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. Чорноус

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАВАЮЧИХ КОМБІНОВАНИХ ОПОР ТА УЩІЛЬНЕНЬ З КІЛЬЦЯМИ, ВИКОНАНИМИ З ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ, ЩО ДЕФОРМУЮТЬСЯ. АНАЛІЗ АНТИФРИКЦІЙНИХ ПОКРИТТІВ ТОРЦЕВИХ ІМПУЛЬСНИХ УЩІЛЬНЕНЬ ТА ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ. УЗАГАЛЬНЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИДАЧА РЕКОМЕНДАЦІЙ ПО ЗАСТОСУВАННЮ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ ТА ПІДВИЩЕННЮ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЗНИЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ ТА ВІБРАЦІЙ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

(остаточний)

Керівник НДР
канд. техн. наук, доцент А.В. Загорулько

2022

Рукопис закінчений 21 грудня 2022 р.

Результати роботи розглянуті науковою радою СумДУ, протокол від 22 грудня 2022 р. № 7

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР		А.В. Загорулько
Провідний науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	21.12.2022	(розд.1-8, висновки)
Відповідальний виконавець		С.М. Гудков
Старший науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	21.12.2022	(розд. 8, висновки)
Провідний науковий співробітник		В.Б. Тарельник
докт. техн. наук, професор	21.12.2022	(розд. 6, висновки)
Старший науковий співробітник		О.П. Гапонова
канд. техн. наук, доцент	21.12.2022	(розд. 6, висновки)
Молодший науковий співробітник		Я.І. Сапожников
	21.12.2022	(розд. 8)
Молодший науковий співробітник		О.О. Позовний
	21.12.2022	(розд.2,5, висновки)
Лаборант		В.В. Іземенко
	21.12.2022	(розд. 1)
Лаборант		І.В. Таран
	21.12.2022	(розд. 4)
Лаборант		С.А. Борсук
	21.12.2022	(розд. 7)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 242 с., 132 рис., 27 табл., 157 джерел.

БАГАТОШПАРИННЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ЖОРСТКІСТЬ ТА ДЕМПФІРУВАННЯ, ЛАБІРИНТНО-ЛУНКОВЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ОПОРА КОЧЕННЯ, КОМБІНОВАНА ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНА ОПОРА, ЕЛЕКТРОІСКРОВЕ ЛЕГІРУВАННЯ, ДЕФОРМОВАНЕ ШПАРИННЕ УЩІЛЬНЕННЯ.

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

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 елементів для розв’язання рівнянь гідродинаміки; методи експериментальних досліджень для перевірки ефективності роботи та визначення витратних, трибологічних та ротородинамічних характеристик 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 гидродинамічні 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, опор кочення, комбінованих гідростатодинамічних опор та методів покращення трибологічних характеристик поверхонь підшипників ковзання і 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 ракето-космічна техніка, енергетика та транспорт.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: розробка конструкцій і методик досліджень лункових та багатошпаринних ущільнень; числове розв’язання задачі гідродинамічного змащення кулькових підшипників; числовий аналіз несучої здатності комбінованих гідростатодинамічних опор турбомашин; експериментальні дослідження статичних і динамічних характеристик, аналітичне та числове визначення динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування двох- та трьохшпаринних ущільнень-опор; розв’язання задачі гідропружності для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного і торцевого сальникового ущільнень; розробка методів та проведення досліджень щодо покращення захисних та трибологічних характеристик поверхонь матеріалів пар тертя опор та ущільнень.

ЗМІСТ

Вступ……. 7

1 Числовий аналіз витратних і ротородинамічних характеристик лабіринтно-лункових ущільнень……. 10

1.1 Вступ…… 10

1.2 Аналіз літератури…… 11

1.2.1 Результати дослідження лункового ущільнення…….. 11

1.2.2 Числові та експериментальні дослідження лабіринтних та демпферних ущільнень……... 14

1.2.3 Дослідження ущільнень методом інтегральних характеристик потоку та ОГД методом частотного збудження……... 15

1.2.4 Метод траєкторій для дослідження демпферних ущільнень…….. 17

1.2.5 Мета дослідження…… 18

1.3 Розрахунок і порівняння величини витоків та ротородинамічних коефіцієнтів…… 20

1.3.1 Геометричні параметри, робочі та граничні умови……. 20

1.3.2 Математичне формулювання течії рідини…… 23

1.3.3 Результати розрахунків та порівняння величини витоків лабіринтно-лункового ущільнення…… 27

1.3.4 Результати порівняння ротородинамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування лункового ущільнення……. 33

1.3.5 Висновки……... 37

2 Аналіз впливу геометрії камери на радіальну гідростатичну силу в двохшпаринному ущільненні …….. 38

2.1 Вступ..……..... 38

2.2 Числове моделювання двохшпаринного ущільнення ……..... 40

2.3 Аналіз результатів числових досліджень ……. 43

2.4 Висновки…….. 57

3 Числовий розрахунок опори кочення, яка змащуються рідиною, що перекачується (рідкий азот)…….. 59

3.1 Вступ…… 59
3.2 Комп'ютерне моделювання та результати числових досліджень кріогенного кулькового підшипника …….. 67
3.3 Висновки…….. 76
4 Нова концептуальна технологія безвального насоса …… 77
4.1 Аналіз конструкцій герметичних і безвальних насосів…….. 77
4.2 Нова конструкція карданного магнітного насоса…… 89
4.3 Висновки…….. 94
5 Статичні та динамічні дослідження трьохшпаринних ущільнень…… 95
5.1 Експериментальні та розрахункові дослідження при не обертовому валу……... 95
5.1.1 Описання експериментального стенда та методики експерименту…… 96
5.1.2 Розрахункові дослідження при не обертовому валу…… 104
5.1.3 Аналіз результатів експериментальних та розрахункових досліджень…… 107
5.2 Експериментальні та розрахункові дослідження з обертовим валом… 118
5.2.1 Методика експериментальних досліджень……... 118
5.2.2 Результати експериментальних досліджень……. 121
5.2.3 Порівняння експерименту з результатами, отриманими за аналітичними залежностями……... 129
5.3 Розрахункове визначення гідродинамічних сил та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування…….. 131
5.3.1 Аналіз течії в тьохшпаринному ущільнені……... 131
5.3.2 Ідентифікація динамічних коефіцієнтів…… 135
5.4 Числові дослідження нових конструкцій трьохшпаринних ущільнень 146
5.5 Висновки…….. 155
6 Підвищення якості бабітових підшипників ковзання технологіями електроіскрового легірування……..... 157
6.1 Вступ…… 157

6.2 Аналіз основних достижень і публікацій. Постановка проблеми…….. 157
6.3 Виклад основного матеріалу…….. 162
6.4 Висновки…….. 166
7 Обчислювальний аналіз герметичності та стійкості деформованого плаваючого та нерухомого кілець шпаринного ущільнення……..... 168
7.1 Вступ…… 168
7.2 Розрахункові моделі і методики розрахунку…… 169
7.3 Результати розв’язання задачі гідропружності, статичного і динамічного аналізу…… 174
7.4 Висновки…….. 189
8 Числовий розрахунок двосторонньої задачі (FSI) торцевого сальникового ущільнення - аналіз впливу зміни параметрів…… 192
8.1 Вступ…… 192
8.2 Методологія дослідження…….. 195
8.3 Аналіз результатів досліджень…….. 201
8.4 Аналіз впливу параметра K…… 202
8.5 Аналіз впливу параметра E…… 206
8.6 Аналіз впливу параметра P…… 210
8.7 Аналіз впливу параметра h…… 213
8.8 Аналіз проведених досліджень. Вибір конструкції з найкращою комбінацією параметрів……. 216
8.9 Аналіз величини витоків конструкцій ТСУ……. 219
8.10 Висновки……. 221
Висновки……... 223
Перелік джерел посилання……..... 228

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 жорсткістних 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 дросселуючими 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.

Актуальність та значимість проекту для отримання нових наукових знань полягає в тому, що у зв'язку з суттєвим збільшенням робочих тисків та швидкостей обертання ротора відцентрових машин підвищується складність проблеми герметизації та проблеми підвищення несучої здатності та ротородинамічних характеристик шпаринних ущільнень та підшипників ковзання. В таких умовах дуже важливими є гидродинамічні сили, що виникають у вузьких зазорах, які можуть бути як стабілізуючими, так і дестабілізуючими. Застосування комбінованих гідростатодинамічних опор дозволить значно підвищити швидкість обертання ротора та потужність турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів. Та буде запобігати можливим небезпечним контактам ротора з нерухомими частинами корпусу агрегату. Отже, розвиток методів аналізу силових характеристик шпаринних, та опорних і упорних підшипників ковзання викликає значний науковий інтерес та має важливе наукове та практичне значення для отримання нових знань в таких галузях науки, як: галузеве машинобудування, авіаційна та ракето-космічна техніка, енергетика та транспорт. Актуальність спільного застосування експерименту та числового моделювання при досліджені витратних, силових та ротородинамічних характеристик зумовлено потребою отримання полів тиску, а також температур для більш точного вивчення режимів течії та для оптимізації геометрії досліджуваних вузлів тертя.

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, методик досліджень та числове визначення ротородинамічних сил лункових та лабіринтно-лункових ущільнень;
- розробка конструкцій і методик досліджень опор кочення, комбінованих гідростатодинамічних опор та багатошпаринних ущільнень-опор;
- експериментальна перевірка витратних, трибологічних та ротородинамічних характеристик та методик інженерного розрахунку досліджуваних вузлів;
- числове розв'язання задачі гідродинамічного змащення кулькових підшипників, які змащуються рідиною, що перекачується (рідкий азот);
- числовий аналіз несучої здатності комбінованих гідростатодинамічних опор турбомашин;
- числове та експериментальне визначення ротородинамічних сил в трьохшпаринних ущільненнях;
- розробка методів та проведення досліджень щодо покращення захисних та трибологічних характеристик поверхонь матеріалів пар тертя опор та ущільнень;
- числове розв'язання задачі гідропружності для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного і торцевого сальникового ущільнень.

1 ЧИСЛОВИЙ АНАЛІЗ ВИТРАТНИХ І РОТОРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБІРИНТНО-ЛУНКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ

1.1 Вступ

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 більше 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.

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 лабіринтних 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 витоки перекачуваного середовища (рис. 1.1б) [8, 13].

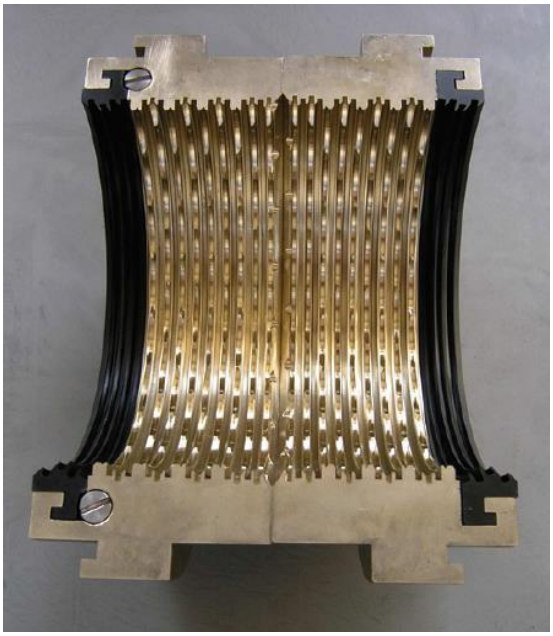
Перший патент на конструкцію ЛУСК (на рис. 1.2 а,б показано поздовжній розріз та ізометричні вид ущільнення) [14] був отриманий у 1984 році. І має втулку *1*, на внутрішній поверхні якої розташовані серповидні лунки *2*. В осьовому напрямку ряди лунок розділені гребнями *4*, а в окружному напрямку сусідні 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.



а) б)

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

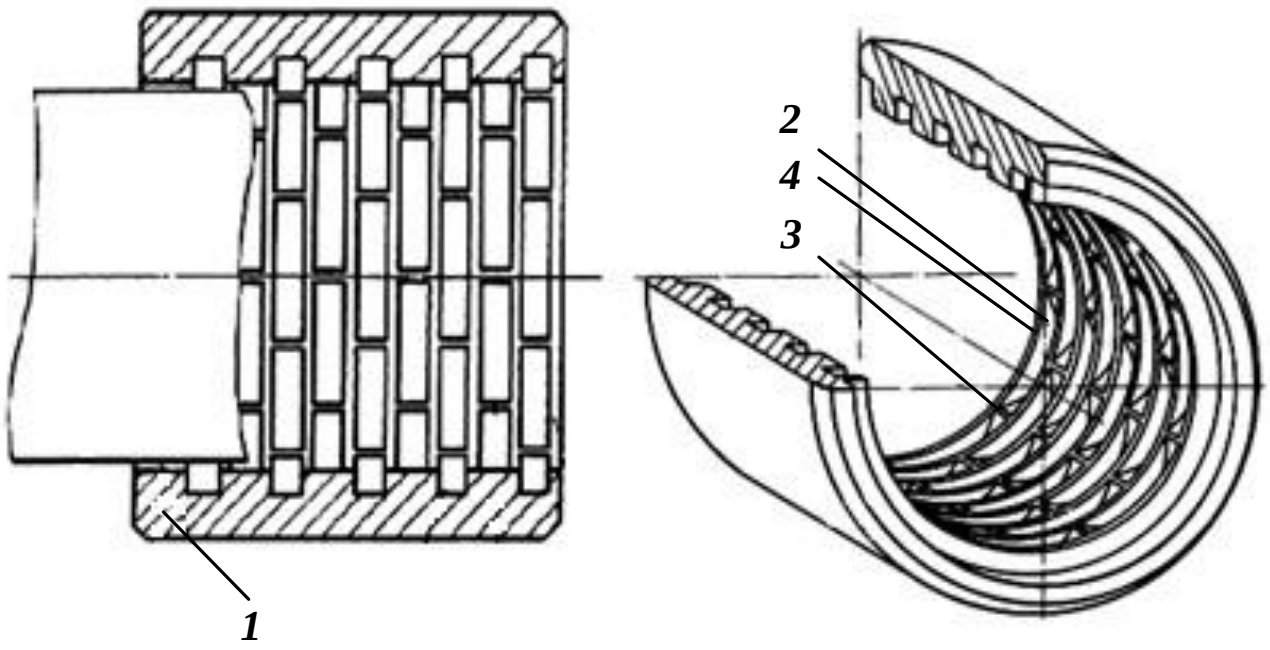


Рисунок 1.2 - Перша запатентована конструкція ЛУСК [14]

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 багатоступеневих 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 своєї 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 виконанане 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 нестаціонарне рівняння Нав'є-Стокса із застосуванням концепції рухомих

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

Використовуючи моделювання тривимірного потоку, Wanjun Xu та Jiangang 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 PEEK, яке забезпечує мінімальний зазор між ущільненням і валом, зменшуються витоки 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 жорсткістних 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].

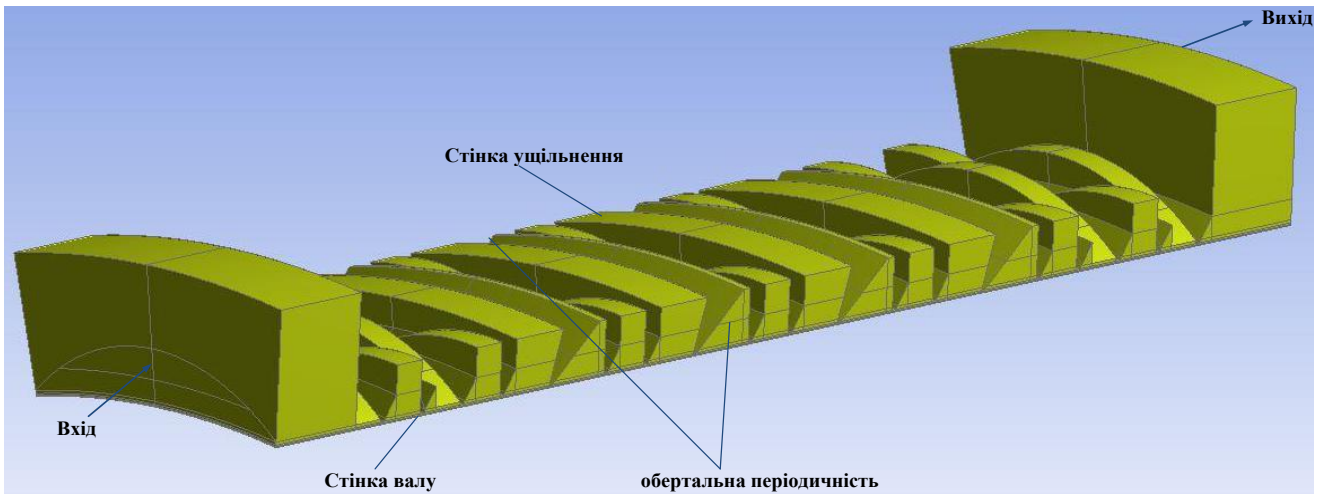
1.3 Розрахунок і порівняння величини витоків та ротородинамічних коефіцієнтів

1.3.1 Геометричні параметри, робочі та граничні умови

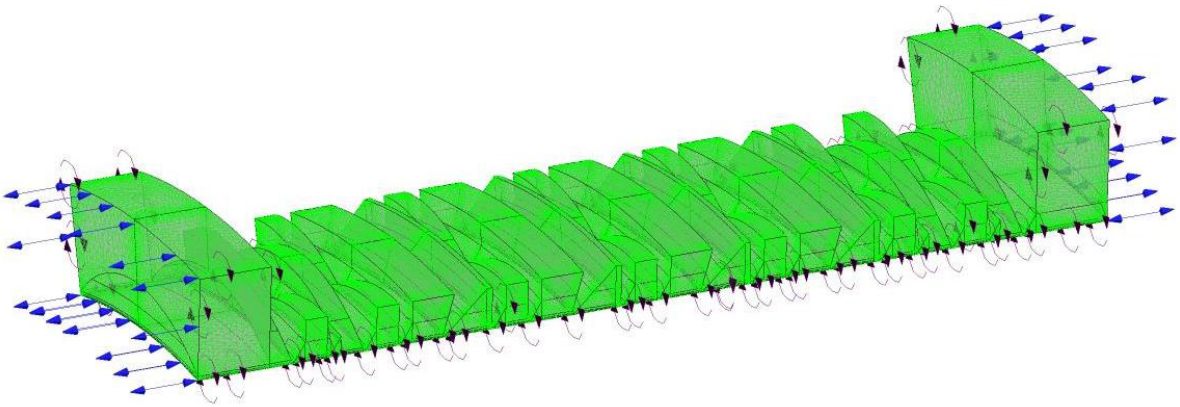
Розрахунок величини витоків в лабіринтно-лунковому ущільненні може бути виконаний за допомогою ОГД моделювання в програмному комплексі Ansys CFX [32].

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 лабиринтно-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 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 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.

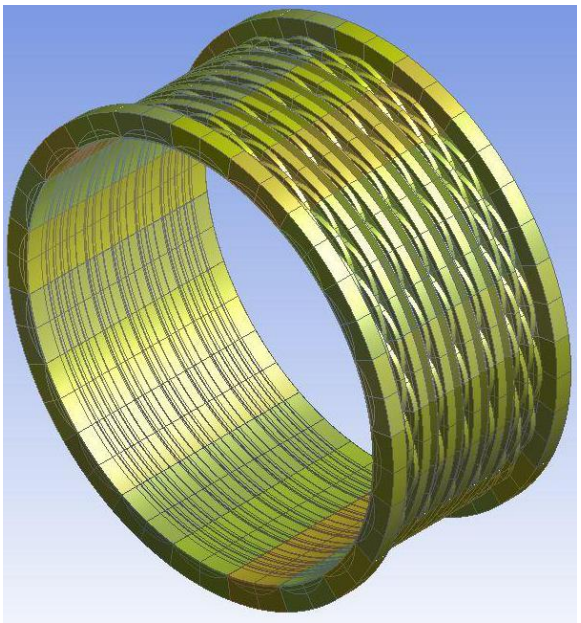
У таблиці 1.1 наведені геометричні розміри та робочі умови, отримані для діаметру валу, довжини, зазору та граничних умов в експерименті для ущільнення з сіткою отворів, виконаного в роботі [33].



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 нестаціонарного моделювання, які називаються URANS (нестаціонарні 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:

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

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

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

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:

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

і рівняння імпульсу становить:

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

де S_M – сума об’ємних сил,

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

p' - модифікований тиск.

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:

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

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

де r - вектор положення,

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

В рівнянні енергії, компоненти адвекції та нестаціонарні 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]

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

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.

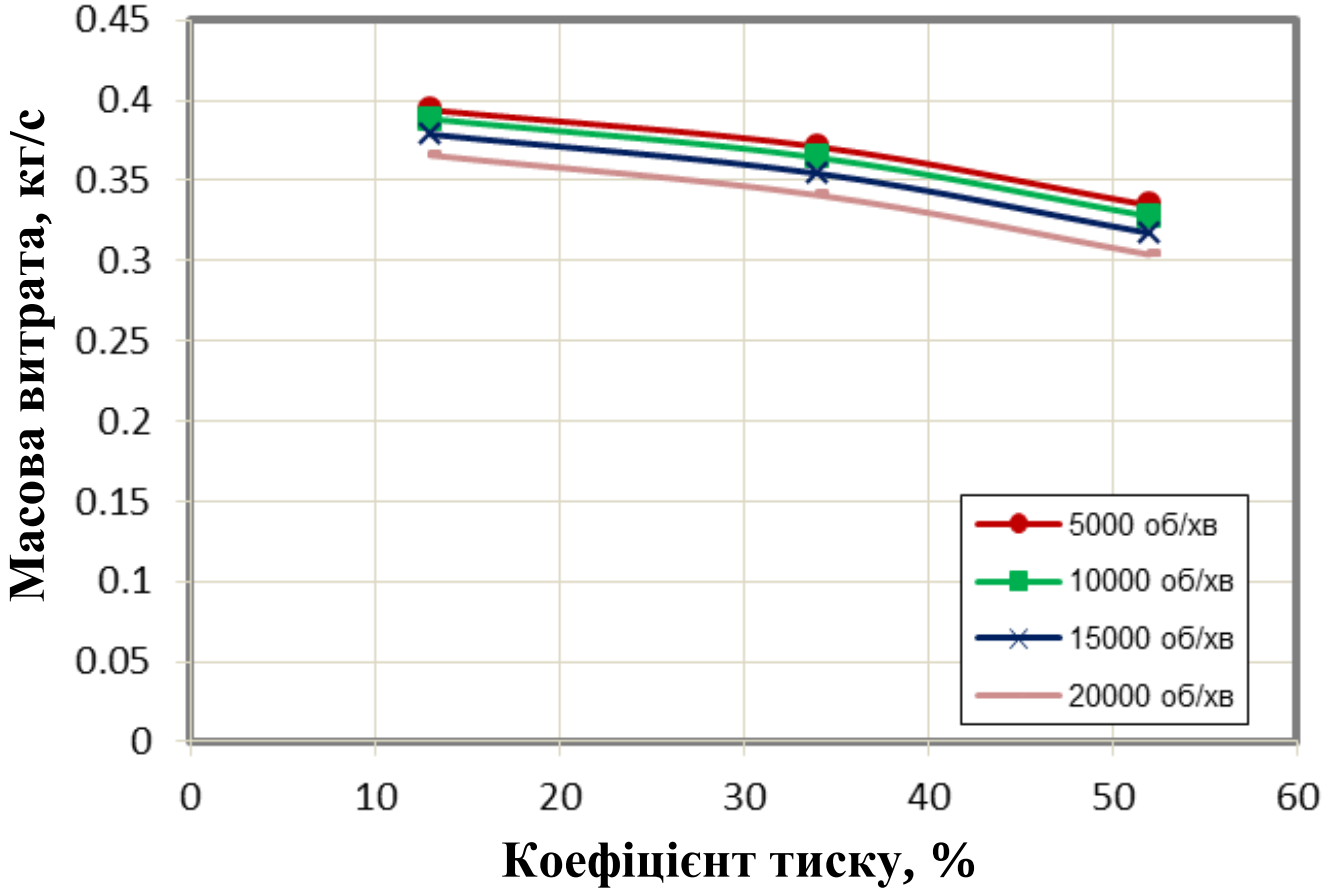


Рисунок 1.4 – Залежність масової витрати від коефіцієнту тиску

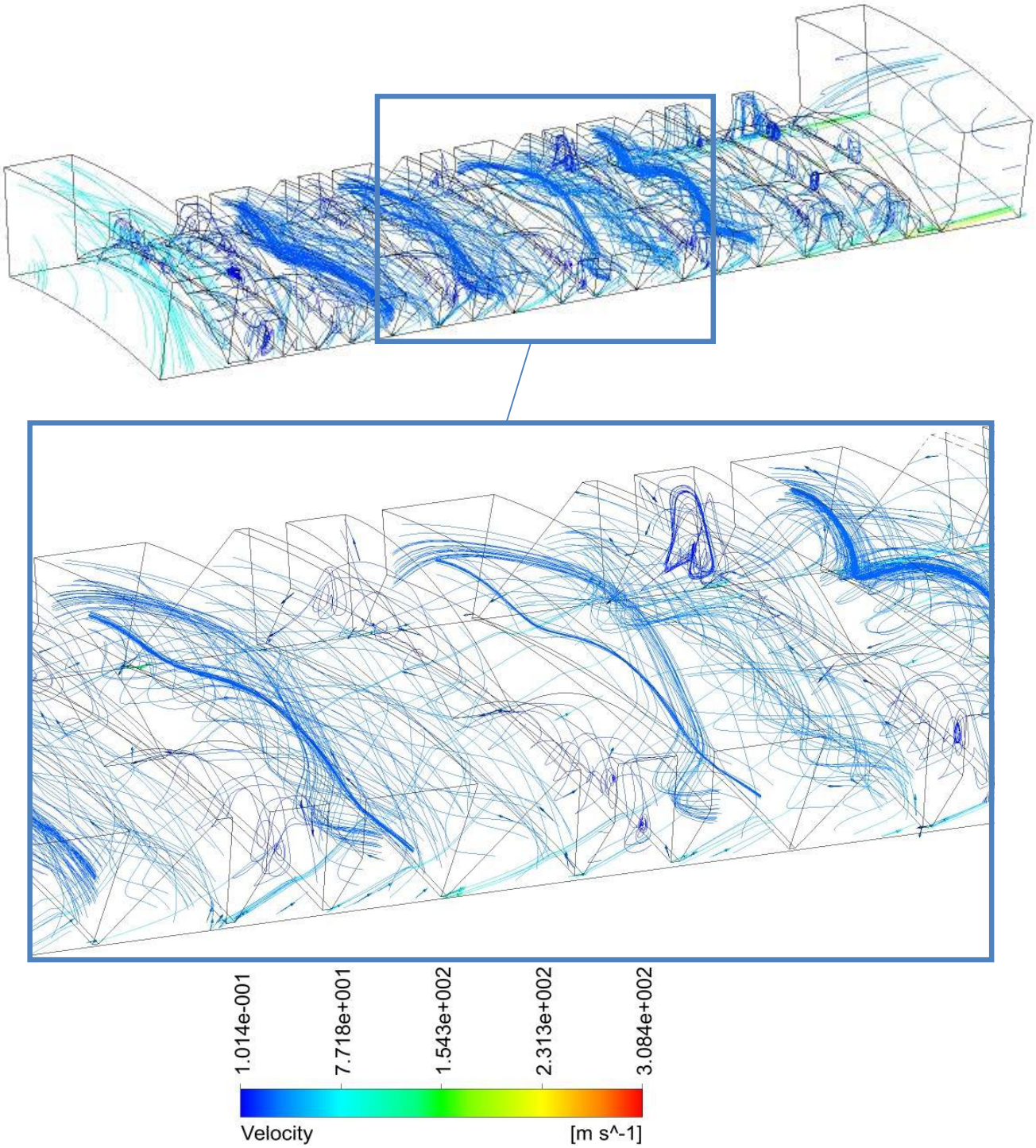
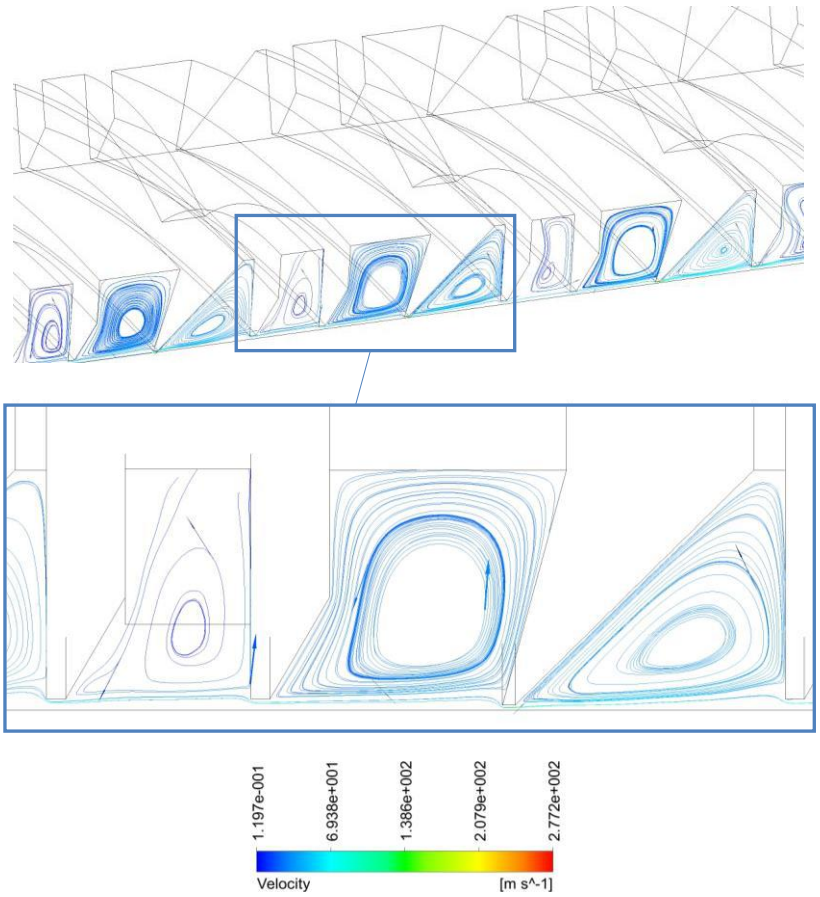
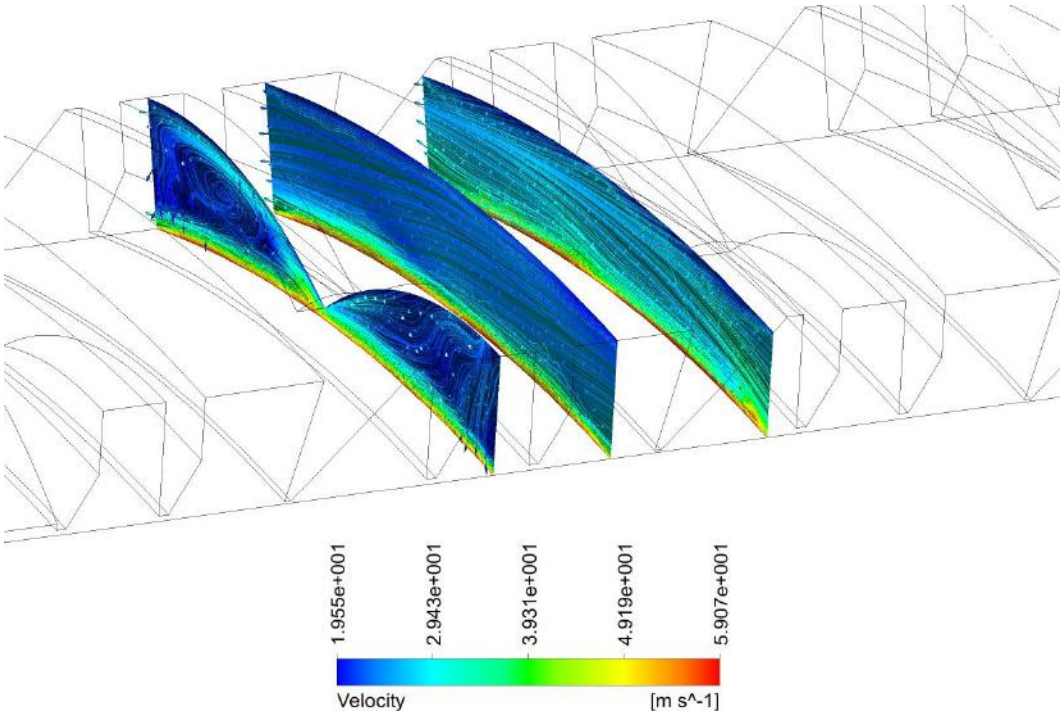


Рисунок 1.5 – 3D течія в лабіринтно-лунковому ущільненні



а)



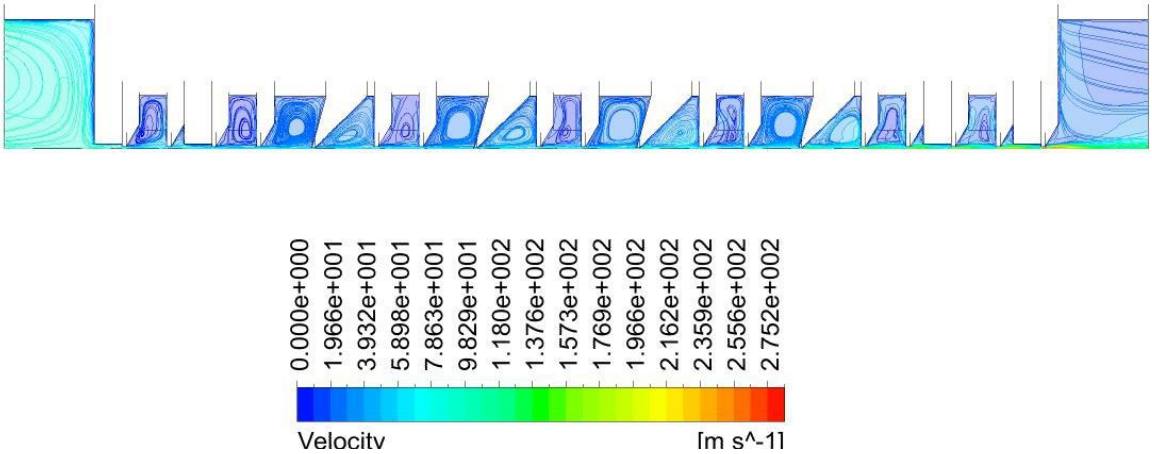
б)

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

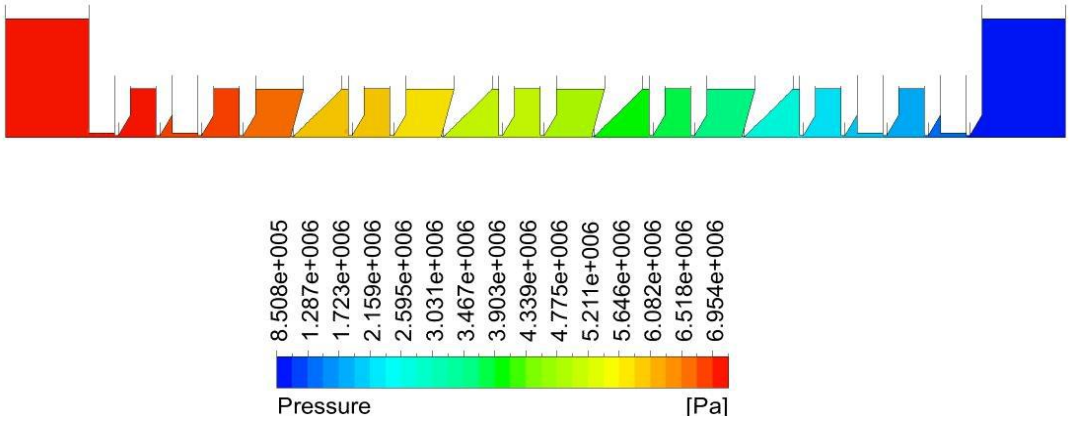
3D течія в лабіринтно-лунковому ущільненні представлена на рисунку 1.5. Вона має складну тривимірну структуру з трьома типами вихрового потоку,

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 показане 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 PEEK матеріалу з найменшим радіальним зазором між ущільненням і валом. Причому амплітуда падіння тиску на кожному наступному лабіринті збільшується.



