, з попередньою закруткою та з попередньою закруткою із застосуванням вихрових гальм. Гранична умова вентилятора була використана для забезпечення попередньої закрутки на вході. Запропоновано модифікований метод ідентифікації ефективного демпфірування. Обговорено можливість використання вихрових гальм (типу обрізані лунки на початку ущільнення) для покращення характеристик демпферних ущільнень. Результати показали, що вихрові гальма впливають на характеристики стійкості ущільнення від частоти прецесії. Для лабіринтного ущільнення вихрові гальма змінюють знак ефективного демпфірування на низькій частоті та покращують стійкість ущільнення в широкому діапазоні частот. Вихрові гальма також покращують стійкість демпферних ущільнень, збільшуючи ефективне демпфірування на низьких частотах та зменшуючи перехресну частоту. Вихрові гальма впливають на напрямок обертання положення максимальних (мінімальних) тисків і підвищують стійкість ущільнень, зменшуючи дотичну силу в кожній порожнині.

1.5 Мета дослідження

На основі аналізу попередніх досліджень ми можемо зробити наступні висновки та сформулювати мету цього дослідження. ЛУСК показали досить хороші динамічні та витратні характеристики при модернізації компресорів у хімічній промисловості. Існує ряд конструкцій лункових ущільнень, які здатні не тільки підвищити динамічні показники (додаткове використання вихрових

гальм у вигляді напіввідкритих лунок на вході), але і завдяки гібридній конструкції лункового та лабіринтного ущільнення, виготовленого з матеріалу РЕЕК, яке забезпечує мінімальний зазор між ущільненням і валом, зменшуються витoki перекачуваної рідини. Однак досить обмежена кількість досліджень та публікацій [7-10] присвячена саме лунковим ущільненням, та в основному пов'язана з дослідженням фізики потоку та коефіцієнта тертя для аналізу витрат у лунковому ущільненні з похилими бічними стінками [9], а також отриманням динамічних коефіцієнтів за допомогою ОГД-аналізу методом частотних збуджень та методу інтегрального потоку для ущільнення з подовженими лунками та похилими бічними стінками [10]. Для ЛУСК існують результати відносно витоків та жорсткісних характеристик лише для рідких середовищ [7]. Не існує порівняння витоків та динамічних коефіцієнтів лункових ущільнень з іншими типами лабіринтних та шпаринних ущільнень для газових середовищ. Відсутня інформація про частотно-залежні динамічні коефіцієнти лункового ущільнення.

Через те, що ЛУСК є демпферним типом ущільнення, для отримання частотно-залежних ротородинамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування доцільно використовувати розрахунковий метод траєкторій, що моделює потік газу та рух валу за заданою орбітою. У цьому випадку необхідно використовувати одновимірне збудження вздовж однієї з осей, що забезпечує подальше порівняння цих даних з експериментальними даними для інших типів ущільнень, які також отримані при виконанні одновимірного осьового збудження шейкером. Як зазначено вище, метод траєкторій достатньо перевірений у більшості досліджень і широко застосовується для аналізу демпферних ущільнень. Також попередні дослідження показали, що параметри прецесійного руху ротора, такі як орбіта прецесії, амплітуда та кількість частот, є важливими для розрахунку прецесії ротора та сил реакції рідини, але вони майже не впливають на отримані динамічні коефіцієнти [29].

1.6 Висновки до першого розділу

Аналіз літератури показав, що серед усіх розглянутих типів ущільнень (з осередненою частотою) витратні характеристики для лабіринтного ущільнення з невеликим осьовим зазором між гребнями були мінімальними. Витрати через лункове, стільникове та лабіринтне ущільнення з центральним розташуванням гребенів майже збігаються і приблизно на 20% менші порівняно з витратами через стандартне шпаринне ущільнення.

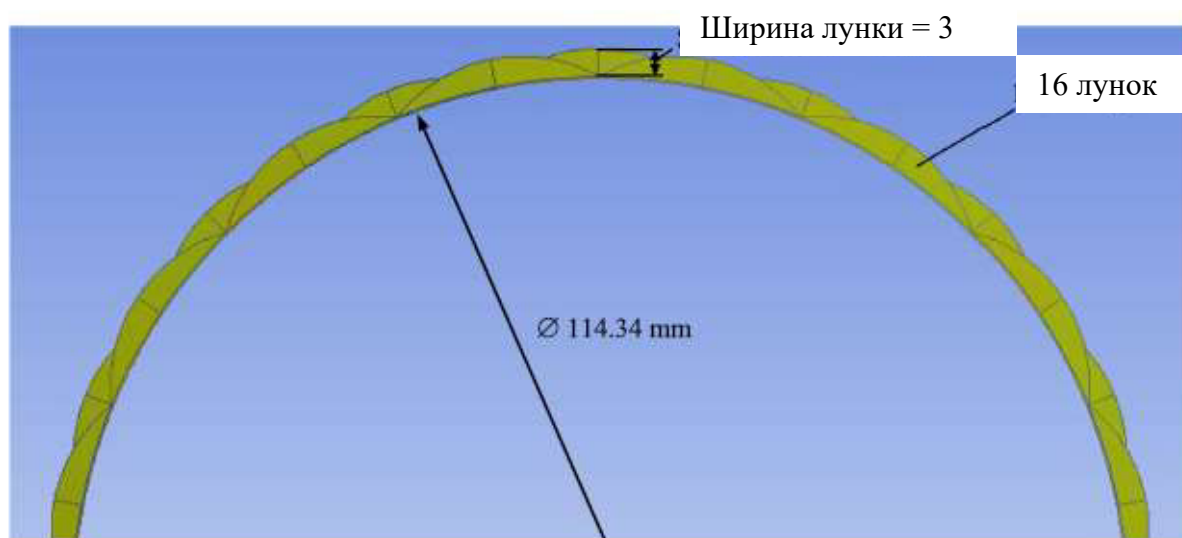
Також виявлено, що є невідомою залежність масової витрати від геометрії ЛУСК для газових середовищ. Припускаючи, що геометрія рядів лунок матиме такий же вплив і в комбінованому лабіринтно-лунковому ущільненні, існує необхідність проаналізувати даний вплив геометричних параметрів лункового ущільнення для відцентрового компресора високого тиску на масову витрату, використовуючи метод проектування експерименту.

2 РОЗРАХУНОК І ПОРІВНЯННЯ ВЕЛИЧИНИ ВИТОКІВ ТА РОТОРОДИНАМІЧНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ

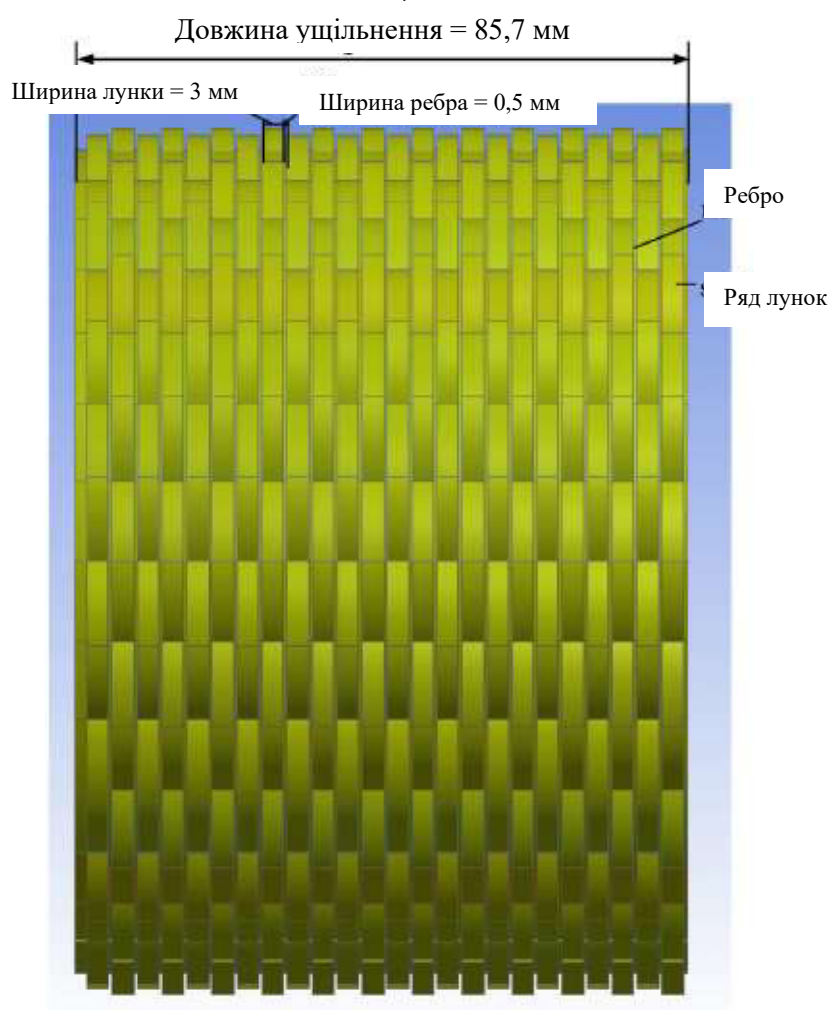
2.1 Аналіз впливу геометрії лункового ущільнення на масову витрату методом проектування експерименту (DOE)

Параметричний аналіз впливу на швидкість витoku ЛУСК може бути виконаний за допомогою методу проектування експерименту (DOE) програмного модуля ANSYS DesignXplorer [36]. Геометричними параметрами, які змінюються під час розрахунку, є: ширина та глибина лунки, ширина ребра та напівкут лунки $\alpha/2$ (кількість лунок в окружному напрямку $360/\alpha$) (рис. 2.1).

На рисунку 2.1а показаний приклад геометрії та основні розміри ЛУСК в окружному напрямку, а на рисунку 2.1б – в осьовому напрямку для конструкції ущільнення із 16 лунками. Геометрія сектору складає 1/16 частини, а потім у програмному модулі Ansys Design Modeler була створена повна модель ЛУСК. Сітка була створена для сектору з періодичністю обертання. ANSYS Meshing генерує обчислювальну структуровану шестигранну сітку для створеної геометрії ущільнення лунки за допомогою методів MultiZone та Mapped Face Meshing. Кількість елементів у зазорі дорівнювало 10 елементам. Розмір сітки для геометрії сектору дорівнював 460000 елементів. На рисунку 2.2 показаний приклад розрахункової сітки для конструкції ущільнення із перехрещеними рядами в осьовому напрямку і 30 лунками у радіальному.



а)



б)

Рисунок 2.1 – Геометрія та розміри ущільнення з перекресленими рядами лунок (16 лунок, глибина лунки 3 мм, ширина лунки 3 мм, ширина ребер 0,5 мм)

Геометрія сектора ущільнення була параметрично встановлена у DesignModeler. Це стосувалося глибини, ширини та кількості лунок в окружному напрямку. У таблиці 2.1 наведено геометричні розміри (діаметр і довжина вала, зазор) та умови експлуатації ущільнення (граничні умови), які отримані з експерименту для ущільнень із сіткою отворів, проведеного в роботі [35].

За допомогою методів проектування експерименту було створено набір обчислювальних проектів із набором параметрично заданих геометричних параметрів. Проведено аналіз впливу геометрії на масові витоки методом DOE для моделі сектора ущільнення. Це суттєво скоротило обчислювальну модель та час обчислення. Після обчислення набору конструкцій, шляхом апроксимації розрахункових точок, були створені поверхні відгуку, які отримані за допомогою методу нейронної мережі, який є успішним з використанням суттєво нелінійних відгуків та математичної техніки, заснованої на природній нейронній мережі в мозку людини [36]. У результаті було отримано поверхню відгуку, що характеризує вплив трьох вхідних геометричних параметрів ущільнення, а саме половини кута лунки, глибини лунки та її ширини, на такий вихідний параметр, як масова витрата.

Детермінований метод використовує DOE центральної композитної конструкції, який поєднує одну центральну точку, точки вздовж осей вхідних параметрів та точки, визначені дробовим факторіальним дизайном, також включає три рівні і не обертається. Метод поверхні відгуку (RSM), як правило, є емпіричним співвідношенням між вихідною змінною та набором незалежних вхідних змінних, і він застосовується для побудови приблизних сурогатів аналітичних інструментів вищого порядку. Прогнози в рамках такого просторового проектування називаються інтерполяцією. Нейронна мережа: нелінійне статистичне наближення, розроблене на основі роботи біологічних нейронних мереж. Кількість комірок контролює якість RSM. Як правило, він повинен коливатися від 1 до 10.

