

УДК 621.68 621.56/.59 621.001.63; 621.001.66; 621.001.24; 658.512 621.825 621.826;
621.888.4/.6; 62-27; 62-752.2

УКПП

№ держреєстрації 0120U102004

Інв. №

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет(СумДУ)
40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2,
тел./факс (0542) 33-41-08

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
д-р фіз.-мат. наук, професор

_____ А.М. Черноус

З В І Т

ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ

Аналіз впливу гідродинамічних сил, які діють у вузьких зазорах ущільнень та опор, на підвищення енергоефективності та зниження шкідливих викидів і вібрацій відцентрових машин

РОЗРОБКА МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ, КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЛУНКОВИХ, ТОРЦЕВИХ ІМПУЛЬСНИХ УЩІЛЬНЕНЬ ТА УЩІЛЬНЕНЬ ОПОР ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН (проміжний)

Керівник НДР

канд. техн. наук, доцент

А.В. Загорулько

2020

Рукопис закінчений 21 грудня 2020 р.

Результати роботи розглянуті науковою радою СумДУ, протокол від 23 грудня 2020 р. № 6

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР		А.В. Загорулько
Провідний науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	22.12.2020	(розд.1,2, висновки)
Відповідальний виконавець		С.М. Гудков
Старший науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	22.12.2020	(розд. 1, висновки)
Провідний науковий співробітник		В.Б. Тарельник
докт. техн. наук, професор	22.12.2020	(розд. 1, висновки)
Старший науковий співробітник		О.П. Гапонова
канд. техн. наук, доцент	22.12.2020	(розд. 1, висновки)
Молодший науковий співробітник		П.В. Руденко
	22.12.2020	(розд. 1)
Молодший науковий співробітник		О.О. Позовний
	22.12.2020	(розд. 2, висновки)
Лаборант		В.В. Іземенко
	22.12.2020	(розд. 1)
Лаборант		Д.І. Лобас
	22.12.2020	(розд. 1)
Лаборант		Д.О. Стремоухов
	22.12.2020	(розд. 1)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 64 с., 21 рис., 3 табл., 48 джерел.

ВИТОКИ, ДВОХШПАРИННЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ЖОРСТКІСТЬ ТА ДЕМПФІРУВАННЯ, ЛАБІРИНТНО-ЛУНКОВЕ УЩІЛЬНЕННЯ, МЕТОД ТРАЄКТОРІЙ, ОБЧИСЛЮВАЛЬНА ГІДРОДИНАМІКА, ФІЗИКА ТЕЧІЇ.

Об'єкт дослідження – гідродинамічні, трибологічні та динамічні процеси, що відбуваються у вузьких зазорах ущільнень.

Мета роботи – встановлення загальних закономірностей впливу геометрії на гідродинамічні сили, витратні та ротородинамічні характеристики ущільнень за допомогою комп'ютерного моделювання.

Методи досліджень – числові методи скінченних об'ємів для розв'язання рівнянь гідродинаміки; числові методи планування експерименту для визначення теоретичних залежностей між витратними та ротородинамічними характеристиками і геометрією вузлів ущільнень; методи експериментальних досліджень для перевірки ефективності роботи та визначення витратних, трибологічних та ротородинамічних характеристик лункових та багатошпаринних ущільнень-опор.

У зв'язку суттєвим збільшенням робочих тисків та швидкостей обертання ротора відцентрових машин підвищується складність проблеми герметизації та підвищення ротородинамічних характеристик шпаринних ущільнень та опор. В таких умовах дуже важливими є гідродинамічні сили, що виникають у вузьких зазорах, які можуть бути як стабілізуючими, так і дестабілізуючими. Отже, розвиток методів аналізу силових характеристик шпаринних, лабіринтних та лункових ущільнень викликає значний науковий інтерес та має важливе наукове та практичне значення для отримання нових знань в таких галузях науки, як: галузеве машинобудування, авіаційна та ракетно-космічна техніка, енергетика та транспорт.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: розробка конструкцій і методик досліджень лункових та багатошпаринних ущільнень; числове визначення ротородинамічних сил для лункових і багатошпаринних ущільнень; експериментальна перевірка витратних, трибологічних та ротородинамічних характеристик та методик інженерного розрахунку досліджуваних вузлів.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Числовий аналіз витратних і ротородинамічних характеристик лабіринтно-лункових ущільнень.....	8
1.1 Вступ.....	8
1.2 Аналіз літератури.....	9
1.2.1 Результати дослідження лункового ущільнення.....	9
1.2.2 Числові та експериментальні дослідження лабіринтних та демпферних ущільнень.....	12
1.2.3 Дослідження ущільнень методом інтегральних характеристик потоку та ОГД методом частотного збудження.....	13
1.2.4 Метод траєкторій для дослідження демпферних ущільнень.....	15
1.2.5 Мета дослідження.....	16
1.3 Розрахунок і порівняння величини витоків та ротородинамічних коефіцієнтів.....	18
1.3.1 Геометричні параметри, робочі та граничні умови.....	18
1.3.2 Математичне формулювання течії рідини.....	21
1.3.3 Результати розрахунків та порівняння величини витоків лабіринтно-лункового ущільнення.....	25
1.3.4 Результати порівняння ротородинамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування лункового ущільнення.....	31
1.3.5 Висновки.....	35
2 Аналіз впливу геометрії камери на радіальну гідростатичну силу в двохшпаринному ущільненні	36
2.1 Вступ.....	36
2.2 Числове моделювання двохшпаринного ущільнення	38
2.3 Аналіз результатів числових досліджень	41

2.4 Висновки.....	55
Висновки.....	58
Перелік джерел посилання.....	60

ВСТУП

Одним з найбільш енергоємних видів сучасного обладнання є динамічне обладнання, таке як турбокомпресорні агрегати або турбомашини з електродвигуном. Вібраційний стан роторів відцентрових компресорів визначається динамічними характеристиками безконтактних шпаринних ущільнень і опор. Динамічні властивості ущільнень та опор залежать від режимних і геометричних параметрів, змінюючи які можна впливати в потрібному напрямку на вібрації ротора. Таким чином, для успішного вирішення проблем динаміки ротора потрібно знати конструкції шпаринних ущільнень і опор та конструктивні способи підвищення їх жорсткісних характеристик і демпфіруючих властивостей.

Як відомо, витрата в ущільненнях обмежується за рахунок витрат потенційної енергії тиску на подолання місцевих опорів, і опору тертя по довжині каналу, а іноді і інерційного опору. Чим більше ці витрати, тим менша частка потенційної енергії переходить в кінетичну енергію потоку, тим менше середня швидкість рідини в каналі і її витрата. Таким чином, шпаринні ущільнення не усувають повністю, а лише обмежують витрати.

До ущільнень з дроселюючими щілинами можна віднести лабіринтні ущільнення, в яких переважають місцеві опори. Основною функцією лабіринтних ущільнень є забезпечення мінімальних витоків через ущільнювальні поверхні за умови мінімального гідроаеродинамічного впливу на ротор відцентрової машини. Однак в лабіринтних ущільненнях за рахунок потоку рідини в окружному напрямку, який захоплюється обертовим валом, виникають циркуляційні гідроаеродинамічні сили. Тому в практиці запропонований цілий ряд шпаринних ущільнень, які здатні знизити циркуляційні сили, що викликають зростання прецесії ротора і відповідно вібрацію. До таких ущільнень можна віднести лункові демпферні ущільнення.

Одним із способів зменшення об'ємних втрат відцентрових насосів є застосування в якості передніх ущільнень робочих коліс шпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами. Такі ущільнення створюються послідовно розташованими дроселями, коефіцієнт гідравлічних втрат яких приблизно дорівнює сумі коефіцієнтів втрат всіх дроселів. Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують об'ємні витрати, а й виконують функції гідродинамічних опор. Тому важливим завданням розрахунку, крім уточнення витратних характеристик, є визначення сил, що діють на ротор з боку рідини в дроселюючих каналах.

Таким чином, **метою** даної роботи є встановлення загальних закономірностей впливу геометрії на гідродинамічні сили, витратні та ротородинамічні характеристики ущільнень за допомогою комп'ютерного моделювання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

- розробка конструкцій і методик досліджень лункових та багатошпаринних ущільнень;
- числове визначення ротородинамічних сил для лункових і багатошпаринних ущільнень;
- експериментальна перевірка витратних, трибологічних та ротородинамічних характеристик та методик інженерного розрахунку досліджуваних вузлів.

1 ЧИСЛОВИЙ АНАЛІЗ ВИТРАТНИХ І РОТОРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБІРИНТНО-ЛУНКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ

1.1 Вступ

Як відомо, витрати 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 більше витрати, 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.

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].

1.2 Аналіз літератури

1.2.1 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 витрати перекачаного середовища (рис. 1.1б) [8, 13].

Перший патент на конструкцію ЛУСК (на рис. 1.2 а,б показано поздовжній розріз та ізометричні вид ущільнення) [14] був отриманий у 1984 році. І 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% менше 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.

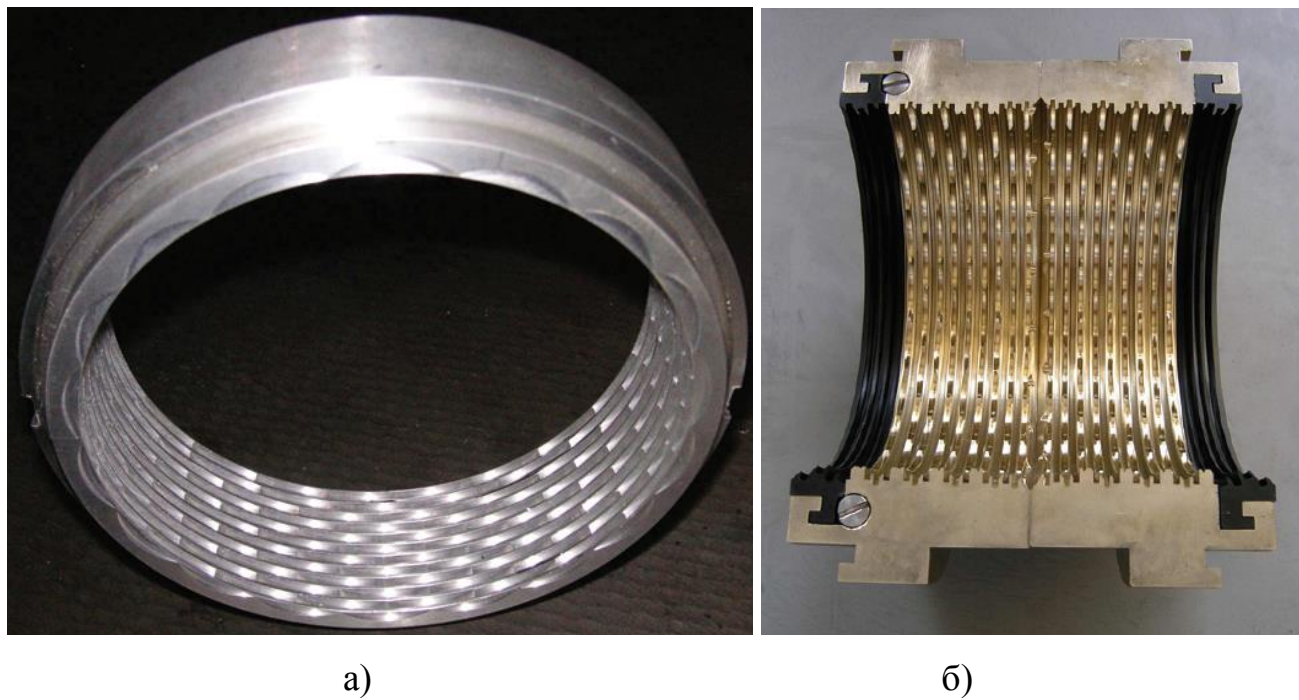


Рисунок 1.1 - Конструкції лункових ущільнень з серповидними канавками (ЛУСК) [8]

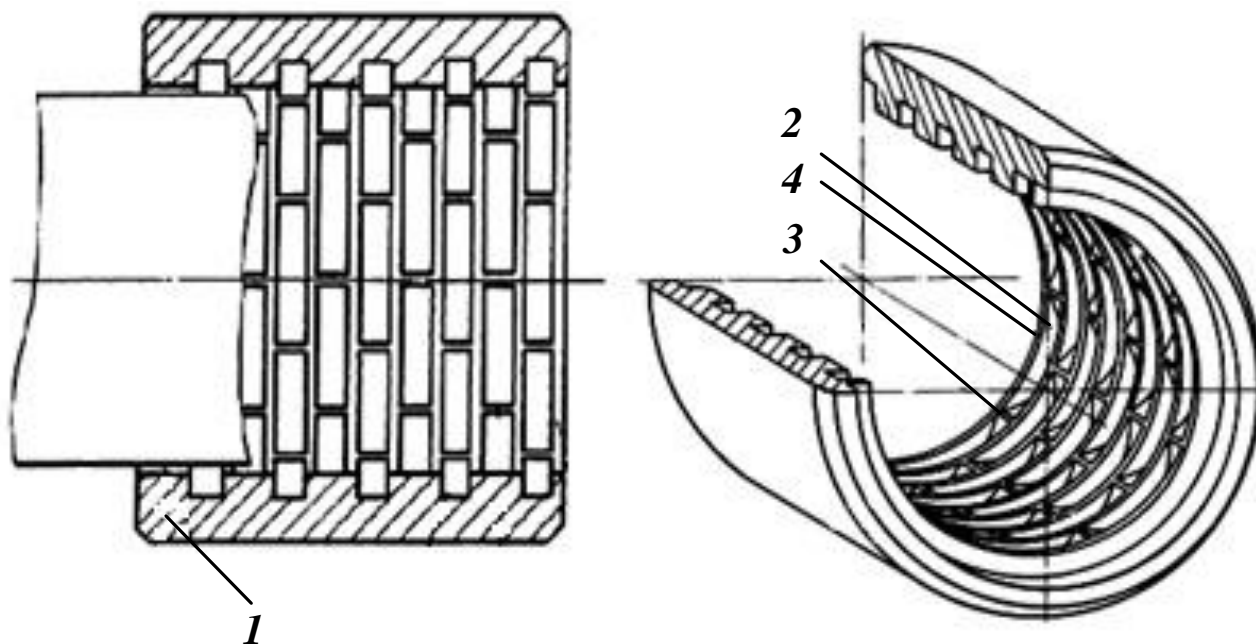


Рисунок 1.2 - Перша запатентована конструкція ЛУСК [14]

1.2.2 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 с сіткою отворів та стільникових ущільнень. Так у [1] наведено експериментальне порівняння ротородинамічних характеристик та величини витоків для ущільнень с 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 витоки 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 з сіткою отворів ущільнення. 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 ефективне 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 витоки 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 B. Ertas, A. 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 багатоступневих відцентрових компресорів, які зазвичай мають свою першу власну частоту в діапазоні від 50 Гц до 80 Гц, де КДУ генерує максимальне демпфірування.