а)



б)

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

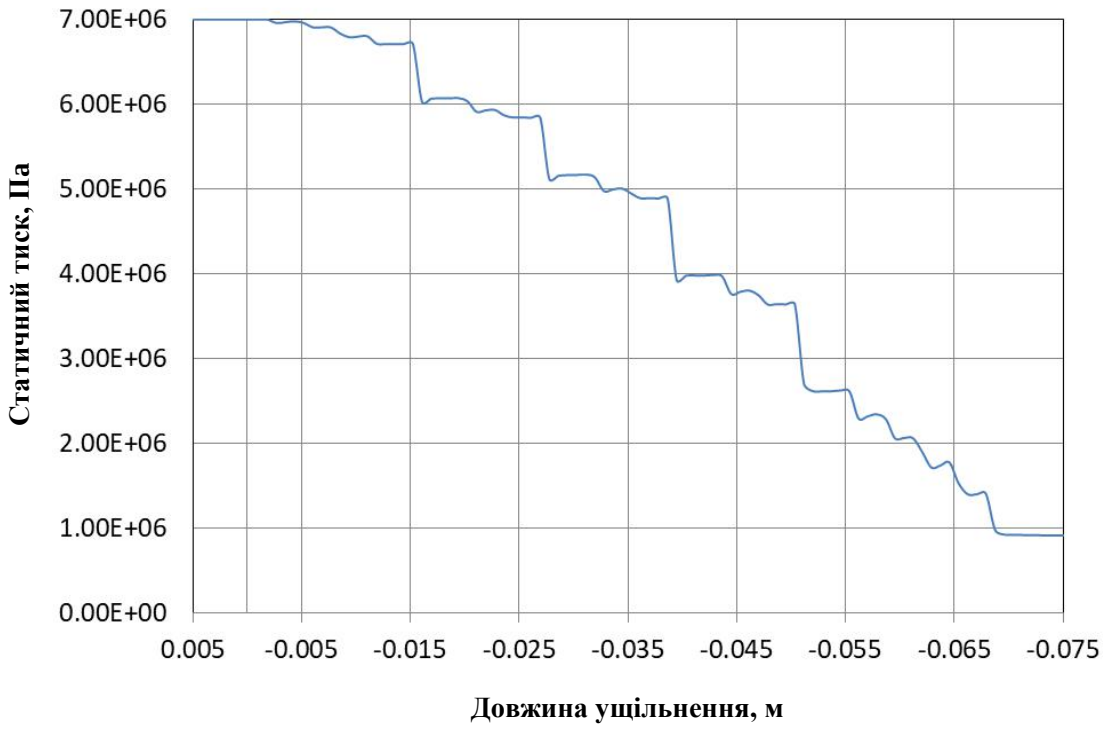


Рисунок 1.8 – Розподіл статичного тиску по довжині ущільнення

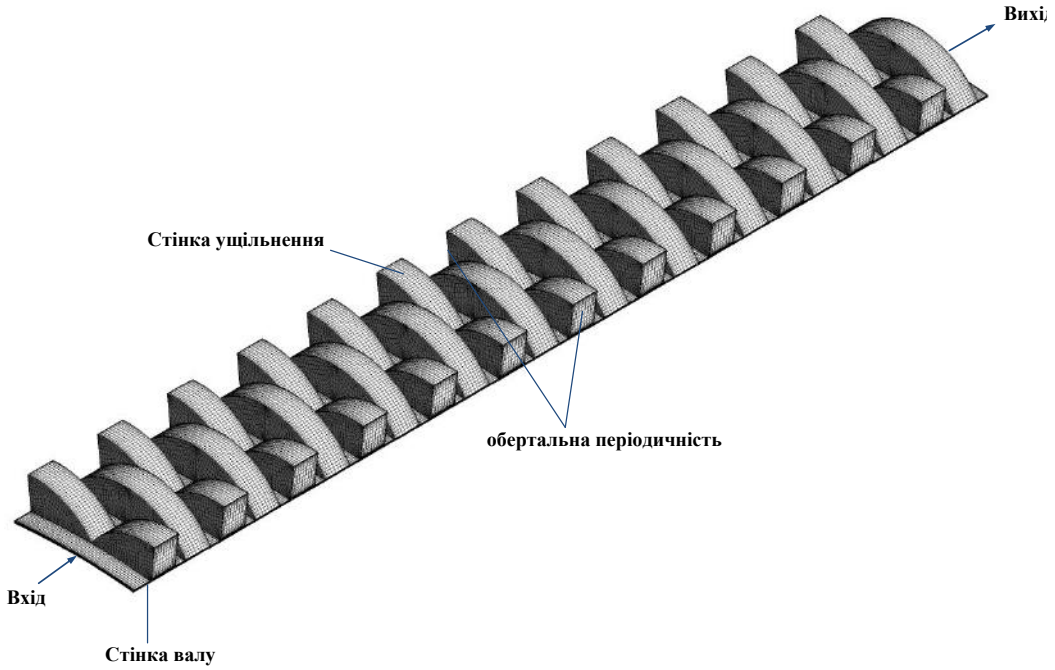


Рисунок 1.9 – Розрахункова сітка і граничні умови лункового ущільнення

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.

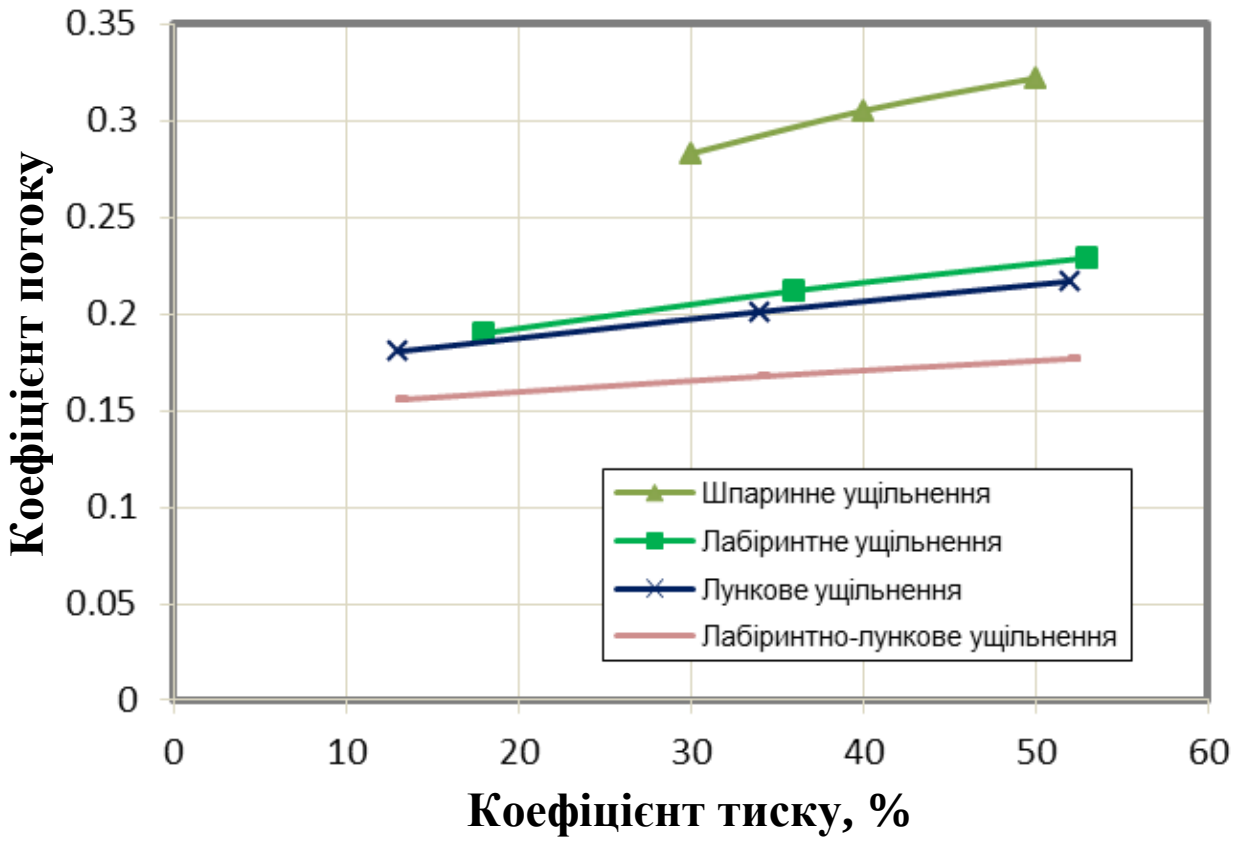


Рисунок 1.10 – Залежність коефіцієнту потоку від коефіцієнту тиску [6,33]

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). Використовувалася технологія деформації сітки для моделювання одноосьового збудження валу методом траєкторій. Нестаціонарні 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).

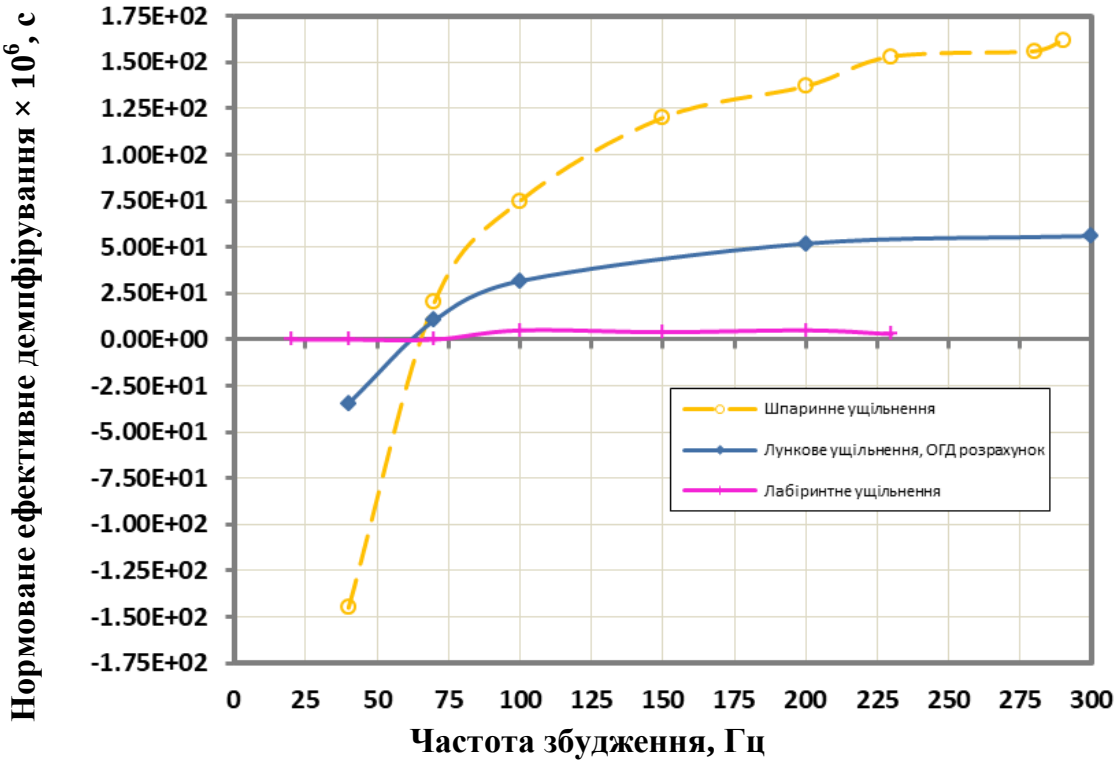
Ефективний коефіцієнт демпфірування C_{eff} пов'язує коефіцієнт перехресної жорсткості k та коефіцієнт прямого демпфірування *C*, і визначається

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

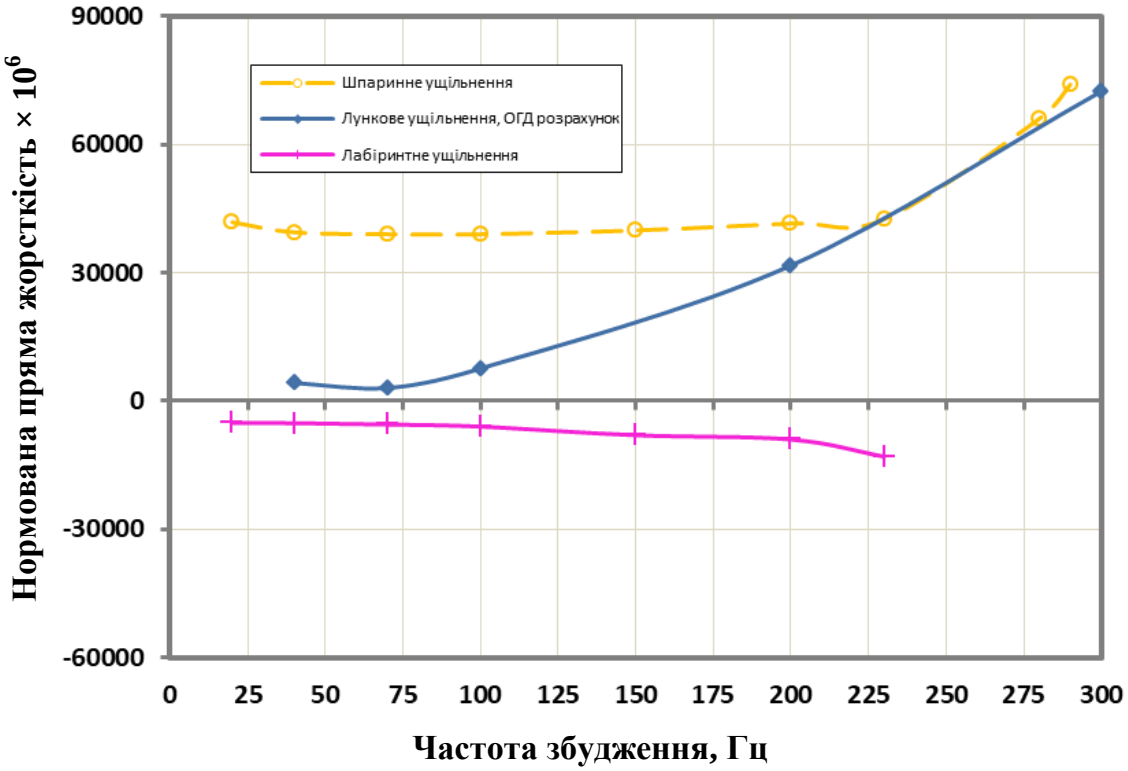
Порівняння виконано для експериментальних даних, отриманих для шпаринного та лабіринтного ущільнень, які досліджувались при вхідному тиску 68,9 бар та різних перепадах тиску. Графіки взяті з роботи [6], а розрахункові дані для лункового ущільнення нанесені на ці графіки (рис. 1.11).

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 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 вибирати лункове ущільнення.



а)



б)

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 аналітичний 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.

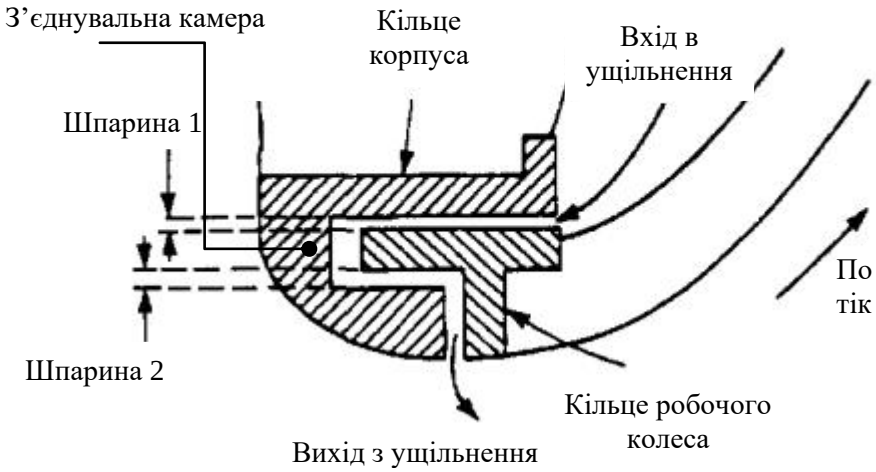


Рисунок 2.1 - Двохшпаринне ущільнення відцентрового насосу

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-ε 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 приймались постійними. У якості граничних умов: задавалась 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.

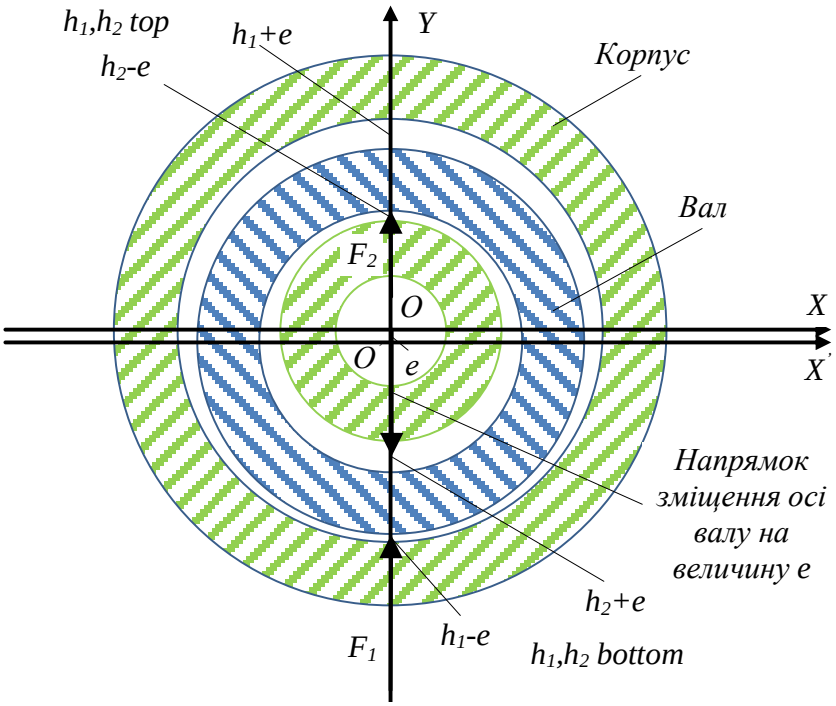


Рисунок 2.2 - Схема зміщення осі валу X' відносно осі корпусу X і центруючі радіальні гідростатичні сили F_1, F_2 на першій і другій шпаринах

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

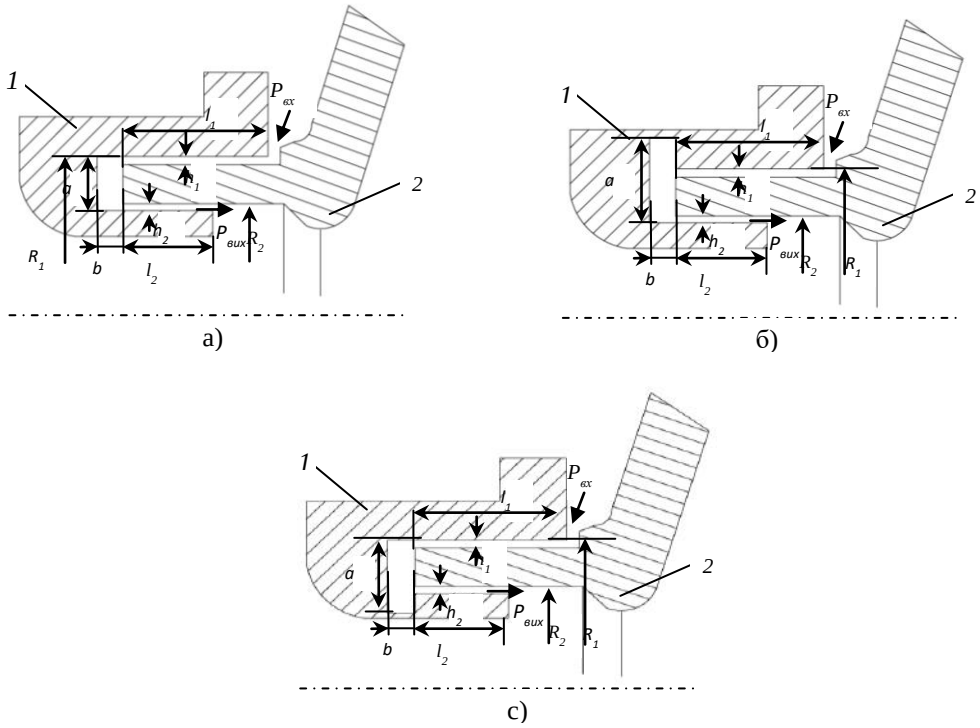


Рисунок 2.3 - Схема двохшпаринного ущільнення:

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, $P_{вх}$, $P_{вих}$ – 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 направлення 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 направлення 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 направлення 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 направлення 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.

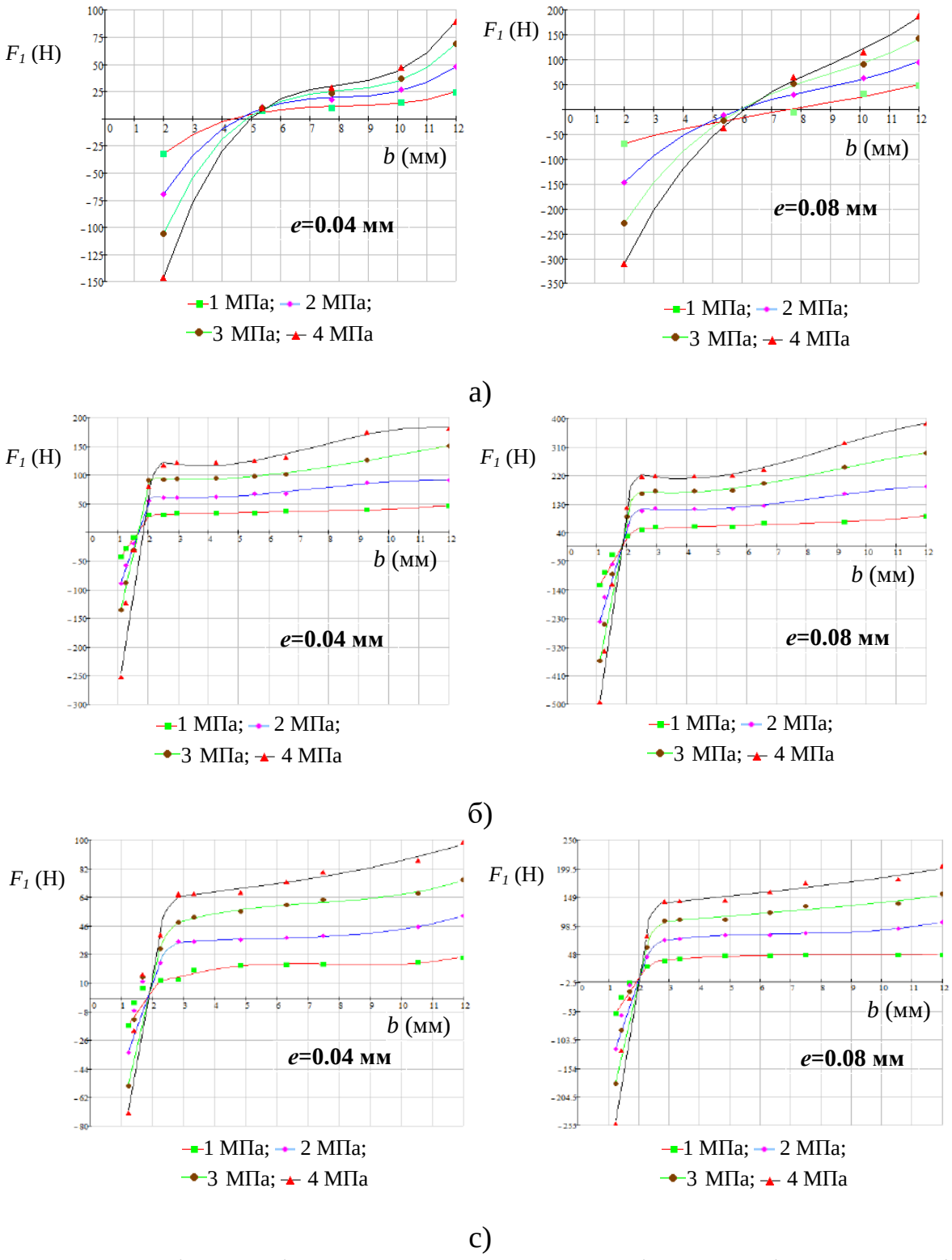
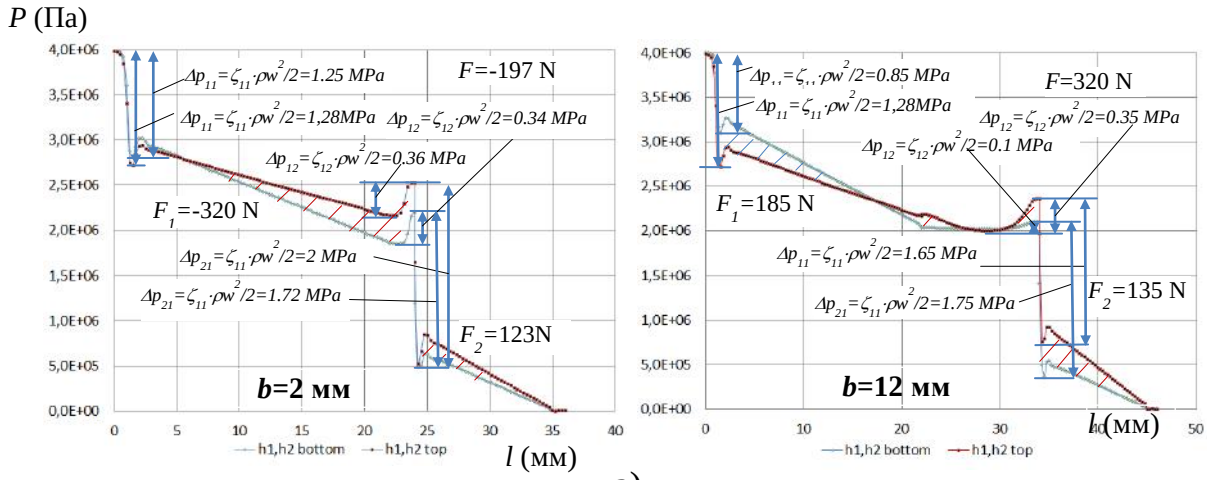
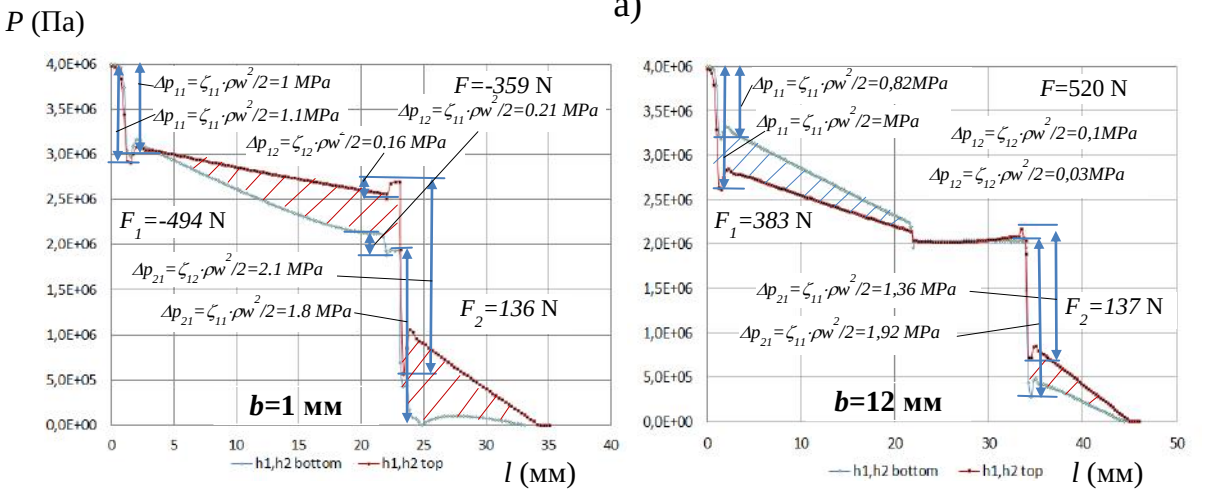


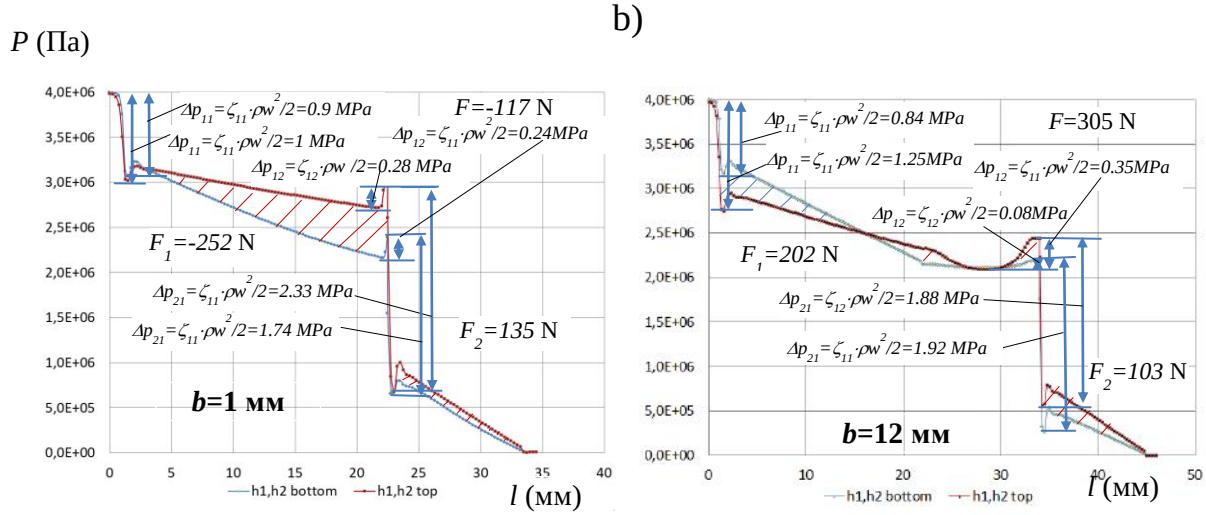
Рисунок 2.4 - Змінення гідростатичної сили на першій шпарині в залежності від осьового розміру камери *b*: I варіант конструкції, радіальний розмір камери *a*=7 мм (*a*); II варіант конструкції, радіальний розмір камери *a*=12 мм (*б*); III варіант конструкції, радіальний розмір камери *a*=12 мм (*c*)



a)



b)



c)

Рисунок 2.5 - Розподіл гідростатичного тиску в двохшпаринному 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 кромок, 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 ніжній 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.