Для проведення обчислень використано програму Ansys CFX [32], яка використовує гібридний метод скінченного об'єму з функціями форми з методу скінченних елементів для дискретизації рівнянь (рівняння Нав'є – Стокса, осереднені за Рейнольдсом). Турбулентний потік описувався з використанням моделі турбулентності k- ϵ зі стандартною функцією стінки. Повітря як ідеальний газ та рівняння загальної енергії, а також рівняння балансу масової витрати, яка контролювалася під час розрахунку на вході та виході, описували стисливість газоподібного середовища. Статичні тиски були граничними умовами (табл. 2.1, рис. 2.2) для входу та виходу. Також встановлювалася статична температура на вході ущільнення (табл. 2.1). Використовувався змішаний метод дискретизації рівнянь. Розв'язання системи дискретизованих рівнянь здійснюється на основі зв'язаного підходу, компоненти тиску та швидкості визначаються одночасно в одному циклі.

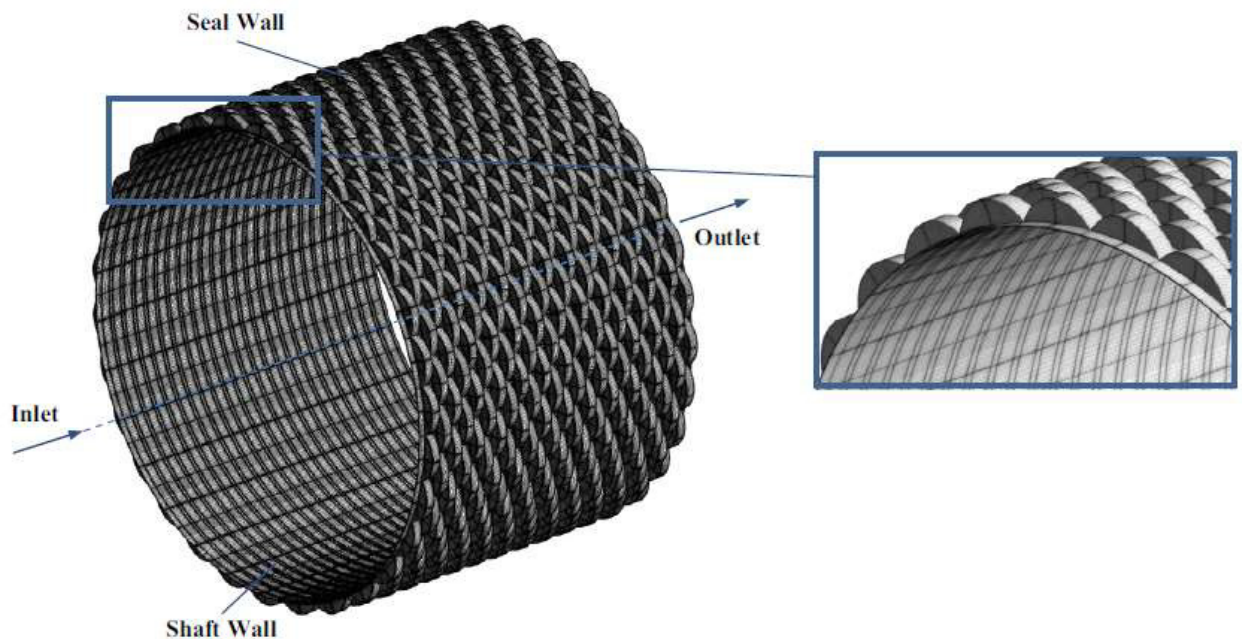


Рисунок 2.2 – Обчислювальна сітка та граничні умови ЛУСК

Таблиця 2.1 – Геометричні параметри та умови роботи для лункового ущільнення при ОГД моделюванні

Параметр	Величина
Вхідний тиск	7 МПа
Вихідний тиск	3,15 МПа
Вхідна температура	17,4 °С
Частота обертання валу	20200 об/хв
Зазор	0,2 мм
Радіус валу	57,37 мм
Довжина ущільнення	85,7 мм
Рідина	Повітря (Ідеальний газ)
Кількість лунок в окружному напрямку	40, 30, 20, 10 (4 моделі) і 40, 30, 20, 15, 12, 10 (6 моделей)
Глибина лунки (Нижня...Верхня межа)	0,5...4 мм
Ширина лунки (Нижня...Верхня межа)	1...3 мм і 1...6,5 мм
Ширина ребра (Нижня...Верхня межа)	2,5...0,5 мм і 6...0,5 мм
Загальна ширина рядка	ширина лунки + ширина ребра

Найважливішим вихідним параметром розрахунку є масова витрата ущільнення. Масова витрата через ущільнення визначається шляхом обчислення наступного інтеграла по всіх точках інтегрування граничних умов виходу

$$M = \int_S \rho_{ip} U_{ip} dA,$$

де U - складова вектора швидкості, перпендикулярна до всієї граничної поверхні виходу S .

2.2. Результати розрахунку DOE

У результаті розрахунку було отримано масову витрату для різних моделей ущільнення із перехресними рядами лунок. Змінювалося число лунок в окружному напрямку, їх ширина 1...3 мм та робочі параметри (табл. 2.1). Постійна загальна ширина ряду лунки та ребра дорівнювала 3,5 мм. Такі ж розрахунки проводилися і для ЛУСК із шириною лунки в діапазоні 1...6,5 мм (табл. 2.1). Постійна загальна ширина лунки та ребра у цьому випадку дорівнювала 7 мм. Глибина лунки в обох випадках варіювалась в діапазоні від 0,5 до 4 мм.

Результати розрахунку у вигляді поверхонь відгуку показані на рисунку 2.3 (а, б, в, г). Як видно із рисунка 2.3, ширина лунки найбільше впливає на масову витрату. Отже, при зміні ширини з 1 мм до 3 мм, масова витрата коливалася від 0,58 кг/с до 0,37 кг/с для ущільнення із загальною шириною ряду 3,5 мм при максимальній глибині лунки 4 мм (рис. 2.3а). А для ущільнення із загальною шириною ряду 7 мм, коли ширина лунки була в діапазоні від 1 мм до 6,5 мм, при максимальній глибині лунки до 4 мм, масова витрата змінювалася від 0,64 до 0,28 кг/с (рис. 2.3б). Зміна глибини лунки призводить до менш суттєвої зміни масової витрати у середньому в діапазоні від 0,38 до 0,28 кг/с для обох випадків при максимальних значеннях ширини лунки 3 мм і 6,5 мм (рис. 2.3а, б). Отже, при меншій загальній ширині рядів лунок витрати дещо збільшувалися, при більшій загальній ширині рядків вони зменшувалися. Вплив половинного кута лунок $\alpha/2$, тобто кількість лунок в окружному напрямку, на масову витрату (рис. 2.3в, г) є більш значним для більшої загальної ширини рядів, тому для цього випадку вона може варіюватися в діапазоні від 0,3 до 0,41 кг/с (рис. 2.3г).

3D-лінії потоку в ЛУСК наведені на рисунку 2.4. Вони показують складну тривимірну структуру потоку, яка має три типи вихрів, таких як: окружний потік в зазорі між ущільненням і валом, і вихрові потоки всередині лунок в окружному та осьовому напрямках.

Турбулентна кінетична енергія та обтічні поля в осьовому та окружному напрямках лункового ущільнення із серповидними канавками показані на рисунку 2.5. З усього асортименту досліджених конструкцій лункових ущільнень розглянуто лише три: конструкцію ущільнення з мінімальною шириною лунки та максимальною масовою витратою 0,531 кг/с (ширина лунки – 1 мм, кількість лунок в окружному напрямку 16, глибина – 2,5 мм) (рис. 2.5а, б); конструкцію ущільнення (рис. 2.5в, г) з максимальною шириною, мінімальною глибиною та кількістю гребінців, а також з мінімальним витокотом 0,330 кг/с (ширина лунки 3 мм, кількість лунок в окружному напрямку 10, глибина – 1 мм) і конструкцію ущільнення (рис. 2.5д, е) з максимальною шириною, глибиною та кількістю лунок, з масовим витокотом рівним 0,356 кг/с (ширина лунки 3 мм, кількість лунок в окружному напрямку 40, глибина – 4 мм). Порівняння результатів моделювання показало, що максимальне значення витокоту відповідає максимальному значенню турбулентної кінетичної енергії в осьовому напрямку, рівному $1488,68 \text{ м}^2/\text{с}^2$, а також максимальному значенню швидкості потоку в осьовому напрямку $222,33 \text{ м/с}$ і в окружному – $126,59 \text{ м/с}$ (рис. 2.5а, б). У конструкції ущільнення з мінімальною швидкістю витокоту (рис. 2.5в, д) максимальна турбулентна кінетична енергія в осьовому напрямку зменшується на 44%, в окружному – на 13,3%. У цьому випадку рівень витокотів зменшується на 37,9%. Співвідношення між максимальними осьовими та окружними швидкостями в цих двох конструкціях становить 1,76 та 1,49 відповідно. У конструкції ущільнення з максимальною шириною, висотою та кількістю лунок максимальна турбулентна кінетична енергія та максимальна швидкість в окружному напрямку зменшуються відповідно на 25,4% та 16,2%. Максимальна турбулентна кінетична енергія в осьовому напрямку збільшується лише на 1,8%, а максимальна швидкість – на 3,7%. Витік збільшується на 7,37%. Більше того, збільшення швидкості витокоту є більш вірогідним за рахунок зменшення швидкості потоку в окружному напрямку, ніж за рахунок збільшення осьової швидкості потоку. Більша глибина і менша

ширина лунки збільшують опір окружному потоку, викликаючи додаткові зворотні потоки в окружному напрямку. Зменшення ширини ребра призводить до збільшення місцевих втрат на вході до наступного ряду лунк і до збільшення перепаду тиску, який дроселюється на ребрі.

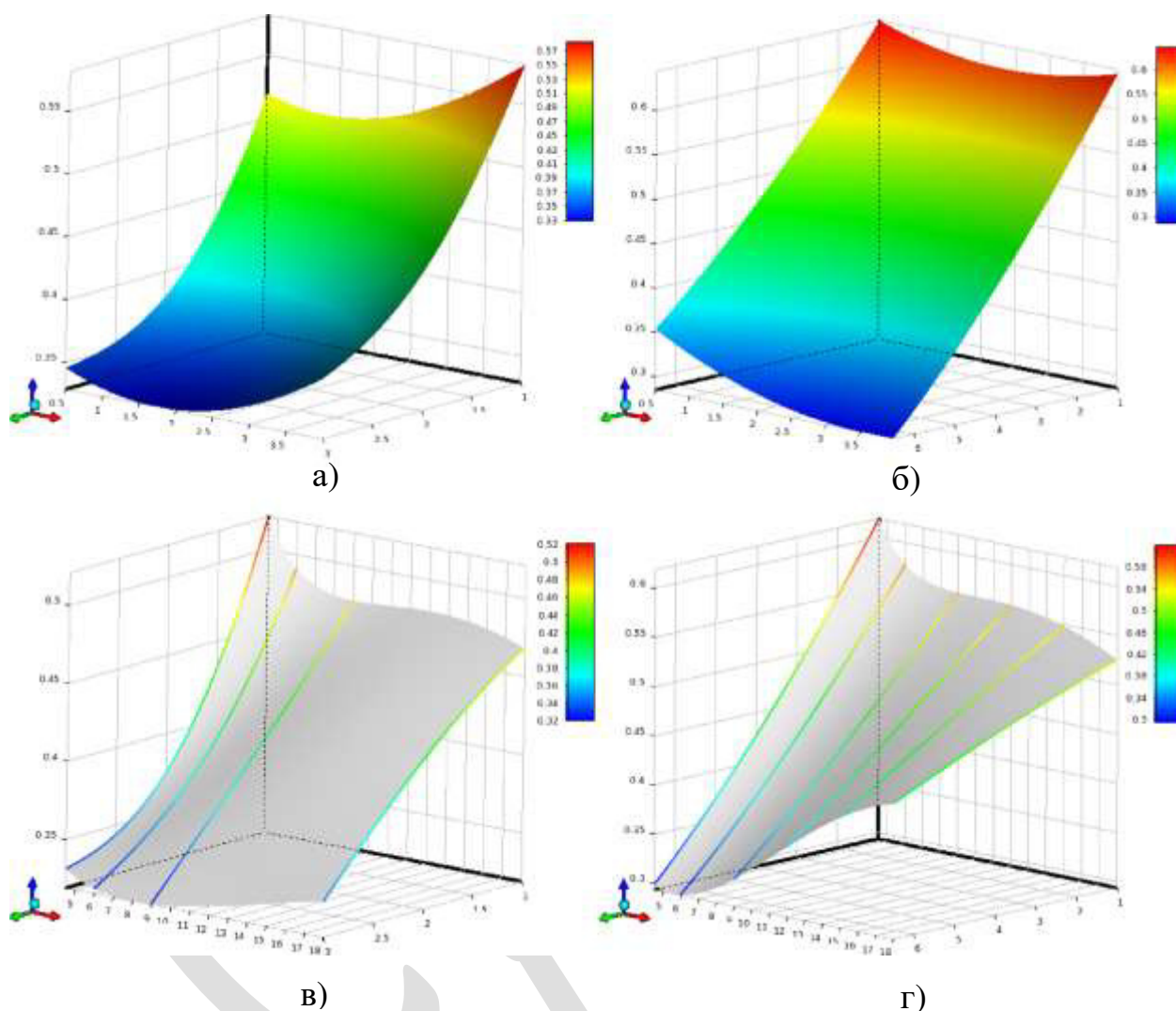


Рисунок 2.3 – Поверхні відгуку, що показують співвідношення між масовими втратами, глибиною та шириною лунки для загальної ширини рядка 3,5 мм (а) та для загальної ширини рядка 7 мм (б), а також між масовою витратою, пів кутом лунки та шириною лунки для загальної ширини рядка 3,5 мм (в) та для загальної ширини рядка 7 мм (г)