1.2.3 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.

В 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.

1.2.4 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 та 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 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.

1.2.5 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 витрати 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, тому 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, так 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].

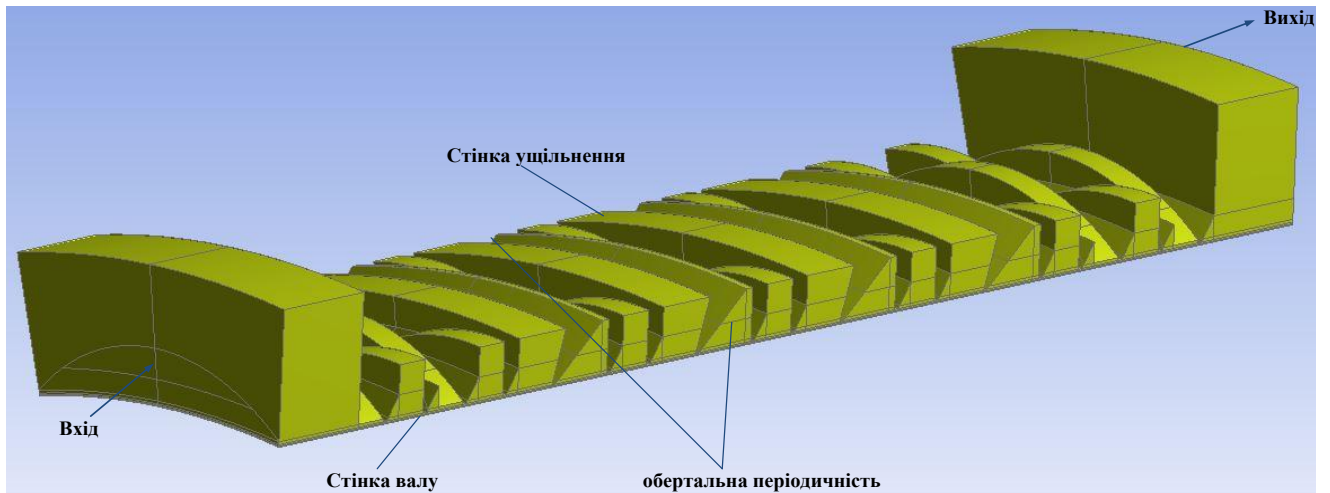
1.3 Розрахунок і порівняння величини витоків та ротородинамічних коефіцієнтів

1.3.1 Геометричні параметри, робочі та граничні умови

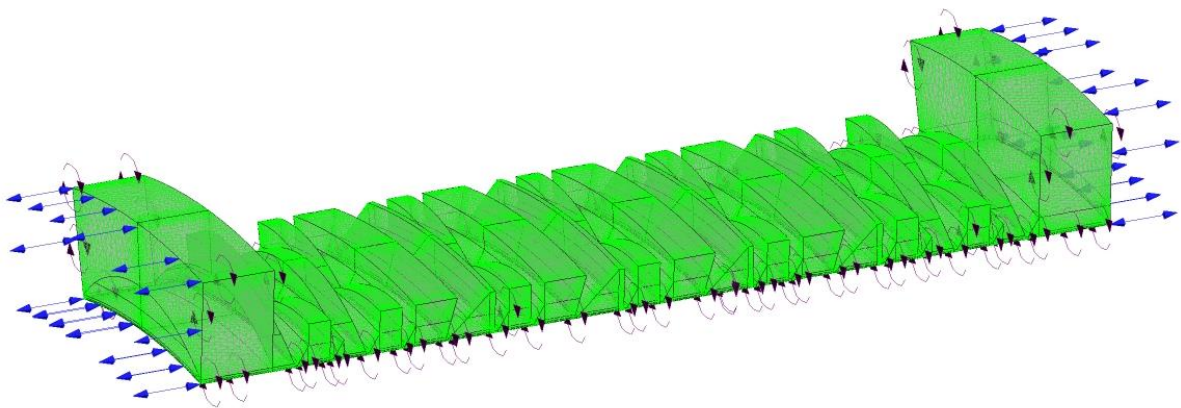
Розрахунок величини витоків в лабіринтно-лунковому ущільненні може бути виконаний за допомогою ОГД моделювання в програмному комплексі Ansys CFX [32].

На рис. 1.3 а, показаний приклад сектора геометрії, створений в програмному модулі Ansys Design Modeler, на рис. 1.3 б сітка сектора ущільнення з накладеними граничними умовами, на рис. 1.3 в повна геометрія лабіринтно-лункового ущільнення. Геометрія сектору становить 1/20 частини повної геометрії. Геометрія ущільнення складається з вхідної і вихідної камер, періодично повторюваних по довжині ущільнення рядів лунок, кільцевих каналів, та чотирьох лабіринтів, виконаних з матеріалу РЕЕК. 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 елементів. Аналіз сітчастої незалежності моделі був проведений для чотирьох різних сіток розмірами - 137470, 331860, 460000, 653640 елементів. Сітка згущувалася біля стінок, для отримання необхідного параметр $y^+ = 30-300$ для відповідної моделі турбулентності k- ϵ .

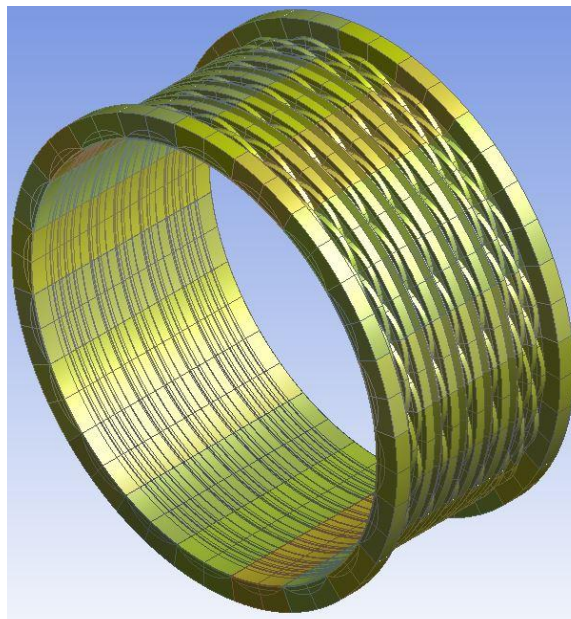
У таблиці 1.1 наведені геометричні розміри та робочі умови, отримані для діаметру валу, довжини, зазору та граничних умов в експерименті для ущільнення з сіткою отворів, виконаного в роботі [33].



а)



б)



в)

Рисунок 1.3 – Геометрія та граничні умови лабіринтно-лункового ущільнення

Таблиця 1.1 - Геометричні параметри та умови роботи для 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, 30

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. 1.1). 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. 1.1).

1.3.2 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

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

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

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:

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

Рівняння містить додаткову компоненту флуктуації турбулентності $\rho \overline{u_j h}$.

$\frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})]$ - 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

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

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

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

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

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

і рівняння імпульсу становить:

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

де S_M – сума об'ємних сил,

μ_{eff} - ефективна в'язкість, яка враховує турбулентність,

p' - модифікований тиск.

к-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:

$$\begin{aligned} dh &= c_p(T) dT \\ \rho &= \frac{p}{RT} \end{aligned}$$

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:

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

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

де r - вектор положення,

U - відносна швидкість (тобто обертальна швидкість в обертальній системі відліку).

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

$$I = h_{stat} + \frac{1}{2}U^2 - \frac{1}{2}\omega^2 R^2$$

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]

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

де R - радіус валу,

L - довжина ущільнення.

1.3.3 Результати розрахунків та порівняння величини витоків лабіринтно-лункового ущільнення

В 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. 1.4). З графіків видно, що зі зменшенням перепаду тиску та зі збільшенням частоти обертання зменшується масова витрата через ущільнення.