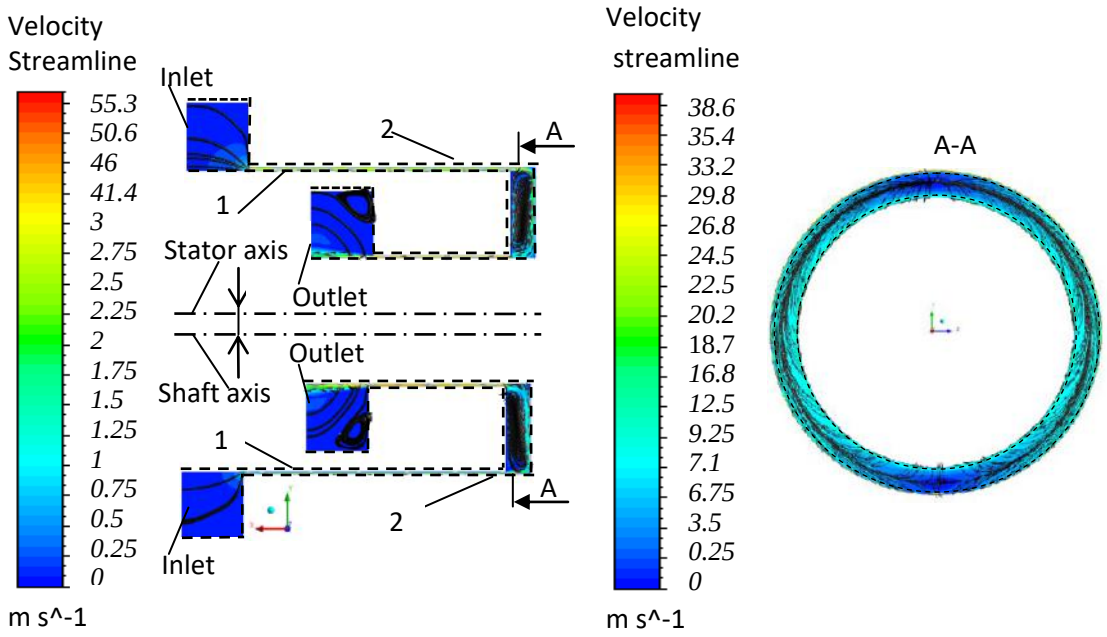
Для варіанту 3 конструкції з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі корпуса (рис. 2.5 с) змінення розподілу тиску у двохшпаринному ущільненні відбувається подібно до базової конструкції. Але різниця у тому, що на вході у першу шпарину спостерігається менше падіння та невелика різниця між гідростатичними 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.

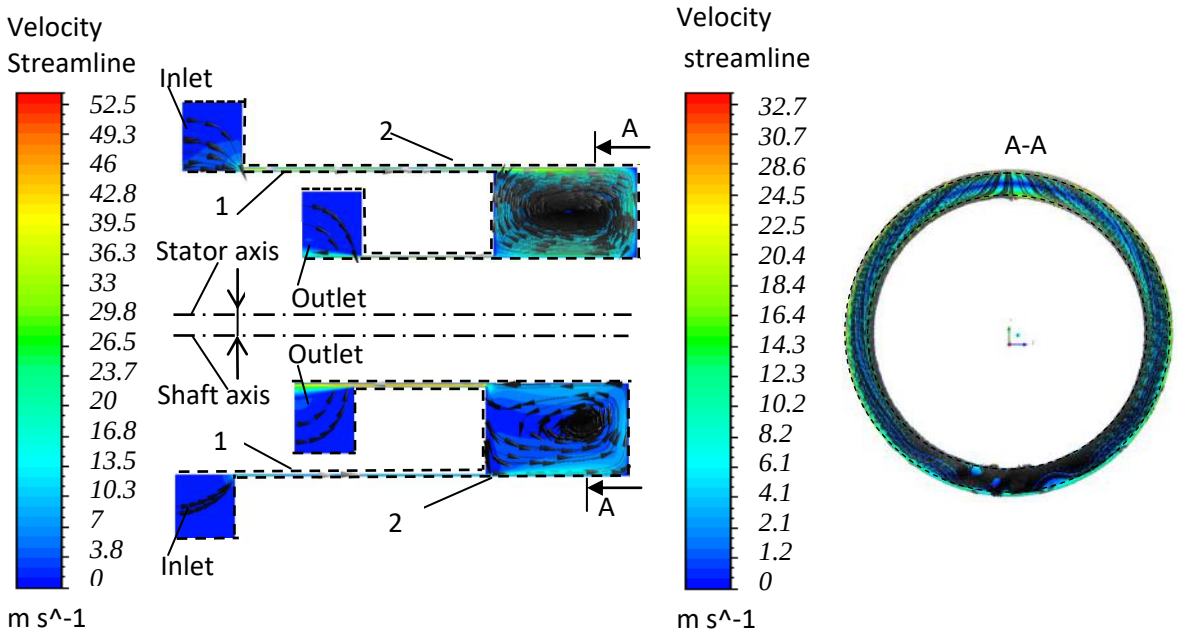
На рисунках 2.6-2.8 наведені поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах трьох варіантів конструкцій камери двохшпаринного ущільнення при ексцентриситеті валу і корпусу e=0.08 мм для мінімального і максимального осьових розмірів камери.

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 повздовжнього 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 направленні з верхньої частини камери в нижню. При осьовому збільшенні камери збільшується інтенсивність завихрення в повздовжньому перетині верхньої частини камери і окружне перетікання в обидві боки в нижню частину камери. При чому, інтенсивність завихрення в нижній частині камери в повздовжньому 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 частини в повздовжньому 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 повздовжньому перетині, зменшується осьова швидкість в нижній частині першої шпарини. Однак також зменшуються окружні перетікання рідини.

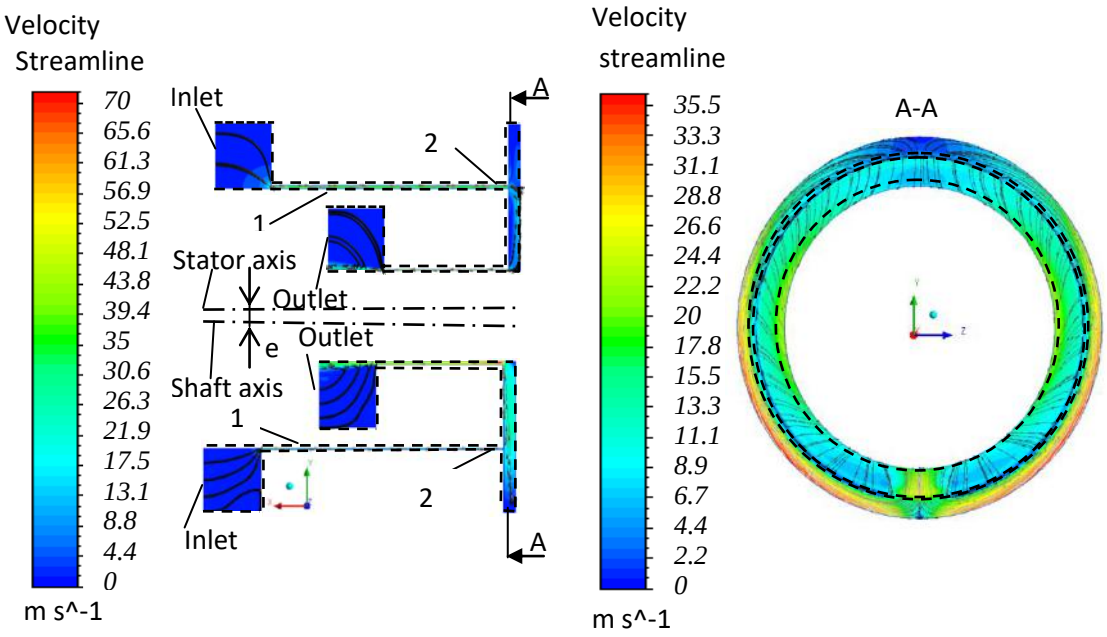


а)

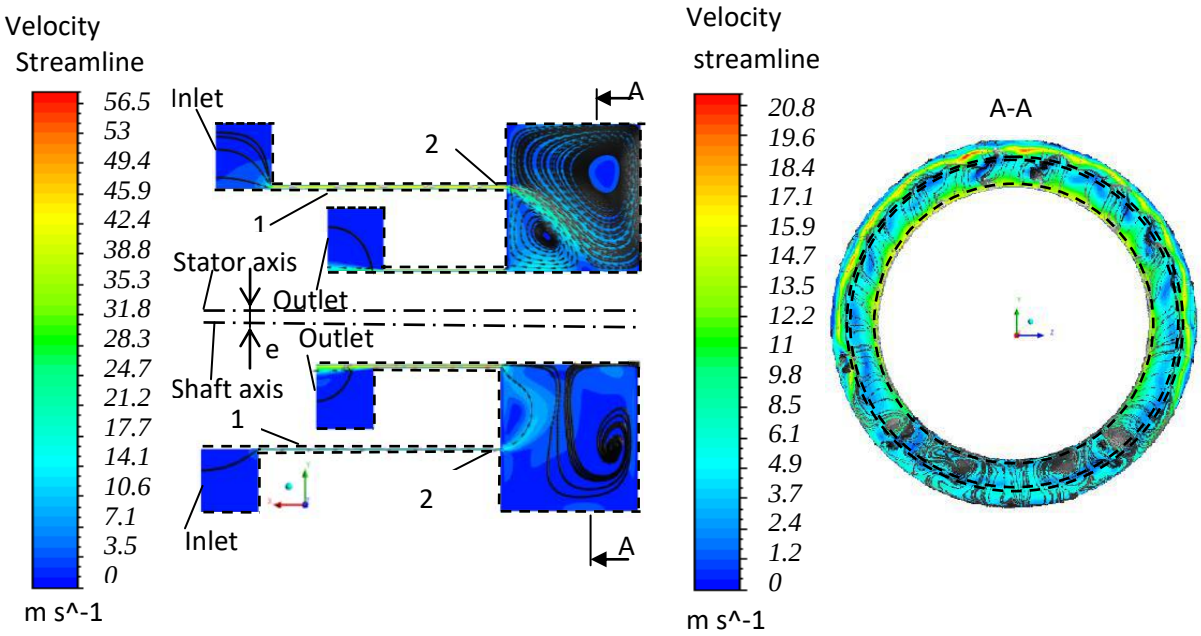


б)

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



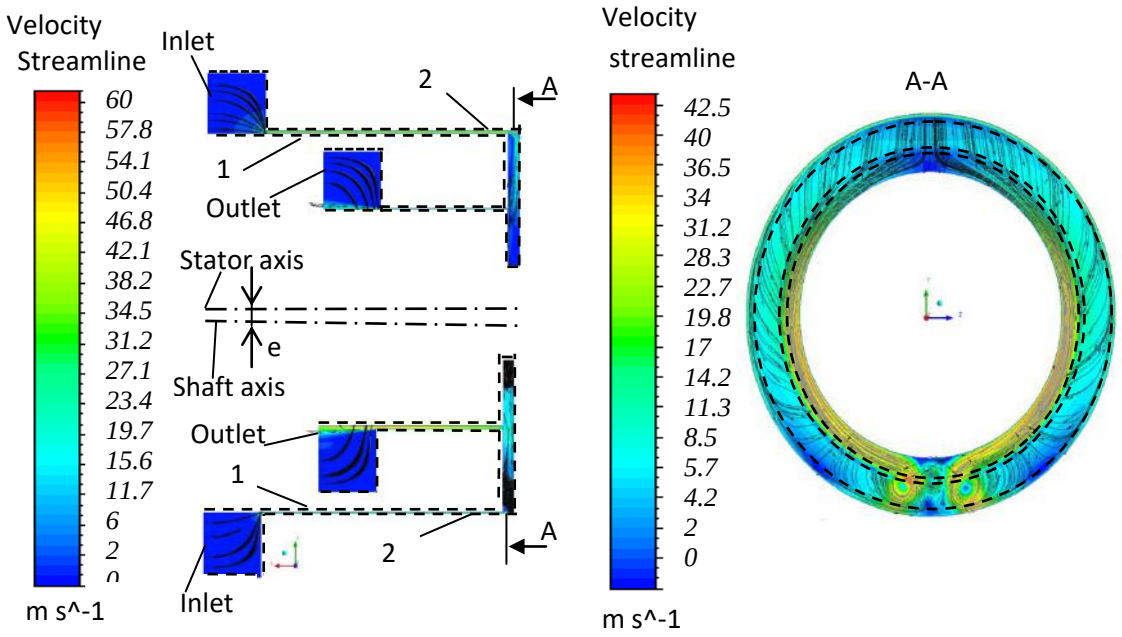
а)



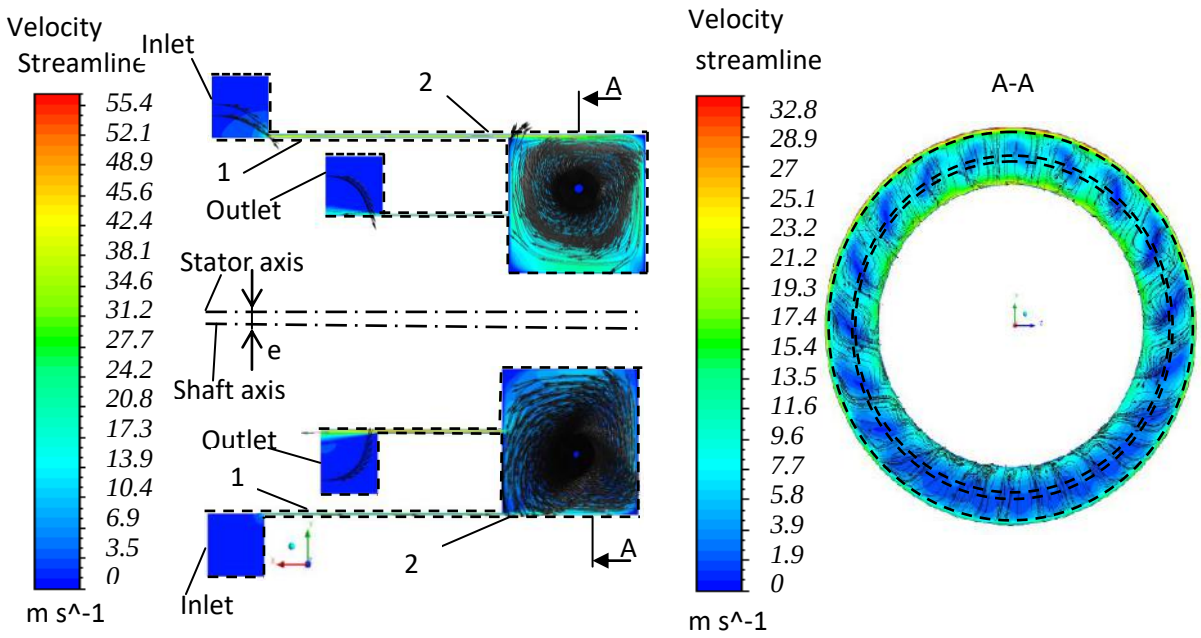
б)

Рисунок 2.7 - Поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах II варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення: *a*=12 мм, *b*=2 мм (а); *a*=12 мм, *b*=12 мм (б).

1- стінка валу, 2 – стінка корпусу



а)



б)

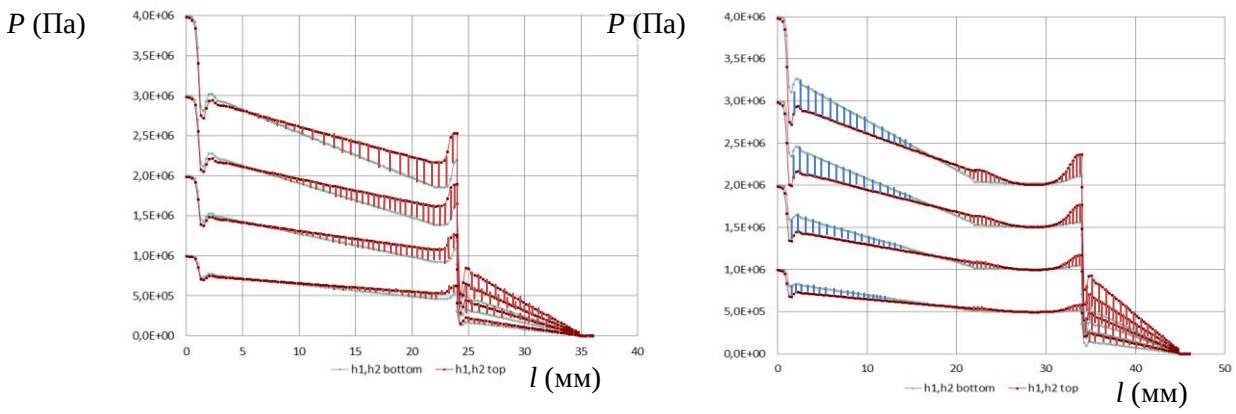
Рисунок 2.8 - Поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах III варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення: *a*=12 мм, *b*=1 мм (а); *a*=12 мм, *b*=12 мм (б).

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.

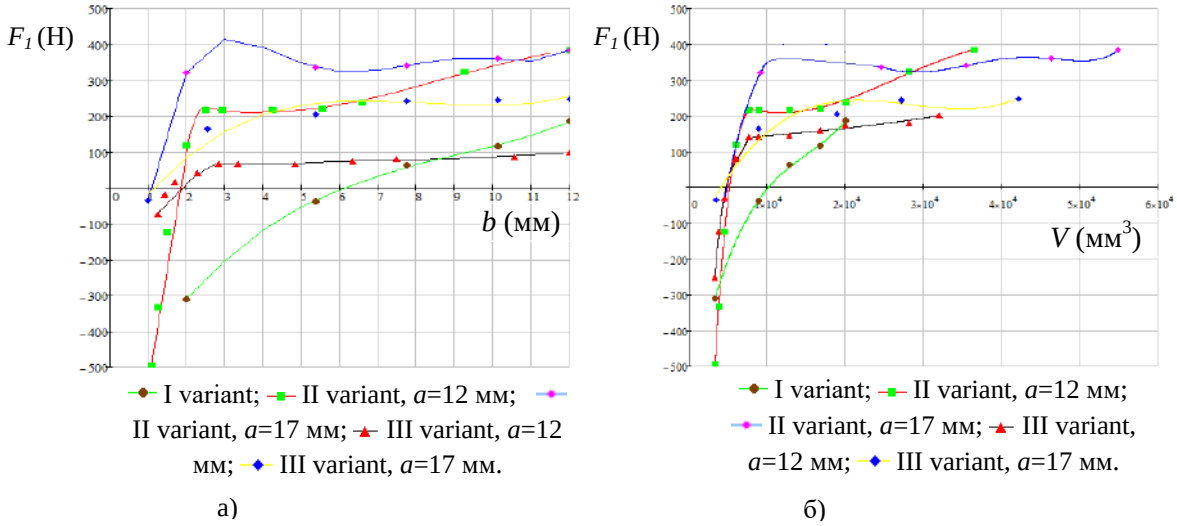


а) б)

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 mm (a), b=12 mm (b).

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.



а) б)

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 двохшпаринного 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 автоколивань 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 змінення направлення

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 змінення направлення 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 змінення 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 змінення направлення 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. 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.

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

3 ЧИСЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ОПОРИ КОЧЕННЯ, ЯКА ЗМАЩУЮТЬСЯ РІДИНОЮ, ЩО ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ (РІДКИЙ АЗОТ)

3.1 Вступ

Завдяки розвитку обробної промисловості зростає попит на роторні машини, здатні функціювати в різних середовищах і в широкому діапазоні швидкостей. Динамічна поведінка та надійність кулькових підшипників, які підтримують обертовий вал є важливими факторами, що впливають на загальну еффективність та термін служби всієї роторної системи. Особливо, у спеціальних середовищах, таких як в рідинних ракетних насосах окислювача, в яких використання мастила та змащування неможливе через низькі умови експлуатації та обмежені умови. Таким чином, сепаратор з політетрафторетилена (ПТФЕ), діє у якості твердого мастила, єдиного способу змащення, який полегшує взаємодію між елементами кулькових підшипників. Змащувальні частинки утворюються головним чином при зіткненні між елементами шарикопідшипників (кульками та доріжками, тощо) та сепаратором передаються до кульки та доріжки, для забезпечення безперебійної роботи кулькових підшипників. Однак, якщо виникає надмірне зношування, міцність сепаратора може бути знижена, що призведе до руйнування структури сепаратора. Крім того, зміна форми сепаратора через ненормальне зношування знижує ефективність кулькового підшипника через зміну зазору між елементами кулькового підшипника і сепаратором. З іншого боку, на відміну від загальних методів змащення (тверде змащення, мастило тощо), коли сепаратор використовується у якості твердого змащення, змащувальні характеристики матеріалу, а також динамічна поведінка сепаратора можуть бути важливими факторами при визначенні робочих характеристик кулькових підшипників. Крім того, асиметрія окружної маси внаслідок часткового зношування, спричиненого періодичним зіткненням із залишковим масовим дисбалансом сепаратора, може зменшити термін служби і еффективність

кулькового підшипника за рахунок збільшення відцентрової сили сепаратора, який обертається з великою швидкістю. Отже, у випадку кулькових підшипників, використовуючих сепаратор у якості твердого мастила, термін служби сепаратора може бути безпосередньо пов’язаний із терміном служби кулькового підшипника.

Уолтерс [49] здійснив динамічний аналіз високошвидкісних кулькових підшипників для кожного елемента, використовуючи метод Рунге-Кутта четвертого порядку. Аналіз виконувався для різних умов контакту між кулькою і сепаратором. Результати аналізу порівнювали з тестовими даними, отриманими шляхом описання поведінки відносного руху з використанням обмежень для кожного контактного елементу. Кеннель та Бупара [50] повідомили, що в'язкість та якість мастила безпосередньо впливають на рух сепаратора. Більше того, вони пояснили, що нестійкий рух сепаратора можна пояснити тертям між елементами кочення та сепаратором. Вони зазначили, що нестійкий рух може збільшуватися зі збільшенням зазору між сепаратором та кулькою.

Парк та ін. [51] ввів мінімальний дисперсійний цепструм (МДЦ) для виявлення поломок кулькових підшипників з метою спостереження періодичних імпульсних сигналів в шумному середовищі, наприклад, дуже малі сигнали, що виникають при початковій несправності. Експериментальні результати показали, що МДЦ може послідовно надавати інформацію про несправності у вигляді періоду несправності без розгляду змінення частотного спектру внаслідок системи та умов вимірювання, таких як тип транспортного засобу, змінення інших деталей поблизу підшипників, місце помилки та місце вимірювання. Таким чином, результати дослідження демонструють, що МДЦ визначає час виходу з ладу чіткіше, ніж інші методи за певних умов. Вільям та ін. [52] проаналізували несправності підшипників за допомогою характеристик нульового перетину (НП) для раннього виявлення та виявлення одноточкових дефектів підшипників у роторних машинах, оскільки функція НП витягується безпосередньо з сигналу коливань у часовій області, використовуючи лише

тривалість між послідовними НП-інтервали. У цьому методі частоту обертання оцінювати не потрібно. Результати показали, що тренування нейронних мереж, що використовують функції, витягнуті з подій з більш серйозними несправностями, є більш вигідними при виявленні малих і великих дефектів підшипників. Крім того, було підтверджено, що функції НП у поєднанні зі штучною нейронною мережею (ШНМ) можуть демонструвати високу ефективність класифікації та низький рівень помилкових тривог у всіх класах. Каракай та Актурк [53] вивчали місцеві дефекти шарикопідшипників з використанням значення від піку до піку, середньоквадратичного значення, коефіцієнта гребеня та ексцентричності. Вони підтвердили, що величина і серйозність вібрації зростає зі збільшенням кількості дефектів, але експериментально доведено, що кореляції не існує між тяжкістю дефекту та амплітудою вібрації. Тому для прогнозування дефекту використовували спектральний аналіз розташування, оскільки характеристики вібрації частково залежать від системи. Вони також успішно проаналізували локальні дефекти кульових підшипників у системах з поганим вирівнюванням і підтвердили їх мікроскопічними фотографіями в кінці експерименту. Результати цих експериментів підкреслюють практичну придатність статистичного та спектрального аналізу. Саттан та ін. [54] експериментально досліджували крутний момент шарикопідшипників і поведінку відмов обойм з різними конструкціями кишень сепаратора. Конструкція з прямокутними кишенями демонструвала більш стабільні характеристики з незначним змащенням при температурах в екстремальних умовах, тоді як кругла кишеня сепаратора демонструвала менший момент тертя порівняно з прямокутною кишенєю сепаратора при надмірному змащенні. З іншого боку, двоступеневий прямокутний кишеньковий сепаратор показав найбільш стабільну загальну продуктивність при мінімальному змащенні при екстремальних температурах. Носака та ін. [55] оцінювали характиристики кулькових підшипників для різних конструкцій карманів сепараторів у кріогенному середовищі для рідинно-водневого ракетного турбонасоса. Форми кишень сепаратора були круглою та

еліптичною. Сепаратор з еліптичною кишенею продемонстрував кращі показники в кріогенному середовищі. При цьому, еліптичну кишеню можна було краще охолодити, збільшуючи кількість кріогенної охолоджуючої рідини, що забезпечувалось більшим розміром кишені. Це дозволило перенести стійку плівку ПТФЕ між обоймою та кульками та доріжками, і збільшити несучу здатність підшипника.

Халмінен та ін. [56] представили дві детальні моделі резервних підшипників з сепараторами та без них для динамічного аналізу ротора в активному магнітному підшипнику (АМП). В дослідженні застосовували теорію контакту Герца до дисипації сили при моделюванні сил, використовувалось нелінійне тертя для тангенціальних сил і застосовувалася методика багатотільної системи до розв’язання рівнянь руху. Автори зазначили, що, як правило, кульові підшипники часто пошкоджуються внаслідок виходу з ладу сепаратора. Крім того, робоча характеристика підшипника була покращена за рахунок змінення характеристик сепаратора, включаючи зазор між кулькою і сепаратором, інерційність та характеристики жорсткості/демпфування. Комба та ін. [57] досліджували деградаційні характеристики кулькових підшипників при великих вібраціях та одночасно при великих навантаженнях при змащенні і без змащення. Не змащені підшипники мали погіршення роботи, спричинене зношенням контактної пари, і мали низький термін служби. Крім того, аналіз показав, що крутний момент та відносне зміщення на стадіях зношування є більш складними у не змащених підшипниках, ніж у змащених. І навпаки, мастило захищає від надмірного пошкодження поверхні контакту підшипника, що значно збільшує термін служби підшипника. Захист, що пропонується мастилом, демонструє погіршення якості високонавантажених вібраційних підшипників обумовлених кулькою, на яку сильно впливає пластична деформація. В цих експериментальних результатах, автори запропонували етапи поверхневого зношування підшипників, які не утворені масляною плівкою. Ніу та співавтори [58] запропонували динамічну модель із шістьма ступенями вільності (СВ) для

дослідження динамічної та вібраційної реакції кулькових підшипників з кульовими дефектами. Дослідження показало, що ймовірність попадання кульки в доріжнку залежить від початкового положення дефектів на доріжці та складної поведінки кульки. Крім того, коли підшипники знаходяться під дією осьових і радіальних навантажень частотна характеристика спектру огинаючої набагато складніша, ніж у радіальних кулькових підшипників, які навантажені тільки осьовими навантаженнями. Тендон та інш. [59] порівняли методи моніторингу стану для виявлення дефекту зовнішньої доріжки кулькового підшипника. Вимірювання проводили за допомогою різних методів (вібрації, струму статора, акустичної емісії (АЕ) та методу ударного імпульсу (МУІ)) при різних навантаженнях. Моніторинг АЕ виявився найкращим методом, яким слідував МУІ, коли збільшення рівнів вимірюваних параметрів порівнювали з показниками справних підшипників. Таким чином, автори довели, що моніторинг АЕ є найкращим методом, і відзначили, що моніторинг струму статора є відносно ефективним методом, оскільки це безсенсорний метод. Трендафілова [60] запропонувала автоматизовану процедуру виявлення та ідентифікації несправностей у кулькових підшипниках, яка базується на розпізнаванні образів (РО) та аналіз основних компонентів (АОК) вимірюваних вібраційних сигналів. Були розглянуті чотири типи сигналів, а саме відсутність несправності, несправність внутрішнього кочення, несправність зовнішнього кочення та сигнали про несправність тіла кочення. У цьому дослідженні було запропоновано модифікований АОК, який більше підходить для категорійних даних. Поєднання модифікованих методів АОК та РО забезпечує автоматичне виявлення дефектів, виявлених та класифікованих в одну з розглянутих категорій дефектів.

Гупта [61–64] дослідив динамічний рух сепаратора з незбалансованою масою, прикладеною при високій швидкості та з невеликим навантаженням, за допомогою аналітичних та експериментальних методів. Розглянуті як зовнішні, так і внутрішні конфігурації доріжок, а також загальна тенденція була по суті однаковою в обох випадках. Однак абсолютне значення норми зношування

сепаратора і загальні втрати потужністі підшипника були значно більшими, коли сепаратор був наведений в контакт з обертовим внутрішнім кільцем. За стабільних умов швидкість зношування сепаратора мала постійне значення, тоді як в нестабільних умовах зношування з часом збільшувалося. Крім того, втрати потужності підшипника зросли за проектну межу, коли рух сепаратора був нестабільним і аналітично показано, що траєкторія перетворюється на спіраль, коли це відбувається.

Босигер та Уорнер [65] аналітично оптимізували конструкцію гіроскопа контролю моменту (ГКМ) з сепаратором за допомогою ADORE. Аналітичні результати перевірені експериментально. Вони враховували зазор, сили тертя, статичні навантаження та кількість кульок при оптимізації конструкції сепаратора підшипника. Манро та співавтори [66] проводили дослідження по вимірюванню крутного моменту у кулькових підшипниках з використанням бронзового сепаратора, покритого свинцем, як у вакуумі, так і в атмосферних умовах. Крутний момент на кульці підшипника зменшувався при невеликих навантаженнях через кулонівське тертя. З іншого боку, результати випробувань продемонстрували, що свинцеве покриття не давало явної переваги при великих навантаженнях. Сюхай та ін. [67] оцінили динамічну стійкість сепаратора з кутовим контактом кулькових підшипників з маслом у якості змащення на високих швидкостях із використанням моделі 6-ти ступенів вільності. Нестійкість сепаратора зменшувалася зі збільшенням швидкості внутрішньої доріжки. Коли швидкість була достатньо великою, ступінь геометричного зчеплення між сепаратором і кулькою також був високим. Таким чином, кількість зіткнень зменшилася, а зміна швидкості центру мас сепаратора стала невеликою. Коли співвідношення зазорів між кульками та напрямними були більшими за одиницю, нестабільність клітки збільшувалася, і траєкторія центру мас мала незвичайну форму. Маніва та ін. [68] експериментально порівняли робочу характеристику сепаратора у вакуумі та атмосферних умовах шляхом проведення динамічного аналізу для оптимізації конструкції сепаратора за допомогою методу Тагучі. Динамічну стійкість

сепаратора аналізували, використовуючи відношення сигнал/шум для двох типів конструкцій сепаратора. Результати показали відмінну робочу характеристику при високих співвідношеннях сигнал/шум. Хуанг та ін. [69] запропонував нову модель для прогнозування залишкового терміну служби кулькових підшипників на основі самоорганізуючого карти (СОК) і методу нейронної мережі зворотного поширення. Ця нова модель відрізняється від інших методів, які використовувалися в минулому, тим, що вона використовує отриманий показник мінімальної помилки квантування (МПК) від СОК. Крім того, результати дослідження були проаналізовані за допомогою шести вібраційних характеристик, включаючи нещодавно розроблений індекс погіршення робочої характеристики, для оцінки ефективності. Результати демонструють, що послідовні та практичні показники погіршення можуть бути успішно вилучені за допомогою індексу MQE, отриманого з підходу СОК, навіть на ранніх стадіях дефектів підшипників. Нарешті, було проведено прискорене випробування підшипників на герметичність. На основі прогнозованої тривалості життя підшипників L10, нещодавно запропонований метод, показав кращу продуктивність, ніж попередні методи. Мішра та ін. [70] запропонував метод використання відстеження порядку на огинаючій вейвлет-дешумованої оцінки короткочасних кутових синхронних усереднених сигналів для діагностики несправностей підшипників кочення, що працюють в особливих умовах. Послідовна обробка сигналу видаляла нерелевантний вміст і розмазування сигналу і виявляла лише гармоніки частоти та спектру несправностей. Байєсівський вейвлетовий підхід, розроблений для обробки зображень, підходить для вилучення детермінованого вмісту з вібраційних сигналів. Запропонована діагностична основа була розроблена та підтверджена за допомогою експериментальних даних. Рю та ін. [71] експериментально оцінювали нестабільність сепаратора, змінюючи конструкцію кишені сепаратора, зазор між кулькою та кишенею та витрати. Нестабільність сепаратора оцінювали шляхом вимірювання та аналізу коефіцієнта тертя підшипників, їх величини зношування, і звукових вібрацій. Крім того, була

розрахована функція густини ймовірності (ФГЙ) для швидкості обертання сепаратора. Аналізуючи форму розподілу, отриманого з ФГЙ, було отримано висновок, що зіткнення відбувалися між сепаратором і елементами підшипника, коли розподіл містив більше двох піків, що призвело до прискорення та уповільнення. Рух клітки був стабільним при використанні достатньої кількості охолоджуючої рідини. Крім того, було виявлено, що еліптична кишеня перевершує круглу кишеню по стабільності. Ян та ін. [72] досліджували вплив таких параметрів сепаратора, як схема потоку масла, форма кишені, метод направлення та показники втрат тепла в підшипниковій порожнині за допомогою точної чисельної моделі. При високих швидкостях обертання більша частина повітря надходить у підшипник через внутрішнє кільце, і аналітично було доведено, що схема потоку та потік, створений обертанням сепаратора, є стабільними, особливо на вході в зону контакту. Крім того, сферична кишеня сепаратора демонструє кращу робочу характеристику з точки зору тепловідведення та ефективності змащення порівняно з циліндричними кишенями. Ці результати свідчать про те, що зазор сепаратора слід проектувати з урахуванням теплогенерації сепаратора.