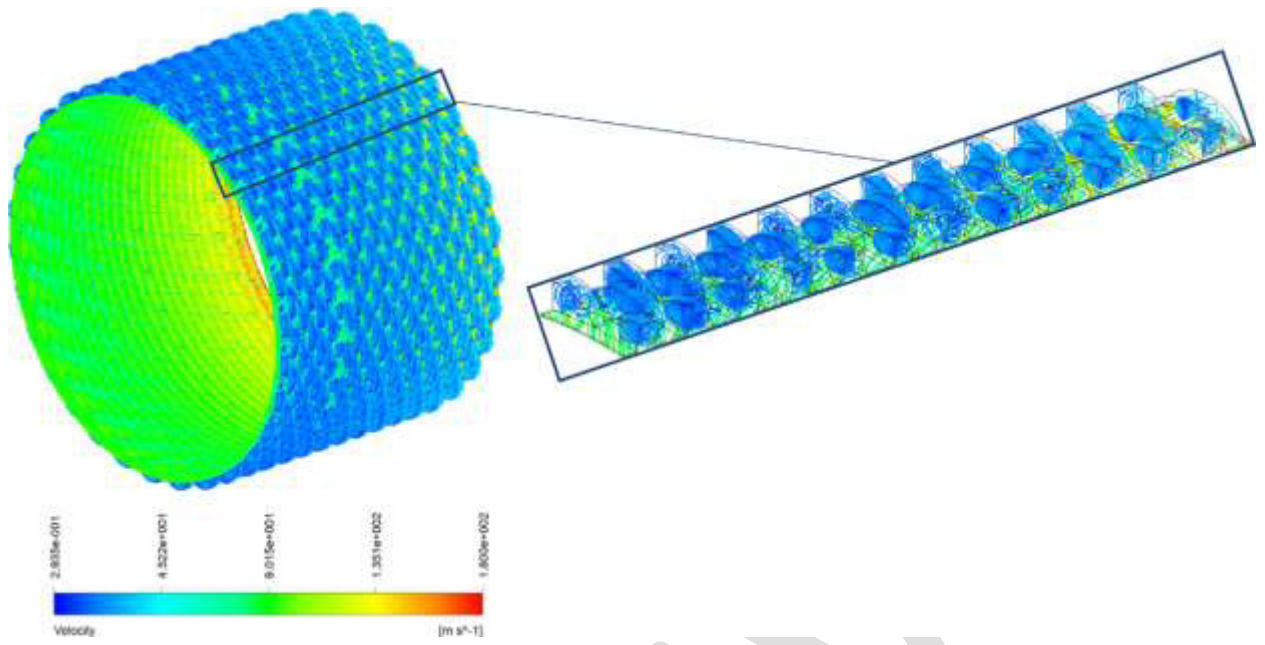
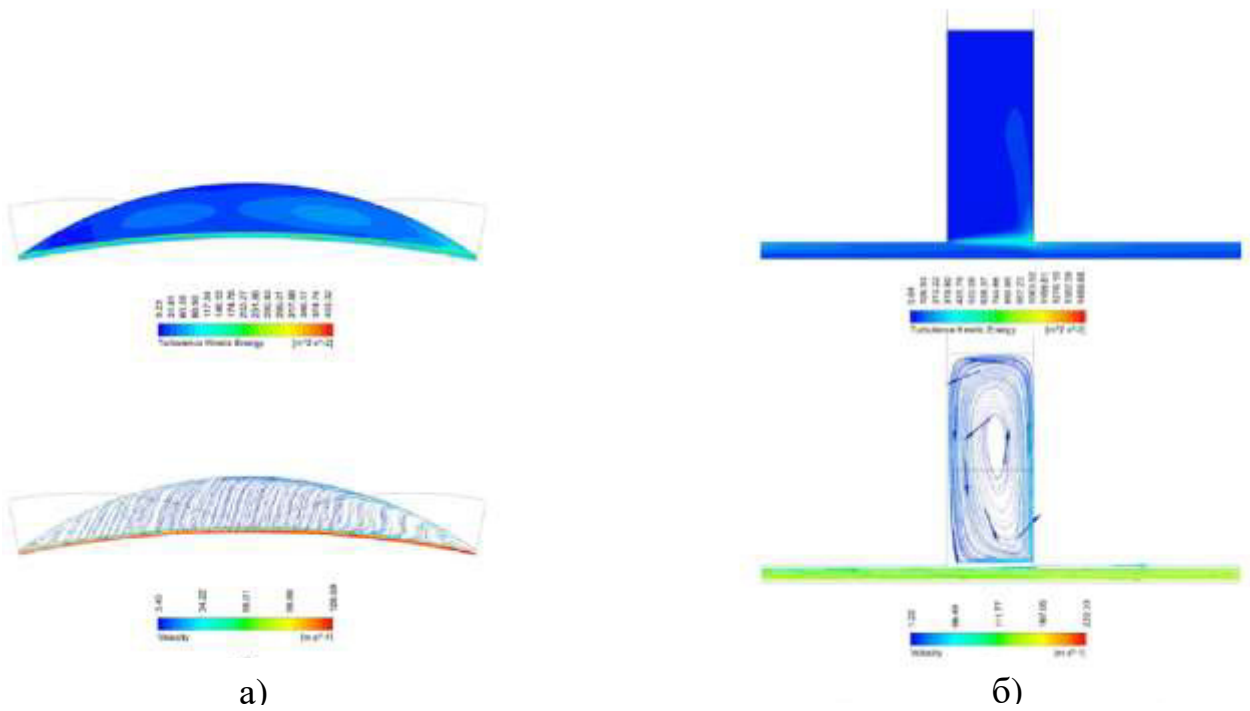


Рисунок 2.4 – 3D-лінії потоку в ЛУСК



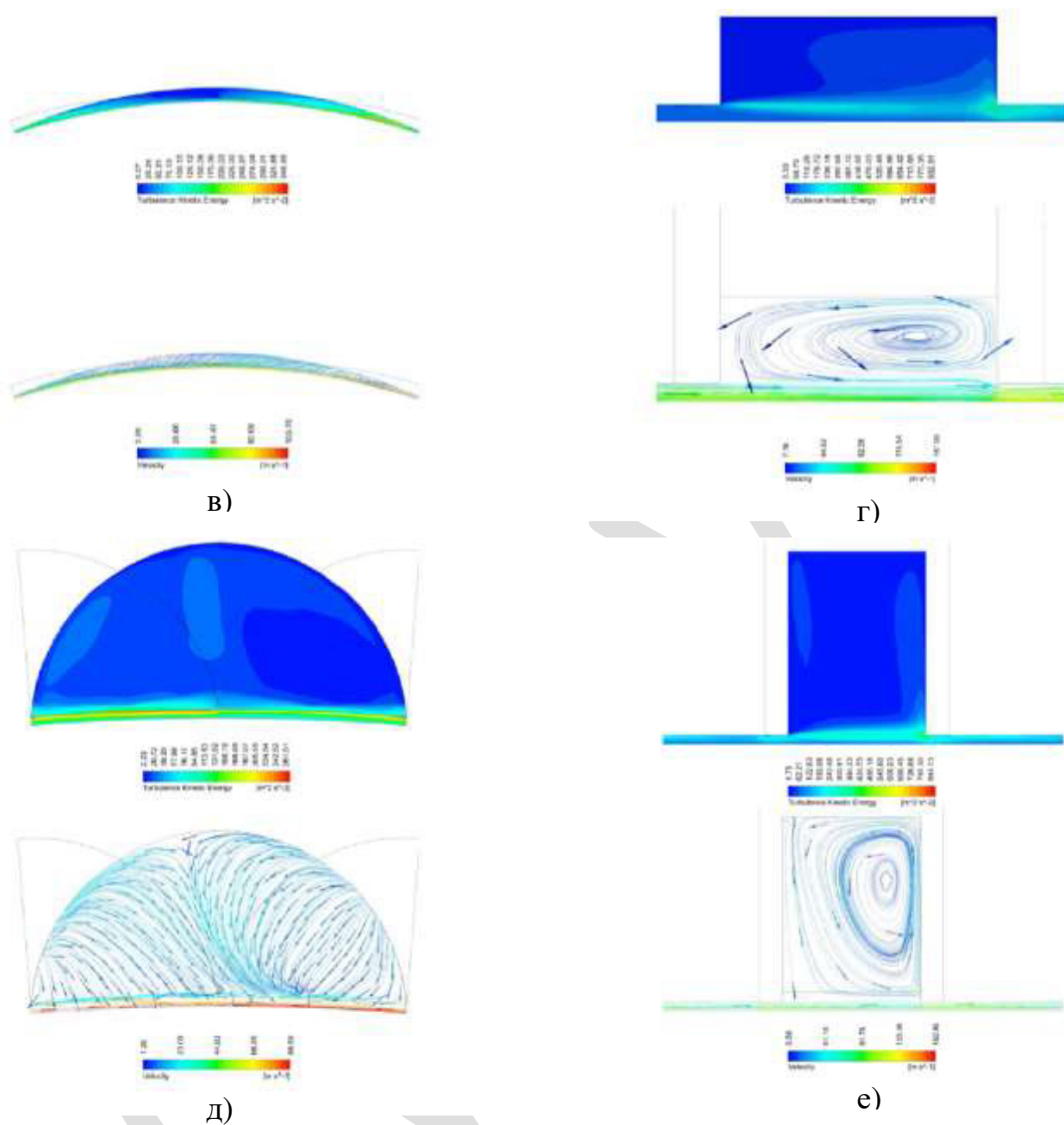


Рисунок 2.5 – Турбулентна кінетична енергія та обтічні поля в осьовому та окружному напрямках для трьох конструкцій лункового ущільнення із серповидними канавками: з мінімальною шириною лунки (а, б); з максимальною шириною лунок, з мінімальним числом та їх глибиною (в, г), а також з максимальною шириною, глибиною та кількістю лунок (д, е)

2.3 Геометричні параметри, робочі та граничні умови лабіринтно-лункового ущільнення

Розрахунок величини витоків в лабіринтно-лунковому ущільненні може бути виконаний за допомогою ОГД моделювання в програмному комплексі Ansys CFX [32].

На рисунку 2.6 зображено креслення лабіринтно-лункового ущільнення, для якого проводилися розрахунки. На рисунку 2.7а, показаний приклад сектора геометрії проточної частини, який створений в програмному модулі Ansys Design Modeler, на рисунку 2.7б – сітка сектора ущільнення з накладеними граничними умовами, на рис. 2.7в – повна геометрія проточної частини даного лабіринтно-лункового ущільнення.