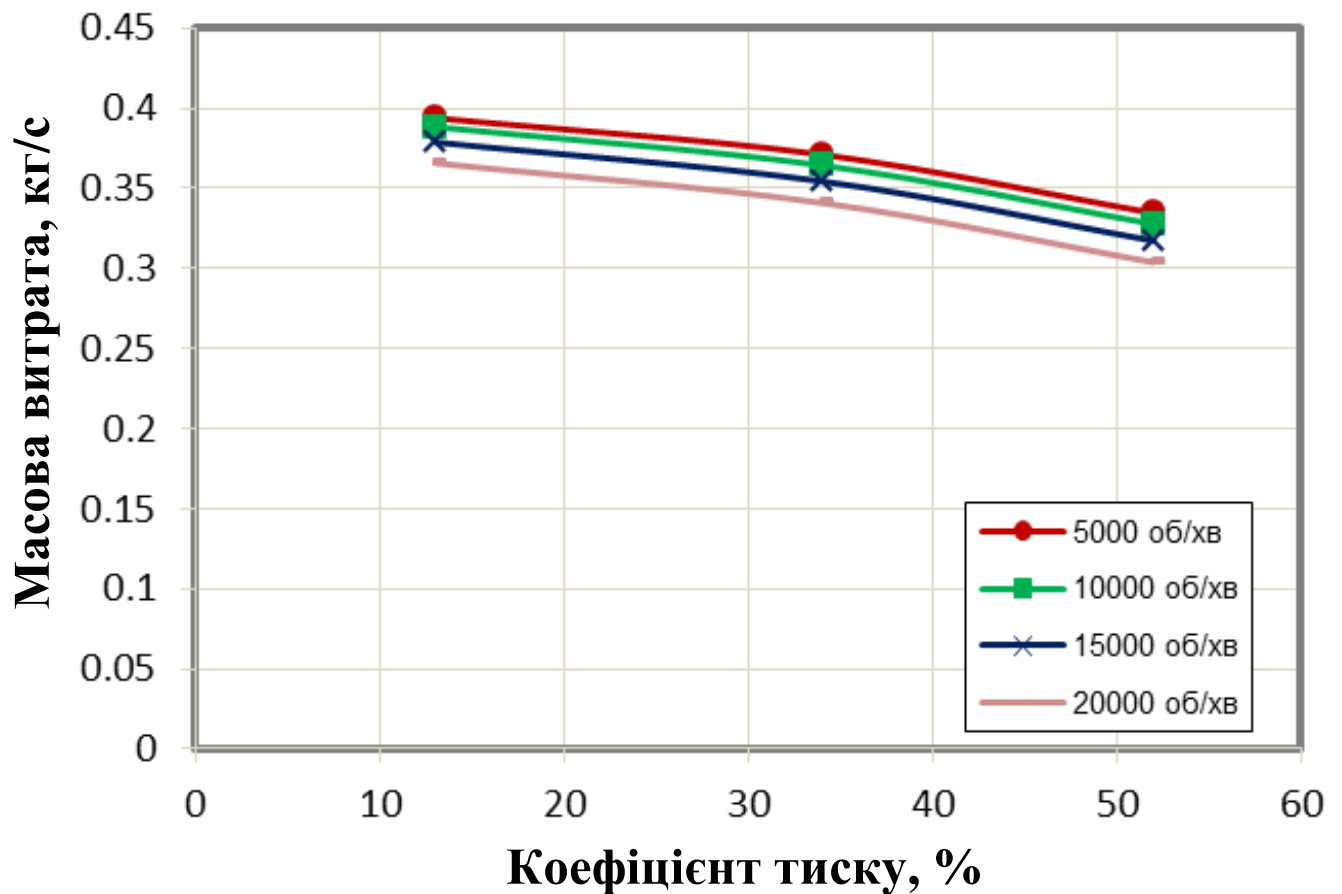


Рисунок 1.4 – Залежність масової витрати від коефіцієнту тиску

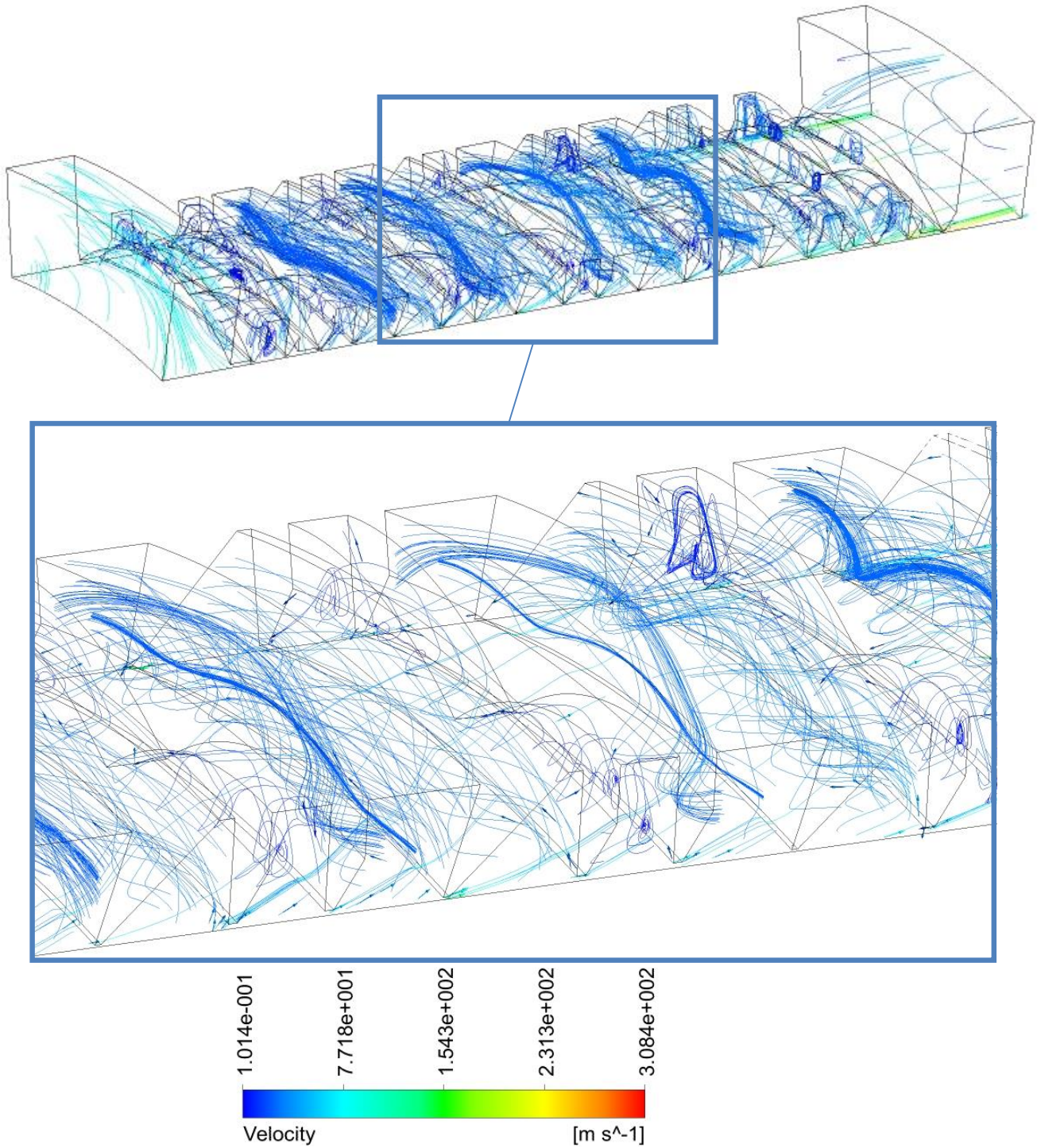
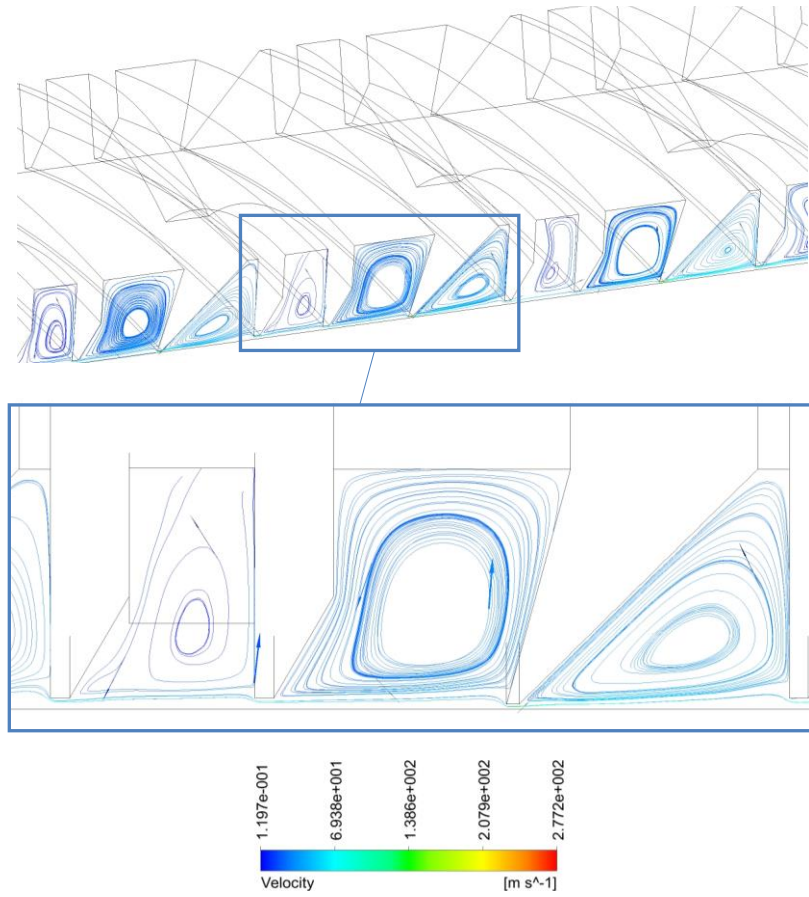
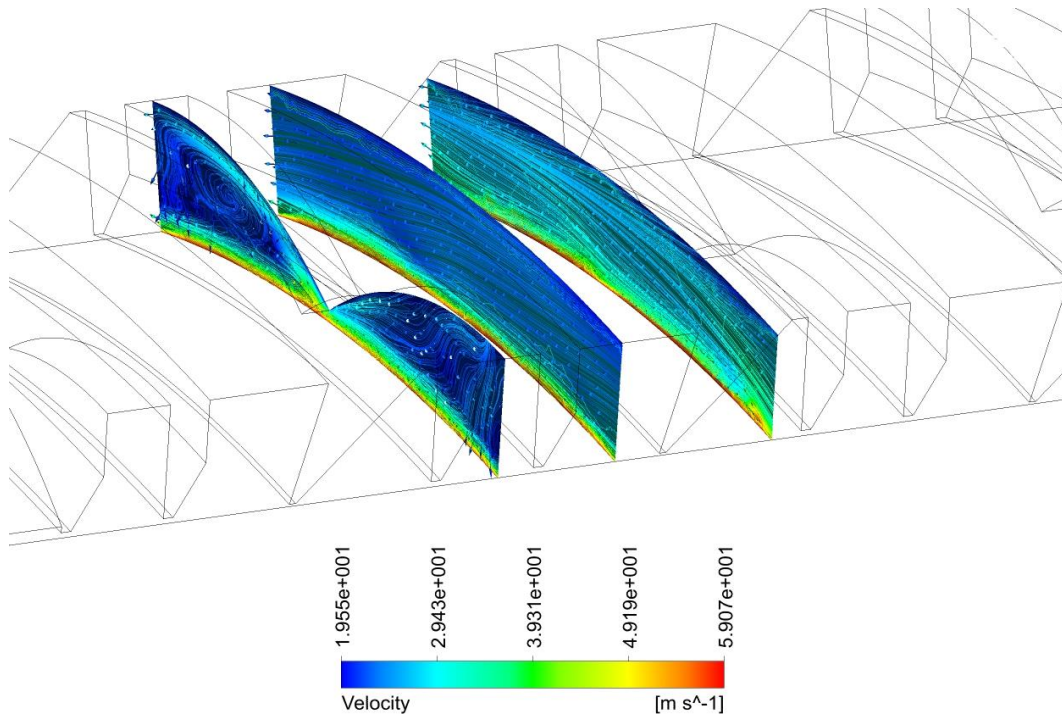


Рисунок 1.5 – 3D течія в лабіринтно-лунковому ущільненні



а)



б)

Рисунок 1.6 – Вихровий потік в осьовому (а) та окружному напрямках (б)

3D течія в лабіринтно-лунковому ущільненні представлена на рисунку 1.5. 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. 1.6 а,б).

На рис. 1.7 показано поле швидкостей та тиску в лабіринтно-лунковому ущільненні. Розподіл статичного тиску по довжині ущільнення (рис. 1.8) 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.

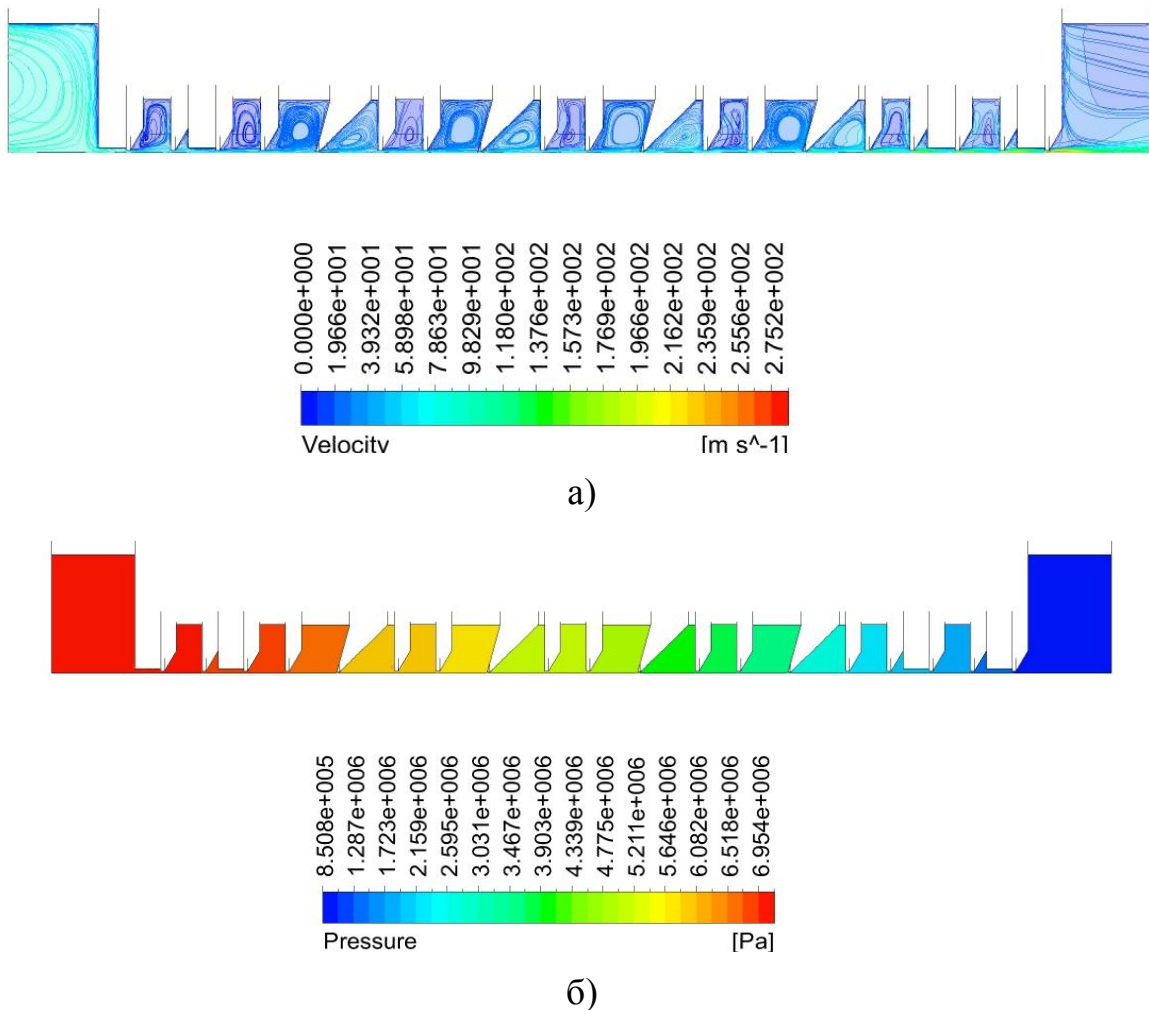


Рисунок 1.7 – Поле швидкостей (а) та тиску (б)

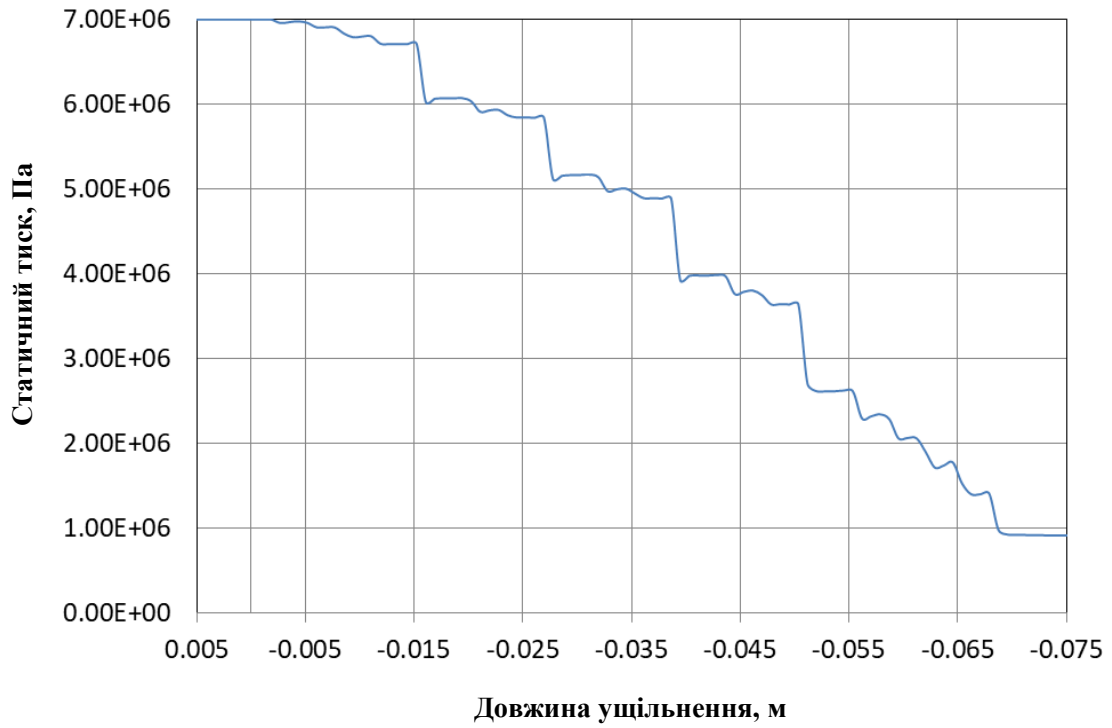


Рисунок 1.8 – Розподіл статичного тиску по довжині ущільнення

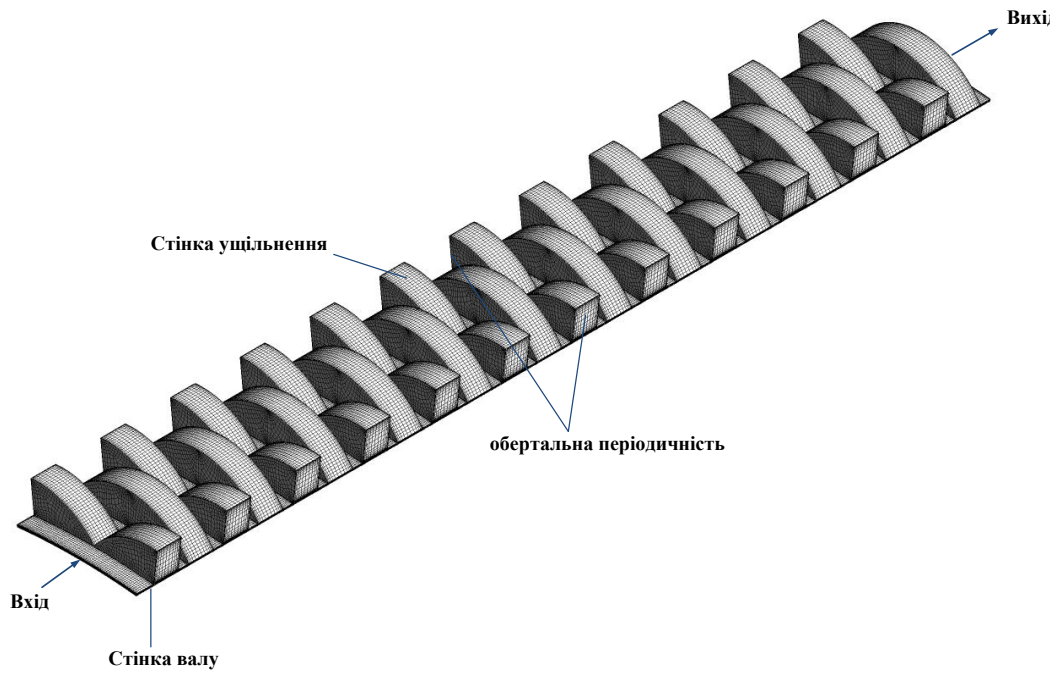


Рисунок 1.9 – Розрахункова сітка і граничні умови лункового ущільнення

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 рис. 1.9. 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.