Як обговорювалося вище, було проведено багато досліджень для оцінки динамічної поведінки обойм доріжок та сепараторів. Проте дослідження доріжок і сепаратора мали в основному теоретичні підходи, а експериментальні дослідження динамічної поведінки сепаратора проводяться дуже рідко. Особливо важко знайти дослідження сепараторів кулькових підшипників, які працюють при кріогенних температурах, наприклад, у насосах рідкого ракетного окислювача та насосах для зрідженого природного газу (СПГ).

Власне, сепаратор кулькового підшипника, який використовується в турбонасосі для космічної ракети-носія, включає не тільки орбітальну вібрацію кульки, але і вібраційну складову, що створюється в камері згоряння в результаті перехідної вібрації. Таким чином, перехідна вібрація, що впливає на сепаратор, може спричинити часткову втрату зношування, що збільшує дисбаланс маси сепаратора, тим самим збільшуючи радіальну силу сепаратора.

У цій роботі експериментально досліджено динамічну поведінку сепаратора відповідно до її швидкості обертання та дисбалансу маси шляхом аналізу сигналу прецесійного руху сепаратора, розподілу частоти прецесії сепаратора та втрат на зношування елементів кулькових підшипників у кріогенному середовищі.

3.2 Комп'ютерне моделювання та результати числових досліджень кріогенного кулькового підшипника

Схема кулькового підшипника з основними розмірами наведена на рисунку 3.1. Геометрія підшипника представлена в таблиці 3.1.

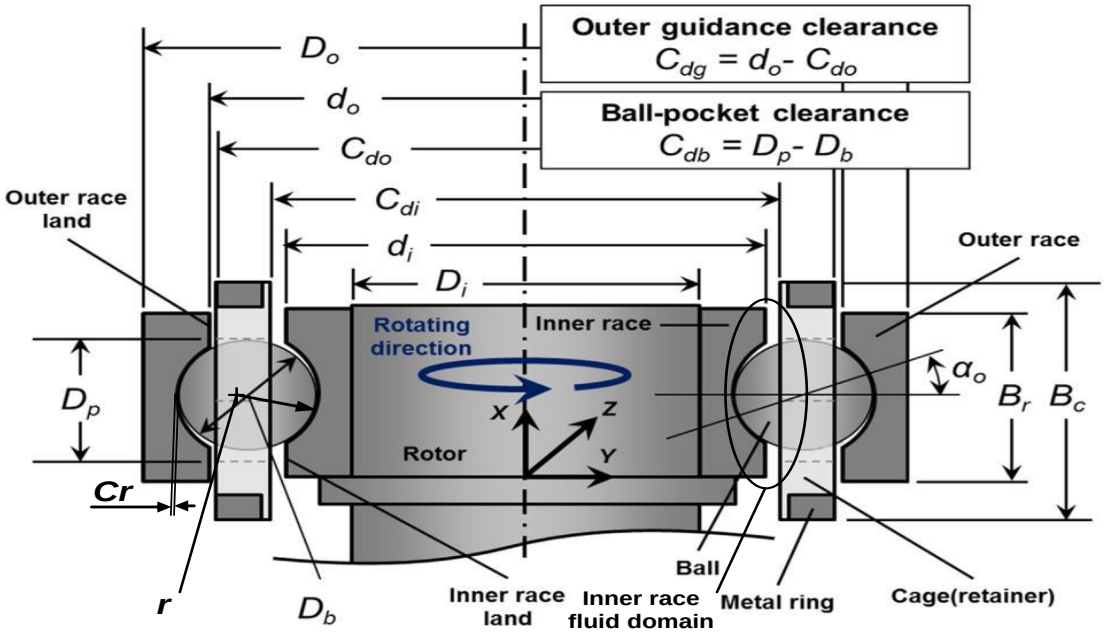


Рисунок 3.1 – Схема кулькового підшипника [73,74]

Моделювання течії рідини в підшипнику відбувалось за домогою програми ANSYS CFX. Гібрідна гекса-тетра сітка побудована в ANSYS Meshing (рис. 3.2). Розглядалось обертання рідинної області з частотой Ω навколо горизонтальної осі *X* в глобальний системі координат з обертанням кожної кульки навколо власної осі *Z* в локальній системі координат. Враховувалась кругова прецесія сепаратора в глобальній системі координат, в кишенях якого з зазорами знаходились 10 кульок (рис. 3.3). Граничні умови та параметри турбулентної течії наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 – Геометрія кулькового підшипника

Внутрішній діаметр внутрішньої обойми, D_i	70 мм
Зовнішній діаметр внутрішньої обойми, d_i	87,14 мм
Зовнішній діаметр зовнішньої обойми, D_0	125 мм
Внутрішній діаметр зовнішньої обойми, d_0	108,14 мм
Ширина зовнішньої доріжки, L_w	4 мм
Внутрішній діаметр сепаратора, C_{di}	89,2 мм
Зовнішній діаметр сепаратора, C_{d0}	107, 107,1 мм
Діаметр кишені сепаратора, D_p	18,66 мм
Ширина сепаратора, B	33 мм
Кількість кульок, Z	10
Діаметр кульки, D_b	17,44 мм
Зовнішній направляючий зазор, C_{dg}	1,14, 1,04 мм
Зазор між кулькою і кишенею сепаратора, C_{db}	1,22 мм
Радіус окружних канавок внутрішньої і зовнішньої кольцевої канавки, r	9,0266 мм
Зазор між кулькою і доріжкою, C_r	58,6, 10 мкм
Гібрідна сітка з гекса та тетраелементами	3114500

Таблиця 3.2 – Граничні умови і параметри турбулентної течії

Моделювання турбулентності	Стандартна k-ε модель з функцією масштабування стінки
Шорсткість стінок	Гладкі стінки
Y+ величини	30-300
Навколишнє середовище	Азот (низький тиск – від 10 kПа до 400 kПа, температура – від 50 K до 400 K)
Двофазний аналіз	Однорідна бінарна суміш (модель Redlich Kwong, Real Gas - Aungier Redlich Kwong)
Тепловий аналіз	Повна енергія з адіабатичними стінками
Область обертання рідини, глобальна вісь обертання X (швидкість обертання внутрішньої доріжки, кульок і стінок сепаратора)	5000, 8000, 11000 об/хв
Обертові стінки кульок, локальна вісь обертання (швидкість обертання)	-5000, -8000, -11000 об/хв
Прецесія внутрішньої доріжки	Не розглядається
Прецесія сепаратора з круговою траєкторією (амплітуда обертання)	80, 100, 180 мкм
Вхід (середній масовий потік, без попереднього закручування)	0,1 кг/с
Вхід (температура)	93 K
Вхід (масова частка рідкого азоту)	1,0
Вихід (середній статичний тиск), відкрита гранична умова	2,5 атм

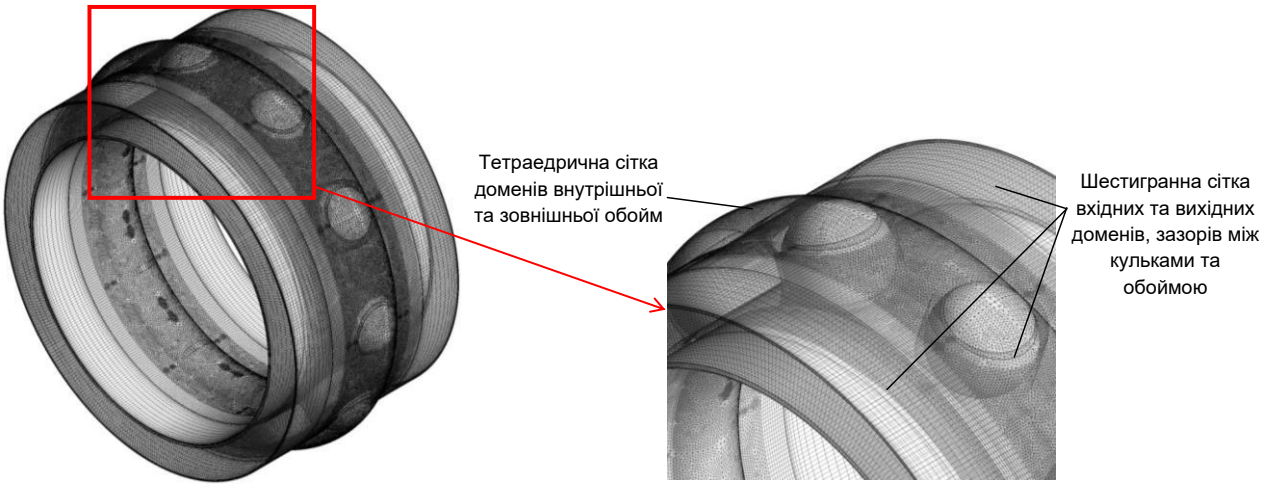


Рисунок 3.2 – Розрахункова сітка рідинної області кулькового підшипника кочення

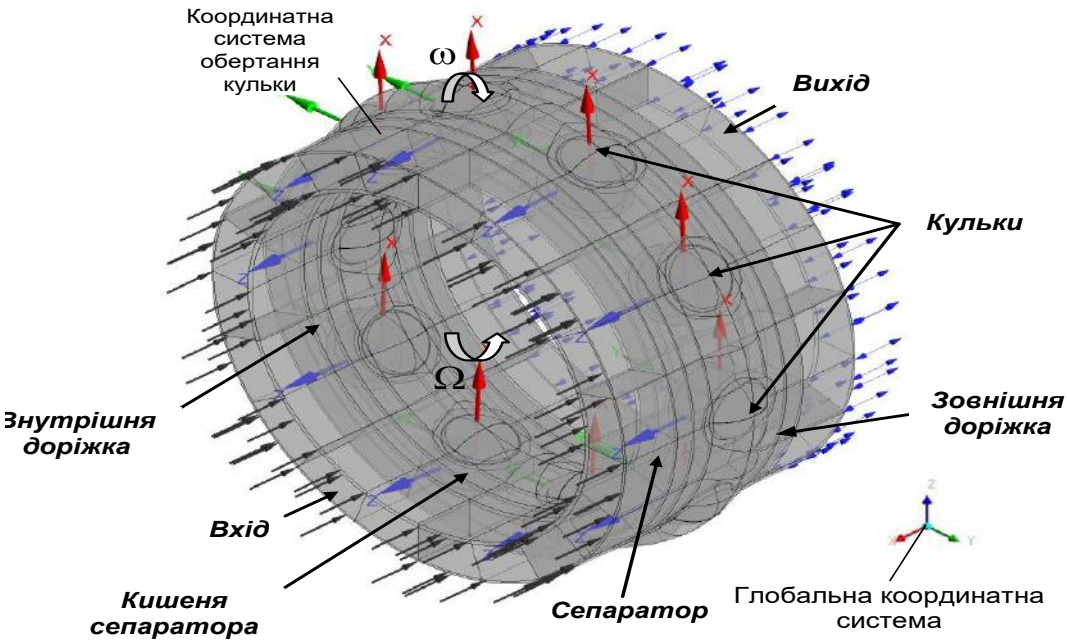
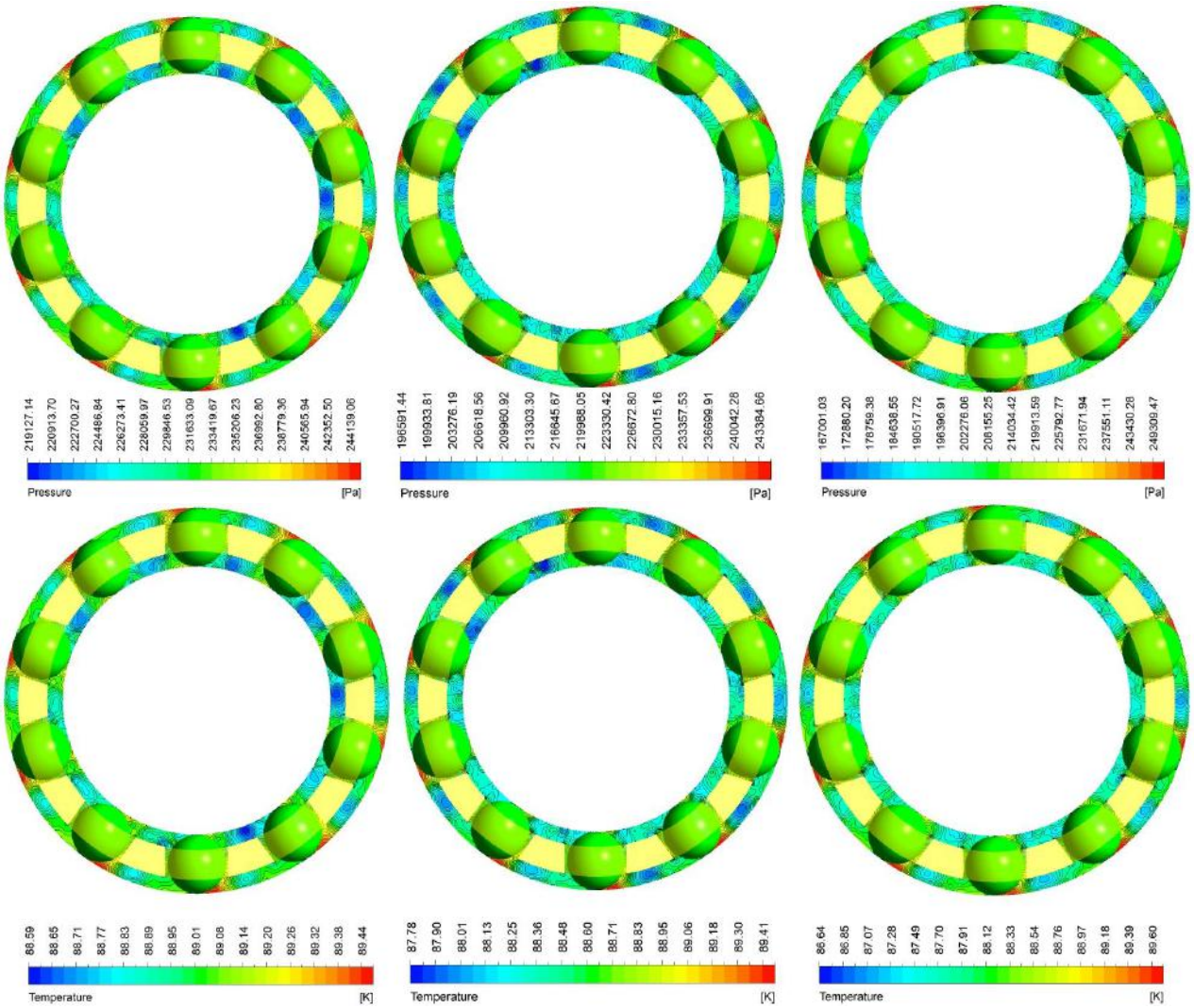


Рисунок 3.3 – Граничні умови

В дослідженні розглядалися лише гідродинамічні умови. На рисунку 3.4 показані результати розрахунку в перетині кулькових підшипників. Представлені розподіли тиску та температури між кульками, сепаратором, внутрішніми і зовнішніми доріжками в окружному напрямку. Напрямок обертання області рідини з кульками і сепаратором проти годинникової

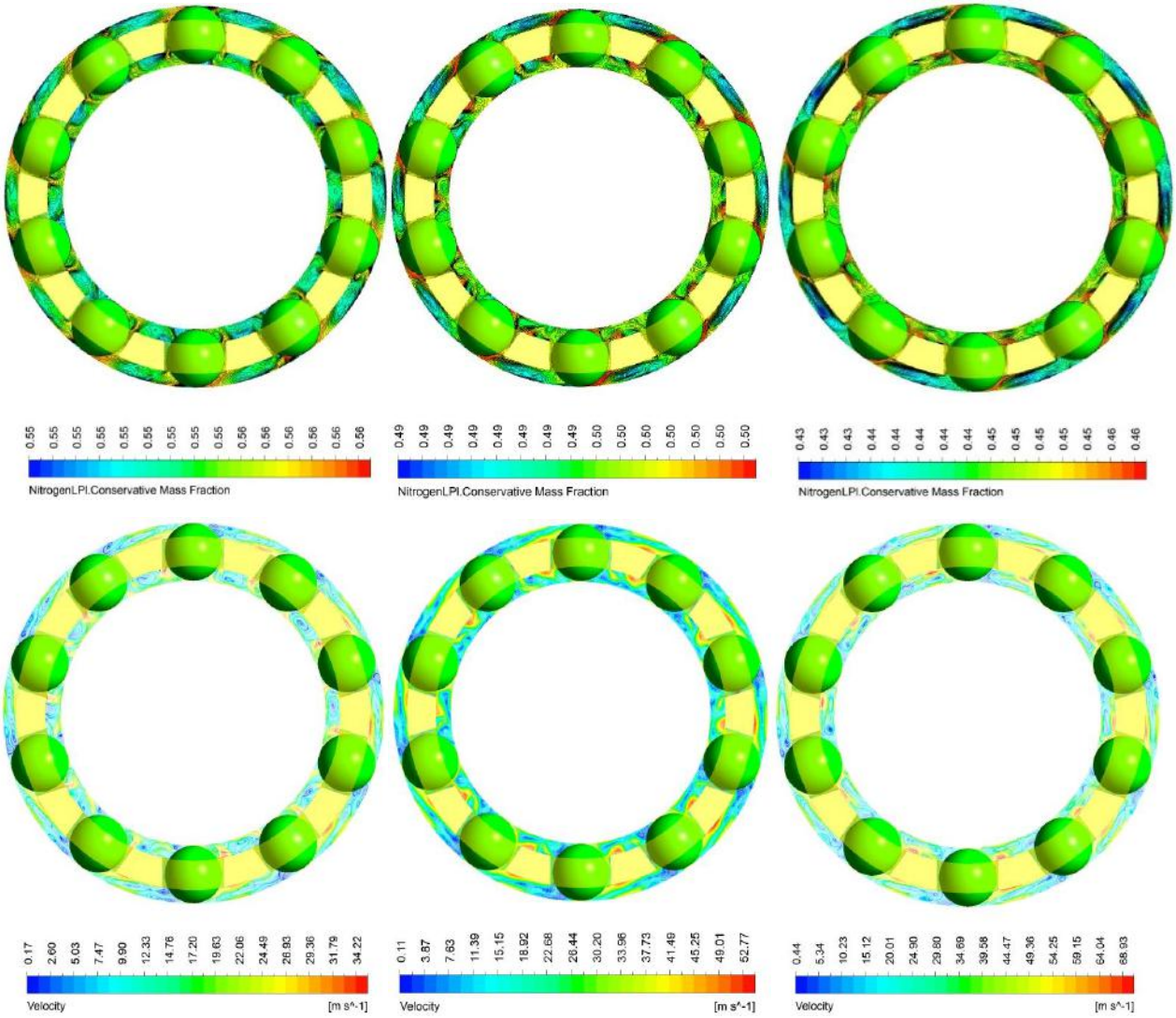
стрілки. Кульки обертаються навколо своєї осі за годинниковою стрілкою. З картині течії видно, що максимальний тиск виникає в зоні збіжного зазору на напрямі обертання кульки між кульками та нерухомою зовнішньою стінкою. Відповідно до розподілу тиску можна сказати, що радіальна сила на сепаратор від зовнішньої бічної стінки кочення більша, ніж від внутрішньої стінки. Картина розподілу температури подібна до розподілу тиску. Більші температури виникають також при збіжному зазорі. Зі збільшенням швидкості обертання різниця тиску і температури збільшується.



5000 об/хв 8000 об/хв 11000 об/хв

Рисунок 3.4 - Контури тиску та температури в окружному напрямку

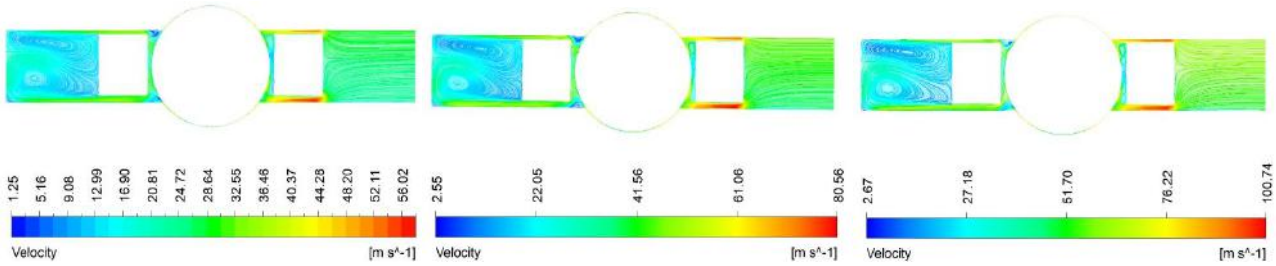
З картини розподілу масової частки рідкого азоту (рис. 3.5) видно, що в розглянутій області співвідношення рідини і пари приблизно в рівних пропорціях становить близько 50 відсотків. Зі збільшенням швидкості обертання частка рідини дещо зменшується. Максимальні значення рідкої фракції знаходяться в зонах зазорів на лицьовій стороні кульок, а також на зовнішніх і внутрішніх стінках колодок у напрямку обертання підшипника. Між несучими частинами: кульками, сепаратором і кільцями утворюються вихрові зони. За задньою поверхнею кульок утворюються вихрові зони з мінімальною швидкістю течії, потік рідини сповільнюється. Зі збільшенням швидкості обертання збільшується і максимальна швидкість потоку.



5000 об/хв 8000 об/хв 11000 об/хв

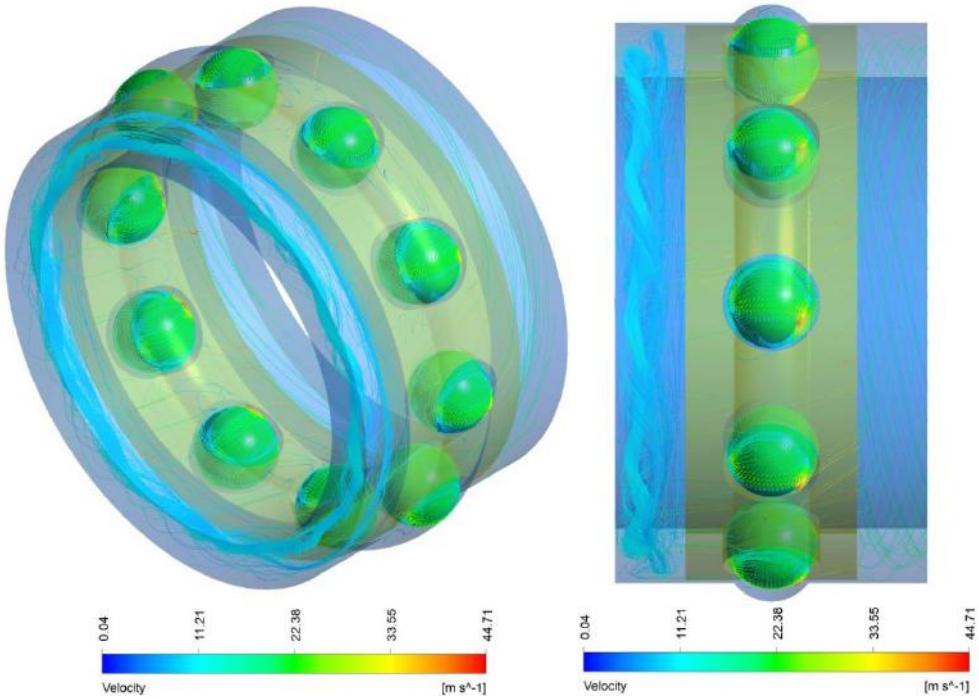
Рисунок 3.5 - Масова частка рідкого азоту та контур швидкості в окружному напрямку

У поздовжньому перетині підшипника (рис. 3.6) в напрямку потоку утворюються вихрові зони у вхідній зоні, потім потік також сповільнюється перед кульками і спостерігається максимальна швидкість потоку між сепаратором і внутрішнім і зовнішнім кільцями. Повна картина потоку рідини в шарикопідшипнику за допомогою ліній току представлена у ізометричному та бічному вигляді (рис. 3.7). Усі ілюстрації представлені для таких значень зазору: зазор між сепаратором та зовнішнім кільцем C_{dg}=1,14 мм, між сепаратором та кульками C_{db}=1,22 мм (зазор в кишені), між кульками та зовнішньою і внутрішньою доріжками C_r=58,6 мкм.



5000 об/хв 8000 об/хв 11000 об/хв

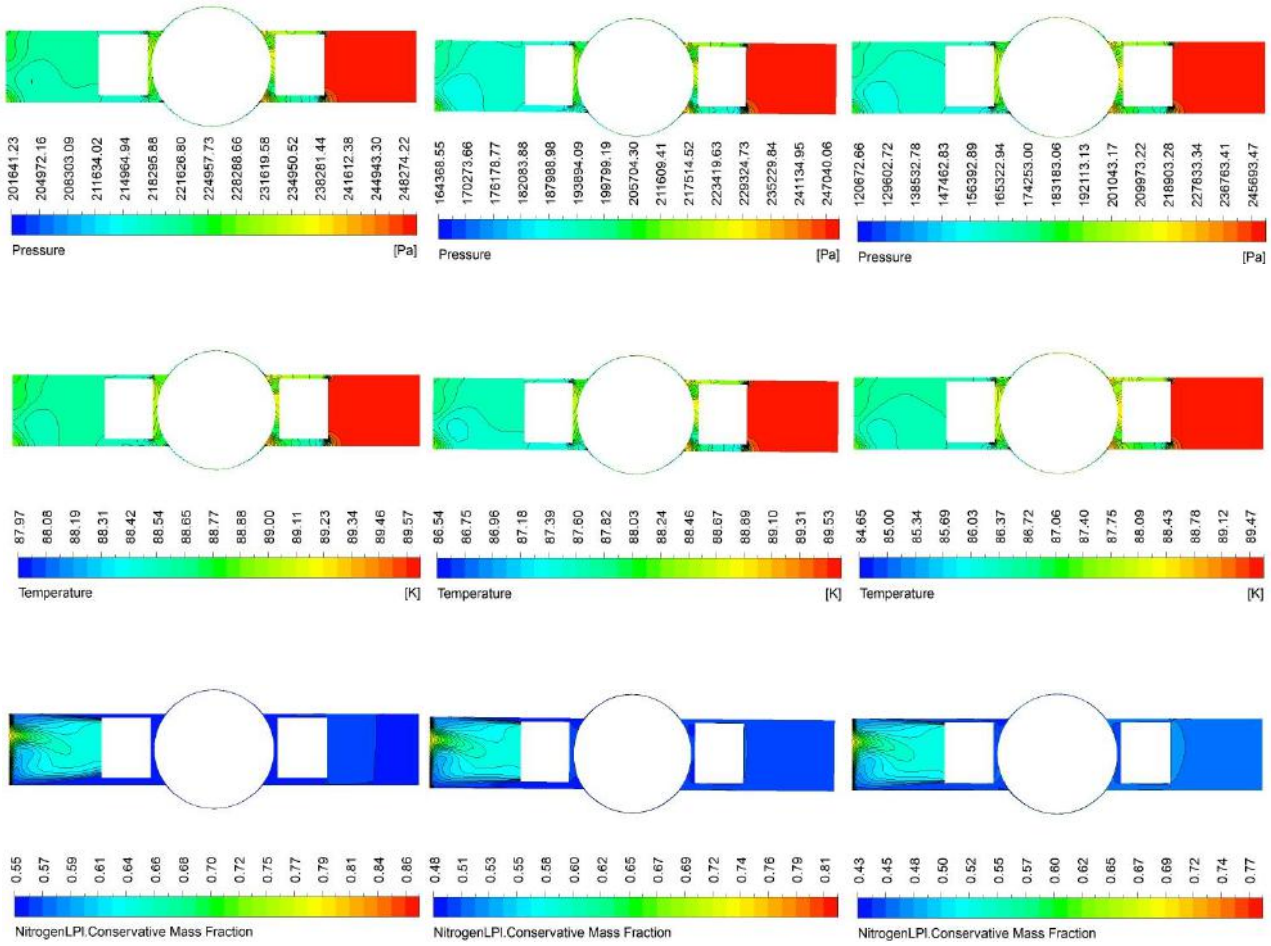
Рисунок 3.6 – Лінії току в повздовжньому перетині



Ізометричний та боковий вигляд

Рисунок 3.7 – Лінії току вздовж осі обертання *X*

Показані поля тиску, температури та розподілу масової частки рідкого азоту в поздовжньому перетині за напрямком потоку. Як і в окружному напрямку, зі збільшенням швидкості обертання збільшуються різниця тиску і температур. Масова частка рідкого азоту істотно зменшується відразу на вході в кульковий підшипник.

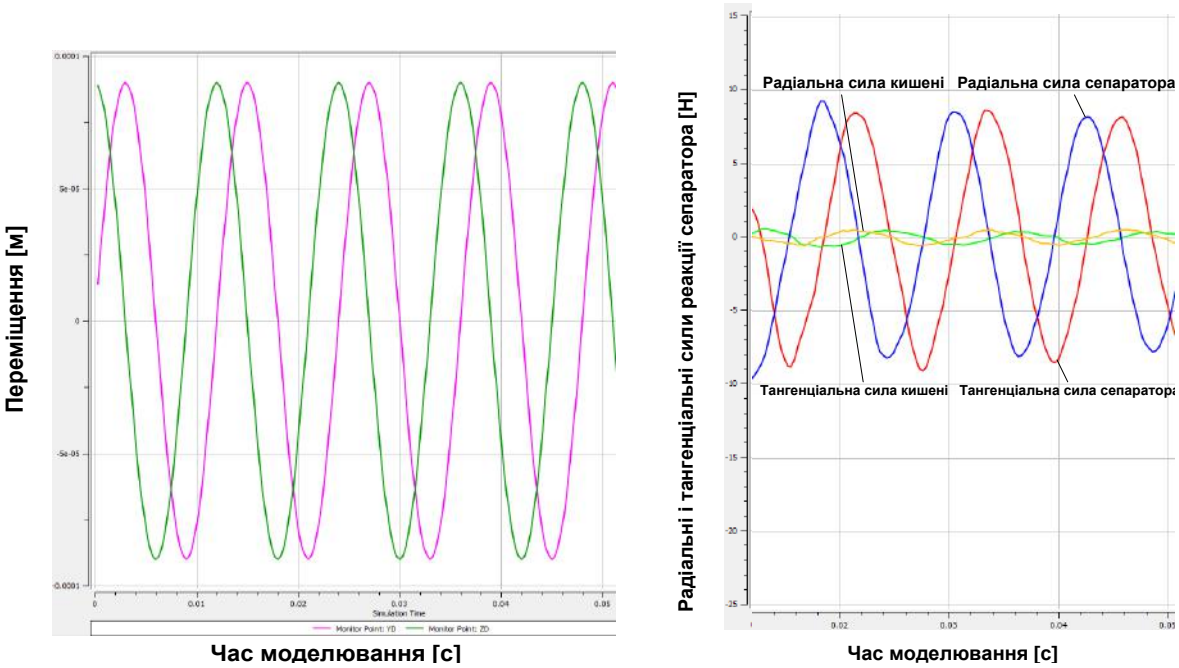


5000 об/хв 8000 об/хв 11000 об/хв

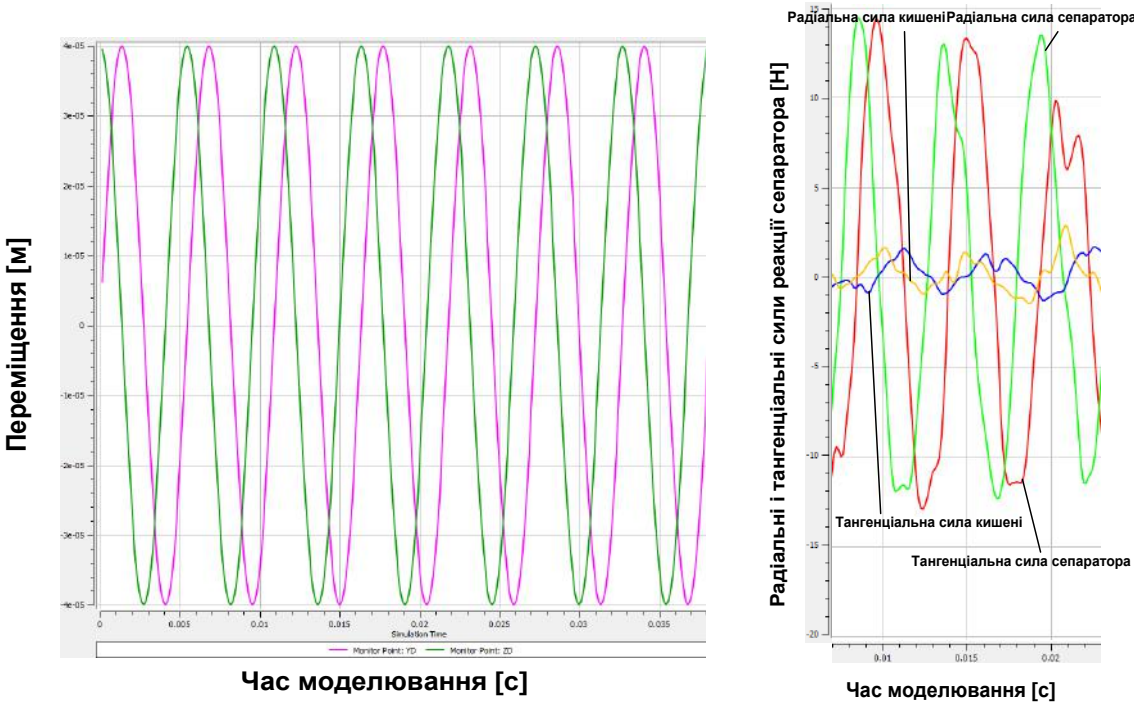
Рисунок 3.8 – Поля тиску, температури та розподілу масової частки рідкого азоту вздовж осі обертання *X*

На рисунку 3.9 показано переміщення центру мас сепаратора по *Y* та *Z* круговій траєкторії. Середні значення амплітуди прецесії взято з експерименту [73, 74]. Також зображено графіки змінення радіальних і тангенціальних сил, які діють на сепаратор підшипника при двох швидкостях обертання – 5000 і

11000 об/хв при прецесійному русі в часі. Загальні радіальні та тангенціальні сили, що діють на сепаратор, набагато більше, ніж сили, що діють на сепаратор в зазорах кишень. Зі збільшенням швидкості обертання ці сили також збільшуються (рис. 3.10 б).