Геометрія сектору становить 1/20 частини повної геометрії ущільнення. Вона складається з вхідної і вихідної камер, періодично повторюваних по довжині ущільнення рядів лунок, кільцевих каналів, та чотирьох лабіринтів, виконаних з матеріалу PEEK.

Програма Ansys Meshing використовувалася для генерування обчислювальної структурованої гекса сітки для створеної геометрії лабіринтно-лункового ущільнення. Кількість елементів у зазорі дорівнювала 10 елементам. Загальний розмір сітки дорівнював 460000 (470580) елементів. Аналіз сітчастої незалежності моделі був проведений для чотирьох різних сіток розмірами - 137470, 331860, 460000 (470580), 653640 елементів. Сітка згущувалася біля стінок, для отримання необхідного параметру $y^+ = 30-300$ для відповідної моделі турбулентності k-ε.

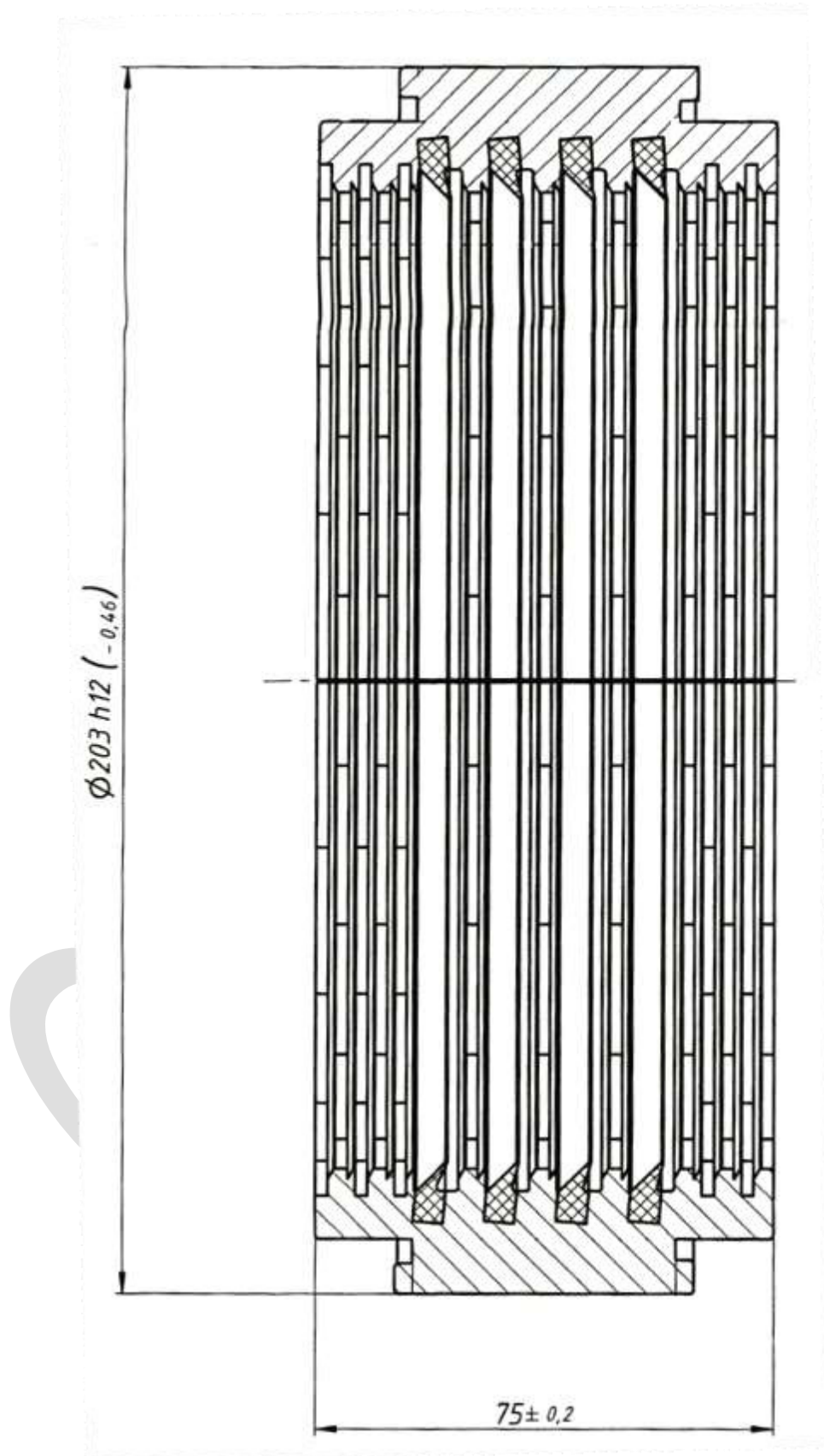
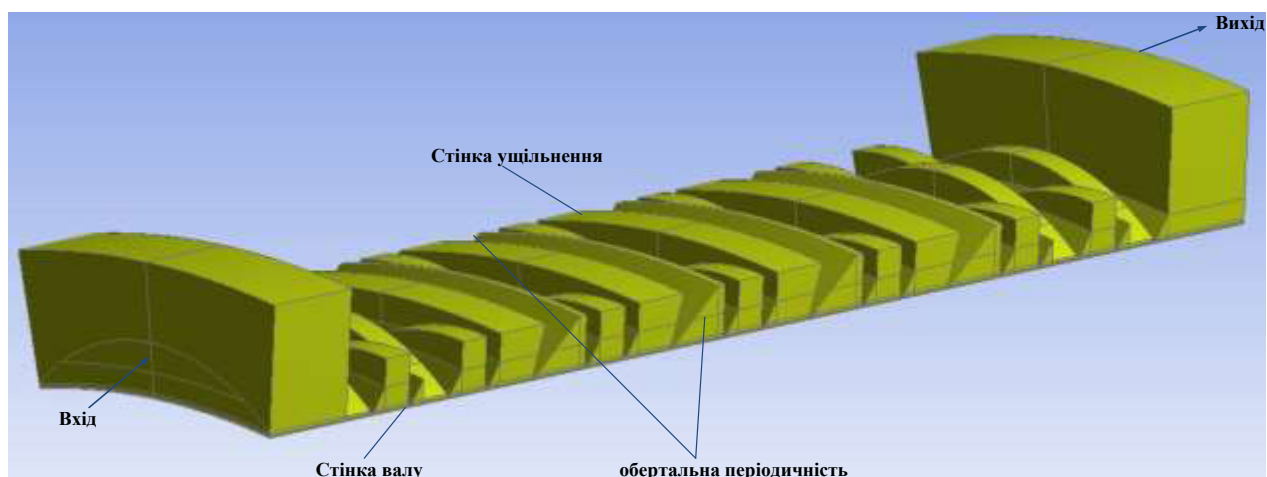
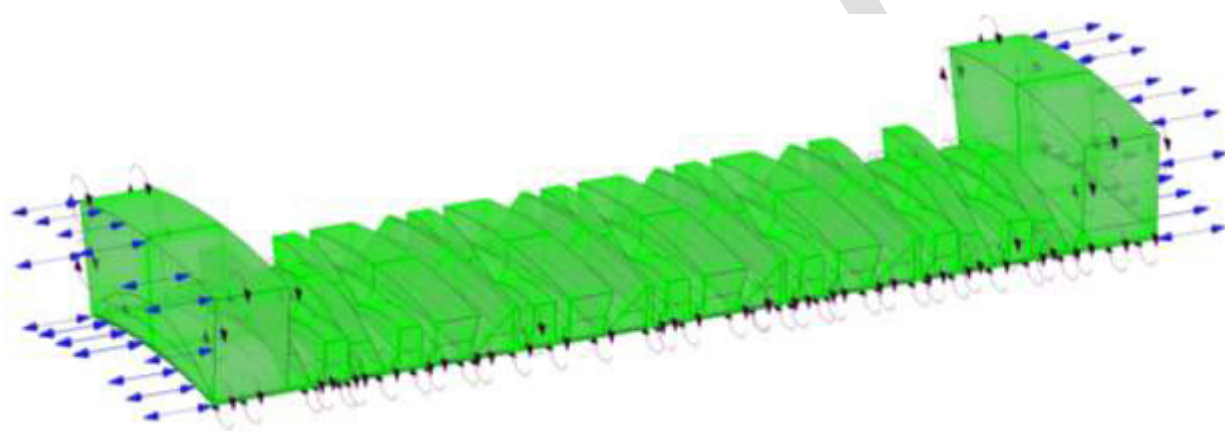


Рисунок 2.6 – Креслення лабіринтно-лункового ущільнення



а)



б)



в)

Рисунок 2.7 – Геометрія та граничні умови потоку лабіринтно-лункового ущільнення

У таблиці 2.2 наведені геометричні розміри та робочі умови, отримані для діаметру валу, довжини, зазору та граничних умов в експерименті для ущільнення з сіткою отворів, виконаного в роботі [33]. Ці дані використовувалися і для ОГД моделювання лабіринтно-лункового ущільнення.

Таблиця 2.2 – Геометричні параметри та умови роботи для лабіринтно-лункового ущільнення при ОГД моделюванні

Параметр	Величина
Вхідний тиск	7,00 МПа
Вихідний тиск	3,15 МПа
Вхідна температура	17,4 °С
Частота обертання валу	20200 об/хв
Зазор	0,2 мм
Радіус валу	57,37 мм
Довжина ущільнення	85,7 мм
Рідина	Повітря (Ідеальний газ)
Кількість лунок в окружному напрямку	20

Розрахунки проводилися за допомогою програми Ansys CFX, яка використовує гібридний метод скінченних об'ємів з функціями форми з методу скінченних елементів для дискретизації рівнянь (рівняння Нав'є–Стокса осереднені за Рейнольдсом). Для опису турбулентного потоку була використана k-ε модель турбулентності зі стандартною функцією стінки. Стисливість газового середовища представлена повітрям як ідеальний газ, рівнянням повної енергії та рівнянням балансу масового потоку. Для перевірки збіжності під час розрахунку контролювалася масові витрати на

вході та виході. Граничними умовами входу і виходу були статичні тиски (табл. 2.2). Для врахування відцентрових і інерційних сил Коріоліса, обчислювальна область ущільнення розглядалася в обертовій системі відліку. Стінка вала знаходиться в обертовій системі координат, в той час як стінка ущільнення має граничну умову стінки зустрічного обертання, це необхідно для створення нульової швидкості з граничною умовою стінки з відсутністю ковзання. На вході ущільнення також встановлювали статичну температуру (табл. 2.2).

2.4 Математичне формулювання течії рідини

Усереднені рівняння Рейнольдса для нестационарного моделювання, які називаються URANS (нестационарні осереднені Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса), наведені нижче [32]. У наступних рівняннях опускається верхнє підкреслення для усереднених величин, за винятком величин пульсацій

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M, \quad (2.2)$$

де τ - тензор молекулярного напруження (який включає як нормальну, так і зсувну компоненти напруження). Ці Рейнольдцеві напруження $\rho \overline{u_i u_j}$, швидкості потоку U_i, U_j складаються з усереднених і пульсаційних компонентів, ρ - густина, S_M - джерело.

Осереднене за Рейнольдсом рівняння енергії:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E \end{aligned} \quad (2.3)$$

Рівняння містить додаткову компоненту флуктуації турбулентності $\rho \overline{u_j h} \cdot \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})]$ - в'язкісна компонента.

Середня повна ентальпія задається:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_i + k$$

де h - питома статична ентальпія.

Повна ентальпія містить внесок від турбулентної кінетичної енергії k :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2}$$

Додаткова змінна Φ також включає осереднену складову $\overline{\Phi}$ і компонент, що змінюється за часом ϕ , рівняння становить

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j \Phi} \right) + S_\Phi, \quad (2.4)$$

де $\rho \overline{u_j \Phi}$ - флуктуації Рейнольдса.

Моделі турбулентності замикають усереднені рівняння Рейнольдса, надаючи моделям для розрахунку, напруження Рейнольдса і флуктуації Рейнольдса.

k - ϵ модель вводить дві нові змінні в систему рівнянь. Тоді рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0, \quad (2.5)$$

і рівняння імпульсу становить:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M, \quad (2.6)$$

де S_M – сума об'ємних сил, μ_{eff} - ефективна в'язкість, яка враховує турбулентність, p' - модифікований тиск.

k-ε модель напружень Рейнольдса основана на концепції вихрової в'язкості, так що:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

де μ_t - турбулентна в'язкість. k-ε модель передбачає, що турбулентна в'язкість пов'язана з турбулентною кінетичною енергією і турбулентною дисипацією співвідношенням:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

де C_μ - константа.