Розраховані значення додавали до графіку, отриманого Childs [33], для шпаринних та лабіринтних ущільнень (рис. 1.10). Всі результати представлені при швидкості обертання 10200 об/хв, оскільки це мінімізує вплив швидкості обертання на процедуру порівняння.

Із рисунку 1.10 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.

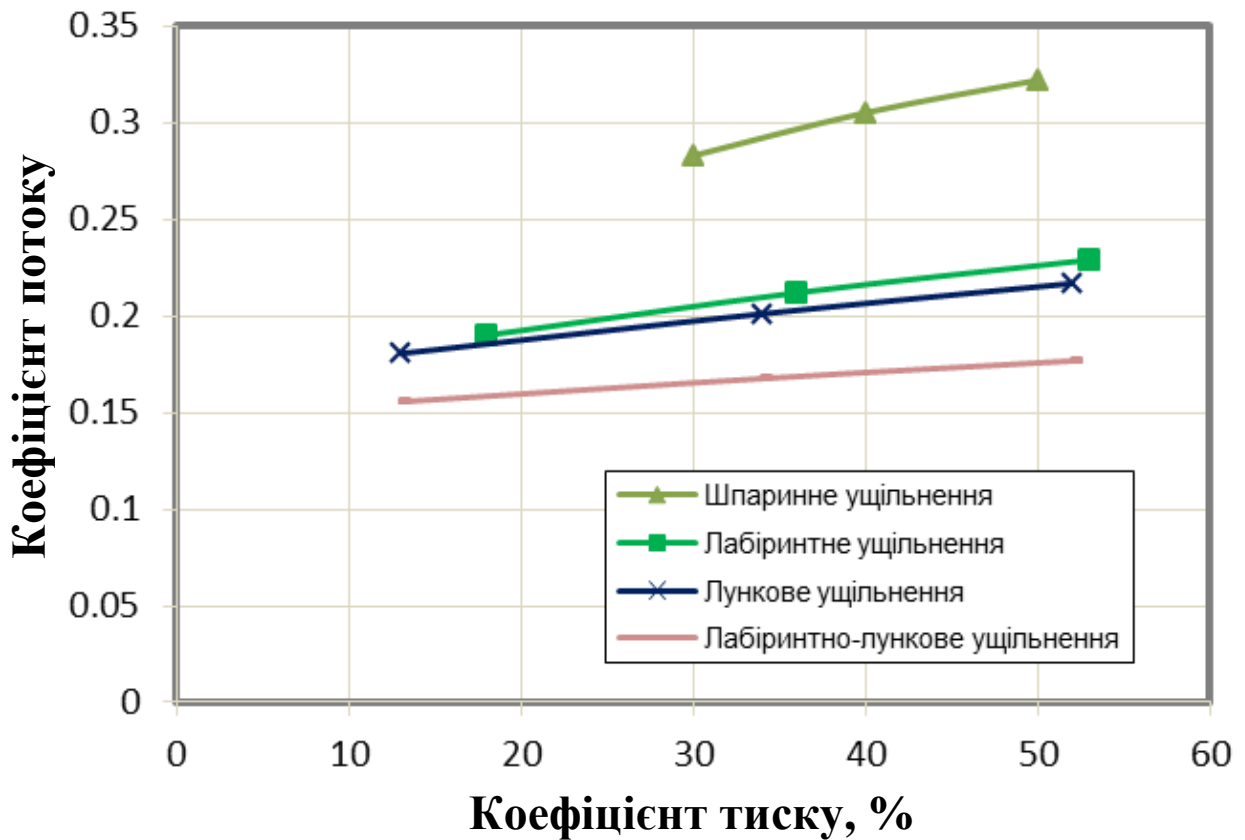


Рисунок 1.10 – Залежність коефіцієнту потоку від коефіцієнту тиску [6,33]

1.3.4 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). Використовувалась 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

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

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. 1.11). На графіках (рис.

1.11 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 ефективного 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 вибирати лункове ущільнення.

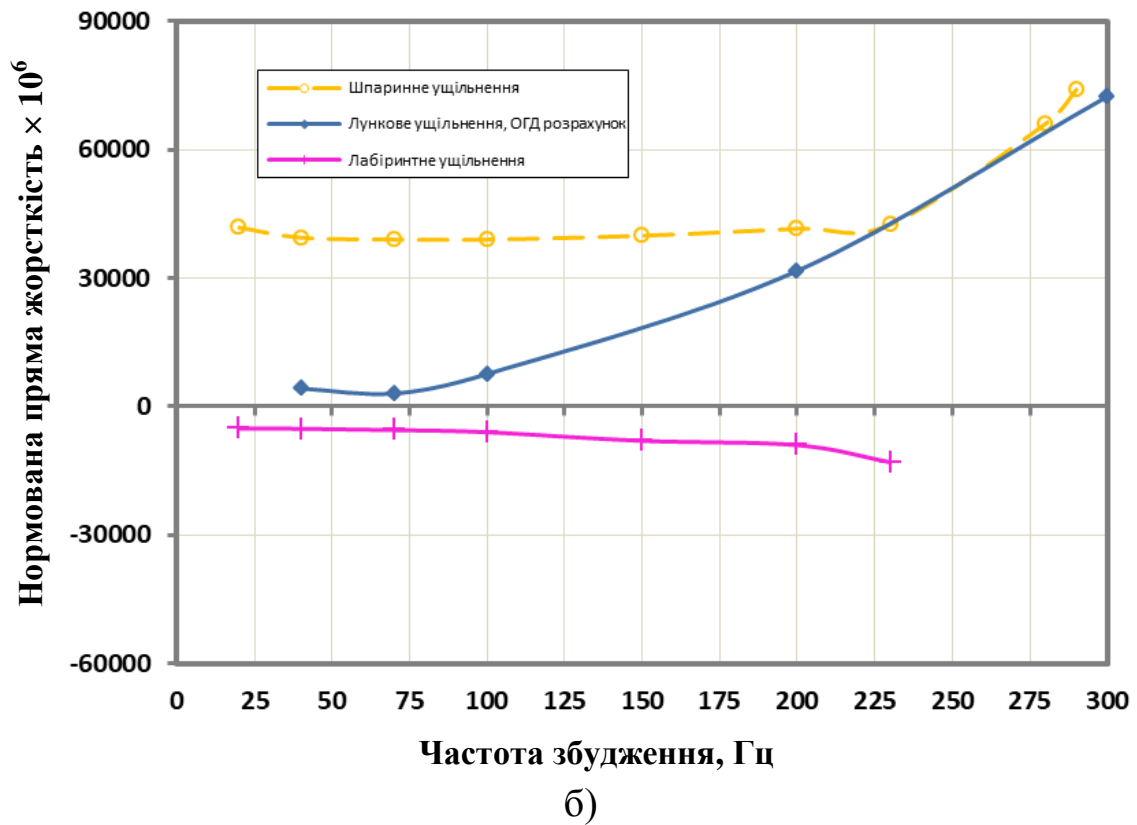
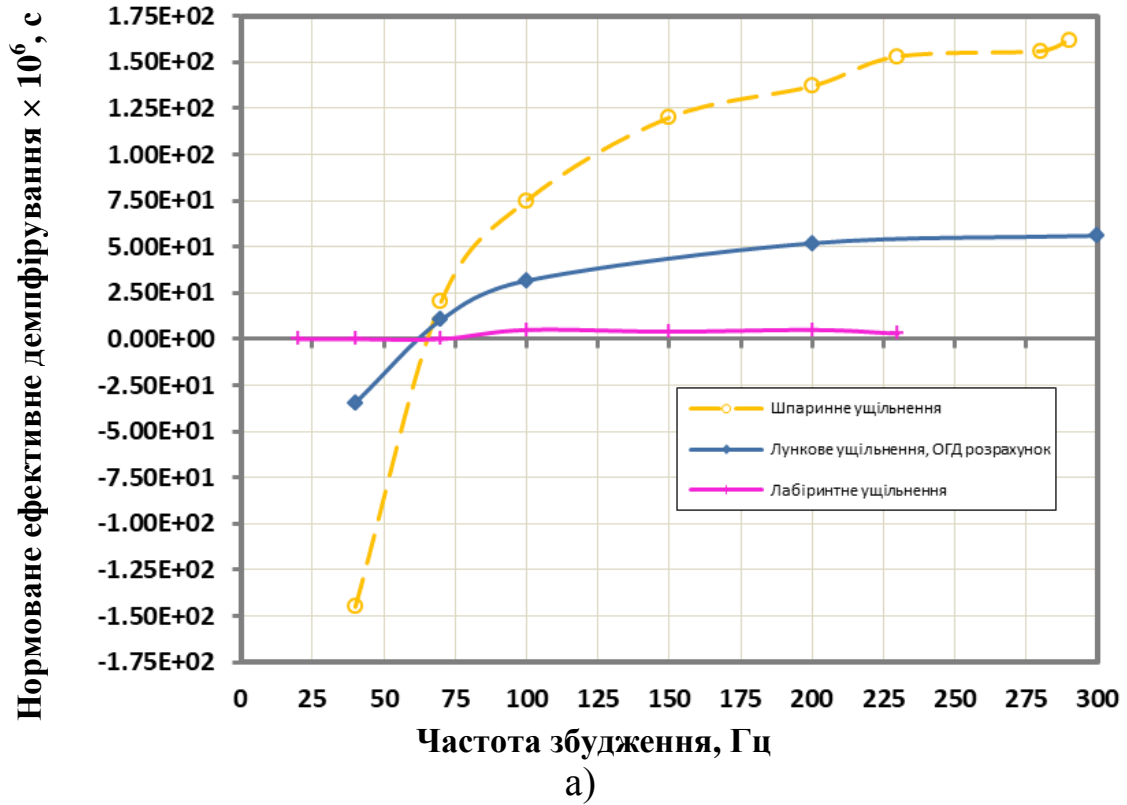


Рисунок 1.11 – Порівняння нормованих коефіцієнтів ефективного демпфірування (а) та прямої жорсткості (б) [6]

1.3.5 Висновки

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.

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.

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 мають хороші демпфіруючі властивості.

2 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРІЇ КАМЕРИ НА РАДІАЛЬНУ ГІДРОСТАТИЧНУ СИЛУ В ДВОХШПАРИННОМУ УЩІЛЬНЕННІ

2.1 Вступ

В відцентрових насосах з метою зменшення витоків із зони високого тиску в зону пониженого тиску використовують шпаринні ущільнення. Відомо, що одним із способів зменшення об'ємних втрат є застосування в якості передніх ущільнень робочих коліс шпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами. В таких ущільненнях присутні додаткові місцеві опори, зумовлені раптовими розширеннями-звуженнями потоку, а також раптовою зміною його напрямку. Крім того, в багатошпаринних ущільненнях окрім додаткових місцевих втрат збільшуються втрати на тертя по довжині, за рахунок збільшення загальної довжини дроселюючих кільцевих каналів [34,35] при збереженні осьової довжини ущільнення. При цьому, як відомо, у відцентрових насосах об'ємні витрати складають до 10% номінальної подачі насоса [36], тому їх зменшення і досі не втрачає актуальності. Розрахунок витоків через шпаринні ущільнення описаний в аналітичній формі та підтверджений числовими розрахунками [37]. При цьому, використовуються емпіричні значення коефіцієнтів місцевих втрат і втрат на тертя по довжині ущільнення.

Основною особливістю шпаринних ущільнень є те, що вони представляють собою повноохоплюючі малонагружені гібридні підшипники ковзання, які мають значний вплив на вібраційний стан ротора. Ще в минулому столітті виявлено здатність багатошпаринних ущільнень викликати автоколивання ротора з амплітудами, які дорівнюють величині радіального зазору [38,39], проте чіткого пояснення цього явища немає. Одним із способів усунення таких вібрацій в двохшпаринних ущільненнях розглядається збільшення радіального зазору шпарини 2 (рис. 2.1) по відношенню до радіального зазору шпарини 1. Проте автоколивання валу [40] все одно можуть відбуватися при великих тисках

перекачуваного середовища. Так в роботах [41,42] пропонується збільшити осьовий розмір камер або довжину другої шпарини двохшпаринного ущільнення, але це, через деформації, може призвести до утворення дифузору на другій шпарині та знову ж таки викликати погіршення вібраційного стану ротора. Тобто чіткої аргументації та прикладів досліджень не наведено.