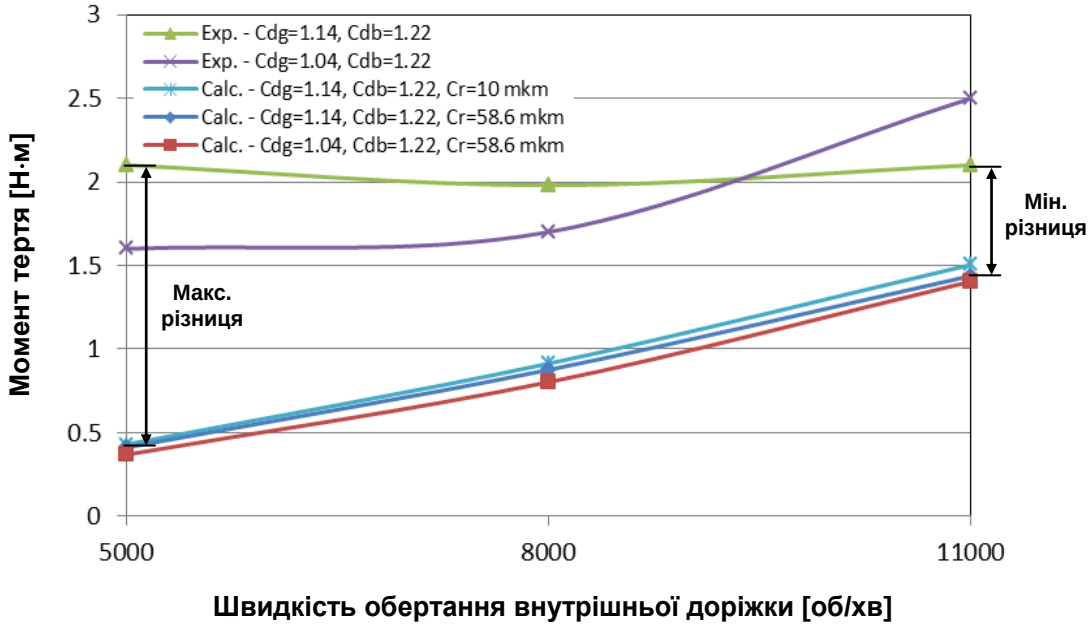
амплітуда прецесії - 180 мкм, 5000 об/хв.



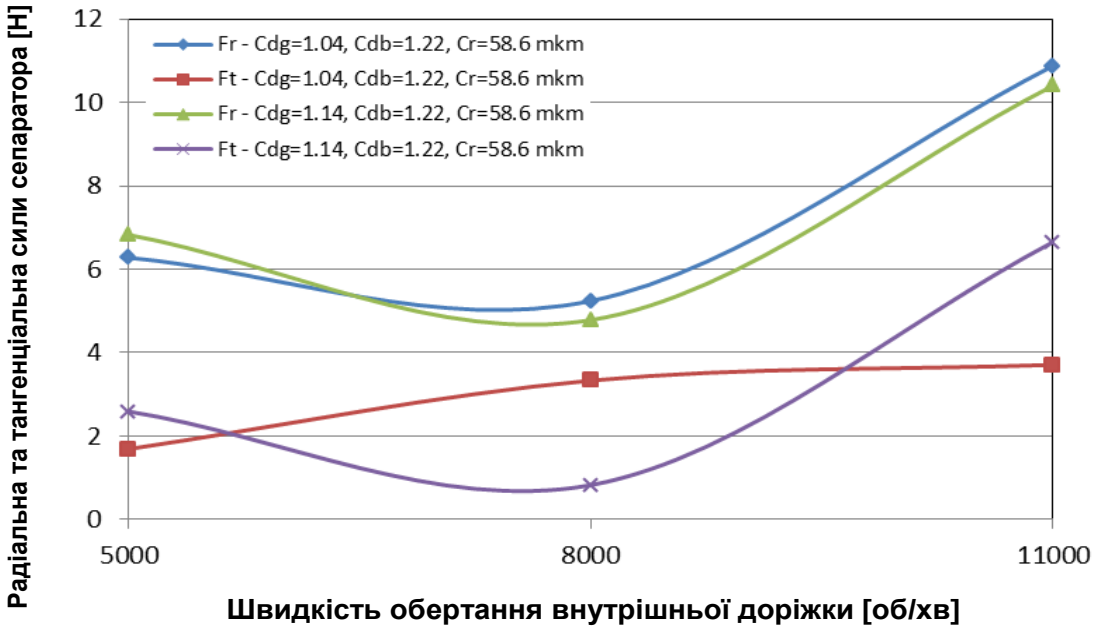
Амплітуда прецесії - 80 мкм, 11000 об/хв.

Рисунок 3.9 – *Y* і *Z* переміщення прецесійної траєкторії, радіальні та тангенціальні сили реакції сепаратора

Проведено порівняння результатів моделювання з експериментальними даними для моменту тертя при різних швидкостях обертання внутрішньої доріжки в умовах гідродинамічного змащення (рис. 3.10 а). Мінімальна різниця наблюдається при більших швидкостях обертання.



а)



б)

Рисунок 3.10 – Момент тертя (а), радіальна та тангенціальна сили сепаратора в залежності від швидкості обертання внутрішньої доріжки підшипника

3.3 Висновки

При CFD-моделюванні кулькових підшипників розглянуто турбулентну течію кріогенного середовища (однорідна бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обертовій області з прецесійним рухом сепаратора та обертовими кульками при різних швидкостей обертання. Граничні умови: швидкість обертання; вхідна масова витрата, температура, тиск; та середня траєкторія прецесії сепаратора взята з існуючого експерименту [73,74]. Дослідження було зосереджено на аналізі динамічних сил рідини, які діють між обертаючимися кульками, і прецесуючим сепаратором, а також між прецесуючим сепаратором та обертовою внутрішньою та нерухомою зовнішнішньою доріжками кріогенного кулькового підшипника. В результаті проведено порівняння результатів моделювання та експерименту моменту тертя при різних швидкостях обертання в умовах гідродинамічного змащування. Тепловий аналіз проводився з адіабатичними стінками і не враховував теплообмін між рідиною і твердими тілами. Отримано розподіли ліній току, тиску, температури та масової частки рідкого азоту, що дає змогу краще зрозуміти явища гідродинамічного змащування кріогенним середовищем. Для більш кращого узгодження результатів розрахунку та експерименту необхідно розв’язувати задачу пружногідродинамічного змащення для неконформних контактів кульок із внутрішньою і зовнішньою доріжками.

4 НОВА КОНЦЕПТУАЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ БЕЗВАЛЬНОГО НАСОСА

4.1 Аналіз конструкцій герметичних і безвальних насосів

Основною проблемою відцентрових насосів, що перекачують надчисті, високотоксичні, стерильні або делікатні рідини, є ущільнення вала, які ущільнюють обертовий приводний вал з корпусом. На думку Барнарда з Exxon Chemical Ltd, 80% насосів, які використовуються у хімічній промисловості, виведені з експлуатації через несправності механічних ущільнень, а решта 20% знято внаслідок несправності підшипників, муфт та іншого. Ці насоси мають витрати на технічне обслуговування приблизно вдвічі більші їх вартості протягом перших п’яти років експлуатації [75].

Однією з відповідей на цю проблему є насоси з магнітною муфтою або моторні насоси. Останні мають герметичний кожух, що відокремлює обертові частини насоса від статора. В обох випадках крутний момент передається на ротор за допомогою магнітного поля, що обертається. У насосі з магнітною муфтою обертаюче поле генерується обертовими магнітами, в насосі з герметичним двигуном - електричними обмотками статора. Основною проблемою цих герметично закритих відцентрових насосів є підшипникові втулки ротора, які змащуються та охолоджуються технологічною рідиною. Ці підшипники негайно виходять з ладу, якщо в насосі відсутнє змащення. Також не всі рідини є хорошими мастилами. Рідини з низьким тиском пари випаровуються в підшипниках, а рідини, такі як суспензії CMP (хімічна механічна планаризація), що містять абразивні частини, спричиняють швидке зношування підшипників [75].

На відміну від магнітної муфти, в герметичному двигуні спостерігається більша генерація тепла через додаткові електричні втрати. Спільним для обох типів є те, що підшипники встановлені в просторі перекачуваного середовища повинні бути в змозі протистояти умовам, які присутні в перекачуваної рідині.

Зазвичай використовуються підшипники ковзання, хоча в деяких випадках також використовують роликові підшипники [76].

Підшипники герметично виконаних насосів повинні розташовуватися в барокамері, і тому вони занурені в робочу рідину. Особливі вимоги до цих підшипників вимагають використання гідродинамічних змащених підшипників або магнітних підшипників, за кількома винятками, коли можуть застосовуватися роликові підшипники. Тому важливе значення слід надавати проектуванню та вибору матеріалів. Рідина мастильно-охолоджуючої рідини рідко є мастилом у звичайному розумінні, але частіше рідиною, такою як кислота, їдка речовина, термічне масло (іноді при дуже високих температурах), вуглеводні, скраплений газ тощо з надзвичайно низькими або незначними мастильними властивостями; тобто надзвичайно низької в'язкості. Отже, не можна припустити, що гідродинамічне змащення буде здійснюватися завжди: це означає, що також слід очікувати змішаного тертя. Отже, матеріали, з яких виготовляються підшипники герметичних насосів, повинні мати хороші експлуатаційні властивості в аварійних ситуаціях. Особливе значення слід надавати якомога кращій шорсткості підшипників під час врівноваження навантаження в радіальному напрямку [76].

Радіальне зусилля на насосах обсадних колон може бути значно зменшено, використовуючи подвійний затвор в якості направляючого пристрою. Хоча радіальні сили не виключають одна одну повністю, досягнутого зменшення достатньо для забезпечення задовільних результатів у багатьох випадках. Можна припустити, що сили, що залишилися, знаходяться десь в районі між 15 і 20% відповідної радіальної сили одноступеневого насоса [76].

При перекачуванні хімічних речовин, кислот та їдких рідини, необхідно приділяти велику увагу типу насосів, коли іноді важко зробити вибір між герметичними насосами і насосами з ущільненнями [77].

Переваги приводних насосів типу MAG (герметичні насоси) (рис. 4.1):

1. Спеціальна герметична конструкція насоса запобігає витокам та викидам, оскільки у випадку хімічних речовин, агресивних рідин, вибухонебезпечних та легкозаймистих рідин може бути дуже небезпечними для обслуговуючого персонала, і особливо для навколишнього середовища. Отже, герметичні насоси дозволяють дотримуватися суворих вимог до безпеки навколишнього середовища, які вимагаються багатьма нормами. Не слід також забувати, що деякі рідини можуть бути дуже дорогими, і їх втрата через несправність ущільнень може спричинити великі зайві додаткові витрати.

2. Герметичні насоси дуже надійні і потребують дуже низького обслуговування завдяки своїй простій конструкції. За нормальних умов роботи ці насоси можуть експлуатуватися без будь-якого ремонту більше десяти років, тому їх термін дії значно знижується, якщо використовувати ущільнювальні та опорні вузли, і навіть якщо завжди перевіряти ущільнювальні кільця та підшипники кожні один/два роки, щоб просто переконатися про їх зношування.

3. Муфта в них має дуже просту конструкцію, оскільки немає необхідності в регулюванні положення двигуна/насоса.

Недоліки герметичних насосів (рис. 4.1):

1. При застосуванні навіть із невеликим відсотком твердих речовин герметична насосна система не є відповідним рішенням. Герметичні насоси насправді можуть працювати лише з чистими рідинами без твердих речовин у суспензії.

2. Насоси з магнітним приводом, як правило, дорожчі за насоси з механічним ущільненням. Однак, як зазначалося вище, витрати на технічне обслуговування дуже скорочуються протягом терміну служби насоса, і ці довгострокові фінансові переваги слід враховувати при виборі конструкції насоса.

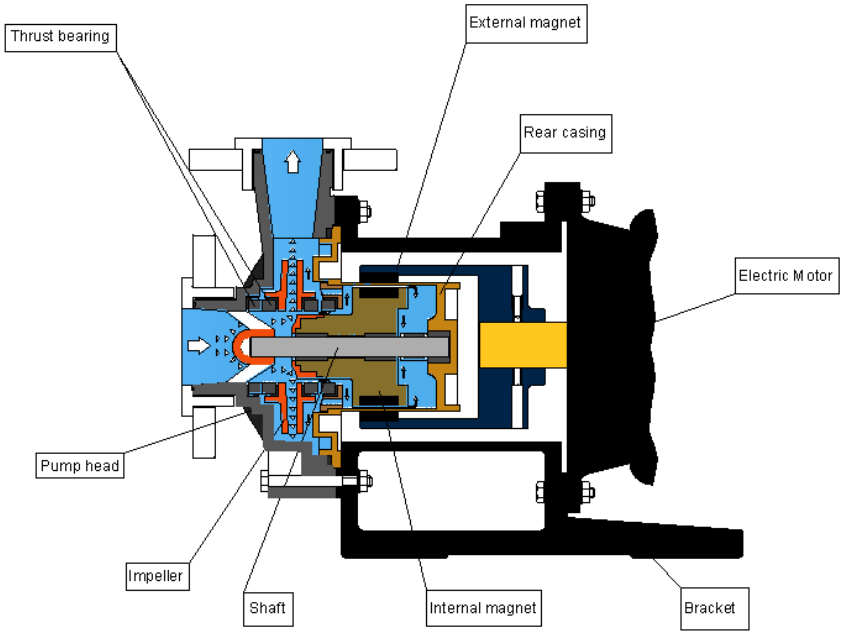


Рисунок 4.1 - MAG приводний насос [29]

Насоси типу MDH та MDH-D (рис. 4.2) розроблені з армованого скловолокневого поліпропілену або армованого вуглецевим волокном фторопласту (PVDF). MDH-D вказує на те, що насос має вуглецеву втулку і, отже, яка не пошкоджується при режимі без змащення. Ці насоси використовують центральну опорну систему з пластиковим покриттям, яка утримує кріплення двигуна на підлозі, щоб запобігти корозії двигуна, якщо насос іноді знаходиться у рідині [78].

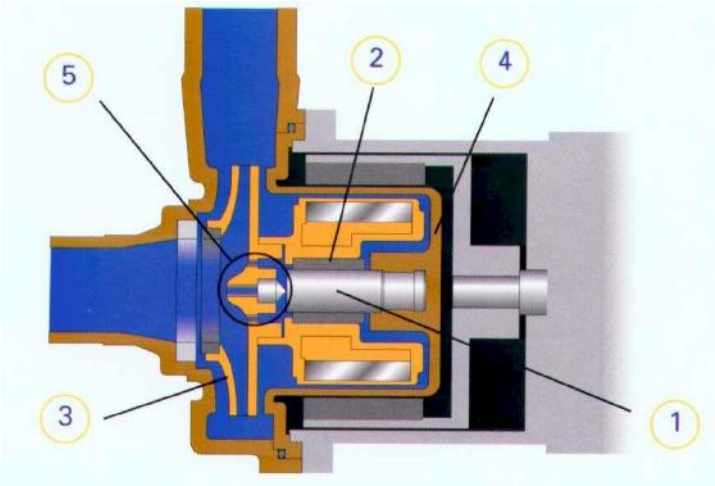


Рисунок 4.2 - MDH MAG приводний насос [78]

1 - керамічний шпиндель, 2 - вуглецевий підшипник, 3 - формоване робоче колесо, 4 - задній кожух, 5 - штифтовий підшипник

Насоси типу MAGNATEX - надійні, довговічні, мають змінні вкладиші, і є магнітними насосами. Вони є добрим рішенням при перекачуванні корозійної рідини з низькою та середньою течією. Ці насоси забезпечують тривалий термін експлуатації, який не потребує технічного обслуговування, з низькою початковою вартістю та низькою загальною вартістю використання. Змінні вкладиші роблять ремонт простим і недорогим без використання спеціальних інструментів [79-81].

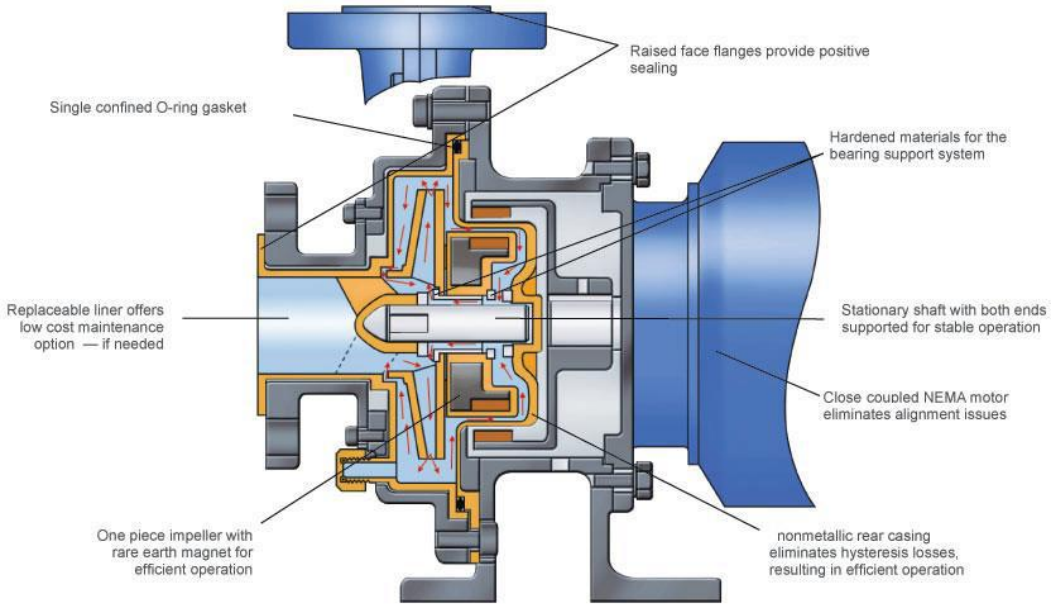


Рисунок 4.3 - Насос типу MAGNATEX [79]

Нагрівальні насоси з магнітним приводом (рис. 4.4) використовуються для перекачування розплавленної сірки протягом десяти років з дуже хорошими результатами. Через природу сірки ці насоси мають особливу конструкцію. У зоні магнітного зчеплення/ізоляції необхідний хороший теплообмін, щоб розсіювати тепло, спричинене магнітними втратами. Підшипникові втулки виготовлені з ерозійно стійкого карбіду кремнію та мають інтенсивне змащення, що також дозволяє функціонувати на менших потужностях. Проте насос має певну мінімально допустиму витрату, щоб уникнути генерації тепла всередині. Інтенсивна зона нагрівання навколо корпусу насоса та навколо ізоляційної зони забезпечує постійну температуру

під час роботи та безпечний пуск. За допомогою зливного кожуха насоса можна спорожнити насос без ризику кристалізації сірки після його відключення [82].

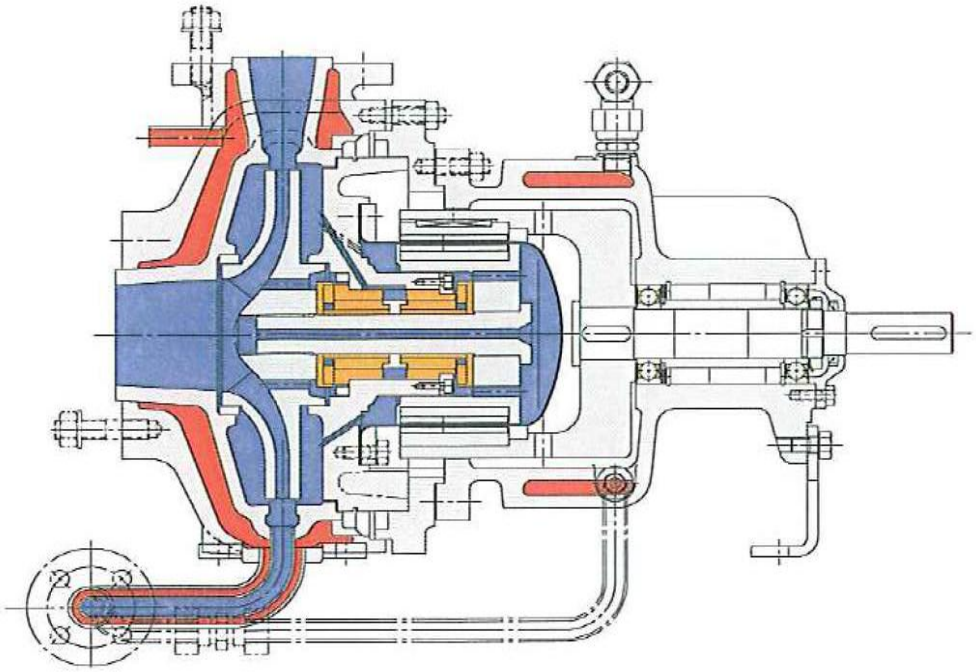


Рисунок 4.4 - Нагрівальний насос з магнітним приводом [82]

Відділ Rotos групи Gruppo Aturia розробив велику програму насосів для промисловості з новою повноцінною лінійкою насосів без магнітних приводів. Він спеціалізується на застосуванні, розробці та розподілі технічно вдосконалених, герметично закритих магнітних насосів (рис. 4.5) [83].

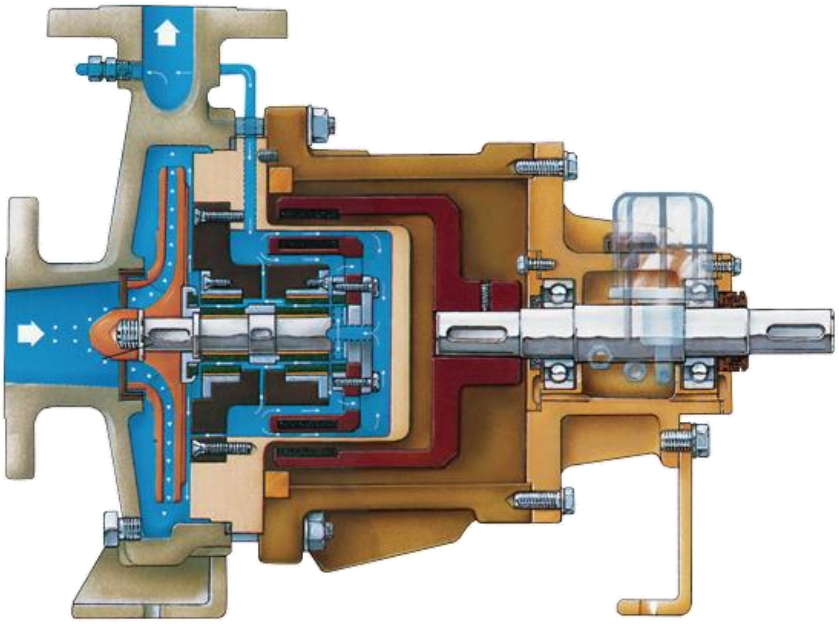


Рисунок 4.5 - Безущільнювальний магнітний приводний насос Gruppo Aturia [83]

Насоси Magnetic Drive (МД) (рис. 4.6) - це екологічно чисті насоси, які використовуються для максимального захисту від витоків. Насоси МД призначені для перекачування легкозаймистих, токсичних або забруднюючих ґрунтових вод рідин, при яких не може бути ризику витоків. Насоси МД зазвичай використовуються для перекачування ізоціанатів, розчинників таких як фенол та ксилол, гербіцидів, пестицидів, фунгіцидів, бензолу та інших небезпечних органічних рідин, включаючи слабоабразивні фарби та підсолоджувачі. Їх використання поширюється на програми, де витоки будуть дорогими, наприклад з високоочищенними хімічними речовинами або там, де потрібні тривалі інтервали до капітального ремонту, зменшуючи витрати на обслуговування [84].

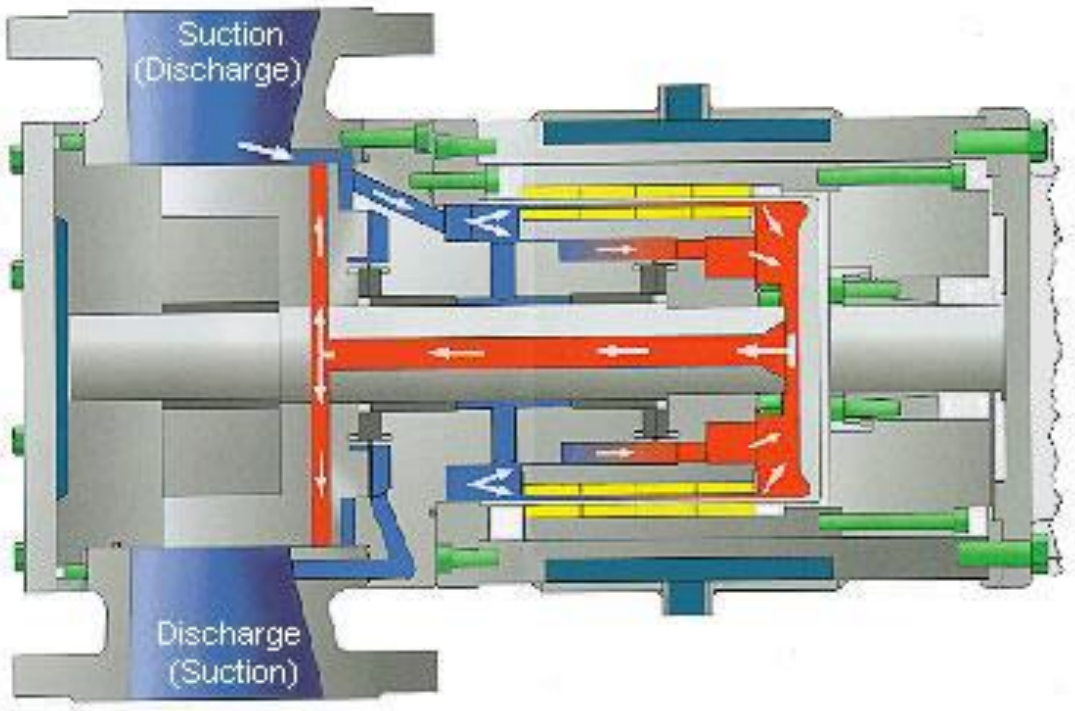


Рисунок 4.6 - Насоси з магнітним приводом від Flow-Tech [84]

Насоси без використання ущільнень, які в кінцевому підсумку можуть виходити з ладу, що вимагає дорогого обслуговування. Насоси Sundyne HMD Kontro без ущільнень із магнітним приводом (рис. 4.7) мають економічну надійну альтернативу традиційним конструкціям герметичних насосів [85].

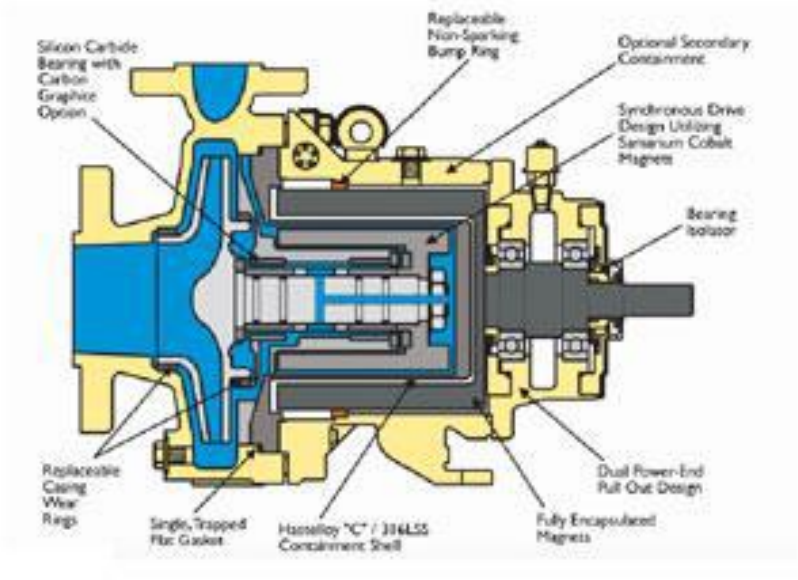


Рисунок 4.7 - Насос магнітного приводу Sundyne HMD Kontro [85]

Ключовою особливістю насоса Levitronix (рис. 4.8) (Технологія безпідшипникових двигунів), що відрізняє технологію безпідшипникових двигунів, є те, що він поєднує в собі один і інший двигун та магнітний підшипник [86].

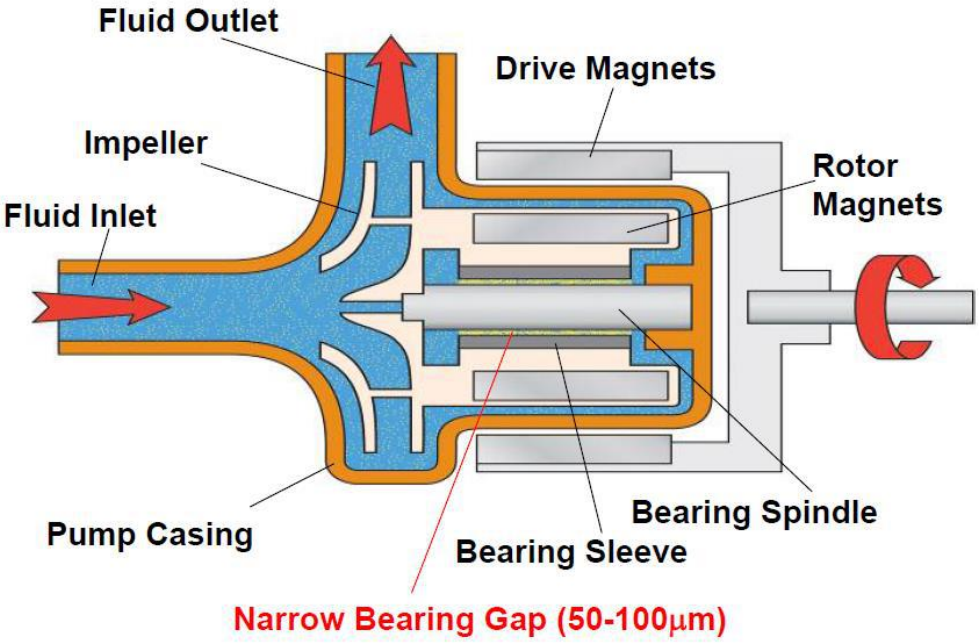


Рисунок 4.8 – Насос типу Levitronix [86]

Конструкція підшипника насоса HVAD HeartWare (рис. 4.9) забезпечується гідродинамічним змащенням та пасивним магнітом. Ротор

отримує несучу здатність від сили рідини в тонких, рідких плівках крові, що розділяють корпус ротора і насоса, на основі відносного руху поверхонь [87,88].