Турбулентна кінетична енергія k та її швидкість розсіювання ε походять безпосередньо із диференціальних рівнянь передачі.

Для ідеального газу основною залежністю та рівнянням стану є:

$$dh = c_p(T) dT$$

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

де T , p - статична температура і тиск, відповідно, c_p - питома теплоємність при постійному тиску, R - універсальна газова стала.

Для потоків у обертальній системі координат, яка обертається зі сталою кутовою швидкістю ω , необхідні додаткові джерела імпульсу для врахування впливу сили Коріоліса та відцентрової сили:

$$S_{M,rot} = S_{Cor} + S_{cfg}$$

де:

$$S_{Cor} = -2\rho\omega \times U$$

$$S_{cfg} = -\rho\omega \times (\omega \times r)$$

і де r - вектор положення, а U - відносна швидкість (тобто обертальна швидкість в обертальній системі відліку).

В рівнянні енергії, компоненти адвекції та нестационарні компоненти використовують роталпію I , замість повної ентальпії

$$I = h_{stat} + \frac{1}{2}U^2 - \frac{1}{2}\omega^2 R^2. \quad (2.7)$$

Використовується змішаний метод дискретизації рівнянь. Розв'язування системи дискретизованих рівнянь проводиться на основі зв'язаного підходу, компоненти тиску та швидкості визначаються одночасно за один цикл.

Найважливішим з розрахунків є розрахунок масової витрати ущільнення. Масова витрата через ущільнення визначається шляхом розрахунку наступного інтеграла на вихідній поверхні

$$M = \rho U \int_S dA$$

де U - компонента вектора швидкості, перпендикулярна вихідній поверхні S .

Складові сил реакції ущільнення визначаються шляхом інтегрування поля тиску ущільнюваного середовища за всією поверхнею валу [11]

$$F_x = -R \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\theta, z) \cos\theta d\theta dz, \quad (2.8)$$

$$F_y = -R \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\theta, z) \sin\theta \, d\theta \, dz, \quad (2.9)$$

де R - радіус валу, L - довжина ущільнення.

2.5 Результати розрахунків та порівняння величини витоків лабіринтно-лункового ущільнення

У результаті розрахунків були отримані залежності масової витрати через лабіринтно-лункове ущільнення від коефіцієнту тиску $P_r = P_{out} / P_{in}$ та частоти обертання валу (рис. 2.8). З графіків видно, що зі зменшенням перепаду тиску та зі збільшенням частоти обертання зменшується масова витрата через ущільнення.

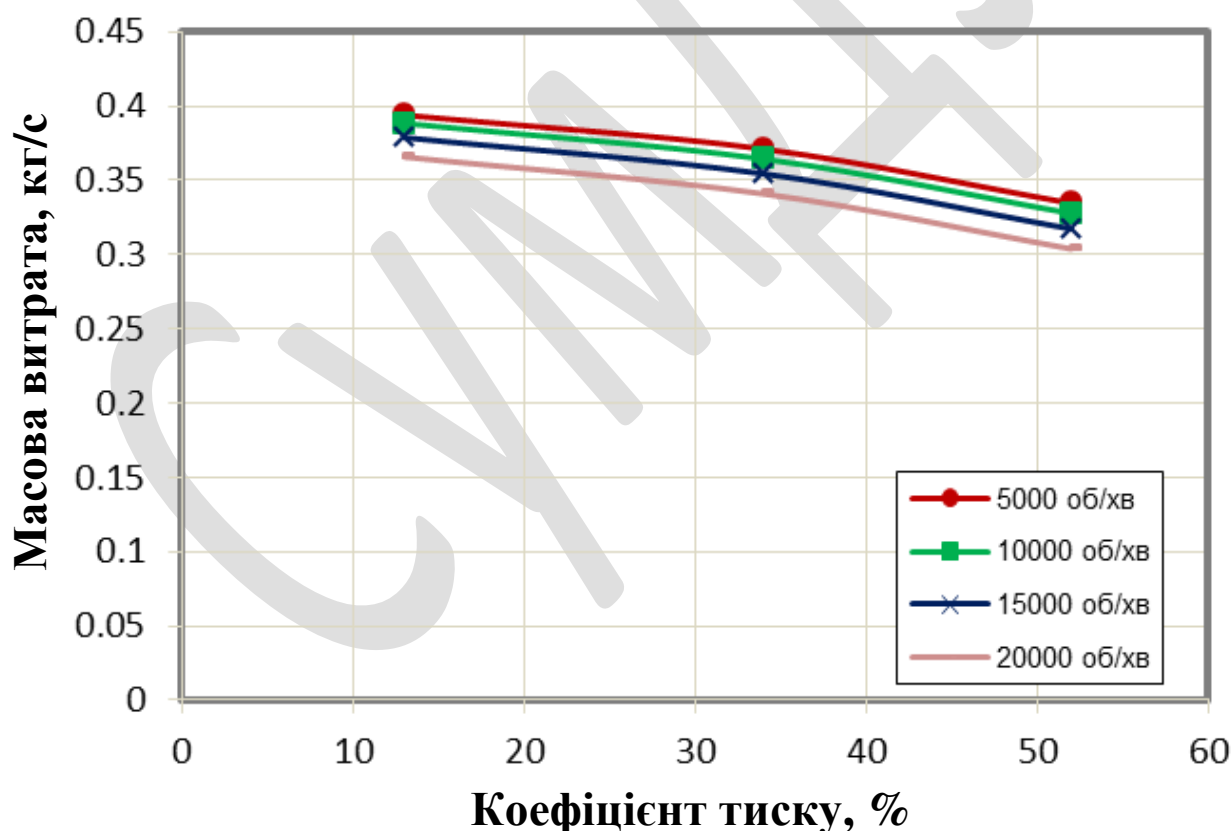


Рисунок 2.8 – Залежність масової витрати від коефіцієнту тиску

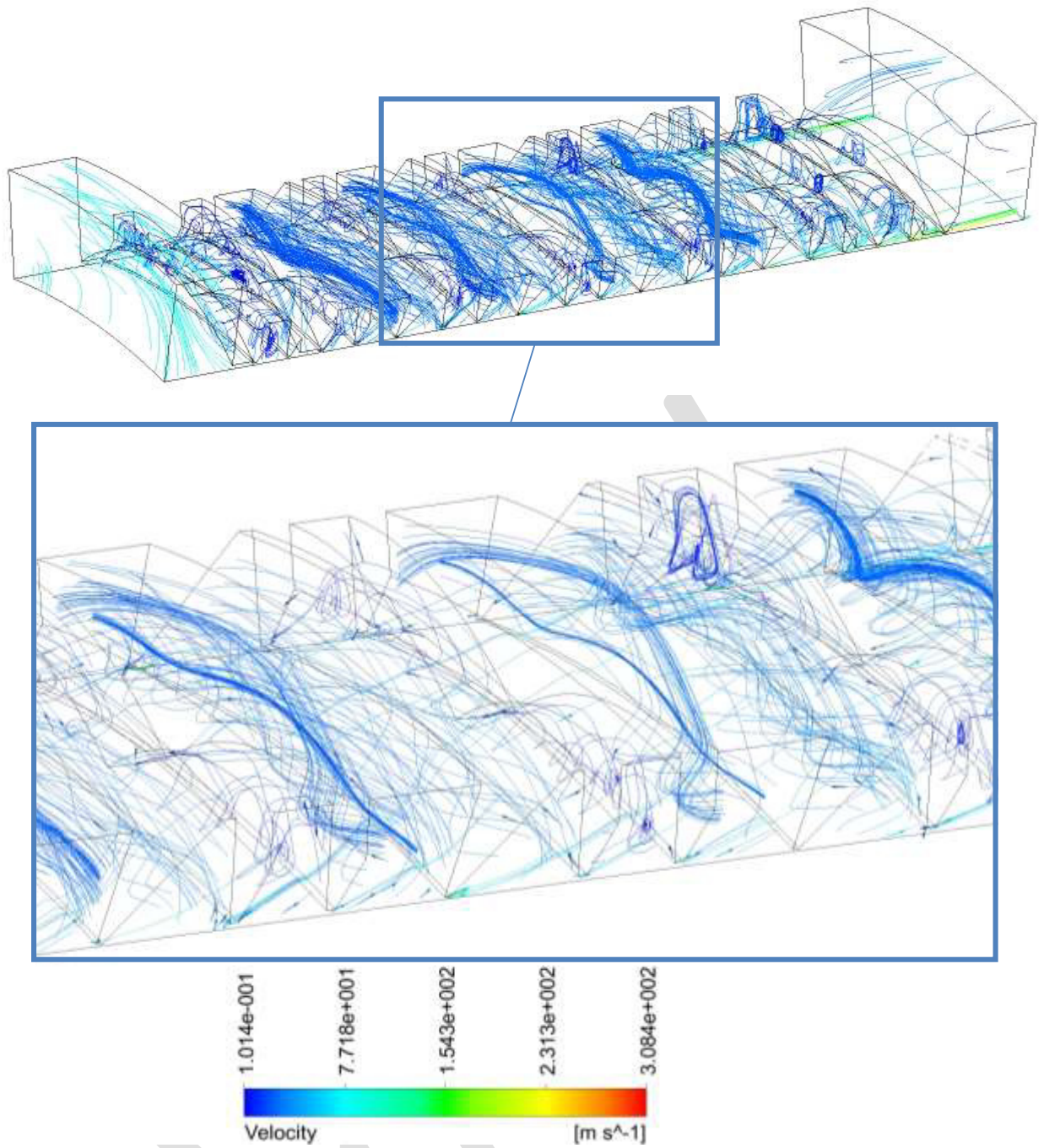
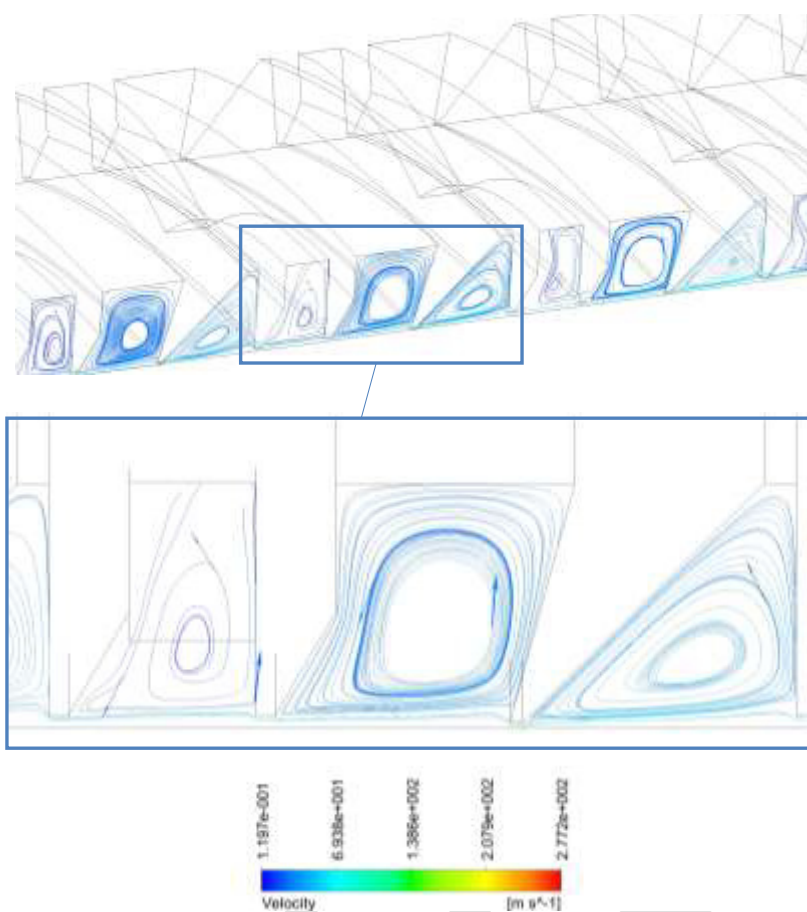
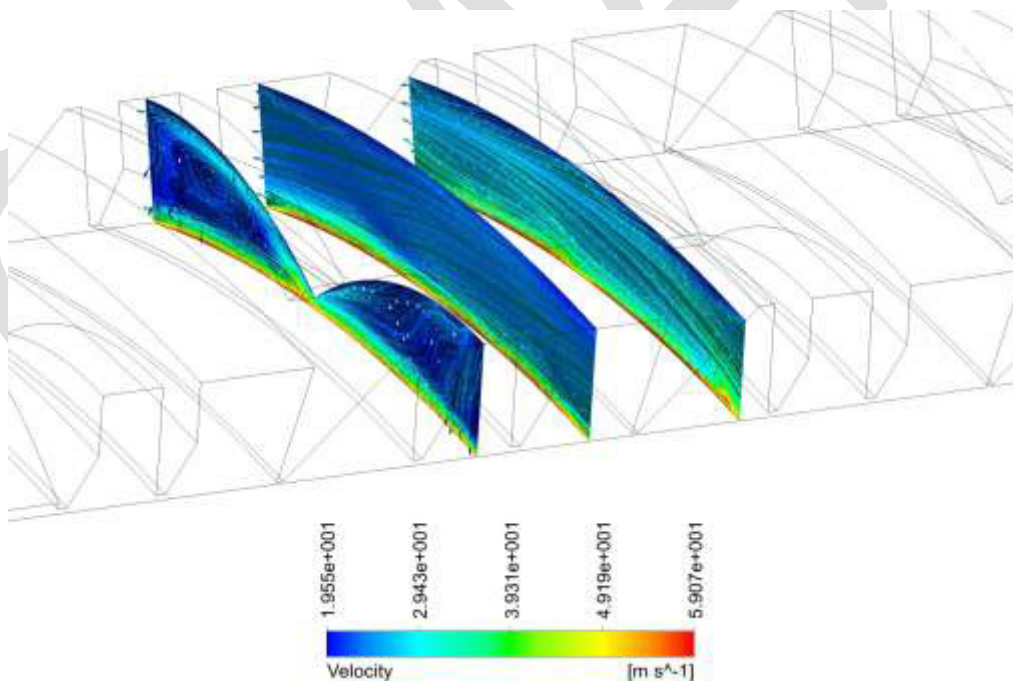