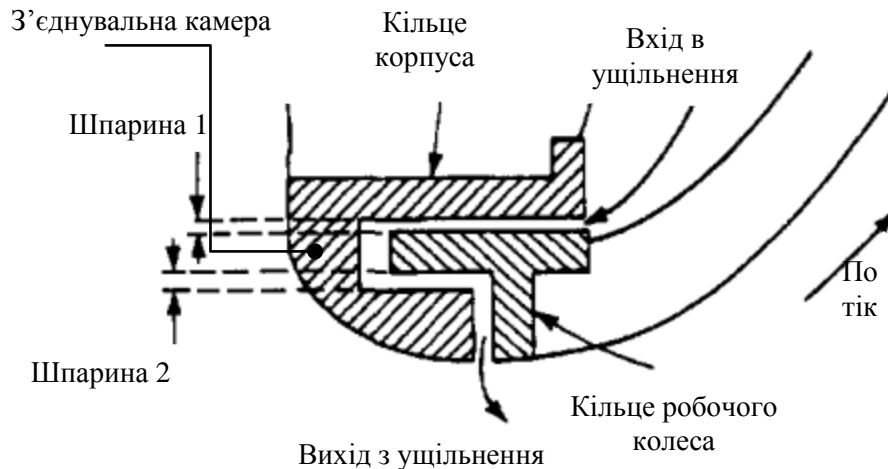


Рисунок 2.1 - Двохшпаринне ущільнення відцентрового насосу

На цей час, як відомо з практичного досвіду використання багатошпаринних ущільнень, одним із елементів, який істотно впливає на величину і напрямок радіальних гідростатичних сил, що можуть призвести до втрати статичної та динамічної стійкості ротору, є камери, які з'єднують шпарини.

Але з аналізу літератури [34-42] стає зрозумілим, що однозначних рекомендацій відносно проектування геометрії камер багатошпаринного ущільнення наразі немає. В зв'язку з цим, в роботі поставлена задача аналізу впливу геометричних параметрів з'єднувальної камери на величину і напрямок сумарної радіальної гідростатичної сили, яка виникає в зазорі двохшпаринного ущільнення та обумовлена ексцентриситетом осей валу і корпусу.

2.2 Числове моделювання двохшпаринного ущільнення

За допомогою програмного комплексу ANSYS CFX розв'язувалася стаціонарна задача турбулентної течії рідини у двохшпаринному ущільненні. Розглядалася повна модель ущільнення з радіальним зміщенням осі валу X' відносно осі корпусу X в негативному напрямку осі Y (рис. 2.2), яка включає в себе два послідовно розміщених дроселя, з'єднаних між собою камерою (рис. 2.1). Напрямок зміщення осі валу X' був вибраний таким чином, щоб центруюча радіальна гідростатична сила мала позитивне значення. При цьому, в нижній частині ущільнення відносно осі X зазор на першій шпарині зменшується, а на другій шпарині збільшується на величину ексцентриситету e . В верхній частині ущільнення навпаки, зазор на другій шпарині зменшується $h_2 - e$, а на першій шпарині збільшується $h_2 + e$. Якщо розглядати у якості базової осі, ось валу X' , то зміщення осі корпусу X буде мати негативний ексцентриситет $-e$. Тобто для кращого розуміння можна вважати, що для першої шпарини ексцентриситет є позитивним, а для другої шпарини негативним. Розрахункова сітка моделі ущільнення створена в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу Sweep, що дозволяє побудувати розгорнуту сітку моделі відносно осі обертання, для якої вхідні і вихідні межі мають загальну топологію [43,44]. По товщині зазору задано 30 елементів. В результаті розрахункова сітка має приблизно 7,5 млн. елементів. Виконувалось згущення розрахункової сітки в пристінковому шарі. Якість сітки контролювалася за безрозмірним параметром y^+ на стінках проточної частини ущільнення, який змінювався в діапазоні від 20 до 50 для $k-\varepsilon$ моделі турбулентності; коефіцієнтом зростання; коефіцієнтом пропорційності та ортогональністю сітки моделі. Розглядалася ізотермічна течія нестисливої рідини. Основні термодинамічні властивості води: температура, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина приймалися постійними. У якості граничних умов: задавалася

величина тиску нагнітання насосу на вході та величина атмосферного тиску на виході. Також задавались умови адіабатичності і прилипання на стінках та збіжність рішення рівнянь порядку 1×10^{-4} . Виконувався аналіз впливу геометрії камери ущільнення на величину сумарної радіальної гідростатичної сили та витоки.

Розглядались три варіанти конструкцій з'єднувальної камери двохшпаринного ущільнення (рис. 2.3 а-с): 1 варіант – базова конструкція, при постійному радіальному розмірі a , змінювався осьовий розмір b камери; 2 варіант – конструкція з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу та 3 варіант – конструкція з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі корпусу. В останніх двох конструкціях змінювався як радіальний, так і осьовий розміри камери. Геометричні параметри двохшпаринного ущільнення наведені в таблиці 2.1.

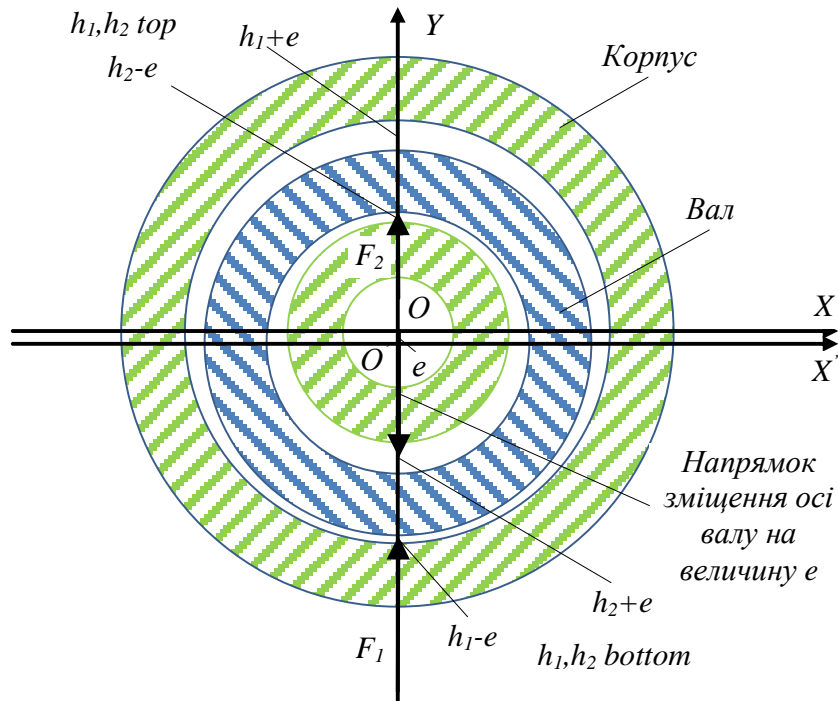


Рисунок 2.2 - Схема зміщення осі валу X' відносно осі корпусу X і центруючі радіальні гідростатичні сили F_1 , F_2 на першій і другій шпаринах

Таблиця 2.1 - Геометричні параметри двохшпаринного ущільнення

Параметр (мм)	Величина
Довжина першої шпарини l_1	21
Довжина другої шпарини l_2	11
Зовнішній радіус першої шпарини R_1	41.4
Зовнішній радіус другої шпарини R_2	34.6
Радіальні зазори в першій та другій шпаринах h_1, h_2	0.2
Базовий радіальний розмір камери a	7
Базовий осьовий розмір камери b	2
Ексцентриситет e	0.04, 0.08

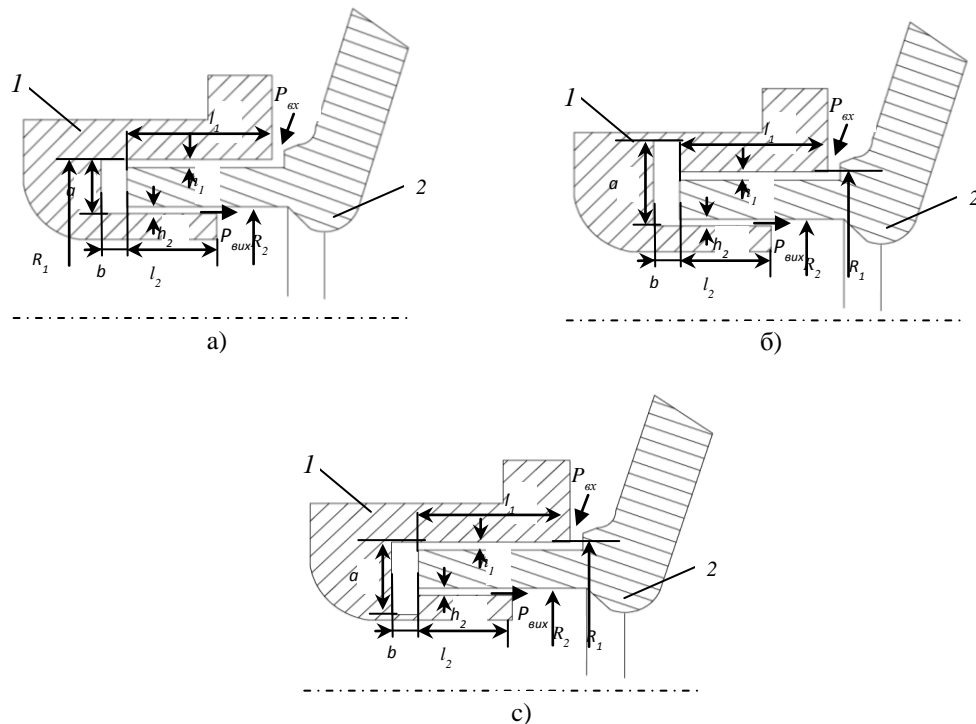


Рисунок 2.3 - Схема двохшпаринного ущільнення:

I варіант – базова конструкція (а), II варіант – конструкція з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу (б), III варіант – конструкція з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі корпусу (с).

1 - корпус, 2 - вал, $l_{1,2}$ – довжини першої та другої шпарин, $R_{1,2}$ – зовнішні радіуси першої та другої шпарин, $P_{ex}, P_{вих}$ – тиски на вході та виході, h_1, h_2 – радіальні зазори в першій та другій шпаринах, a – розмір камери в радіальному напрямку, b – розмір камери в осьовому напрямку

2.3 Аналіз результатів числових досліджень

В результаті числових розрахунків були отримані значення витоків та сумарних гідростатичних сил в двохшпаринному ущільненні.

Як відомо, гідростатичною є сила, яка не залежить від руху стінок каналів, а визначається перепадом тиску, радіальними зміщеннями валу та геометричними параметрами ущільнення. Така сила створюється тиском напірної течії та істотно впливає на згинальну жорсткість валу. Тому вона має першорядне значення для правильної оцінки критичних швидкостей обертання валу. Оскільки при аналізі результатів з'ясовано, що лише при дуже малих камерах не значно підвищується центруюча сила на другій шпарині, то розгляд радіальних гідростатичних сил в залежності від осьових розмірів з'єднувальної камери не наводиться. Основний вплив геометрії камери відбувається на першу шпарину. У зв'язку з тим, що для більшості ущільнень вал обертається навколо осі ущільнення при малому відносному ексцентриситеті, як правило, менше 0.5. Тому радіальне зміщення осі валу відносно осі корпусу при розрахунках знаходиться в зазначених межах.

На рисунку 2.4 а-с показані графіки змінення радіальної гідростатичної сили на першій шпарині F_1 в залежності від осьового розміру b з'єднувальної камери в діапазоні ущільнювальних тисків від 1 до 4 МПа при двох значеннях ексцентриситету валу $e=0.04, 0.08$ мм для трьох варіантів конструкцій двохшпаринних ущільнень. При цьому гідростатична сила, яка має позитивне значення є центруючою, а сила, що має негативне значення є децентруючою (див. рис. 2.2, схема радіального зміщення валу відносно корпусу). Так для базової конструкції (рис. 2.4 а) змінення напрямлення сили з децентруючої на центруючу відбувається в діапазоні осьових розмірів камери 4.3-5 мм (при ексцентриситеті $e=0.04$ мм) і 5.9-7.8 мм (при ексцентриситеті $e=0.08$ мм) при різних ущільнювальних тисках. При чому, при більших ущільнювальних тисках

спостерігається більша абсолютна величина як децентруючою, так і центруючої гідростатичної сил в зазорі. При збільшенні у двічі радіального зміщення валу приблизно удвічі збільшується величина радіальної гідростатичної сили. Спостерігається нелінійний більш різкий ріст величини центруючої гідростатичної сили в залежності від осьового розміру камери в порівнянні з двома іншими конструкціями. Однак при тих же осьових розмірах камери абсолютна величина радіальної гідростатичної сили приблизно в два рази менше ніж в конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу (рис. 2.3 б).

Для варіанта 2 конструкції (рис. 2.4 б) спостерігається більш різкий ріст величини гідростатичної сили поблизу ділянки де відбувається змінення знаку сили та більш повільне збільшення величини гідростатичної сили при збільшенні осьового розміру камери на іншій частині графіку. Змінення напрямлення гідростатичної сили відбувається при значно менших осьових розмірах камери в діапазоні приблизно 1.6-1.8 мм (при ексцентриситеті $e=0.04$ мм) і 1.8 мм (при ексцентриситеті $e=0.08$ мм). При збільшенні радіального розміру камери від 12 мм до 17 мм (збільшенні радіальної проточки на зовнішньому радіусі корпусу від 5 до 10 мм) і ще збільшується величина центруючої гідростатичної сили відразу після зміни знаку сили, а змінення напрямлення гідростатичної сили відбувається при менших осьових розмірах камери – 1-1.3 мм. При цьому також зменшується абсолютна величина децентруючої гідростатичної сили.