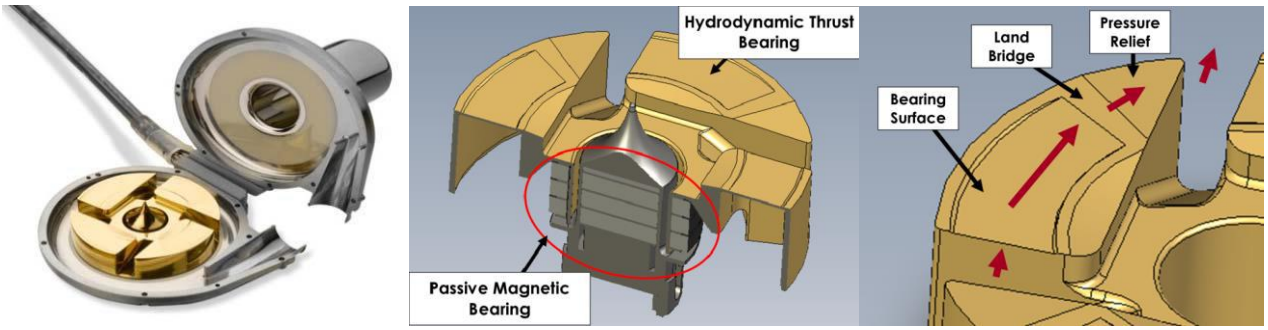


Рисунок 4.9 – Конструкція підшипника насоса HeartWare HVAD [88]

Bosch Mahle Turbo Systems використовує два окремих плаваючих підшипника (рис. 4.10). Підшипники поєднують в собі низьке тертя та надзвичайну довговічність. Це має вирішальне значення, особливо для використання на комерційних автомобілях. З метою задоволення дедалі жорсткіших вимог щодо викидів на сторонах компресора та турбіни використовуються подвійні ущільнювальні кільця валів [89-92].

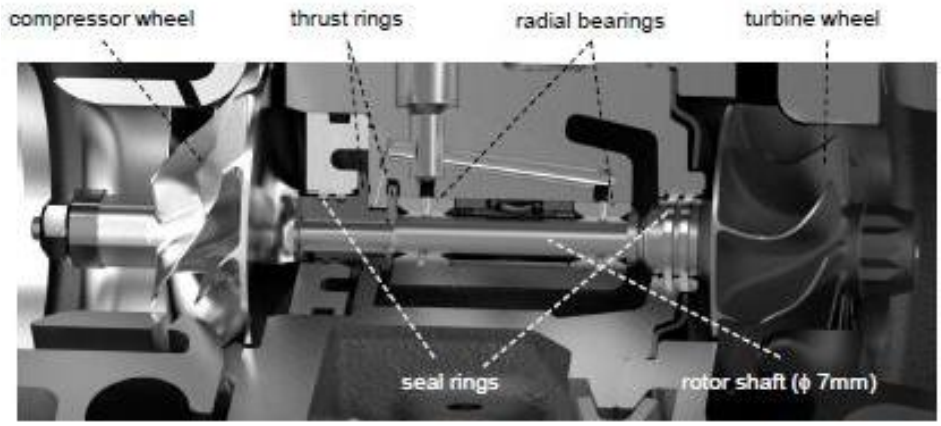


Рисунок 4.10 – Конструкція ротора автомобільного турбокомпресора [89]

Поперечний перетин горизонтального багатоступінчастого насосу високого тиску HGM (KSB Aktiengesellschaft), представлений на рисунку 4.11, забезпечує безперебійну роботу завдяки підшипникам з внутрішнім

змащенням, і не потребує допоміжних систем та технічного обслуговування. Осьовий пристрій розвантаження осьової сили: комбінація радіально-опорного підшипника з внутрішнім змащенням та запатентованого інтегрованого упорного підшипника [93].

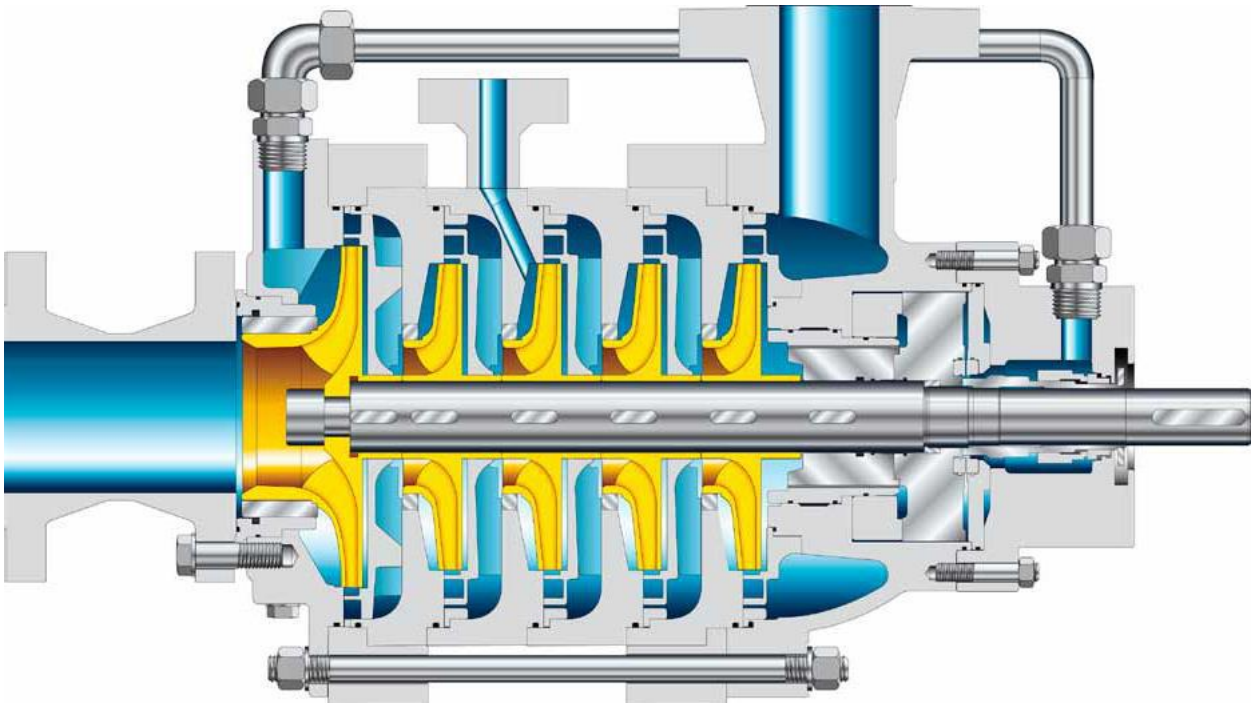


Рисунок 4.11 – HGM насос [93]

Консольний одноступінчастий насос [94], у якого торцеве та шпаринне ущільнення мають функцію радіально-осьового підшипника. Схема одноступінчастого насоса представлена на рис. 4.12. Робоче колесо 4 з'єднане з гнучким ротором 13 через сферичне шлицеве з'єднання 14. Діаметр ротора оцінюється з умови забезпечення міцності ротора для заданого крутного моменту. Передні 1 та 9 задні ущільнення виконують роль радіальних гідростатичних підшипників. Система, що складається з кільцевого дроселя 9, торцевого дроселя 11 і камери 10, виконує роль саморегулюючого радіально-осьового гідростатичного підшипника. Радіальні лопаті 7 корпусу 5 уповільнюють окружний потік у задній кишені 6. Високий тиск у задній кишені 6 регулюється задньою прокладкою, покращуючи несучу здатність радіального підшипника 9. Завдяки гнучкості ротора, робоче колесо має свободу радіального, осьового та кутового рухів. Тому робоче колесо здійснює

самоцентрувальну дію під впливом гідростатичних сил і моментів у кільцевих ущільненнях і самого гіроскопічного моменту. В результаті амплітуда вимушених коливань зменшується. Кінцеве ущільнення 12 герметизує малий тиск на вході, і завдяки малому діаметру крутильного ротора ущільнення працює з низькою окружною швидкістю. В якості торцевих ущільнень можуть бути використані прості конструкції контактних торцевих ущільнень, запірні газові безконтактні імпульсні ущільнення з радіальним розташуванням ступенів і подачею технологічного повітря, а також магніторідинні ущільнення.

Як і в автоматичних системах врівноваження осьових зусиль, кільцевий дросель 9, камера 10 зі змінним тиском і регулюючий кінцевий дросель 11 утворюють регулятор осьового положення ротора.

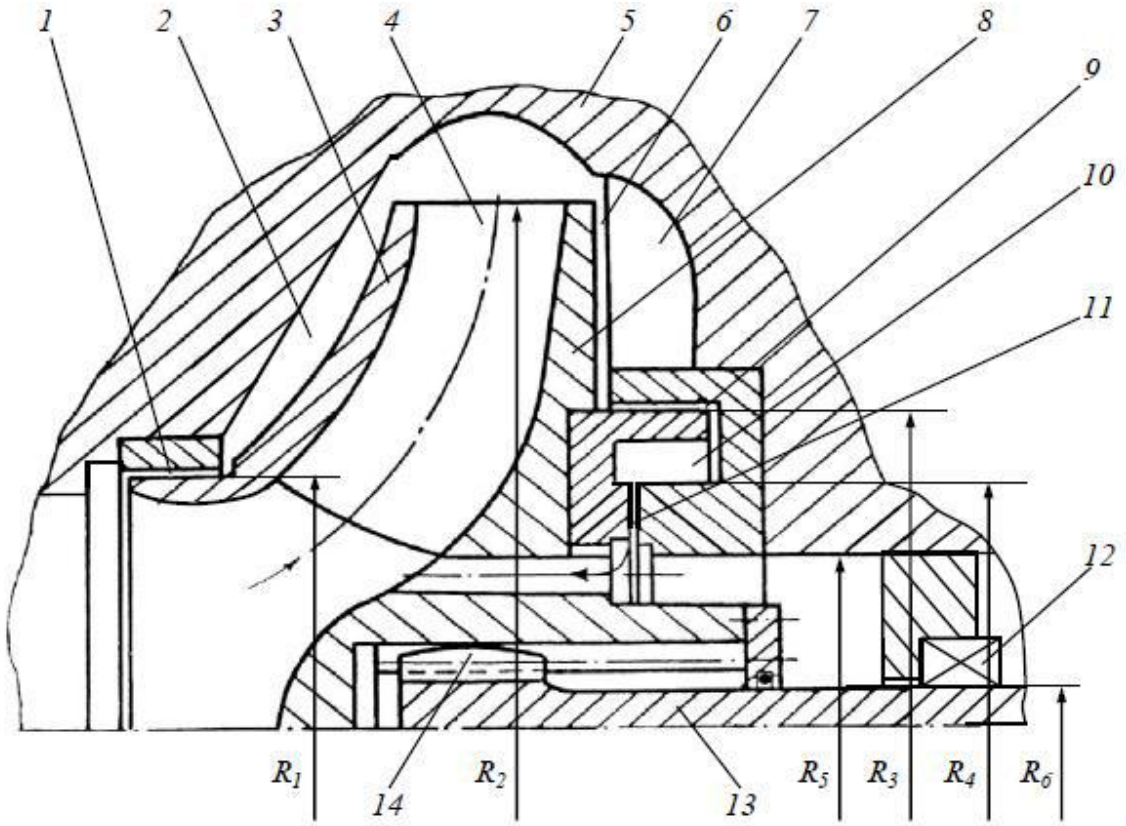


Рисунок 4.12 – Схема карданного насоса без підшипників

Експериментальні дослідження та досвід експлуатації карданних насосів без підшипників підтвердили їх суттєві переваги порівняно з традиційними конструкціями наступним чином (рис. 4.13 а, б):

- зменшені параметри ваги та розміру за рахунок усунення дистанційних підшипників та блоку торцевого ущільнення вала;

- поліпшені вібро-акустичні характеристики агрегату: насос працює майже безшумно і нечутливий до розцентрування опорних осей втулок і корпусу кільцевих ущільнень;

- підвищена надійність та термін служби за рахунок зменшення вібрації та полегшення умов роботи ущільнення вала (зменшена швидкість навантаження);

- спрощене обслуговування, монтаж та регулювання.

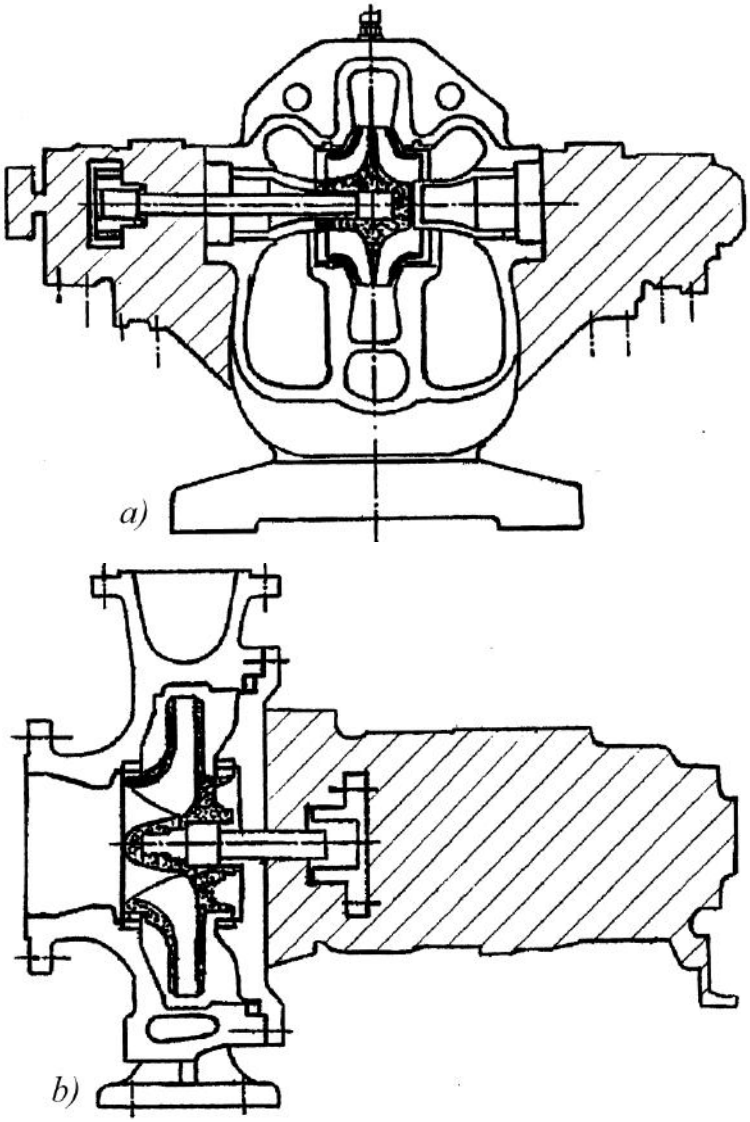


Рисунок 4.13 – Порівняння розмірів карданного насоса без підшипників та їх традиційних аналогів

Проте виникають наступні проблеми, які необхідно вирішувати:

1. Дослідження несучої здатності ущільнення-опори, гідродинамічних сил та здатності осьового врівноваження.

2. Проектування конструкції торцевого ущільнення.

3. Перебачення необхідності гідростатичного врівноваження радіальних сил ври пуску насоса.

4. Підбір пари тертя для ущільнень-опор.

2.2 Нова конструкція карданного магнітного насоса

В результаті запропонована нова конструкція карданного магнітного насоса (рис. 4.14), відмінною особливістю якого є те, що торсіон 6 приводиться в обертання електромагнітом 4. Радіальні сили врівноважуються комбінованим гідростатодинамічним ущільненням 3 і кільцевими ущільненнями 1 робочого колеса 5 за рахунок ефекту Ломакіна. Осьове врівноваження відбувається за допомогою осьового гідростатичного врівноважувального пристрою 2. Під час пуску насоса, ущільнення-опора 3 виконує функції повноохоплюючого гідродинамічного підшипника. При роботі в окружну канавку ущільнення подається тиск з нагнітання насоса. Конструкційний зазор між валом і втулкою становить 0,1 мм. Деталі підшипників повинні бути виготовлені з антифрикційних матеріалів. Торсіонне з'єднання з робочим колесом може виконуватися як за допомогою карданної шестерні, так і за допомогою сферичного з'єднання. З'єднання повинно мати достатню осьову та радіальну рухливість, забезпечуючи самоцентрування робочого колеса в ущільненнях-опорах. Торсіон використовується лише для передачі крутного моменту. Для зменшення конструктивного зазору та поліпшення динамічних характеристик, ущільнення може мати плаваючу або напівплавучу конструкцію.

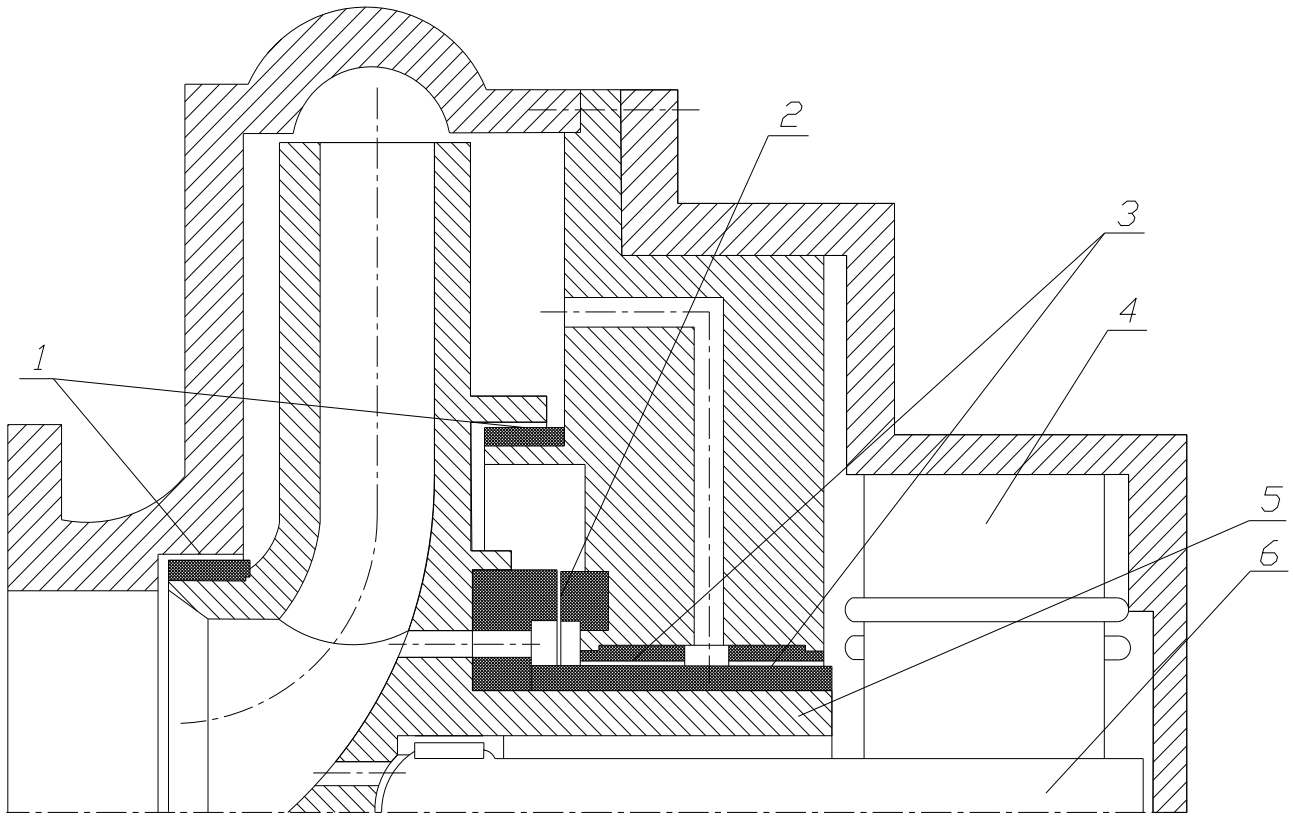


Рисунок 4.14 – Схема карданного магнітного насоса

1 - кільцеві ущільнення робочого колеса, 2 - осьовий врівноважувальний пристрій, 3 - комбіноване гідростатодинамічне кільцеве ущільнення, 4 - електромагніт, 5 - робоче колесо, 6 - торсіон

На рисунку 4.15 a, b наведено приклад розрахунку робочого колеса насоса в програмі Ansys CFX (контури тиску та лінії току) із наступними параметрами та розмірами:

Частота обертання n = 3500 об/хв,

Об'ємна втрата - 135 м3/год,

Напір - 153 м,

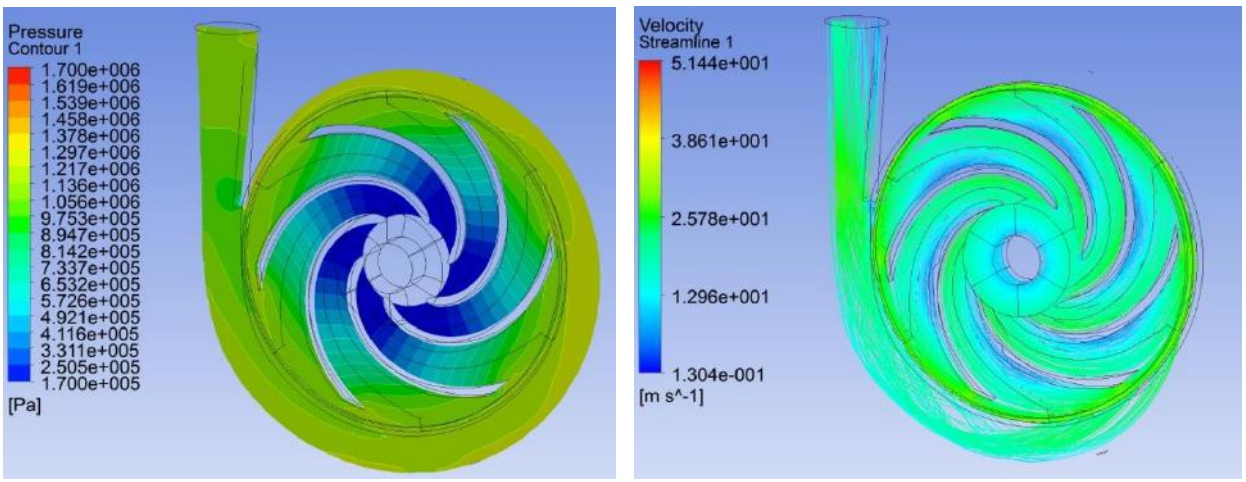
Кількість лопаток - 6,

Nq = 16,2,

Потужність (кВт) - 69,9,

D2 = 279,1 мм,

b2 = 11,9 мм.



а) б)

Рисунок 4.15 – Поле тиску а) та лінії швидкості б) в насосі

Радіальне зусилля F_r для насосів зі спіральним корпусом розраховане за формулами

$$F_r = K_r \cdot b_2 \cdot D_2 \cdot p_t \tag{4.1}$$

де: K_r - коефіцієнт радіальної сили,

b_2 - ширина робочого колеса, включаючи кришки дисків на виході,

D_2 - діаметр робочого колеса,

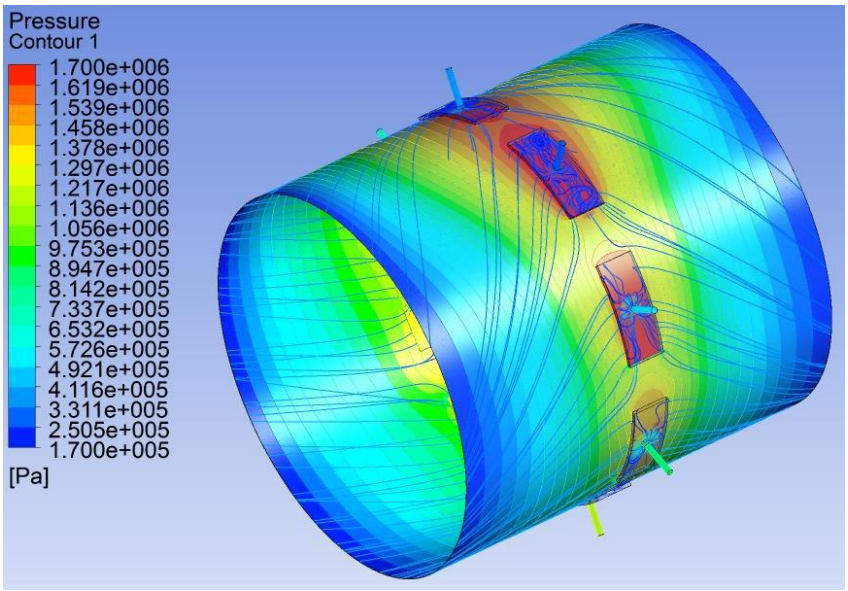
p_t - тиск подачі робочого колеса.

F_r - результуюча сила, що діє вертикально відносно валу, що виникає внаслідок змінного тиску по окружності робочого колеса проектованої вихідної поверхні робочого колеса, включаючи покривні диски. Радіальна сила може бути в межах від 600 до 2200 Н.

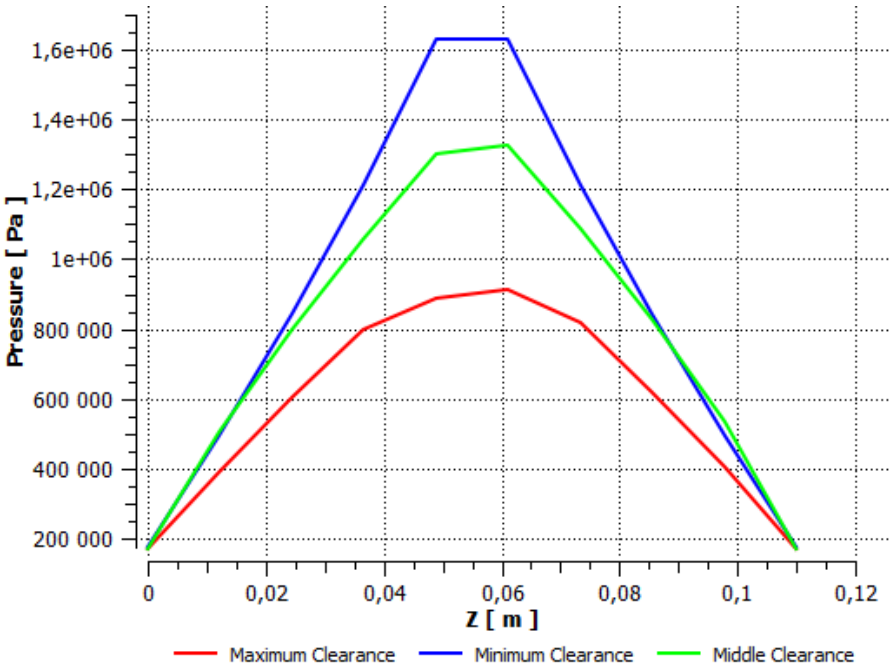
Результат розрахунку радіального гідростатодинамічного ущільнення-опори, показаний на рисунку 4.16. На рисунку 4.16 а показані профілі тиску та лінії току в зазорі. На рисунку 4.16 б показано розподіл тиску по довжині в різних частинах ущільнення-опори. Завдяки наявності дроселів тиск у місті максимального зазору в гідростатичних кишенях зменшується, виникає результуюча сила, яка компенсує радіальне несиметричне навантаження на робоче колесо. Отже, коли зазор в ущільненні-опорі дорівнює 30 мкм, а діаметр

дроселя 1,6 мм, результуюча сила при роботі насоса дорівнює 2985 Н. При пуску з зазором в ущільненні-опорі рівним 10 мкм, результуюча сила дорівнює 1291 Н.

Геометричні розміри: діаметр втулки D = 100 мм, довжина ущільнення-опори L = 110 мм, радіальний зазор h = 0,1 мм, ширина гідростатичних кишень b = 10 мм, глибина гідростатичних кишень H = 2 мм, кількість кишень N = 8.



a)

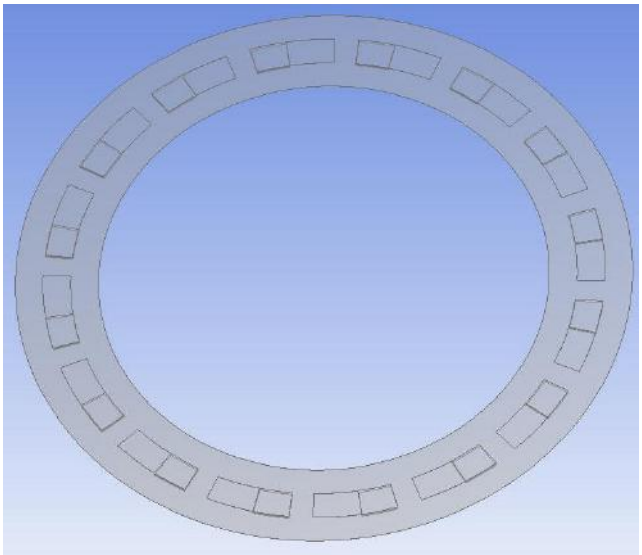


b)

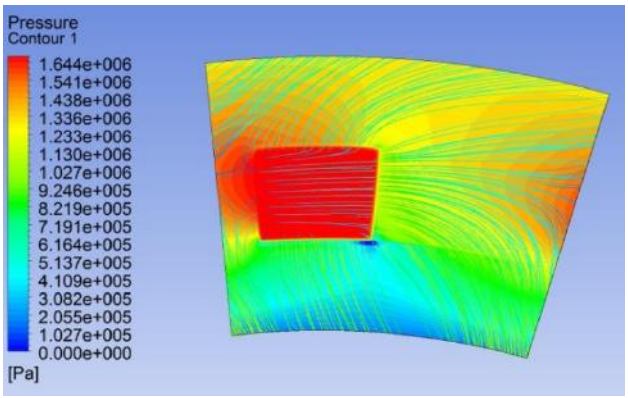
Рисунок 4.16 – Поле тиску і лінії швидкості (а) та профілі тиску (б) у комбінованому гідростатодинамічному кільцевому ущільненні-опорі

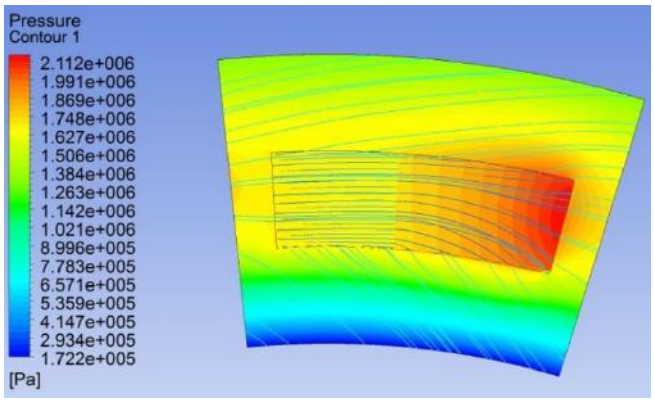
Геометрія торцевої поверхні та результати гідродинамічного розрахунку пристрою осьового врівноваження представлені на рис. 4.17, а, б, в. Поле тиску при осьовому зазорі 100 мкм і 10 мкм показано на рис. 4.17 б і в, відповідно. Осьова сила в зазорі дорівнює 13430 Н і 16940 Н відповідно.

Геометричні розміри: внутрішній діаметр D_i = 130 мм, зовнішній діаметр D_o = 178 мм, кількість кішень та канавок N = 16, внутрішній діаметр кішень та канавок D_{ipg} = 146 мм, зовнішній діаметр кішень та канавок D_{opg} = 164 мм.



а)





б) в)

Рисунок 4.17 – Геометрія (а) і поле тиску з лініями току в комбінованому гідростатодинамічному осьовому ущільненні-опорі з зазором 100 мкм (б) і 10 мкм (в)

2.3 Висновки

Проведено аналіз існуючих конструкцій герметичних насосів та безвальних насосів. Велика кількість дослідницьких груп та компаній проводять роботи в галузі герметичних та безвальних насосів, а також комбінованих гідростатодинамічних підшипників та підшипників на перекачуваному середовищі. Представлена оригінальна концепція карданного насоса без підшипників. Основними недоліками цієї конструкції є зовнішній двигун, конструкція торцевого ущільнення та недостатні сили врівноважування та моменти, що виникають у кільцевих ущільненнях при пуску. Запропоновано нову конструкцію безвального насосу, таку як карданний магнітний насос з гібридними гідростатодинамічними кільцевими ущільненнями-опорами для осьового та радіального врівноважування робочого колеса. Наявність комбінованих гідростатодинамічних кільцевих ущільнень-опор дозволяє компенсувати неврівноважені навантаження, які діють на робоче колесо. Конструкція насоса і гібридні ущільнення-опори мають патентну перспективу.