Рисунок 2.9 – 3D течія в лабіринтно-лунковому ущільненні



а)



б)

Рисунок 2.10 – Вихровий потік в осьовому (а) та окружному напрямках (б)

3D течія в лабіринтно-лунковому ущільненні представлена на рисунку 2.9. Вона має складну тривимірну структуру з трьома типами вихрового потоку, такими як: окружний потік в зазорі між ущільненням і валом, вихрова течія всередині лунок в окружному і осьовому напрямках та вихрова течія в лабіринтному кільцевому каналі (рис. 2.10 а,б).

На рисунку 2.11 показане поле швидкостей та тиску в лабіринтно-лунковому ущільненні. Розподіл статичного тиску по довжині ущільнення (рис. 2.12) показує, що найбільше падіння тиску відбувається на чотирьох лабіринтах із РЕЕК матеріалу з найменшим радіальним зазором між ущільненням і валом. Причому амплітуда падіння тиску на кожному наступному лабіринті збільшується.

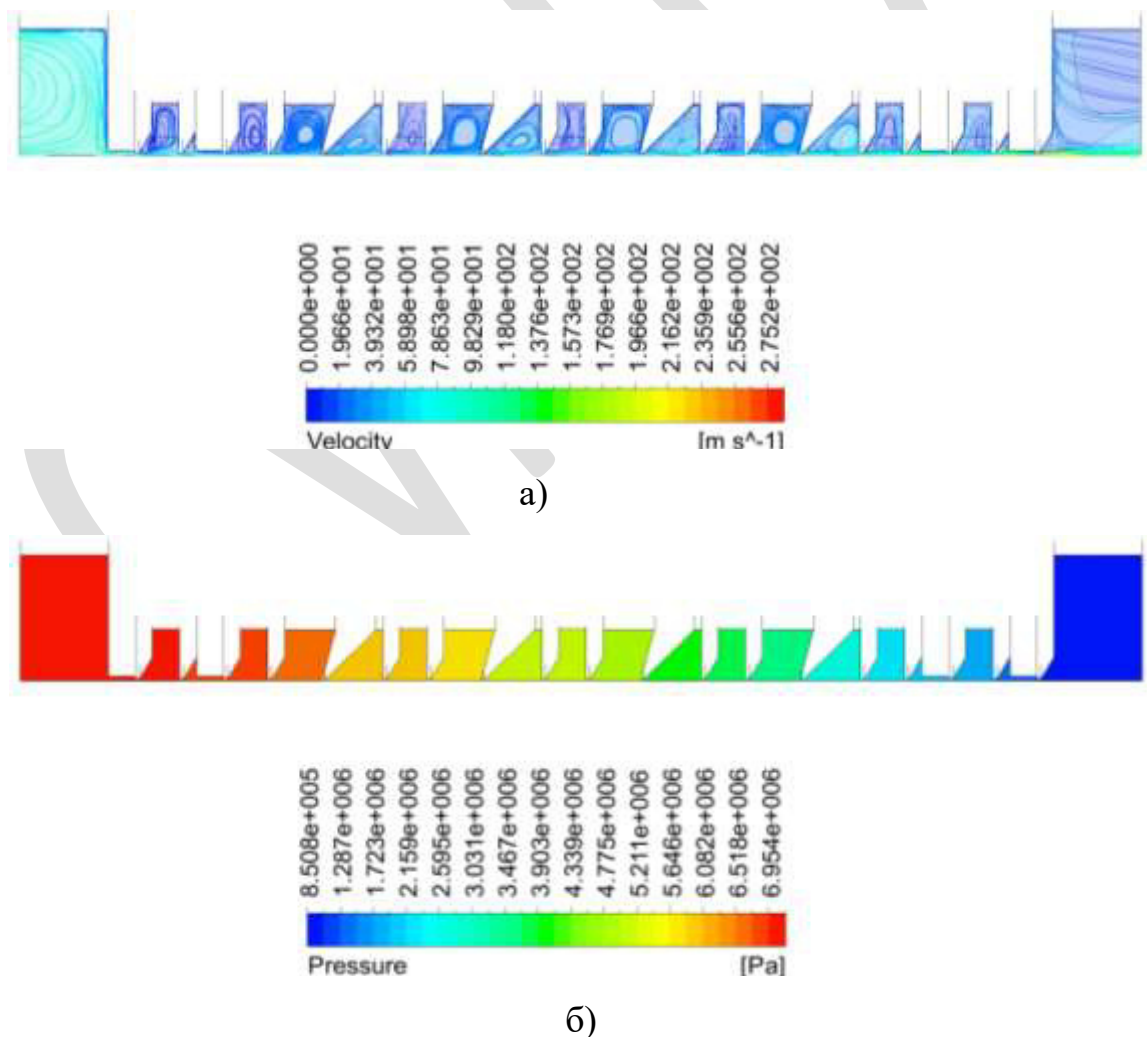


Рисунок 2.11 – Поле швидкостей (а) та тиску (б)

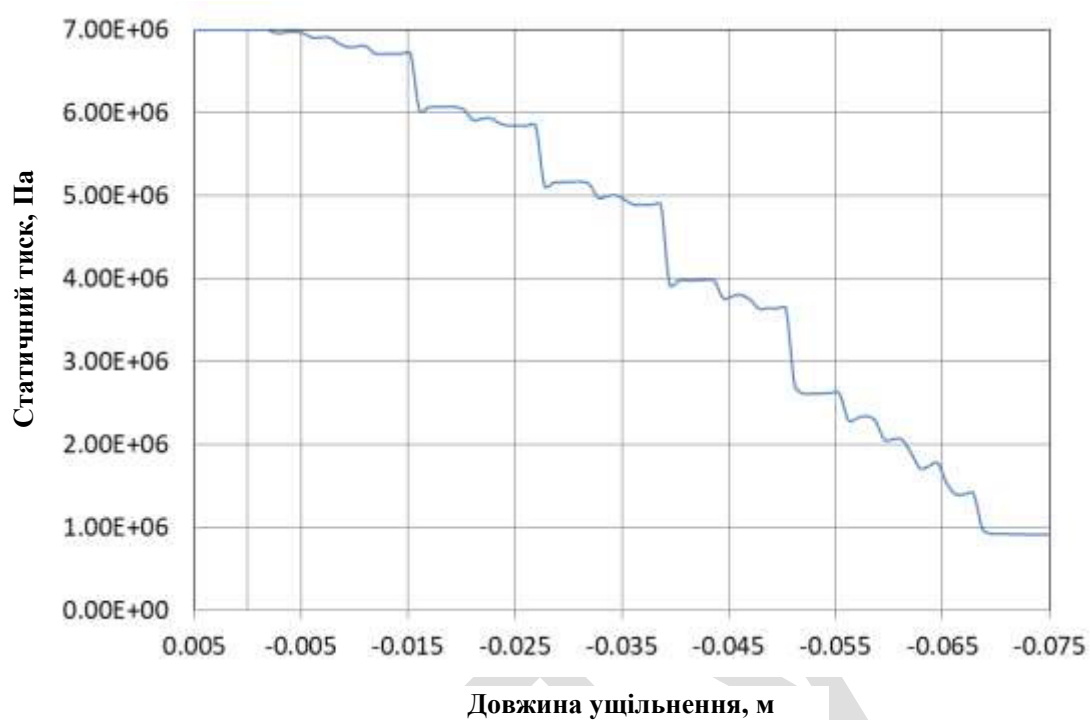


Рисунок 2.12 – Розподіл статичного тиску по довжині ущільнення

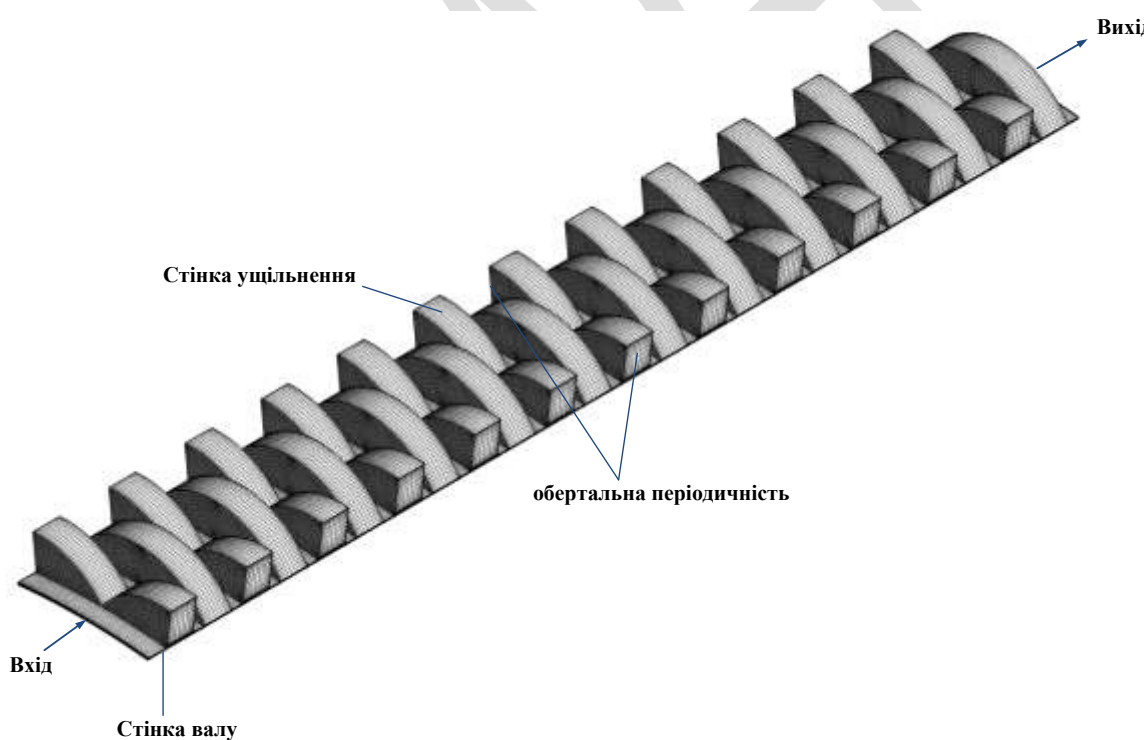


Рисунок 2.13 – Розрахункова сітка і граничні умови лункового ущільнення

Для порівняння коефіцієнтів потоку для шпаринних, лабіринтних, лункових та лабіринтно-лункових ущільнень розрахунки проводилися з трьома різними коефіцієнтами тиску: $P_r = P_{out} / P_{in} = 0,13; 0,34; 0,52$. В якості конструкції лункового ущільнення було використано конструкцію ущільнення з 30 перехрещеними рядами лунок. Приклад розрахункової сітки для сектора лункового ущільнення показаний на рисунку 2.13. Результати розрахунків представлені в безрозмірному вигляді у вигляді коефіцієнта потоку [6,33]:

$$\Phi = \frac{M \sqrt{\frac{R_c T_{in}}{2 \Delta P P_{in}}}}{\pi D C_r}$$

де M - масова витрата, R_c - газова стала, P_{in}, T_{in} - тиск та температура на вході відповідно, ΔP - перепад тиску на ущільненні, C_r - радіальний зазор, D - діаметр валу.