Варіант 3 конструкції (рис. 2.4 с) має схожу на попередню конструкцію форму залежності гідростатичної сили від осьового розміру камери, але величини гідростатичної сили більш ніж на 30 % менші при тих же осьовому і радіальному розмірах камери (радіальна проточка на внутрішньому радіусі 5 і 10 мм). Величина гідростатичної сили більша ніж в варіанті 1 конструкції особливо при менших осьових розмірах камери. Змінення напрямлення сили відбувається при осьових розмірах камери приблизно 1.8-2 мм (при радіальній проточці 5 мм) і 0.7-1.2 мм (при радіальній проточці 10 мм).

На рисунку 2.5 а-с показаний розподіл гідростатичного тиску по довжині двохшпаринного ущільнення для трьох варіантів конструкцій і двох граничних значень осьового розміру з'єднувальної камери при більшому ексцентриситеті $e=0.08$ мм. При мінімальному значенні осьового розміру камери (графіки на лівій стороні сторінки) у всіх випадках радіальна гідростатична сила на першій шпарині F_1 є децентруючою, на другій шпарині F_2 - центруючою. Сумарна гідростатична сила $F=F_1+F_2$ також децентруюча. При максимальному осьовому розмірі камери (графіки на правій стороні сторінки) обидві гідростатичні сили є центруючими, та відповідно сумарна гідростатична сила також центруюча. Позитивний у всіх випадках знак гідростатичної сили на другій шпарині пояснюється негативним ексцентриситетом, відсутністю наступної шпарини та тим, що вихід шпарини пов'язаний з атмосферою.

Сили на першій та другій шпаринах визначаються за формулою

$$F_{1,2} = R_{1,2} * \int_0^l \int_0^{2\pi} p * \cos \theta \, d\theta \, dz,$$

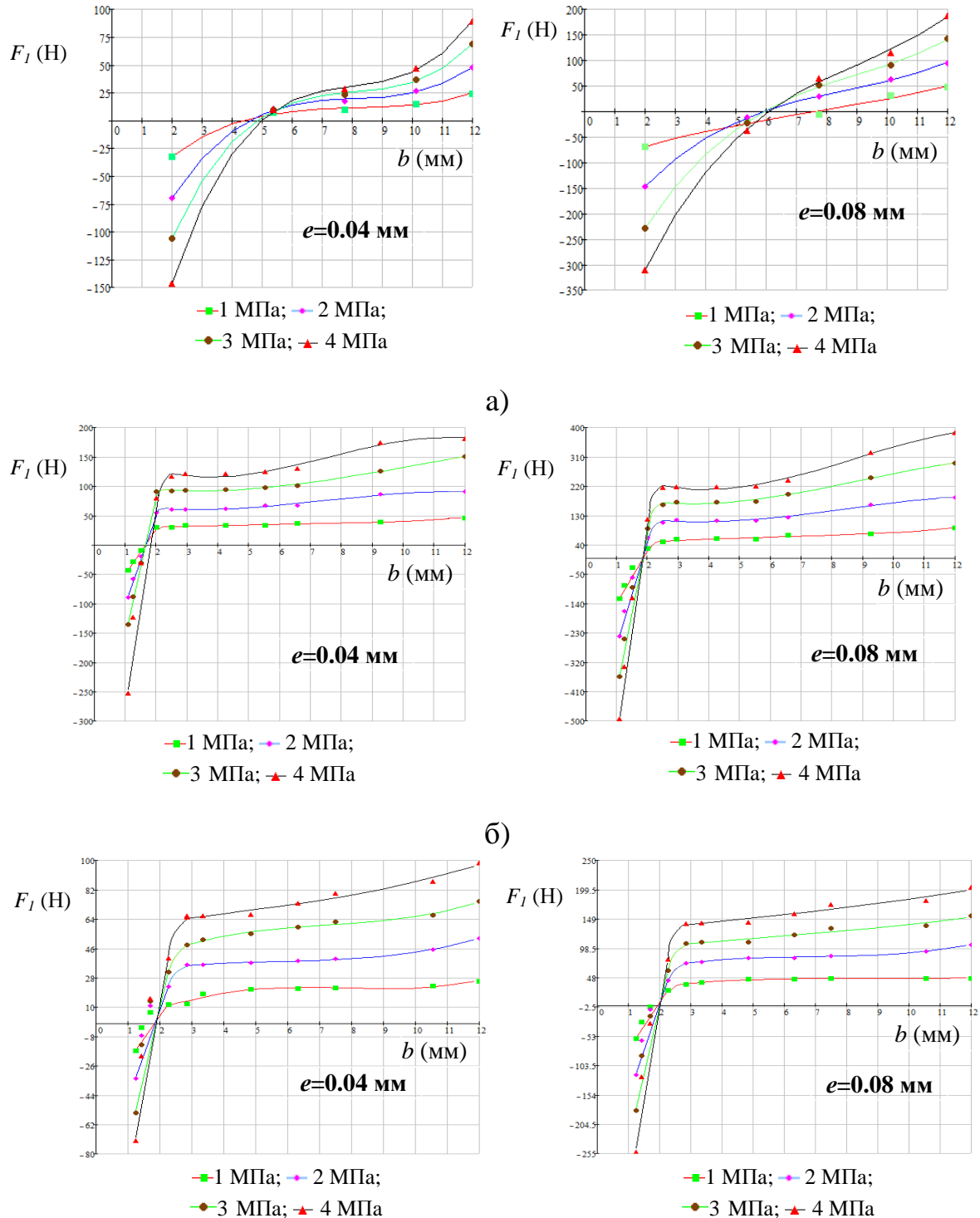
де p – гідростатичний тиск, θ - кут повороту, z – вісь обертання (вісь корпусу).

Відомо, що в загальному вигляді падіння тиску в шпаринному ущільненні можна представити з трьох окремих частин, таких як місцеві втрати на вході, втрати на тертя по довжині ущільнення та падіння або відновлення тиску на виході [41,45].

Сумарне падіння тиску в ущільненні може бути розраховане за формулою

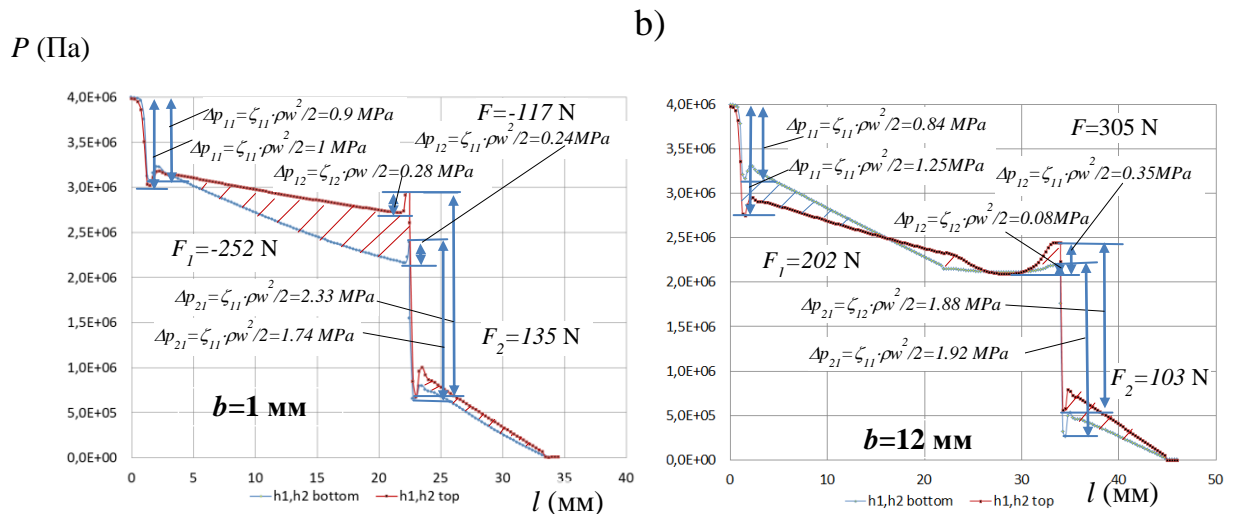
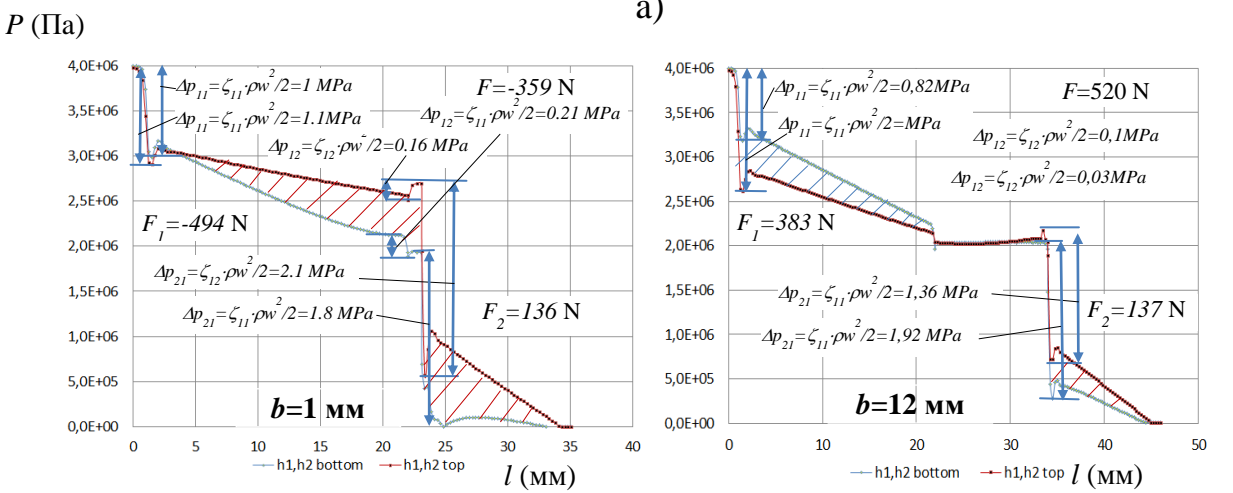
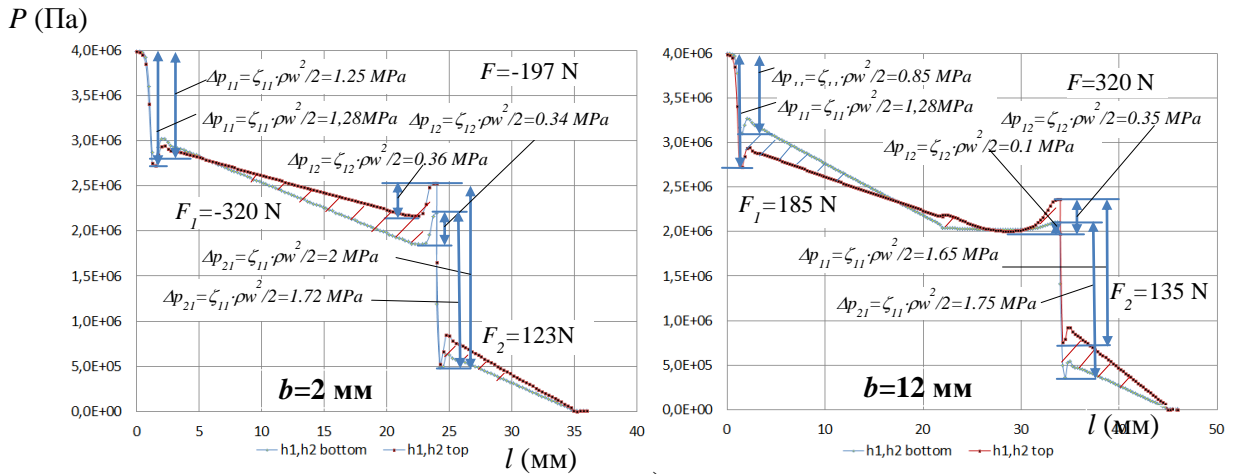
$$\Delta p = (\zeta_{11} + \zeta_{12} + \lambda l / 2h) \rho w^2 / 2,$$

де ζ_{11} – коефіцієнт вхідних втрат, ζ_{12} – коефіцієнт втрат на виході, λ - коефіцієнт опору тертя, l – довжина ущільнення, h – радіальний зазор в шпаринному ущільненні, ρ - густина рідини, w – осьова швидкість.



с)

Рисунок 2.4 - Змінення гідростатичної сили на першій шпарині в залежності від осевого розміру камери b : I варіант конструкції, радіальний розмір камери $a=7$ мм (а); II варіант конструкції, радіальний розмір камери $a=12$ мм (б); III варіант конструкції, радіальний розмір камери $a=12$ мм (с)



a)

b)

c)

Рисунок 2.5 - Розподіл гідростатичного тиску в двохшаринному ущільненні: I варіант конструкції, $a=7$ мм (а); II варіант конструкції, $a=12$ мм; III варіант конструкції, $a=12$ мм

Для турбулентного режиму течії коефіцієнти місцевих втрат на вході і на виході зі шпарини приймаються постійними, що залежать тільки від форми вхідних і вихідних кромek, тобто їх обтічності.

З представлених графіків для базової конструкції ущільнення (рис. 2.5 а) видно, що змінення напрямку гідростатичної сили при максимальному осьовому розмірі камери з децентруючої на центруючу відбувається за рахунок зменшення падіння тиску на вході в нижню частину першої шпарини з меншим радіальним зазором, падіння тиску по довжині першої шпарини практично не змінюється. При мінімальному осьовому розмірі камери присутнє відновлення тиску на виході, як в нижній, так і верхній частині першої шпарини за рахунок падіння швидкості і відновлення потенційної енергії потоку. Верхня і нижня частини першої шпарини відрізняються втратами тиску по довжині. Так, при меншому радіальному зазорі більше падіння тиску по довжині. Збільшення осьового розміру камери фактично не впливає на відновлення тиску на виході в верхній частині першої шпарини, але значно зменшує відновлення тиску на виході нижньої частини першої шпарини. При зміненні осьового розміру камери дещо збільшується радіальна гідростатична сила на другій шпарині, за рахунок збільшення різниці між розподілами тиску у верхній і нижній частинах другої шпарини (заштрихована область). Так, у верхній частині шпарини втрати на вході зменшуються, а в нижній частині шпарини збільшуються. Середній тиск у з'єднувальній камері дещо зменшується. Згідно з формулами для місцевих втрат, можна зробити висновок, що збільшення осьового розміру камери призводить до зменшення осьової швидкості в нижній частині першої шпарини з меншим радіальним зазором, як на вході, так і на виході. А також зменшенню осьової швидкості у верхній частині (з меншим радіальним зазором) і збільшенню осьової швидкості у нижній частині (з більшим радіальним зазором) другої шпарини.