5 СТАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРЬОХШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ

5.1 Експериментальні та розрахункові дослідження при не обертовому валу

Як вже вище зазначено, основною задачею аналізу системи ротор-ущільнення є розрахунок гідродинамічних сил в кільцевих дроселях, які визначають вібраційний стан ротора. Існує необхідність розв'язання спільних рівнянь, що описують гідродинамічні процеси в ущільненнях і коливання вала з розподіленими параметрами, математичне описання яких представляє великі складнощі. При цьому складність задачі математичного описання фізичних процесів в шпаринних ущільненнях змушує йти на ряд спрощень математичної моделі.

Найбільш надійну оцінку правильності введених спрощень можна отримати на основі результатів експериментальних та розрахункових досліджень. Експериментальні дослідження є критерієм правильності запропонованих методів розрахунків [95]. При чому, розрахунковий аналіз гідродинамічних процесів в багатошпаринному ущільненні потребує розв’язання задачі в трьохмірній постановці за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки з відповідною верифікацією отриманих результатів досліджень шляхом порівняння їх з результатами експерименту.

Для визначення впливу радіальної та тангенціальної сил, процес досліджень можна поділити на дві основні частини:

1. Дослідження з не обертовим валом. Задачею експериментальних досліджень є вимірювання розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини в верхній і нижній частинах (в площині радіального прогину вала) для двох варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення (з однаковими шпаринами та з вдвічі збільшеною другою шпариною при осьових розмірах з’єднувальних камер – 1 та 3 мм), а також величини витоків в залежності від

ущільнювального тиску та радіального зміщення вала. Задачею розрахункових досліджень є отримання розподілу гідростатичного тиску по довжині циліндричних зазорів та розподілу сумарної швидкості по довжині і окружності трьохшпаринного ущільнення двох варіантів конструкцій. І як результат, верифікація числової моделі та аналіз впливу конструкції та окремої шпарини трьохшпаринного ущільнення на величину та напрямок радіальної гідростатичної сили.

Треба відзначити, що гідростатична радіальна сила створюється тиском напірної течії і значно впливає на згинальну жорсткість вала [96]. Така сила має першочергове значення для правильної оцінки критичних швидкостей обертання вала [97,98].

2. Дослідження з обертовим валом. Задачею експериментальних досліджень є отримання амплітудно-частотних характеристик (АЧХ), траєкторій руху стінки вала та витоків в залежності від ущільнювального тиску та частоти обертання вала. Необхідно визначити критичні швидкості обертання та критичні амплітуди коливань вала. А також вплив двох варіантів конструкцій на динамічну стійкість вала та витоки в трьохшпаринних ущільненнях. Задачею розрахункових досліджень є аналіз гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах трьохшпаринного ущільнення при прецесії вала за циліндричною траєкторію та ідентифікація динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфірування.

5.1.1 Описання експериментального стенда та методики експерименту

У відповідності до задач, пов’язаних з дослідженнями багатошпаринних ущільнень на базі проблемної лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики кафедри комп’ютерної механіки імені Володимира Марцинковського Сумського державного університету було вдосконалено експериментальний стенд, який дозволяє проводити дослідження шпаринних ущільнень, як в статичному (з не обертовим валом), так і в динамічному (з обертовим валом) режимах. Загальна схема експериментального стенда наведена на рис. 5.1.

Експериментальна установка з консольним валом (рис. 5.2) дуже проста в процесі збирання-розбирання ущільнювального вузла, при зміні роторних та статорних втулок немає необхідності демонтажу опорного вузла ротора і тому досліджуванні елементи потрібні в одному екземплярі. Мінусом такої конструкції є неминучі кутові коливання обертової втулки ущільнення, що несе за собою виникнення додаткових гідродинамічних сил та моментів. Крім того, досвід попередніх робіт [99] показав, що вплив гіроскопічних моментів, а також моментів та сил, що виникають при перекосах осей деталей ущільнювального вузла, які утворюються кутовими коливаннями вала, приводить до похибок експерименту. Проте, дію перерахованих факторів в діапазоні частот обертання вала від 0 до 8000 об/хв та гідродинамічних параметрів ущільнення (величині ущільнювального тиску від 1,25 до 10 атм) можна звести до низького рівня за допомогою правильного підбору конструктивних розмірів вала та втулки.

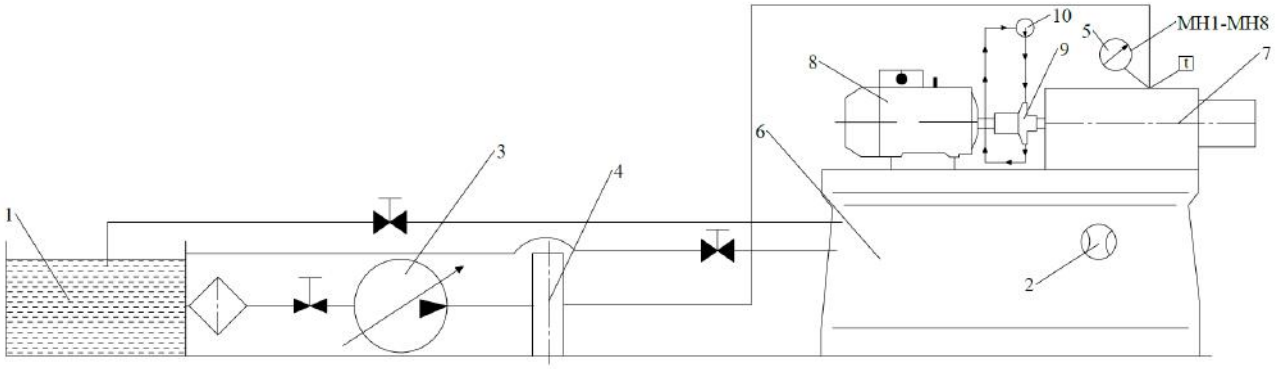


Рисунок 5.1 – Схема експериментального стенда:
1 - бак; 2 - мірна ємність; 3 - плунжерний насос; 4 - гасник пульсацій;
5 - манометри; 6 - корпус установки; 7-досліджуваний вузол; 8 – двигун;
9 – мультиплікатор; 10 – відцентровий маслонасос

Необхідні умови для роботи установки забезпечуються спеціальною системою підготовки і підведення ущільнюваного середовища - рідини (води). Для забезпечення ефективності експериментальних досліджень, використовується сучасна електронно-обчислювальна техніка.

Експериментальна установка (рис. 5.4) включає в себе досліджувану головку, керуючу інформаційно-вимірювальну систему, систему гідравлічного забезпечення, масло систему та блок живлення приводного двигуна.

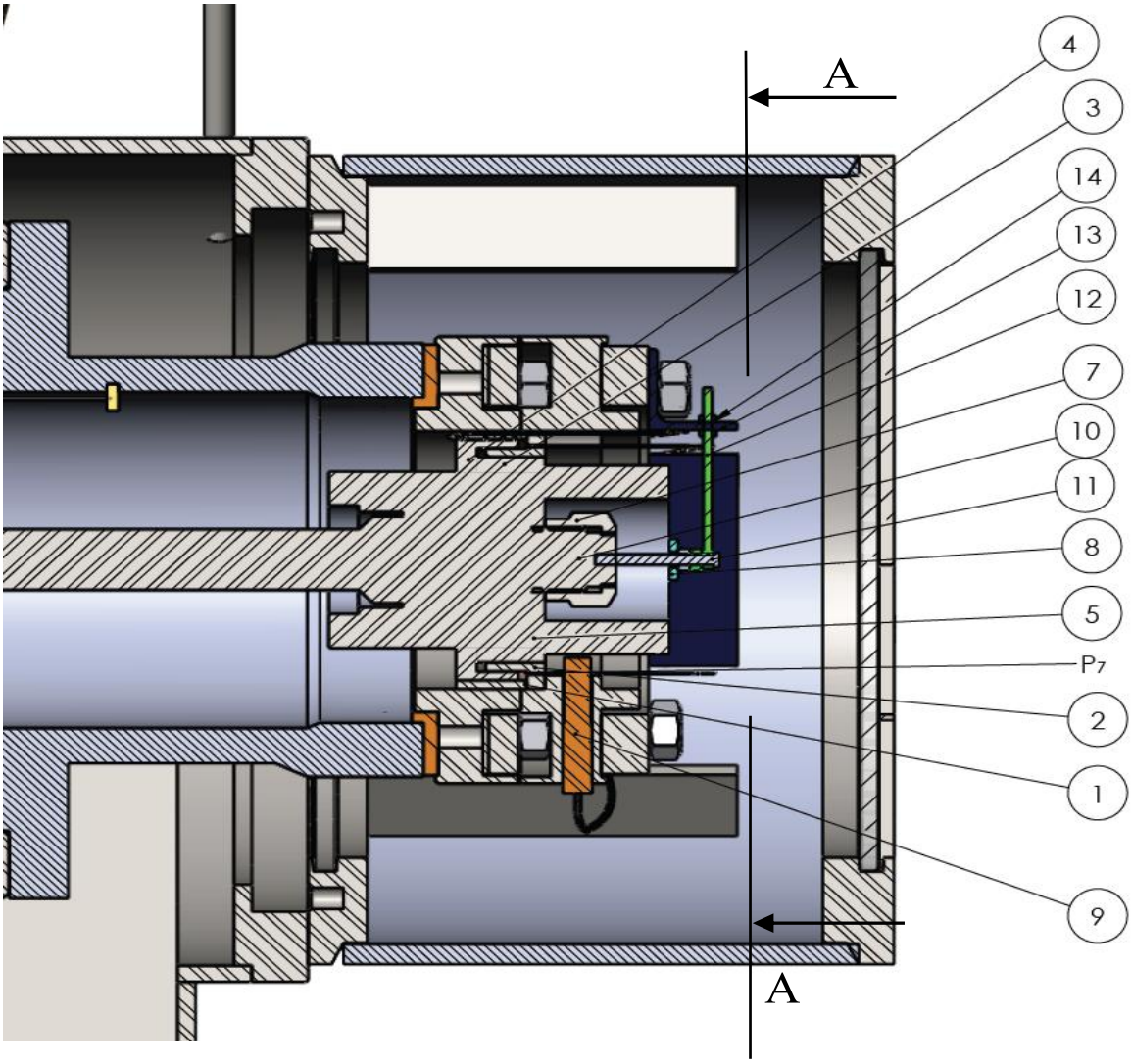


Рисунок 5.2 - Досліджуваний вузол трьохшпаринного ущільнення

Основу гідравлічної системи стенда (рис. 5.1) представляє трьохплунжерний електронасосний агрегат *3* (ПТІ-10/40), який забезпечує подачу води 2,8 х 10^{-3} $м^3/с$ при максимальному тиску 5 МПа. Для вирівнювання тиску рідини застосовувався гасник пульсацій *4*, виконаний у вигляді повітряного ковпака. Тиск регулюється за допомогою засувки, яка пропускає частину потоку робочої рідини через байпасний трубопровід.

Підведення робочого середовища до ущільнення здійснюється системою отворів у втулці (рис. 5.4) *18*, звідки рідина подається на шпаринне ущільнення *17* та досліджуване ущільнення. Витоки з досліджуваного ущільнення збираються в захисному кожусі *22* звідки вони потрапляють до витратомірального пристрою *26*.

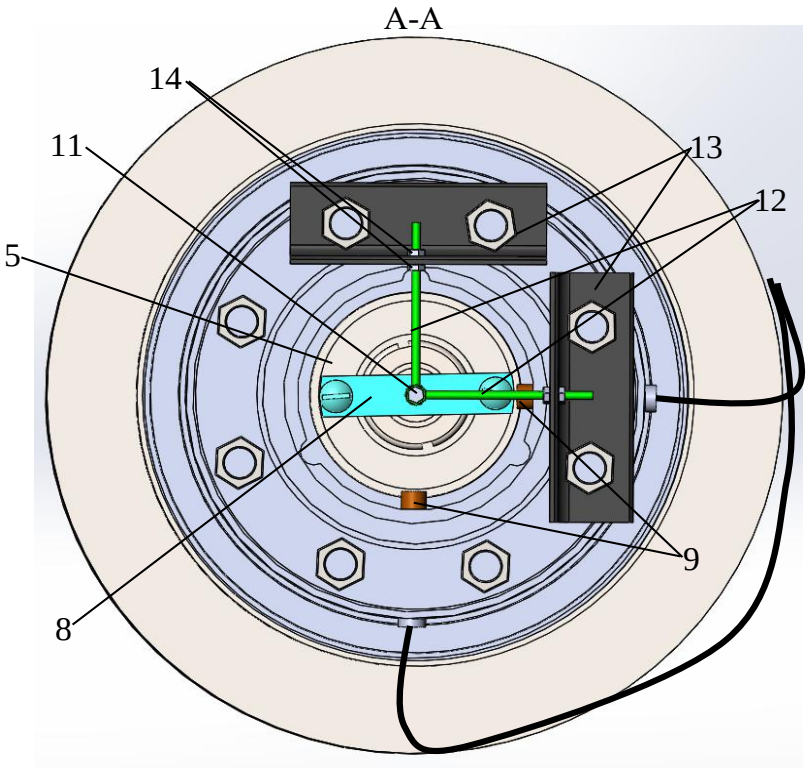


Рисунок 5.3 - Досліджуваний вузол ущільнення, вигляд спереду А-А

Центральною частиною стенда є досліджуваний вузол (рис. 5.2). Ущільнювальну пару утворюють два кільця *1,2* що нерухомо закріплені в статорній парі *6* та кільця *3,4*, що з'єднані з обертовою роторною втулкою *5* за допомогою посадки з натягом, яка в свою чергу закріплена гайкою *7* на гнучкому валу *10*. На рисунку 3.3 приведена роторна втулка *5*, яка має на торцях різьбові отвори для закріплення важків, що дозволяють створювати штучний дисбаланс, для забезпечення зміщення центру мас вала, а при не обертальному валу для закріплення планки *8* використовується болт *11*, в яку закріплені прути *12* та приєднанні до кутників *13* за допомогою гайок М3 *14*, за

допомогою яких можна регулювати розмір радіального переміщення роторної втулки трьохшпаринного ущільнення. Контроль величини радіального зміщення вала відбувається за допомогою вихрового перетворювача переміщення *9*, який передає інформацію на осцилограф (рис 5.6).

Коефіцієнт жорсткості, це один із параметрів динамічних сил, котрий можна отримати експериментально та чисельно при постійному перепаді тиску, вимірюючи змінення тиску по довжині шпарини в залежності від величини радіального зміщення *e*. Цей параметр можливо використовувати для перевірки методів оцінювання гідродинамічних параметрів ущільнень, отриманих за допомогою числового розрахунку статичних та динамічних коефіцієнтів.

Для вимірювання тиску перед ущільненням використовується манометр *15* (рис. 5.4), для вимірювання гідростатичного тиску по довжині ущільнення використовувалася система манометрів *16* (мінімальний клас точності манометра - 2,5%). Система манометрів з’єднана капілярними трубками з місцями вимірювання гідростатичного тиску, які розміщені по довжині першої шпарини (рис. 5.5) та в протилежно направлених частинах першої камери. Розподіл гідростатичного тиску вимірюється в залежності від радіального зміщення вала в нижній частині першої шпарини ущільнення (в місці мінімального зазору h-e) та в верхній частині першої шпарини ущільнення (в місці максимального зазору h+e). Місця розташування отворів на кільцях статорної частини ущільнення показані на рис. 5.7. Вимірювання гідростатичного тиску в камері проводились з метою перевірки адекватності зміщення роторної втулки в протилежно направлені сторони.

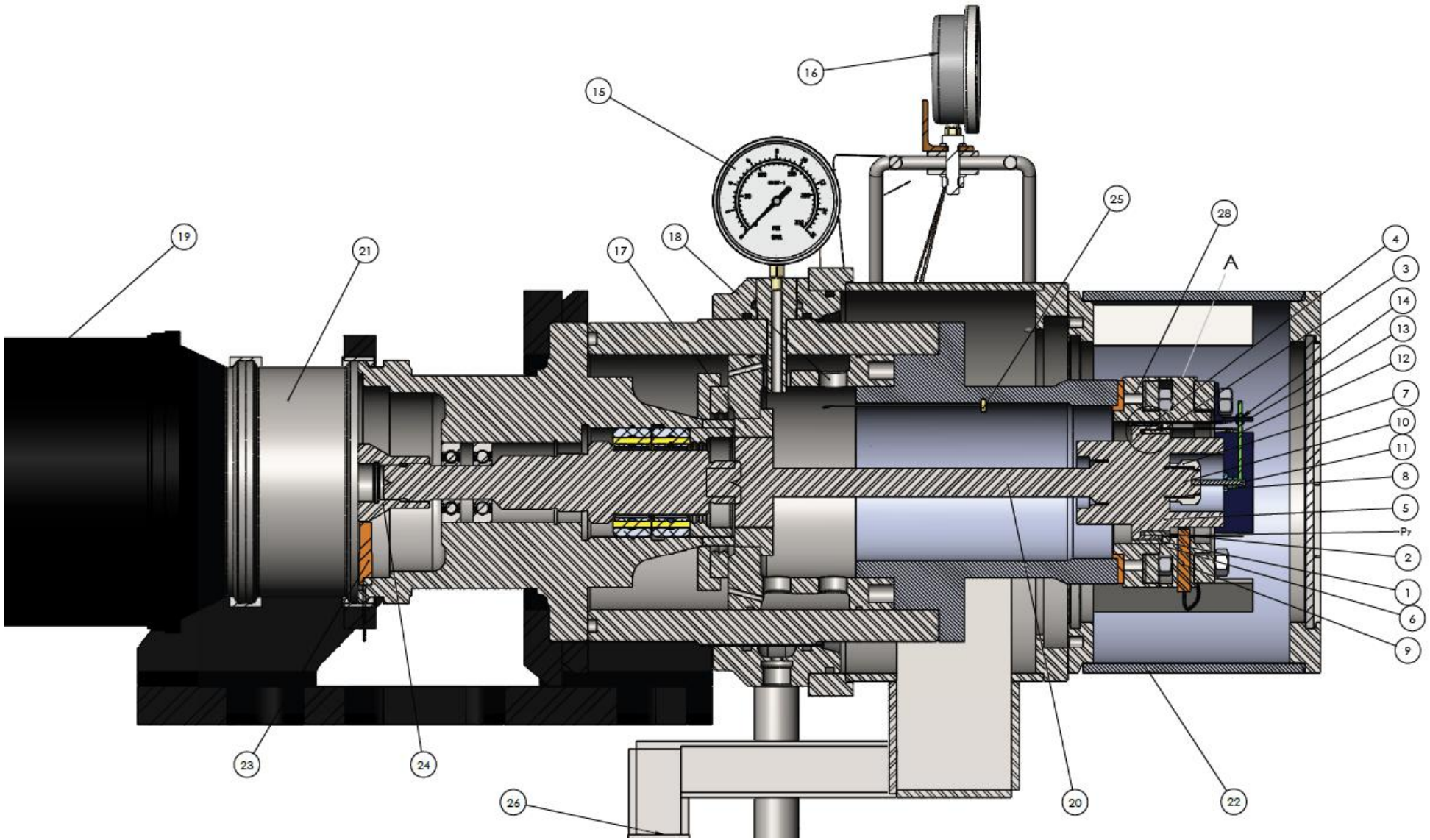


Рисунок 5.4 - Експериментальна установка

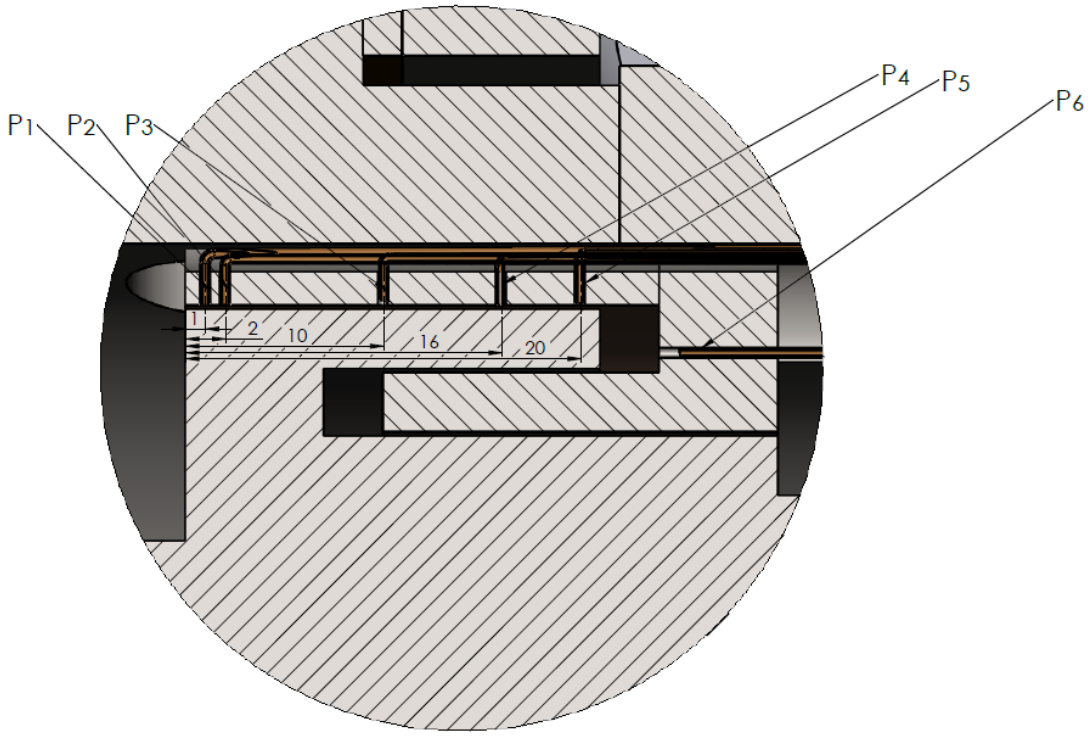


Рисунок 5.5 - Досліджуваний вузол, вигляд А (рис. 3.4)

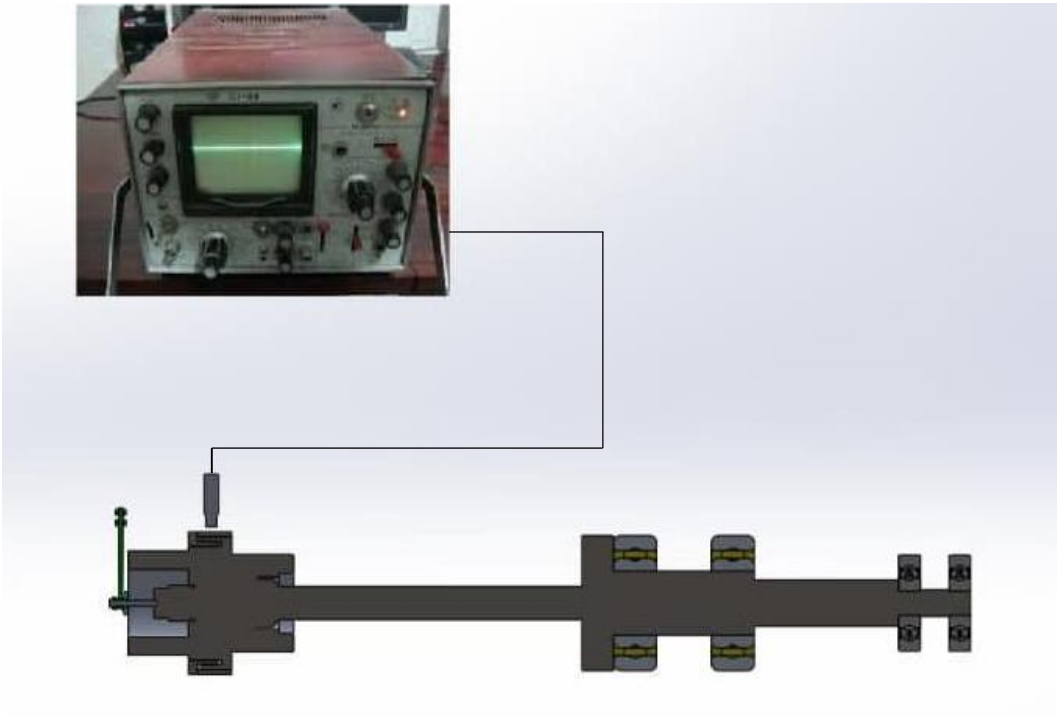
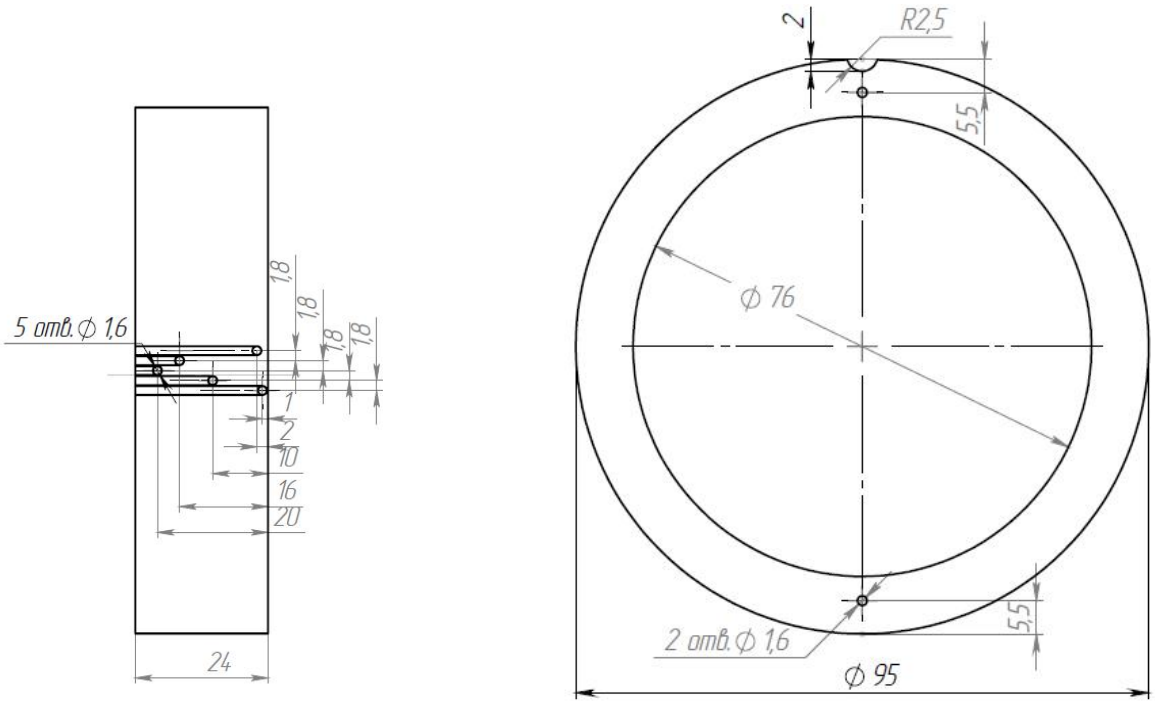


Рисунок 5.6 – Модель експериментального вузла з трьохшпаринним ущільненням



а) б)

Рисунок 5.7 – Креслення місць розташувань отворів в нерухомо закріплених в статорній парі кільцях:

зовнішнє кільце *2* (а) та середнє кільце *1* (б) (рис. 5.2)

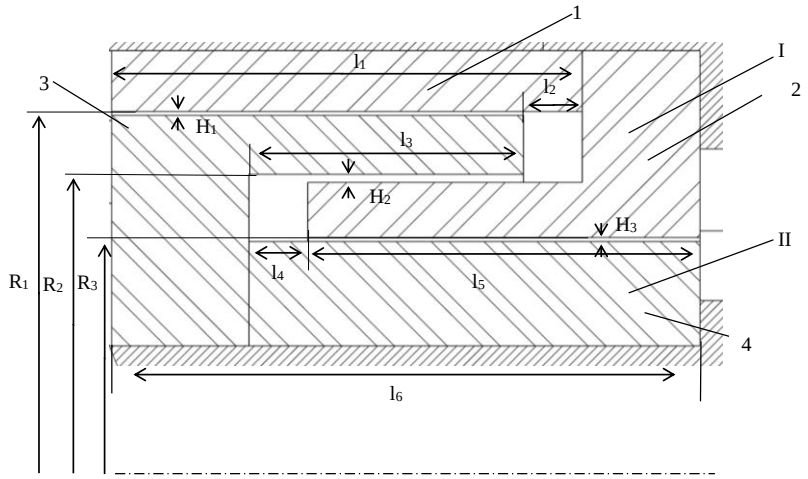


Рисунок 5.8 – Схема ущільнення (I- стінка статора, II- стінка вала)

l_1=21мм; l_2= l_4=3 мм,1 мм l_3=14мм; l_5=20мм; l_6=30мм; R_1=44.4мм; R_2=41.2мм; R_3=38 мм; H_1=0.2 мм; H_2=0.2 мм, 0.4 мм; H_3=0.2 мм

Перед збиранням досліджуваного вузла виконувався контроль геометричних розмірів ущільнення (рис 5.8) та приєднувались капілярні трубки. Досліджуваний вузол ущільнення показаний на рис. 5.8, де *I* – стінка статорної частини складається з двох кілець *1, 2*, кільце *1* встановлюється в статорну частину при посадці з натягом, а кільце *2* піджимається до нього за допомогою фіксуючої втулки *6* (рис. 5.4), *II* – стінка вала, також складається з двох кілець *3, 4*, які встановлені на вал *5* (рис. 5.4) при посадці з натягом. Змінювався зовнішній діаметр кільця *2* з метою змінення розміру радіального зазору H_2. Також існує можливість змінювати осьовий розмір камер l_2, l_4 (рис. 5.8) шляхом зміщення роторної втулки *5* (рис. 5.4). Дослідження проводились на воді (температура 20°С – 30°С) при перепадах ущільнювального тиску 0 – 1 МПа. На робочі перепад накладалися також обмеження по витокам (до 2х 10^{-3} $м^3/с$), в результаті чого довелось обмежитись перепадами тиску до 1 МПа.

Вимірювані параметри: температура робочого середовища; величина гідростатичного тиску; витоки в ущільненні, радіальне зміщення вала.

Експериментальні характеристики - залежність витоків рідини та розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини ущільнення від величини ущільнювального тиску та радіального зміщення вала.

Шорсткість ущільнювальних поверхонь статорних кілець R_a=1,6 (токарна обробка) та роторної втулки R_a=1,25 (шліфування абразивним кругом).

5.1.2 Розрахункові дослідження при не обертовому валу

Внаслідок розвитку комп’ютерних програм разом з можливістю візуалізації та інтерактивним тривимірним керуванням моделями, покращено процес створення CFD моделей та аналізу результатів, зробивши цей процес набагато менш трудомістким, скоротивши час а, отже і вартість. Сучасні комп’ютерні програми містять алгоритми, які дозволяють знаходити надійні розв’язання поставлених задач за розумний час.

Внаслідок цього, методи обчислювальної гідродинаміки зараз є визнаним інструментом промислового проектування, який допомагає скоротити час проектування та покращити процеси у світі інженерії. CFD стає хорошою альтернативою експериментальним дослідженням, при цьому різні варіанти моделювання виконуються достатньо швидко, пропонуючи очевидні переваги.

Для дослідження гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах трьохшпаринного ущільнення (рис. 5.8) використовувався програмний комплекс ANSYS CFX, в якому за допомогою метода скінченних об’ємів елементів розв’язувалися рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом турбулентної течії нестисливої рідини, які замикались k-ε моделлю турбулентності. Розглядалась ізотермічна течія рідини (води). Точність використання вищенаведеної моделі турбулентної течії підтверджується наявними в літературі результатами розрахунків шпаринних ущільнень. В стаціонарній постановці розглядалось радіальне зміщення валу без урахування його власного обертання.

Розрахункова сітка створювалась в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу Sweep, який дозволяє побудувати розгорнуту сітку на моделі, яка обертається навколо осі, де вихідні і цільові межі мають загальну топологію (рис. 5.9) [100-102]. По товщині зазору було задано 30 елементів. Для перевірки якості сітки, для однієї з конструкцій ущільнення виконувалась перевірка сіткової незалежності величини витоків та радіальної гідростатичної сили від кількості елементів N сітки (рис. 5.10). В результаті розрахункова сітка складалася приблизно з 7,5 млн. елементів. Проводилося згущення розрахункової сітки в пристінкових шарах. Якість сітки контролювалася по розподілу безрозмірного параметра Y^+ уздовж стінок проточної частини, який змінювався від 20 до 50, а також візуальному контролю, з метою недопущення наявності надмірно витягнутих або перекошених елементів. Як вже було сказано вище, при розрахунку використовувалася високорейнольдсова $k-\varepsilon$ модель турбулентності з інтенсивністю на вході 5% [103]. Ця модель є напівемпіричною і

використовується для замикання рівнянь Рейнольдса. Вона представляє собою два диференціальних рівняння, які описують перенос кінетичної енергії турбулентності *k* і швидкість дисипації турбулентної енергії *ε*.