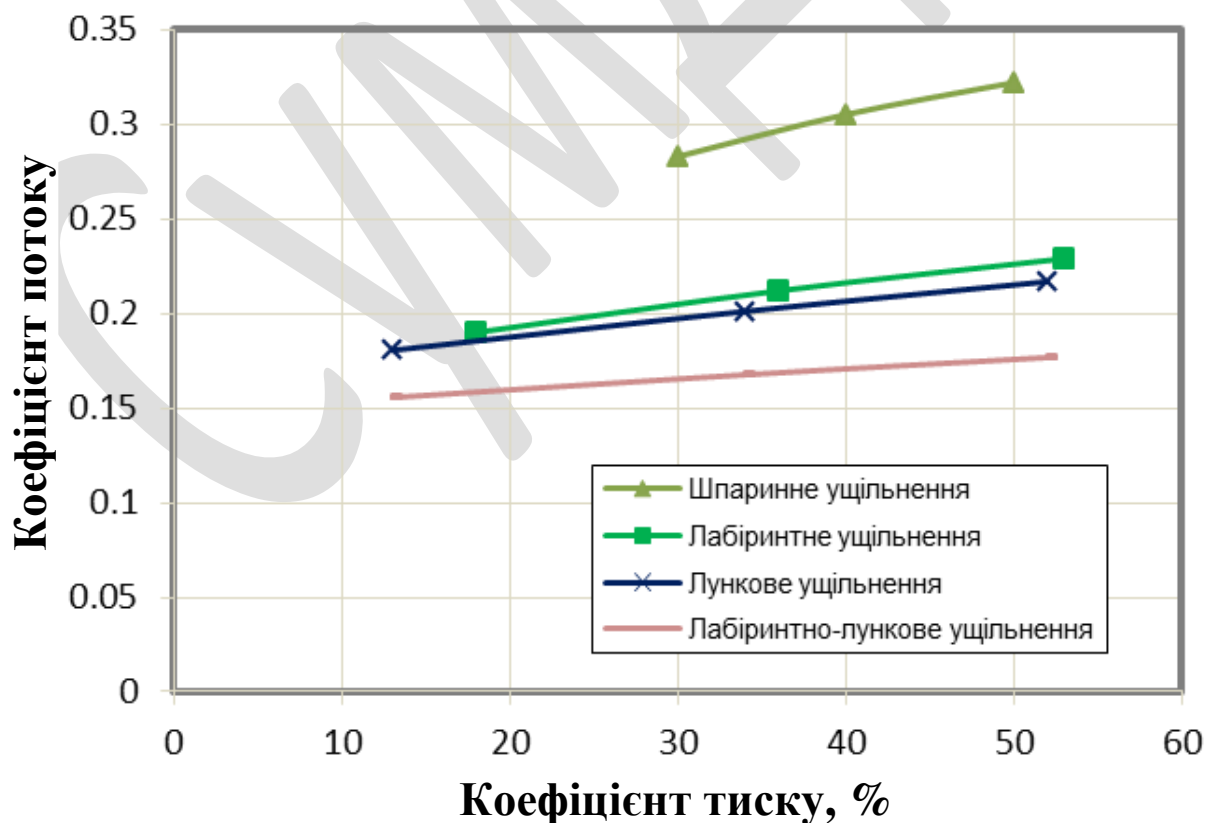


Рисунок 2.14 – Залежність коефіцієнту потоку від коефіцієнту тиску [6,33]

Розраховані значення додавали до графіку, отриманого Childs [33], для шпаринних та лабіринтних ущільнень (рис. 2.14). Усі результати представлені при швидкості обертання 10200 об/хв, оскільки це мінімізує вплив швидкості обертання на процедуру порівняння.

Із рисунку 2.14 видно, що найбільші величини коефіцієнту потоку належать шпаринному ущільненню, лункове ущільнення має трохи менші значення коефіцієнту потоку ніж традиційне лабіринтне ущільнення, а найменші значення коефіцієнту потоку має лабіринтно-лункове ущільнення. Так, при коефіцієнті тиску 0,3, коефіцієнт потоку лабіринтно-лункового ущільнення на 41,7 % менше ніж шпаринного ущільнення, і на 19 % менше ніж лабіринтного ущільнення.

2.6 Результати порівняння ротородинамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування лункового ущільнення

Для розрахунку ротородинамічних коефіцієнтів використовувалась повна модель геометрії і сітки лункового ущільнення з серповидними канавками (ЛУСК). Використовувалася технологія деформації сітки для моделювання одноосьового збудження валу методом траєкторій. Нестационарні розрахунки проводили для шести різних частот з фізичними кроками за часом. В залежності від часу, отримані радіальні і тангенціальні сили реакції валу, за якими оцінювалися ротородинамічні силові коефіцієнти жорсткості та демпфірування. Амплітуда руху валу становила 10% від радіального зазору і дорівнювала 0,02 мм.

Для аналізу ефективності ЛУСК, досить важливим є порівняння його ротородинамічних силових коефіцієнтів з коефіцієнтами для інших шпаринних ущільнень.

Для більш надійного порівняння ротородинамічних коефіцієнтів, жорсткості K та демпфірування C для кожної конструкції ущільнення

представлені у вигляді нормованих коефіцієнтів, визначених рівнянням Childs [33]:

$$C^* = \frac{C}{\left(\frac{LD\Delta P}{C_r}\right)}$$

$$K^* = \frac{K}{\left(\frac{LD\Delta P}{C_r}\right)}$$

де L - довжина ущільнення, D - діаметр вала, ΔP - перепад тиску через ущільнення, C_r - радіальний зазор.

Результат цих рівнянь - нормоване демпфірування C^* в секундах і нормована жорсткість K^* , яка є безрозмірною (на графіках, представлених нижче, нормовані значення демпфірування і жорсткості помножені на 10^6).

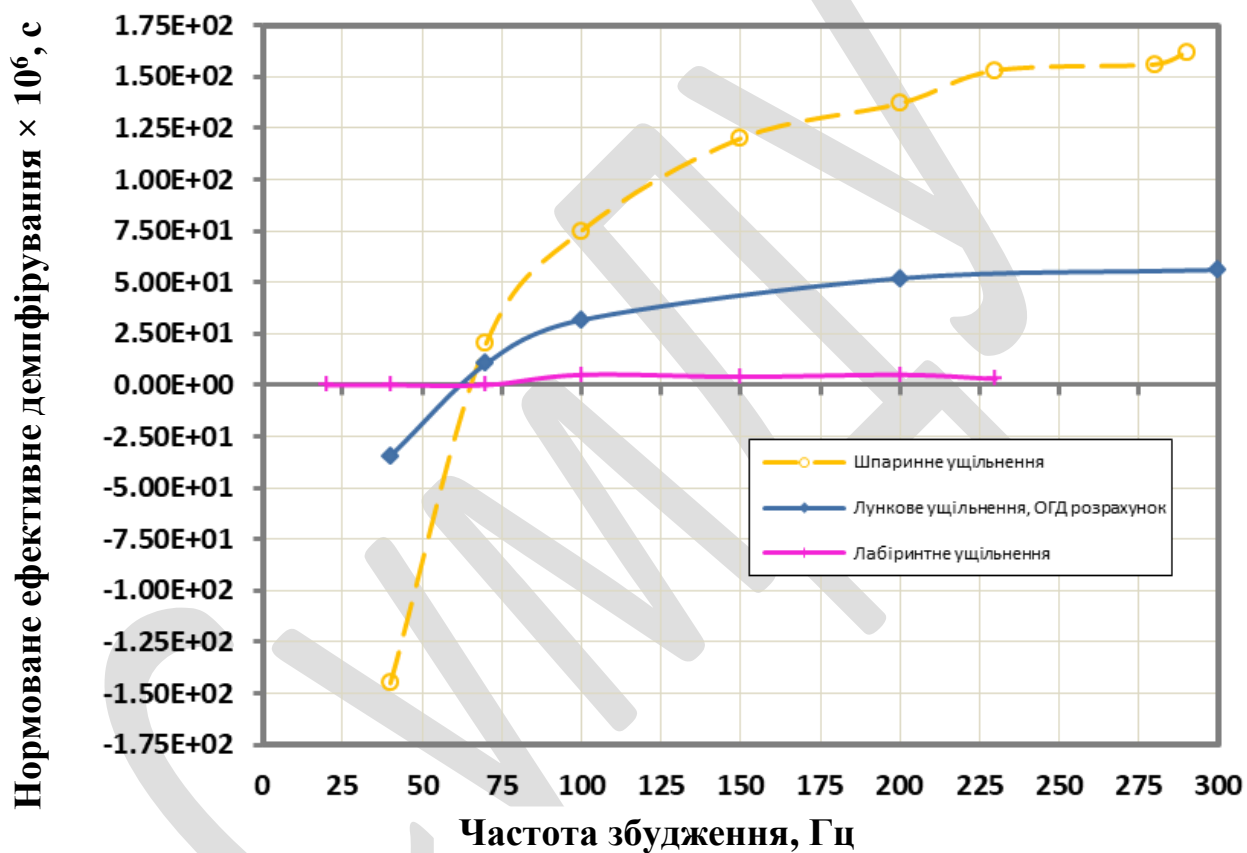
Ефективний коефіцієнт демпфірування C_{eff} пов'язує коефіцієнт перехресної жорсткості k та коефіцієнт прямого демпфірування C , і визначається

$$C_{eff} = C(\Omega) - k(\Omega)/\Omega. \quad (2.10)$$

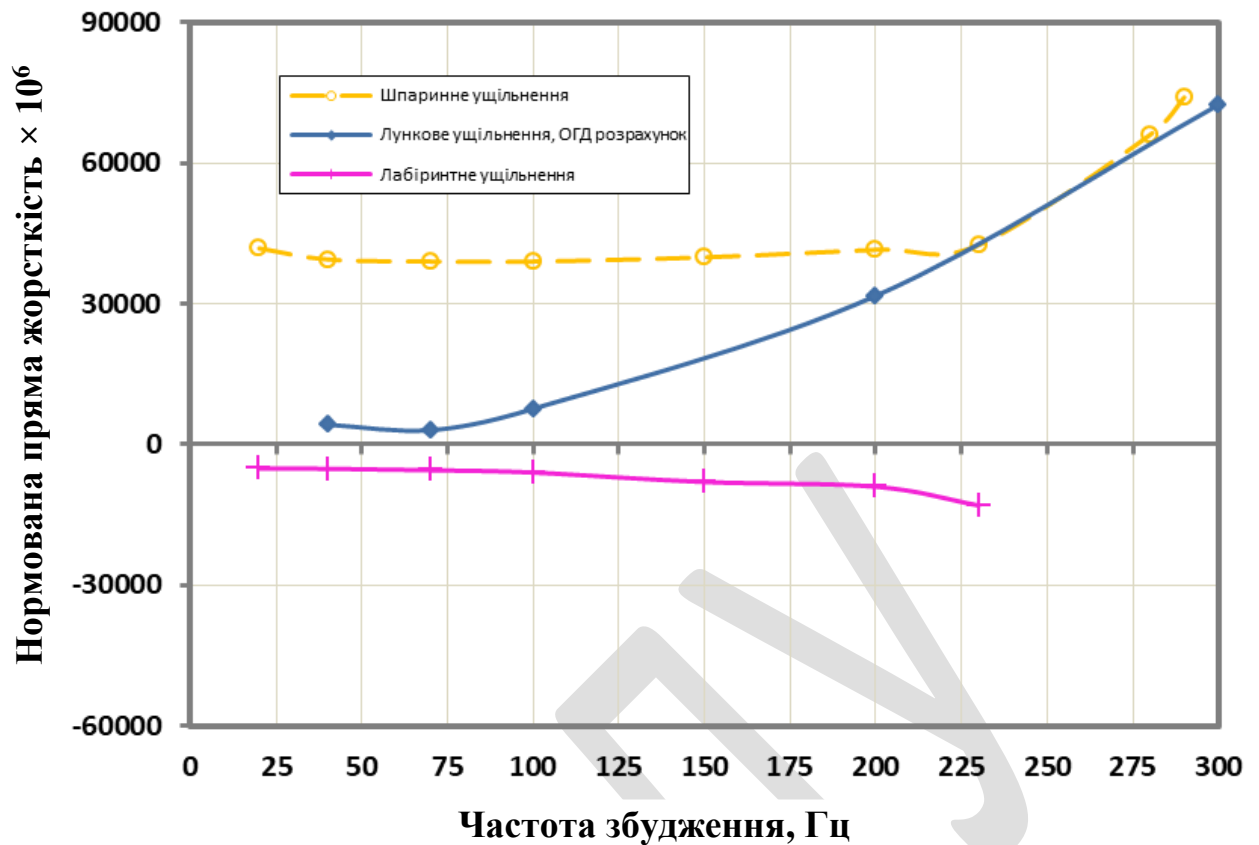
Порівняння виконано для експериментальних даних, отриманих для шпаринного та лабіринтного ущільнень, які досліджувались при вхідному тиску 68,9 бар та різних перепадах тиску. Графіки взяті з роботи [6], а розрахункові дані для лункового ущільнення нанесені на ці графіки (рис. 2.15). На графіках (рис. 2.15 а, б) показані нормовані дані ефективного демпфірування та прямої жорсткості для лабіринтного, шпаринного та лункового ущільнень.