Для варіанту 2 конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпуса при мінімальному осьовому розмірі з'єднувальної камери втрати на вході

у нижній та верхніх частинах першої шпарини фактично однакові, децентруюча гідростатична сила виникає за рахунок більш значного падіння тиску по довжині у нижній частині з мінімальним радіальним зазором (рис. 2.5 б). У верхній частині шпарини на виході відбувається відновлення тиску, а у нижній частині навпаки падіння тиску. При збільшенні осьового розміру камери одночасно зменшується падіння тиску на вході у нижній частині та збільшується падіння тиску на вході у верхній частині першої шпарини. За рахунок цього, збільшується різниця (заштрихована область) між розподілами тиску у нижній та верхній частинах першої шпарини при більшому тиску на вході у першу, ніж у другу шпарину. При чому, гідростатична центруюча сила збільшується до 520 Н. Падіння на вході у верхній та нижній частинах другої шпарини зменшуються. На виході з першої шпарини спостерігається падіння тиску та середній тиск у камері також наглядно зменшується. Тому, осьові швидкості у частинах ущільнення з меншим зазором зменшуються, а з більшим зазором збільшуються, але тільки для першої шпарини. При збільшенні радіальних розмірів проточки з 5 до 10 мм вже при мінімальному осьовому розмірі камери починає змінюватись різниця між розподілами гідростатичного тиску на вході в першу шпарину і відбувається зменшення величини децентруючої сили.

Для варіанту 3 конструкції з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі корпуса (рис. 2.5 с) змінення розподілу тиску у двохшпаринному ущільненні відбувається подібно до базової конструкції. Але різниця у тому, що на вході у першу шпарину спостерігається менше падіння та невелика різниця між гідростатичними тисками навіть при малому осьовому розмірі з'єднувальної камери. Збільшення центруючої гідростатичної сили, як і в варіанті 2 конструкції, відбувається також через збільшення втрат тиску на вході і відповідно збільшення осьової швидкості в верхній частині, а також зменшення втрат і осьової швидкості в нижній частині першої шпарини. Осьові швидкості в верхній і нижній частині другої шпарини збільшуються. Падіння тиску по довжині у верхній і нижній

частинах першої шпарини дещо збільшуються. Сумарна гідростатична сила на відміну від 1 і 2 варіантів конструкцій зменшується. Збільшення радіального розміру проточки збільшує сумарну гідростатичну силу.

На рисунках 2.6-2.8 наведені поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах трьох варіантів конструкцій камери двохшпаринного ущільнення при ексцентриситеті валу і корпусу $e=0.08$ мм для мінімального і максимального осьових розмірів камери.

Так для базової конструкції (рис. 2.6 а,б) при мінімальному осьовому розмірі камери потік після виходу з першої шпарини має завихрення практично однакової інтенсивності в верхній і нижній частинах поздовжнього перетину камери відносно осі корпусу. Течія в поперечному перетині камери має потік направлений як від першої шпарини до другої, так і перетікання рідини в обидві боки в окружному напрямленні з верхньої частини камери в нижню. При осьовому збільшенні камери збільшується інтенсивність завихрення в поздовжньому перетині верхньої частини камери і окружне перетікання в обидві боки в нижню частину камери. При чому, інтенсивність завихрення в нижній частині камери в поздовжньому перетині зменшується, а в поперечному перетині збільшується. Відбувається гальмування або стиснення потоку. Більша частина потоку рідини через ущільнення перетікає з верхньої частини камери в нижню і витікає назовні через нижню частину другої шпарини з більшим радіальним зазором. Тому в нижній частині першої шпарини і в верхній частині другої шпарини зменшується, в нижній частині другої шпарини збільшується осьова швидкість потоку.

В конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі (рис. 2.7 а,б) при збільшенні осьового розміру камери в верхній частині в поздовжньому перетині відбувається підвищення інтенсивності і розділення потоку на два незалежні вихори, що призводить до збільшення осьової швидкості в верхній частині першої шпарини, а за рахунок зменшення інтенсивності вихроутворення в нижній частині камери в поздовжньому перетині, зменшується осьова швидкість

в нижній частині першої шпарини. Однак також зменшуються окружні перетікання рідини.

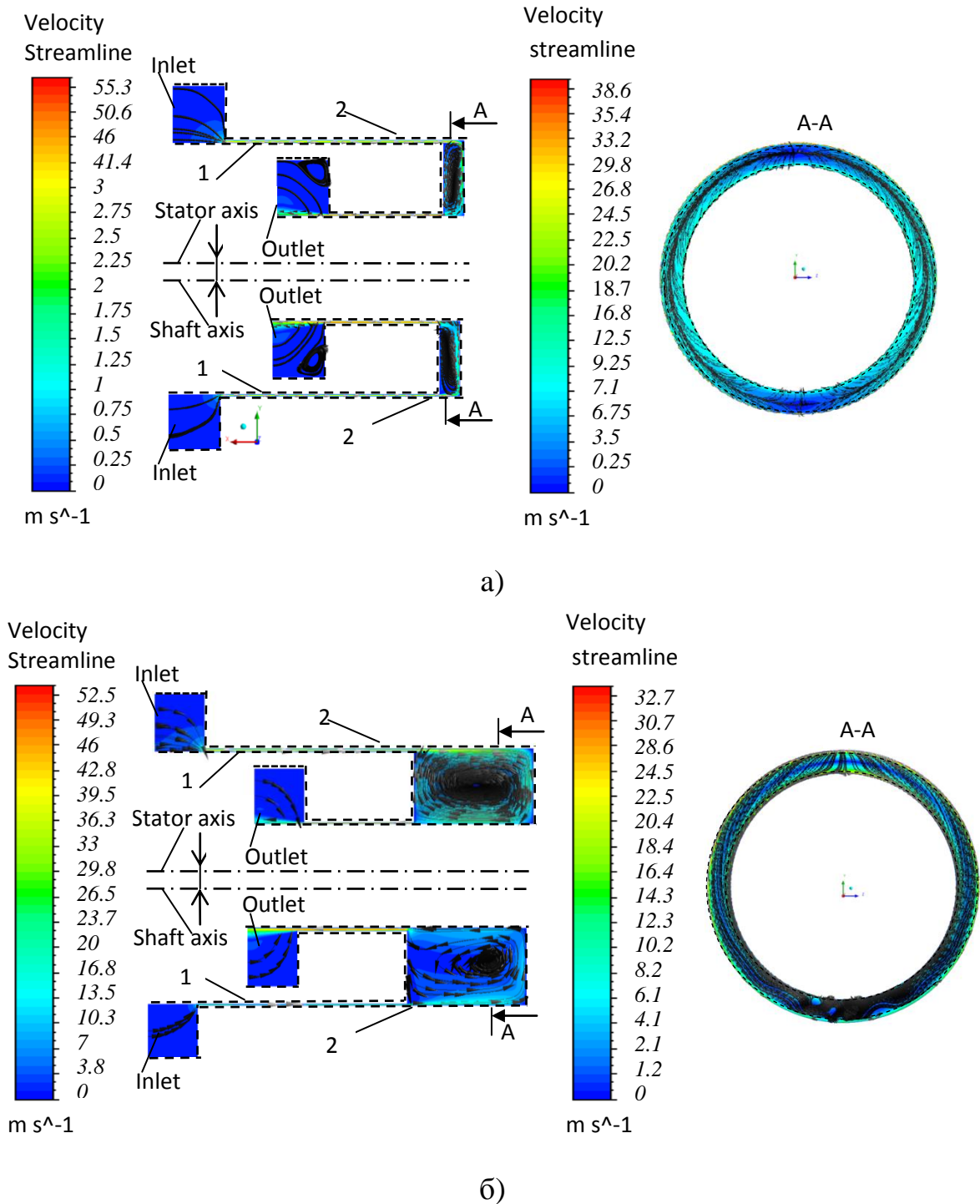
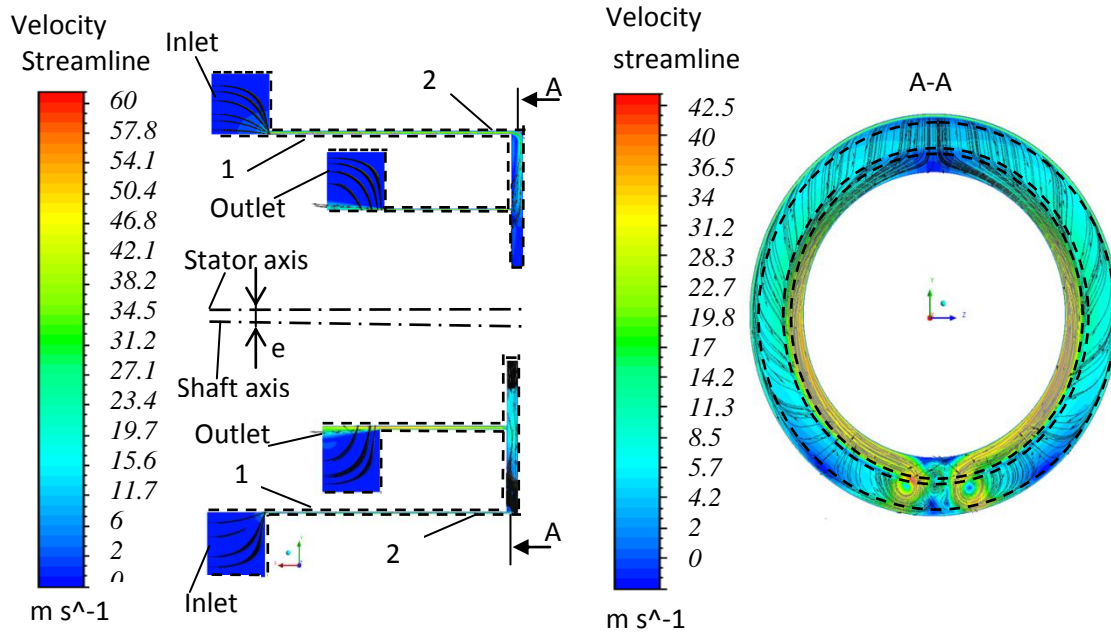
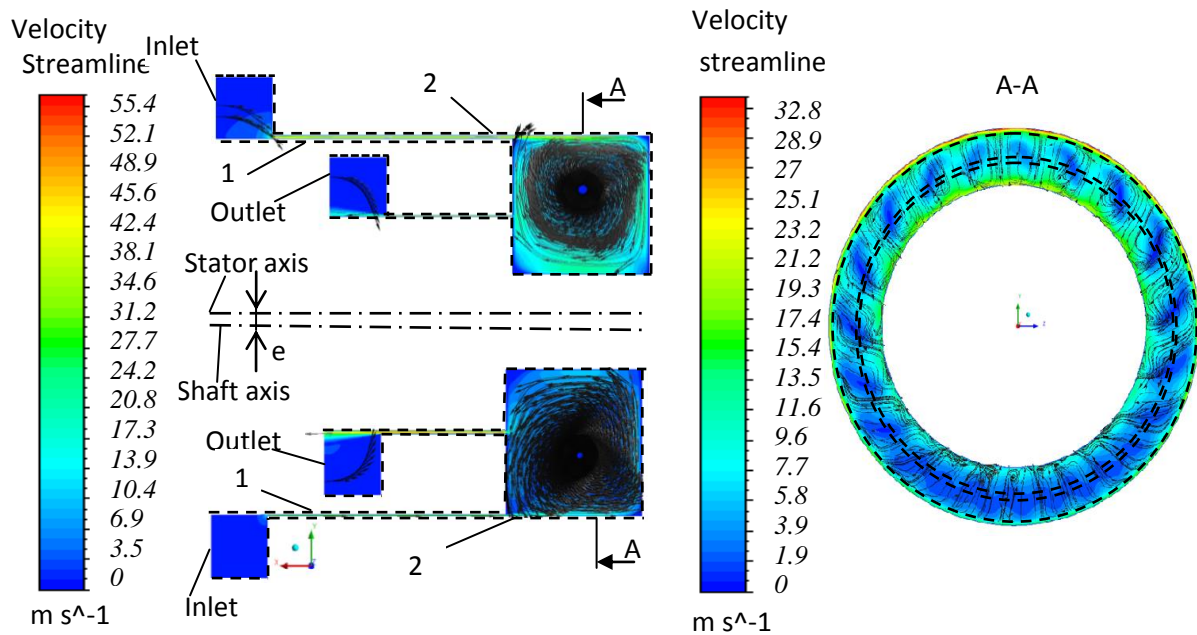


Рисунок 2.6 - Поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах I варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення: $a=7 \text{ мм}$, $b=2 \text{ мм}$ (а); $a=7 \text{ мм}$, $b=12 \text{ мм}$ (б). 1- стінка валу, 2 – стінка корпусу



a)



б)

Рисунок 2.8 - Поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах III варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення:

$a=12$ мм, $b=1$ мм (а); $a=12$ мм, $b=12$ мм (б).

1- стінка валу, 2 – стінка корпусу

В конструкції з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі (рис. 2.8 а,б) картина потоку в повздовжньому перетині подібна до потоку базової конструкції, але за рахунок збільшення об'єму з'єднувальної камери збільшується осьова швидкість в верхній частини першої шпарини, і зменшується осьова швидкість в нижній частини першої шпарині. Також збільшується осьова швидкість в другій шпарині. При цьому при збільшенні осьового розміру камери відсутні окружні перетікання рідини.

На рис. 2.9 показаний розподіл гідростатичного тиску по довжині двохшпаринного ущільнення базової конструкції при тисках ущільнювального середовища - 1,2,3,4 МПа для мінімального і максимального осьових розмірів з'єднувальної камери. Зі зменшенням вхідного тиску, пропорційно зменшуються втрати на тертя і гідростатичні сили в двохшпаринному ущільненні.

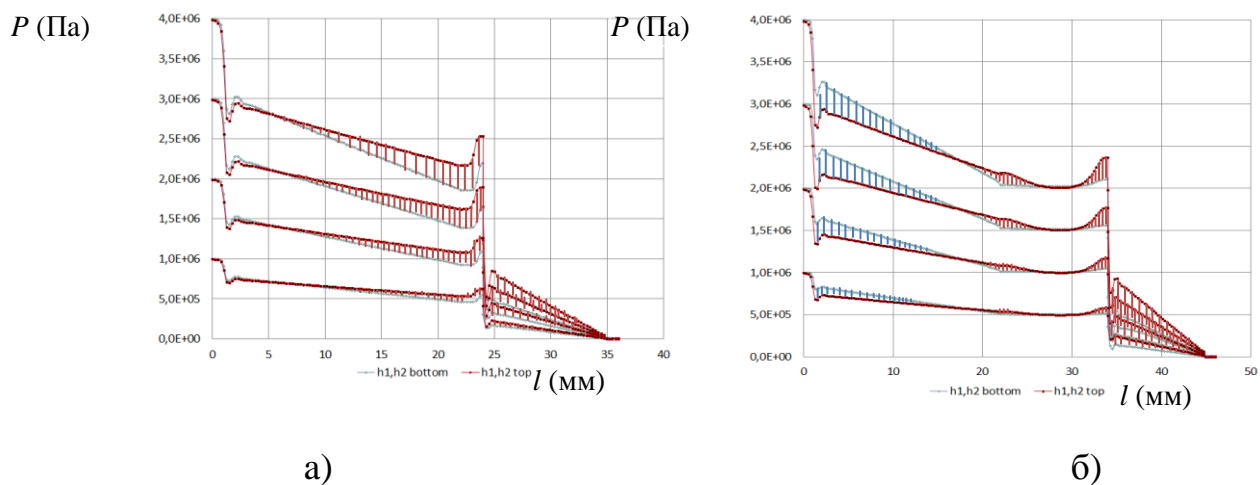


Рисунок 2.9 - Розподіл гідростатичного тиску в двохшпаринному ущільненні

I варіанту конструкції камери при різних значеннях вхідного тиску

($a=7$ мм, $e=0.08$ мм): $b=2$ мм (а), $b=12$ мм (б).

Порівняння конструкцій (рис. 2.10) при різних радіальних і осьових розмірах камери показує, що найбільш ефективною є варіант 2 конструкції, яка має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили та змінення

направлення сили відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери. Так для другого і третього варіантів конструкцій достатньо осьового розміру $b=2-3$ мм, щоб забезпечити достатню центруючу силу в двохшпаринному ущільненні. Змінення гідростатичної сили на першій шпарині від об'єму камери аналогічні до змінень від осьового розміру камери. При чому видно, що при одному фіксованому об'ємі величина гідростатичної сили для різних конструкцій є різною.

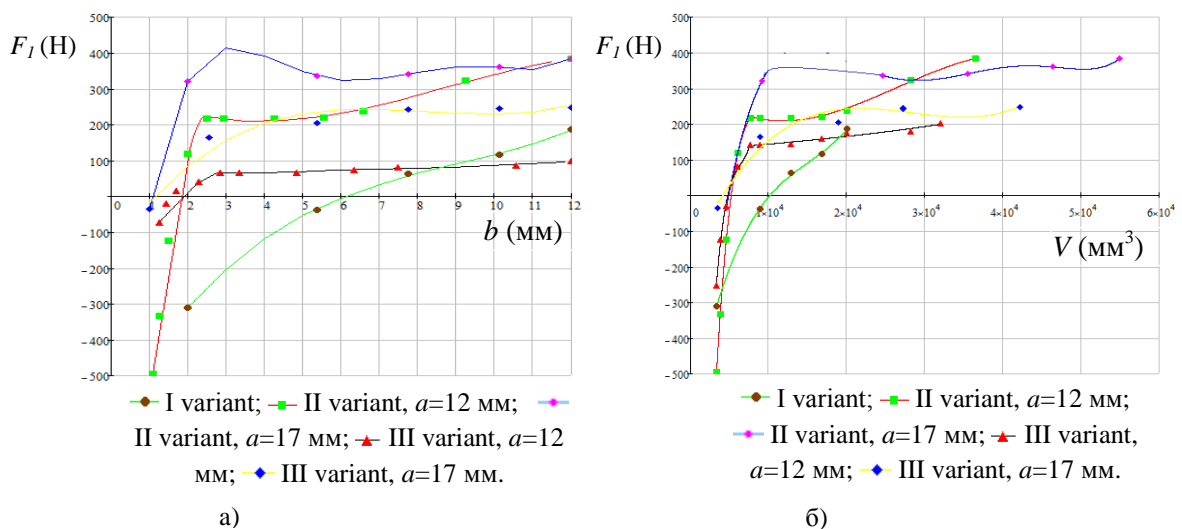


Рисунок 2.10 - Змінення гідростатичної сили на першій шпарині в залежності від осьового розміру (а) та об'єму камери (б) для різних варіантів конструкцій двохшпаринного ущільнення ($e=0.08$ мм, вхідний тиск – 4 МПа).

Величина витоків в двохшпаринному ущільненні несуттєво залежить від конструкції і розмірів з'єднувальної камери (Табл. 2.2).

Таблиця 2.2 - Величина витоків в різних варіантах конструкцій камери двошаринного ущільнення

Конструкція	Вхідний тиск (МПа)	a (мм)	b (мм)	e (мм)	Q (м ³ /с)
I варіант	4	7	1	0.08	1.79
I варіант	4	7	2	0.08	1.86
I варіант	4	7	12	0.08	1.86
II варіант	4	12	1	0.08	1.77
II варіант	4	12	2	0.08	1.86
II- варіант	4	12	12	0.08	1.85
II варіант	4	17	1	0.08	1.85
II варіант	4	17	2	0.08	1.88
II варіант	4	17	12	0.08	1.84
III варіант	4	12	1	0.08	1.77
III варіант	4	12	2	0.08	1.82
III варіант	4	12	12	0.08	1.8
III варіант	4	17	1	0.08	1.74
III варіант	4	17	2	0.08	1.78
III варіант	4	17	12	0.08	1.79

2.4 Висновки

Числові розрахунки турбулентної течії нестисливої рідини в двохшпаринному ущільненні без обертання валу з радіальним зміщенням осі валу відносно осі корпусу для ущільнювального тиску 1-4 МПа підтвердили, що одним із елементів двохшпаринного ущільнення, який суттєво впливає на направлення та величину радіальної гідростатичної сили в зазорі, є камера, що з'єднує шпарини. У разі якщо гідростатична сила є децентруючою, це може призвести до втрати статичної і динамічної стійкості та виникненню радіальних автоколиваний валу.

Отримані значення гідростатичної сили у зазорі двохшпаринного ущільнення в залежності від геометрії, осьового та радіального розмірів з'єднувальної камери показали, що при осьових розмірах камери менше $a=1-2$ мм для 2 і 3 варіантів конструкції та $a=5-6$ мм для базового варіанту конструкції, гідростатична сила є децентруючою, тобто середня гідростатична сила в верхній частині першої шпарини з більшим зазором більша ніж середня гідростатична сила в нижній частині першої шпарини з меншим зазором. При цьому, результуюча гідростатична сила діє в сторону протилежну радіальному зміщенню валу. Місцеві втрати тиску на вході верхньої та нижньої частин першої шпарини мають фактично однакову величину, а втрати тертя по довжині більше в нижній частині першої шпарини з меншим зазором. На виході з першої шпарини відбувається відновлення або падіння тиску в обох частинах шпарини. Гідростатичний тиск в верхній частині з'єднувальної камери більше ніж в нижній частині, а згідно з рівнянням Бернуллі, швидкість навпаки. Зі збільшенням розмірів з'єднувальної камери інтенсивність вихрової течії в верхній і нижній частинах камери змінюється, збільшуються перетікання рідини в окружному напрямку від верхньої частини камери до нижньої в сторону більшого зазору в нижній частині другої шпарини. В верхній частині камери зменшується

гідростатичний тиск і відповідно збільшується швидкість, а в нижній частині камери навпаки. Відбувається зміння напрямлення радіальної гідростатичної сили з децентруючої на центруючу. При цьому, гідростатична сила на другій шпарині у всіх випадках є центруючою, що пов'язано з відсутністю наступної шпарини та постійним атмосферним тиском на виході з другої шпарини. Іншими словами, більш коротко пояснити причину зміння напрямлення радіальної гідростатичної сили в двохшпаринному ущільненні можна наступним чином. При збільшенні розмірів з'єднувальної камери згідно з рівнянням Бернуллі відбувається перерозподіл тиску і швидкості по окружності камери, що викликає зміння величини осьової швидкості в зазорах ущільнення, а це в першу чергу впливає на місцеві втрати на вході як першої, так і другої шпарин, і в підсумку призводить до збільшення середньої гідростатичної сили в частині ущільнення з меншим зазором по відношенню до середньої гідростатичної сили в частині ущільнення з більшим зазором, тобто до відновлення ефекту Ломакіна - самоцентрування валу в шпаринному ущільненні.

Порівняння трьох варіантів конструкцій при різних радіальних і осьових розмірах камери показує, що найбільш ефективним є варіант 2 конструкції, який має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили та зміння напрямлення сили в ньому відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери. Так для другого і третього варіантів конструкцій достатньо осьового розміру $b=2-3$ мм, щоб забезпечити достатню центруючу силу в двохшпаринному ущільненні. Зміння гідростатичної сили на першій шпарині від об'єму камери аналогічні до змінень від осьового розміру камери. При чому, при одному фіксованому об'ємі величина гідростатичної сили для різних конструкцій є різною. Це підтверджує вплив не тільки геометричних розмірів, але й конструкції камери. Величина витоків в двохшпаринному ущільненні несуттєво залежить від конструкції і розмірів з'єднувальної камери.

Отримані у даній статті результати числових досліджень дозволять у подальшому пояснити деякі причини виникнення негативної прямої жорсткості у інших типах шпаринних ущільнень [46-48].

ВИСНОВКИ

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.

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 мають хороші демпфіруючі властивості.

Числові розрахунки турбулентної течії нестисливої рідини в двохшпаринному ущільненні без обертання валу з радіальним зміщенням осі валу відносно осі корпусу для ущільнювального тиску 1-4 МПа підтвердили, що одним із елементів двохшпаринного ущільнення, який суттєво впливає на направлення та величину радіальної гідростатичної сили в зазорі, є камера, що з'єднує шпарини. У разі якщо гідростатична сила є децентруючою, це може призвести до втрати статичної і динамічної стійкості та виникненню радіальних автоколиваний валу.

Порівняння трьох варіантів конструкцій двохшпаринних ущільнень при різних радіальних і осьових розмірах камери показує, що найбільш ефективним є варіант 2 конструкції, який має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили та змінення направлення сили в ньому відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери. Так для другого і третього варіантів

конструкції достатньо осьового розміру $b=2-3$ мм, щоб забезпечити достатню центруючу силу в двохшпаринному ущільненні. Змінення гідростатичної сили на першій шпарині від об'єму камери аналогічні до змінень від осьового розміру камери. При чому, при одному фіксованому об'ємі величина гідростатичної сили для різних конструкцій є різною. Це підтверджує вплив не тільки геометричних розмірів, але й конструкції камери. Величина витоків в двохшпаринному ущільненні несуттєво залежить від конструкції і розмірів з'єднувальної камери.

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. Кухарев. 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. Cangioli, 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. Марцинковский В.А. Динамика роторов центробежных машин. – Сумы: Сумский государственный университет, 2012. – 562 с.
35. Karassik I. J., Messina J. P., Cooper P., Heald C.C. Pump handbook, 4th edition (New York: McGraw-Hill) (2008) 1853 p.
36. Екологічна безпека експлуатації компресорного і насосного обладнання : монографія / В. А. Марцинковський, В. Б. Тарельник, Б. Антошевський, В. С. Марцинковський, О. В. Радіонов; ред.: О. В. Радіонов. - Суми : Сум. держ. ун-т, 2018. - 281 с.
37. Pozovnyi O., Deineka A., Lisovenko D. Calculation of hydrostatic forces of multi-gap seals and its dependence on shaft displacement. Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, DSMIE 2019 (Lecture Notes in Mechanical Engineering) eds V Ivanov et al (Cham: Springer) (2020) 661-670.
38. Этингер С.М. Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП-220-280 на Черепетской ГРЭС/ Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 249-269. Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 155-177.
39. Martsinkovsky V., Yurko V., Tarelnik V., Filonenko Y. Designing radial sliding bearing equipped with hydrostatically suspended pad. Proc. Eng. 39 (2012) 157–167.
40. Gulich J. F. Centrifugal Pumps. 3rd edition (Berlin Heidelberg: Springer-Verlag) (2014) 1116 p.
41. Марцинковський В.А. Шпаринні ущільнення: Теорія і практика, Суми: Сумський державний університет, 2005 - 416 с.
42. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1970 - 272 с.

43. Martsynkovskyy V A, Deineka A, Kovalenko V 2017 Evaluation of rotor axial vibrations in a turbo pump unit equipped with an automatic unloading machine IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. and Eng. 233 (1) 012057.
44. Vijaykumar A, Morrison G 2010 Numerical simulation of the flow field in a statically and dynamically eccentric annular seal with non-circular whirl orbits Proc. of the ASME 3rd Joint US-Eur. Fluids Eng. Summer Meeting vol 1 (Montreal Quebec, Canada) 731-761.
45. Childs D W 1993 Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling and Analysis (New York: John Wiley&Sons) 476 p.
46. Zahorulko A V, Lee Y B 2021 Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part I: Leakage performance Mech. Syst. and Sign. Proces. 147, 107024.
47. Zahorulko A V, Lee Y B 2021 Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part II: Rotordynamic characteristics Mech. Syst. and Sign. Proces. 147, 107154.
48. Pozovnyi, O., Zahorulko, A., Krmela, J., Artyukhov, A., Krmelová, V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump in dependence on the chambers' sizes (2020) Manufacturing Technology, 20 (3) 361-367.