Наведені залежності показують, що традиційне лабіринтне ущільнення має негативну пряму жорсткість та дуже низькі значення ефективного демпфірування у всьому діапазоні частот збудження. Лункове ущільнення має

значно більші значення прямої жорсткості і ефективного демпфірування ніж лабіринтне ущільнення. Однак в діапазоні низьких частот 40-70 Гц величина ефективного демпфірування лункового ущільнення може приймати негативні значення, що може визвати втрати стійкості валу на цих частотах. Шпаринне ущільнення має більше ефективне демпфірування і порівняну жорсткість при більш високих частотах 225-300 Гц. Тому, якщо важливе поєднання герметичності і динамічної стійкості, то серед розглянутих типів ущільнень потрібно вибрати лункове ущільнення.



а)



б)

Рисунок 2.15 – Порівняння нормованих коефіцієнтів ефективного демпфірування (а) та прямої жорсткості (б) [6]

2.7 Висновки до другого розділу

За допомогою методів проектування експерименту було створено набір обчислювальних проектів із набором параметрично заданих геометричних параметрів. Проведено аналіз впливу геометрії на масову витрату для лункових ущільнень із серповидними канавками. Розраховано ротородинамічні коефіцієнти ЛУСК. Для цього використовувалась повна модель геометрії і сітки. Примінялася технологія деформації сітки для моделювання одноосового збудження валу методом траєкторій.

Виконані розрахункові дослідження та оптимізація лабіринто-лункового ущільнення за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX.

ВИСНОВКИ

Проаналізувавши дані різних відомих досліджень, вияснено, що витратні характеристики лабіринтного ущільнення є мінімальними, у співвідношенні із іншими розглянутими типами безконтактних ущільнень. При грубому порівнянні, витрати через лункове, стільникове та лабіринте ущільнення майже збігаються і приблизно на 20% менші за витрати через стандартне шпаринне ущільнення.

Використовуючи неодноразово випробувані ОГД методи для моделювання течії газу в ущільненні отримані величини витоків лабіринтно-лункового та динамічні характеристики лункового ущільнень. Наведено порівняння отриманих характеристик з експериментальними даними, доступними з літератури для шпаринного та лабіринтного ущільнень. Дослідження підтвердило досить низькі значення витоків лабіринтно-лункового та високі динамічні характеристики лункового ущільнень, а також частотні залежності коефіцієнтів жорсткості і демпфірування.

За допомогою методу проектування експерименту (DOE) програмного модуля ANSYS DesignXplorer виконано параметричний аналіз впливу на масову витрату лункового ущільнення із серповидними канавками. Результати цього аналізу показали, що більша глибина і менша ширина лунки збільшують опір окружному потоку, викликаючи додаткові зворотні потоки в окружному напрямку. А зменшення ширини ребра призводить до збільшення місцевих втрат на вході до наступного ряду лунок і до збільшення перепаду тиску, який дроселюється на ребрі.

Дослідження підтвердили, що серпоподібні лунки створюють перешкоди для окружного потоку робочого середовища. Зменшення окружного потоку газу збільшує гідравлічний опір у канавках, і в той же час зменшує циркуляційні сили, що створюють прецесію вала, збільшуючи вібрацію. Ряди серповидних лунок характеризуються підвищеною міцністю і

жорсткістю. Лункові ущільнення, у порівнянні з іншими шпаринними ущільненнями, мають гарні демпфуючі властивості.

Дослідження лабіринтно-лункового та лункового ущільнень з серповидними канавками показало, що для покращення динамічних характеристик, особливо ефективного демпфірування при низьких частотах збудження, необхідно використовувати вихрові гальма у вигляді напіввідкритих лунок на вході ущільнення. Для зменшення витоків доцільно використовувати ступінчасті та гібридні конструкції лункових ущільнень, тобто лабіринтно-лункові ущільнення, в яких знижуються значення витоків при досить високих динамічних характеристиках.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Z. Yu, D.W. Childs, A comparison of experimental rotordynamic coefficients and leakage characteristics between hole-pattern gas damper seals and a honeycomb seal, *J. Eng. Gas Turb. Power* 120 (1998) 778-783.
2. D.W. Childs, J. Wade, Rotordynamic-coefficient and leakage characteristics for hole-pattern-stator annular gas seals-measurements versus predictions, *J. Tribol.* 126 (2004) 326-333.
3. M. Vannarsdall, D.W. Childs, Static and rotordynamic characteristics for a new hole-pattern annular gas seal design incorporating larger diameter holes, *J. Eng. Gas Turb. Power* 136 (2014) 022507.
4. B.H. Ertas, Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals, Ph.D Dissertation, Texas A&M University, 2005.
5. B. Ertas, A. Gamal, J. Vance, Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals, *J. Turbomach.* 128 (2006) 725-737.
6. A.M.G. Eldin, Leakage and rotordynamic effects of pocket damper seals and see-through labyrinth seals, Ph.D Dissertation, Texas A&M University, 2007.
7. А.М. Гулий. Гідродинамічна жорсткість безконтактних ущільнень. М.: Вісник машинобудування 2 (1987) 21-25.
8. V. Martsinkovsky, V. Yurko, Economic efficiency of synthesis-gas turbocompressor modernization, *Proc. Eng.* 39 (2012) 339-365.
9. G. Chochua, Computations of gas annular damper seal flows, Ph.D Dissertation, University of Florida, 2002.
10. N. Takahashi, H. Miura, M. Narita, N. Nishijima, Y. Magara, Development of scallop cut type damper seal for centrifugal compressors, *J. Eng. Gas Turb. Power* 137 (2015) 032509.
11. A.O. Pugachev, Bruch seals in rotary systems of aircraft engines, Dr.-Sc. Dissertation, Moscow, 2015.
12. J.M. Vance, R.R. Shults, Modulated pressure damper seals, United States Patent N5,794,942, 1998.

13. В. Марцинковський, І. Овсейко, І. Кухарєв. Лабіринтне ущільнення, Патент UA 20521 U, 2007.
14. В.В. Усенко, В.А. Марцинковський, І.С. Бережний, А.М. Гулий, Лабіринтне ущільнення, Патент SU 1118827 А, 1984.
15. В.А. Марцинковський. Роторна динаміка відцентрових машин, СумДУ, Суми, 2012.
16. A. Korczak, V. Martsynkovskyy, G. Peczkis, A. Zahorulko, Diagnosis of the phenomenon of flow as an inspiration to inventions in the domain of constructing hydraulic machines, Proc. Eng. 39 (2012) 286-302.
17. P. Xia, Z. Liu, X. Yu, J. Zhao, A transient bulk flow model with circular whirl motion for rotordynamic coefficients of annular seals, Chin. J. Aeron. 31(5) (2018) 1085–1094.
18. S. Subramanian, A.S. Sekhar, B.V.S.S.S. Prasad, Rotordynamic characterization of rotating labyrinth gas turbine seals with radial growth: Combined centrifugal and thermal effects, Int. J. Mech. Sc. 123 (2017) 1–19.
19. A. Untaroiu, V. Hayrapetian, C.D. Untaroiu, H.G. Wood, B. Schiavello, J. McGuire, On the dynamic properties of pump liquid seals, J. Fluids Eng. 135 (2013) 051104.
20. L.S. Andrés, T. Wu, Gas labyrinth seals: on the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – a CFD investigation, Research Progress Report to the Turbomachinery Research Consortium, Texas A&M University, 2018.
21. A.O. Pugachev, M. Deckner, Experimental and theoretical rotordynamic stiffness coefficients for a three-stage brush seal, Mech. Syst. Sign. Proc. 31 (2012) 143–154.
22. F. Cangoli, P. Pennacchi, G. Vannini, L. Ciuchicchi, Effect of energy equation in one control-volume bulk-flow model for the prediction of labyrinth seal dynamic coefficients, Mech. Syst. Sign. Proc. 98 (2018) 594–612.
23. D.W. Childs, Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis, John Wiley & Sons, New York, 1993.

24. M. Micio, C. Bianchini, D. Massini, B. Facchini, A. Ceccherini, L. Innocenti, Flat Plate Honeycomb Seals Friction Factor Analysis, *J. Eng. Gas Turb. Power* 138 (2016) 072505.
25. A. Untaroiu, P. Migliorini, H.G. Wood, P.E. Allaire, J.A. Kocur, Hole-pattern seals: a three dimensional CFD approach for computing rotordynamic coefficient and leakage characteristics, in *Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress&Exposition IMECE2009: Florida*.
26. S. Tokuyama, M. Kobayashi, A. Nakaniwa, S. Saburi, Verification test of 700 bar super high pressure robust compressor, *Mitsubishi Heavy Industries Tech. Review* 51 (3) (2014) 32-42.
27. K.K. Nielsen, K. Jønck, H. Underbakke, Hole-pattern and honeycomb seal rotordynamic forces: validation of CFD-based prediction techniques, *J. Eng. Gas Turb. Power* 134 (2012) 122505.
28. G. Chochua, T.A. Soulas, Numerical modeling of rotordynamic coefficients for deliberately roughened stator gas annular seals, *J. Tribol.* 129 (2007) 424-429.
29. Z. Li, J. Li, Z. Feng, Comparisons of rotordynamic characteristics predictions for annular gas seals using the transient computational fluid dynamic method based on different single-frequency and multifrequency rotor whirling models, *J. Tribol.* 138 (2016) 011701.
30. X. Yan, K. He, J. Li, Z. Feng, Numerical investigations on rotordynamic characteristic of hole-pattern seals with two different hole-diameters, *J. Turbomach.* 137 (2015) 071011.
31. W. Xu and J. Yang, A study on rotordynamic characteristics of swirl brakes for three types of seals, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 187 (2017) 012022.
32. *Ansys CFX-Solver Theory Guide, Release 12.1, ANSYS Inc., 2009.*
33. D.W. Childs, *Bearings+Gas Seals, MEEN 688 Course Presentation, Texas A&M University, 2007.*

34. В. О. Осипов, В. А. Марцинковський, Розробка методів чисельного розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабіринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин, Звіт про науково-дослідну роботу, 2009.

35. A. Untaroiu, C. Liu, P.J. Migliorini, H.G. Wood, C.D. Untaroiu, Hole-pattern seals performance evaluation using computational fluid dynamics and design of experiment techniques, J. Eng. Gas Turb. Power 136 (2014) 102501.

36. Design Exploration User's Guide, Release 15.0, ANSYS Inc., 2013.

37. V.A. Martsynkovskyy, Rotordynamics of centrifugal machines, SumSU, Sumy, 2012.