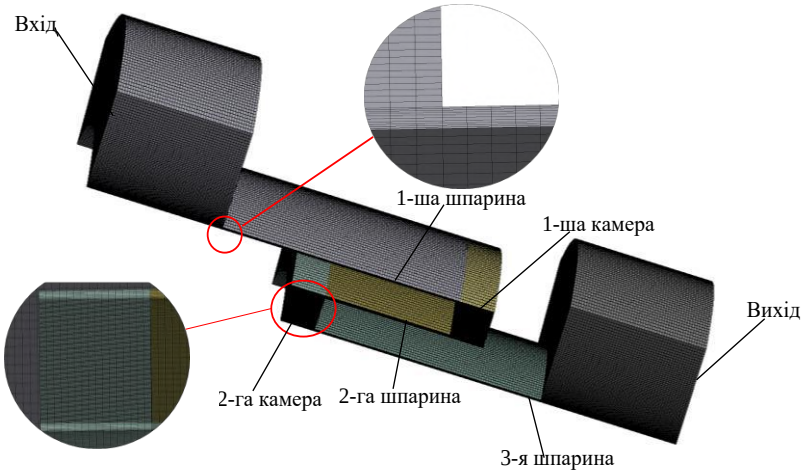
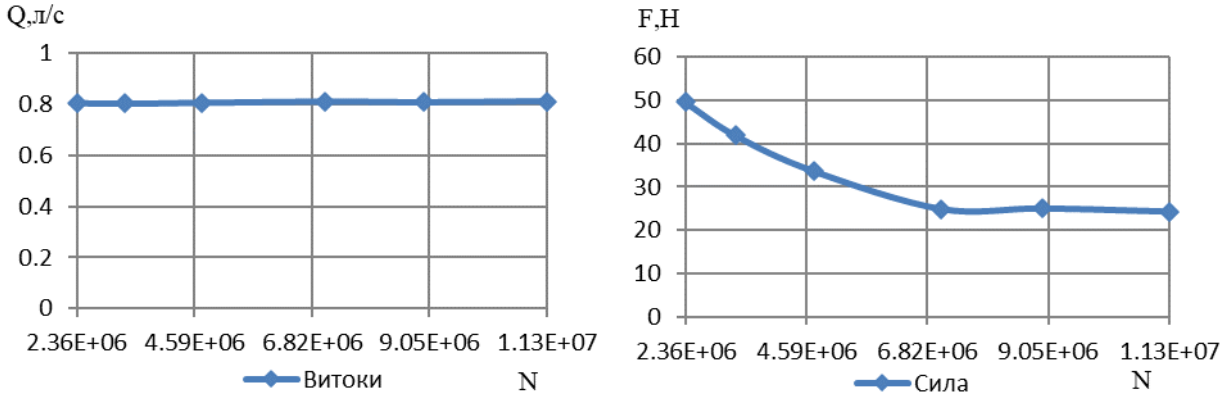


Рисунок 5.9 - Розрахункова сітка трьохшпаринного ущільнення



а) б)

Рисунок 5.10 – Залежність величини витоків Q (а) та радіальної гідростатичної сили F (б) від кількості елементів N сітки

Задавались граничні умови: температура води на вході – 20 °С, величина вхідного тиску рідини до 1 МПа, величина тиску на виході з ущільнення 0 МПа. Гранична умова стінок - стаціонарні стінки з відсутністю ковзання. Під час розрахунку змінювався осьовий розмір з’єднувальних камер (рис. 5.8, l_2=l_4) від 0,5 мм до 4 мм та радіальні зміщення вала 0,04-0,16 мм [104]. Основні термодинамічні властивості води: температура, коефіцієнт динамічної в’язкості та густина приймаються постійними [105,106].

5.1.3 Аналіз результатів експериментальних та розрахункових досліджень

В ході експериментальних та числових досліджень спочатку була розглянута модель трьохшпаринного ущільнення з однаковими радіальними розмірами шпарин І- варіант (H_1= H_2= H_3, рис. 5.8) при осьовому розмірі камер К= l_2= l_4=3 мм та К=1 мм. Потім проаналізовано ІІ-варіант конструкції (H_2= $2H_1$ = $2H_3$, рис. 5.8) зі збільшеним в два рази радіальним зазором H_2 другої шпарини при К=1 мм та К=3 мм.

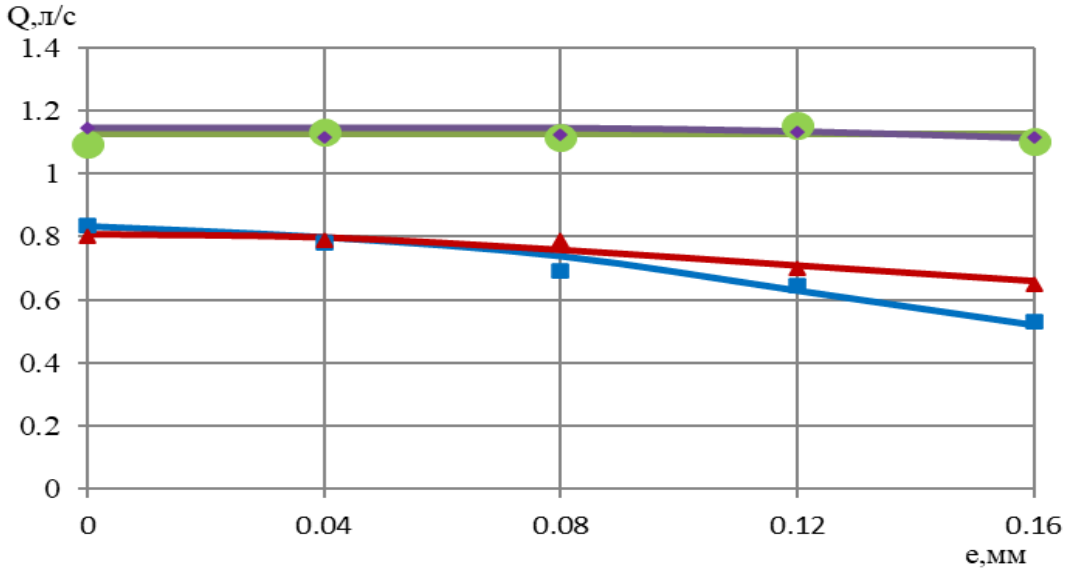


Рисунок 5.11 – Експериментальна залежність величини витоків від радіального зміщення вала для різних варіантів конструкцій при не обертовому валу:

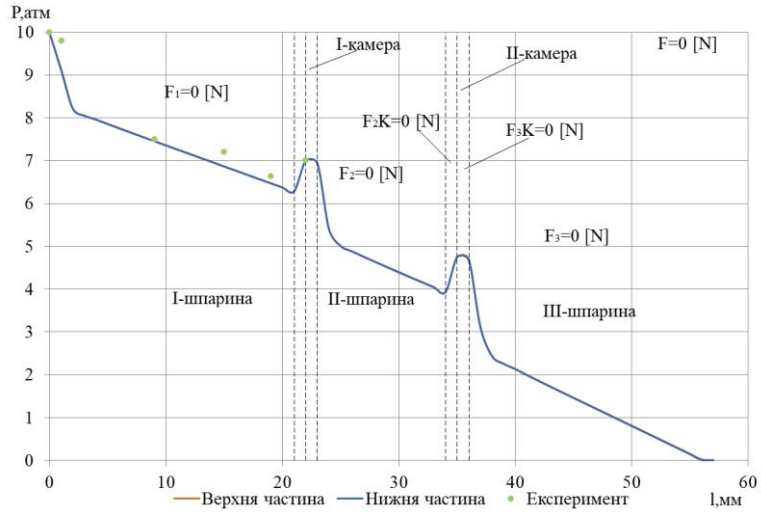
І-варіант К=1 мм, розрахунок; І-варіант К=3 мм, розрахунок;

ІІ-варіант К=1 мм, розрахунок; ІІ-варіант К=3 мм розрахунок;

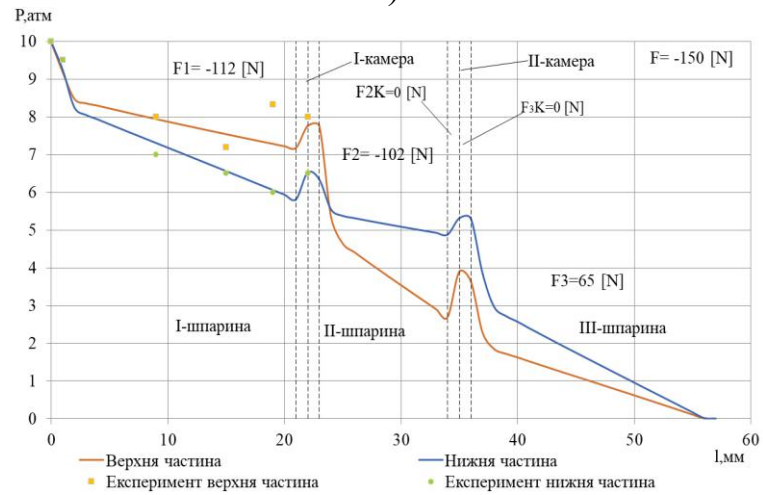
І-варіант К=1 мм, експеримент; І-варіант К=3 мм, експеримент;

ІІ-варіант К=1 мм, експеримент; ІІ-варіант К=3 мм, експеримент

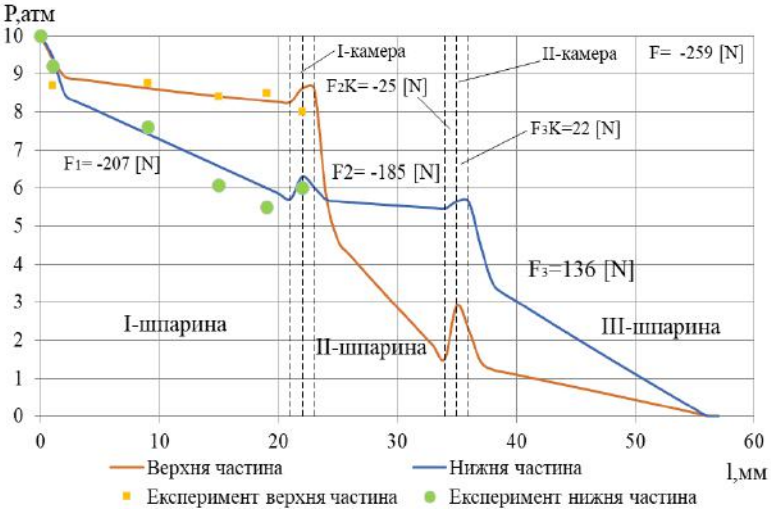
Отримано експериментальні залежності величини витоків (рис. 5.11) та розрахункові залежності розподілу тиску (рис. 5.12) від радіального зміщення вала *e*. На рис. 5.12 вказані сумарні значення гідростатичних радіальних сил, отриманих в розрахункових дослідженнях. Наведені величини гідростатичних сил для кожної окремої шпарини.



а)

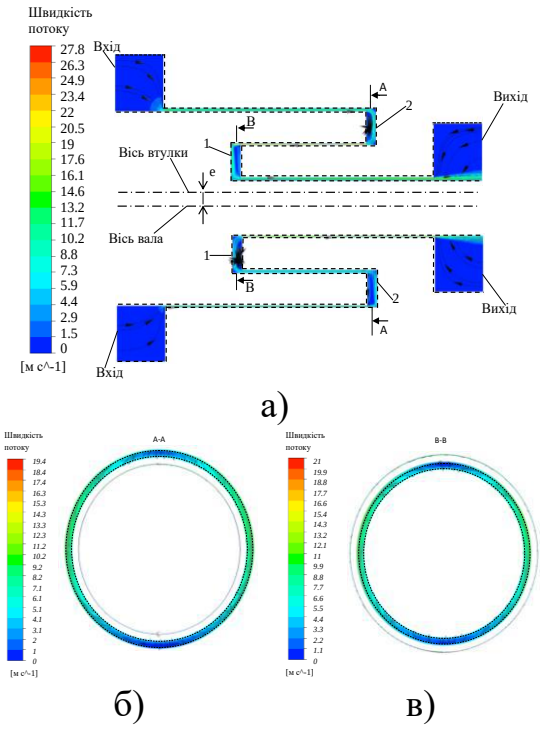


б)



в)

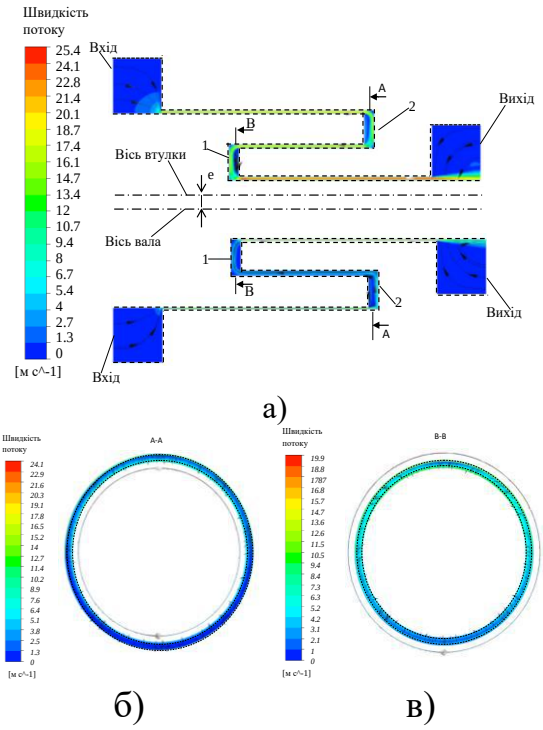
Рисунок 5.12 – Розподіл тиску в трьохшпаринному ущільненні з однаковими шпаринами при К=1 мм: е=0 мм (а), е=0,04 мм (б), 0,08 мм (в)



а)

б) в)

Рисунок 5.13 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з однаковими шпаринами при К=1 мм, е=0,08 мм



а)

б) в)

Рисунок 5.14 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з здвоєною другою шпариною при К=1 мм, е=0,08 мм

На рис. 5.12 наведено порівняння розподілу гідростатичного тиску по довжині трьохшпаринного ущільнення, отримане за результатами розрахункових досліджень, з розподілом гідростатичного тиску по довжині першої шпарини, отриманим з експерименту. Максимальна відносна похибка склала 12,4 %. Із рисунків 5.12 а,б,в видно, що для першого варіанту конструкції з однаковими шпаринами і осьовим розміром камери 1 мм при збільшенні радіального зміщення вала *е* зменшується місцеве падіння тиску на вході верхньої частини та незначно збільшується місцеве падіння тиску на вході нижньої частини першої шпарини. Також зменшується падіння тиску по довжині верхньої частини та збільшується падіння тиску по довжині нижньої частини першої шпарини. Відновлення тиску на виході дещо зменшується. Таким чином, збільшалася децентруюча сила. Збільшується падіння тиску на вході та падіння по довжині верхньої частини другої шпарини, збільшується відновлення тиску на виході, та зменшується падіння тиску на вході, падіння тиску по довжині та відновлення тиску на виході нижньої частини другої шпарини. Збільшується також децентруюча сила на другій шпарині. Також збільшується центруюча сила на третій шпарині більше за рахунок зменшення тиску на вході верхньої частини в третю шпарину. Тобто більше змінення швидкості відбувається в частині трьохшпаринного ущільнення з більшим зазором. Числові розрахунки добре підтверджуються експериментальними результатами і підтверджують той факт, що трьохшпаринному ущільненні з невеликим осьовим розміром з’єднувальної камери виникає децентруюча сумарна радіальна сила, яка збільшується зі збільшенням радіального зміщення вала.

Порівняння полів швидкості і ліній току в повздовжньому та поперечному перетинах для двох варіантів конструкцій з осьовим розміром з’єднувальних камер К=1 мм (рис. 5.13 а,б,в і 5.14 а,б,в) показує, що при збільшенні радіального зазору у другій шпарині збільшилась сумарна швидкість у верхній частині першої та третьої шпарини ущільнення. При цьому, окружний потік у камерах майже

відсутній. Спостерігається радіальний потік від першої до другої, та від другої до третьої шпарини у серединному поперечному перетині камер ущільнення. В останньому випадку течія має невелике закруглення. При збільшенні осьового розміру з’єднувальних камер до 3 мм для другого варіанту конструкції ущільнення (рис. 5.15 а,б,в) відбувається додаткове збільшення сумарної швидкості у верхній частині першої та третьої шпарин, та зменшення сумарної швидкості на другій шпарині. У поперечному перетині центральної частині першої камери рух рідини має радіальний напрямок, але у поперечному перетині центральної частини другої камери течія рідини приймає здебільшого окружний характер.

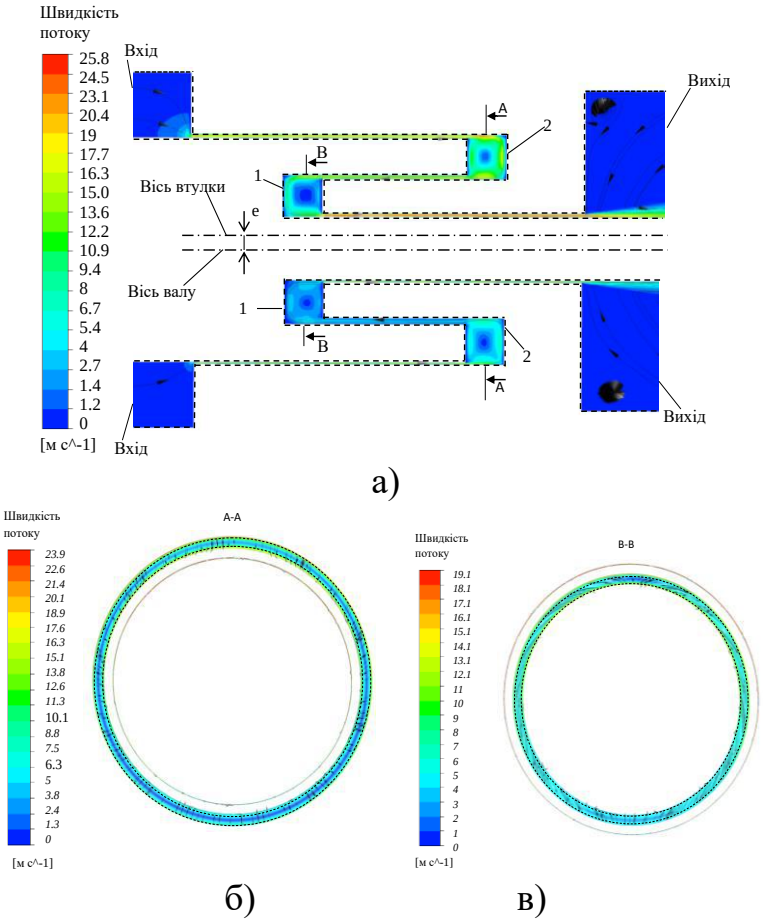
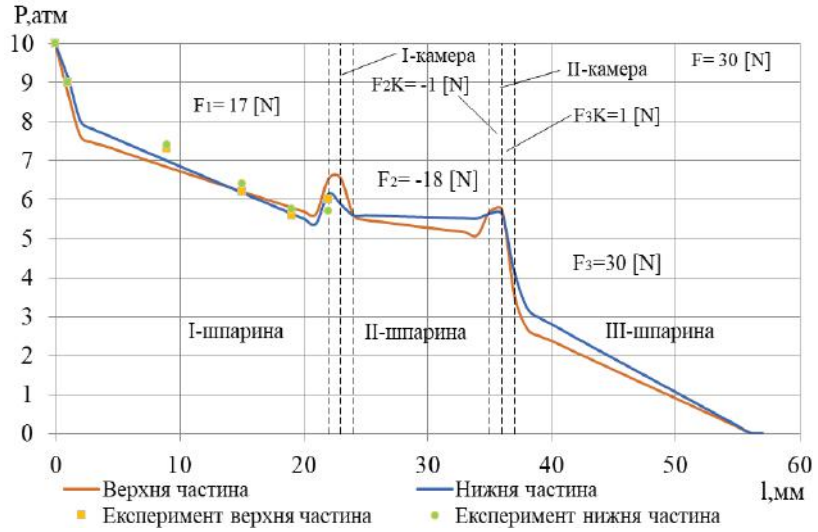
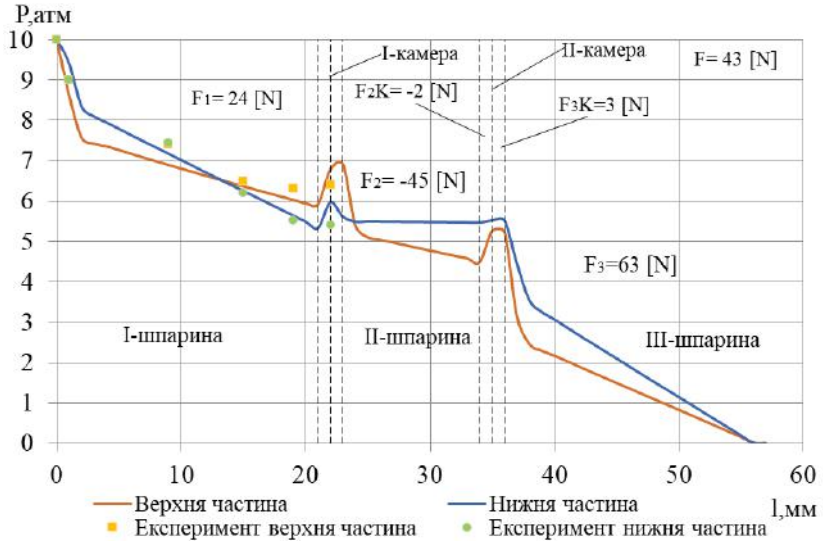


Рисунок 5.15 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з здвоєною другою шпариною при К=3 мм, е=0,08 мм



а)

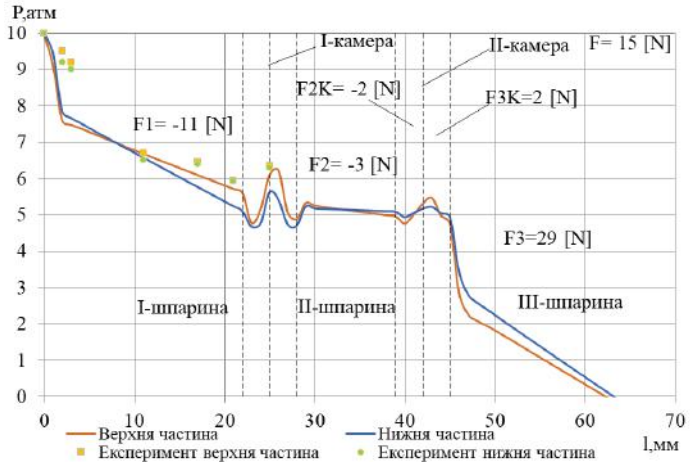


б)

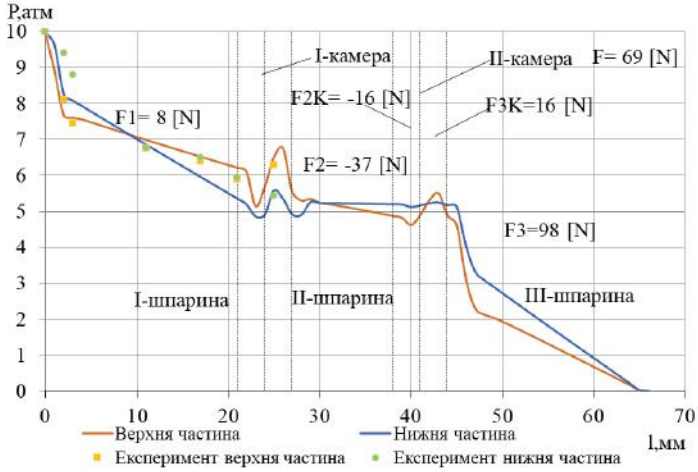
Рисунок 5.16 – Розподіл тиску в трьохшпаринному ущільненні з здвоєною другою шпариною при К=1 мм: е=0,04 мм (а), е=0,08 мм (б)

Збільшення в два рази величини радіального зазору другої шпарини (рис. 5.16 а, б) дещо збільшує падіння місцевого тиску на вході верхньої частини першої шпарини, а також падіння тиску по довжині як верхньої, так і нижньої частини першої шпарини. Таким чином, децентруюча сила змінюється на центруючу. На другій шпарині зменшується падіння тиску на вході, по довжині та відновлення тиску на виході шпарини, що призводить до значного зменшення децентруючої сили. На третій шпарині зменшується різниця між розподілами тиску у нижній та верхній частинах в першу чергу за рахунок збільшення тиску на

вході в верхню частину третьої шпарини, що на жаль в два рази зменшує центруючу силу. Але сумарна радіальна сила в зазорі трьохшпаринного ущільнення є центруючою. При збільшенні радіального зміщення вала *e* (рис. 5.16 б) дещо ще збільшується падіння тиску на вході та зменшується падіння по довжині верхньої частини першої шпарини, при цьому трохи збільшується центруючи сила. Збільшується падіння на вході та по довжині, що дещо збільшує децентруючу силу, але за рахунок зменшення тиску на вході в верхню частину третьої шпарини збільшується центруюча сила. Сумарна сила також є центруючою. Видно, що більший вклад має змінення розподілу тиску в верхній частині з більшим радіальним радіальним зазором.



а)



б)

Рисунок 5.17 – Розподіл тиску в трьохшпаринному ущільненні з здвоєною другою шпариною при К=3 мм: е=0,04 мм (а), е=0,08 мм (б)

Зі збільшенням осьового розміру з’єднувальних камер до 3 мм (рис. 5.17 а, б) дещо зменшується центруюча сила на першій шпарині, але збільшується центруюча сила на третій шпарині за рахунок зменшення падіння на вході в нижню частину третьої шпарини. Результуюча сила дещо збільшується і є центруючою. При даній геометрії ущільнення більший вплив на змінення радіальної сили в зазорі трьохшпаринного ущільнення має збільшення радіального зазору другої шпарини. Це може пояснюватися тим, що недостатньо збільшено осьовий розмір з’єднувальних камер.

Експерименти без обертання вала показали, що в першому варіанті конструкції з однаковими шпаринами при осьовому розмірі з’єднувальних камер К=3 мм виникали автоколивання при не обертовому валу, що підтверджується траєкторіями руху не обертового вала, які фіксувалися за допомогою двух координатного осцилографа (рис. 5.18 а-г). Початкове зміщення центру вала і траєкторії, пов’язано з прогином вала під дією власної ваги втулки, що призводить до виникнення початкової радіальної децентруючої сили, яка при незначному горизонтальному зміщенні вала призводить до виникнення тенгенциальної сили та коливанням в горизонтальному напрямку, а при збільшенні вхідного тиску до повороту та зміщення центру траєкторії та центру прецесуючого вала на кут майже 150 градусів проти часової стрілки в перший квадрант розмірної сітки (рис. 5.18 г). При максимальному ущільнювальному тиску на вході - 10 атм амплітуда радіальних і тангенціальних коливань збільшується і стінка вала торкається не рухомих стінок корпуса. При меншому тиску на вході – 1,25 атм (рис. 5.18 а) амплітуда горизонтальних коливань значно більша, ніж амплітуда вертикальних коливань, при збільшенні тиску збільшується амплітуда вертикальних коливань, а при максимальному тиску величини амплітуд вертикальних і горизонтальних коливань становляться близькими за значеннями. Базуючись на попередніх дослідженнях [99] можливо зробити припущення, що частота прецесії близька до частоти власних коливань, а сили що виникають в зазорі шпарин ущільнення за

величиною еквівалентні силам пружності вала. Як вже було сказано, вертикальні коливання пов’язані з радіальною децентруючою силою, горизонтальні – з танценциальною силою, яка виникає за рахунок негативного за величиною демпфірування.

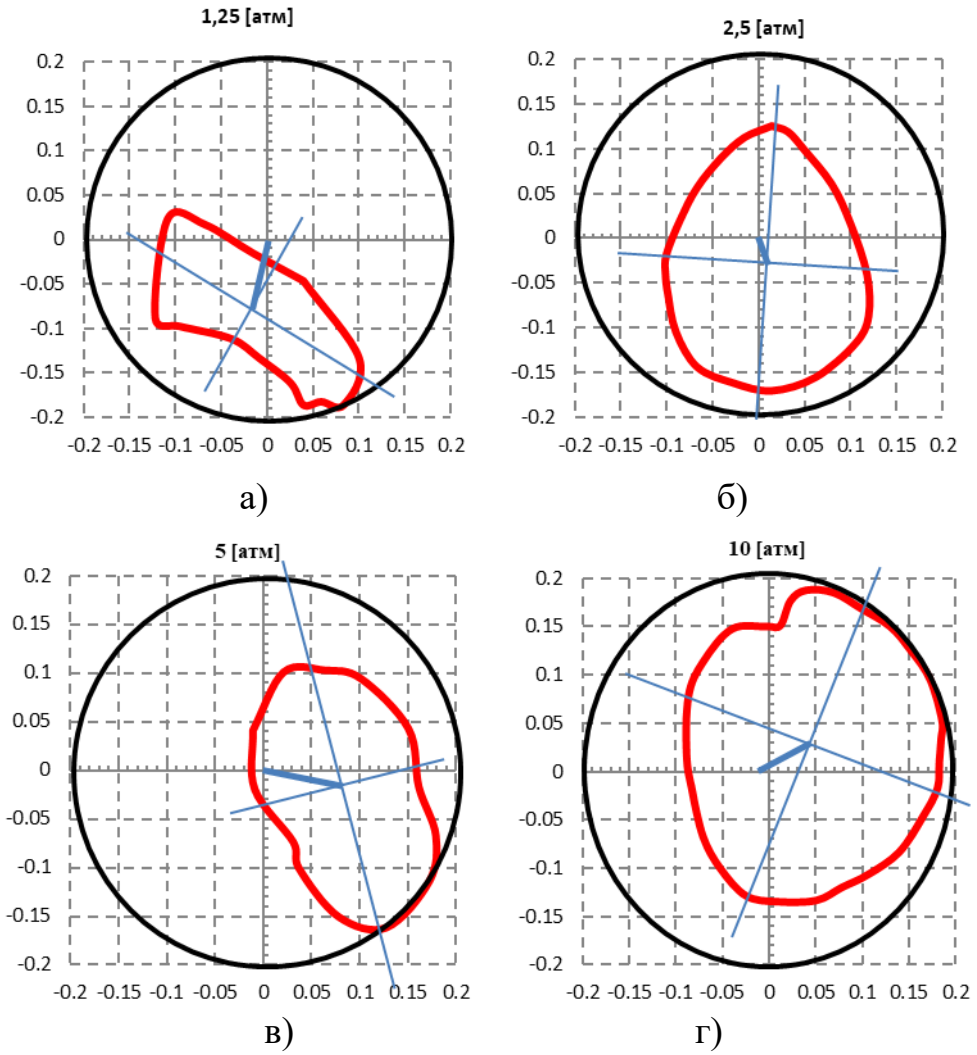
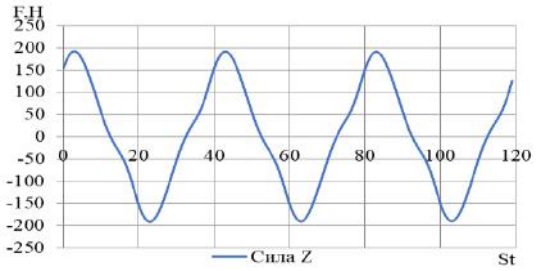


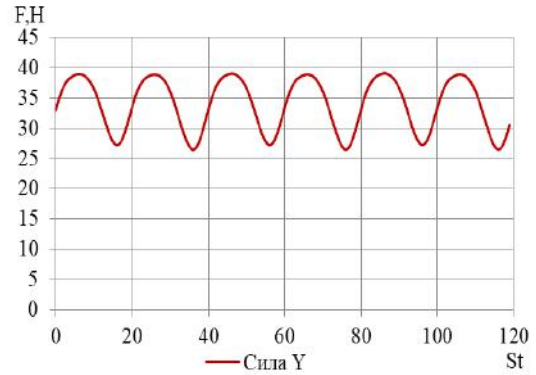
Рисунок 5.18 – Траєкторії прецесії вала при різних тисках для першого варіанту конструкції при К=3 мм

Для пояснення природи виникнення прецесійного руху вала при відсутності його власного обертання виконані числові дослідження першого варіанту конструкції з однаковими радіальними зазорами шпарин при осьовому розмірі з’єднувальних камер К=3 мм, величина тиску на вході в ущільнення дорівнювала 10 атм, частота прецесії була еквівалентна частоті власних коливань вала і

дорівнювала 310 рад/с. Дослідження виконувалось наступним чином. За однією з осей, наприклад вертикальною (радіальний напрямок руху вала) задавались вимушені коливання по гармонічному закону z=e*cos(ω*t) з наперед заданим зміщенням вала e=0,12 мм, а по горизонтальній осі – мінімальне постійне зміщення -y=0,02 мм, яке дорівнювало 10 % від величини зазора. Результати числового розрахунку показали, що радіальні коливання вала вздовж осі Z (рис. 5.19 а), навіть при мінімальному випадковому його зміщенні у перпендикулярному напрямку вздовж осі Y призводять до виникнення радіальної сили, яка діє в сторону зміщення вала. Додавання двох взаємоперпендикулярних радіальних коливань дає траєкторію руху вала. Радіальні сили є децентруючими, тобто збільшують прецесію вала. Це підтверджується розподілом сил (рис. 5.20), які діють в зазорах ущільнення. Тільки радіальні сили на третій шпарині є центруючими. Сумарна результуюча сила діє в сторону кута 290 градусів і траєкторія руху вала має представляти еліпс з кутом нахилу вертикальної осі приблизно 20 градусів.



а)



б)

Рисунок 5.19 – Змінення радіальних сил, направлених вздовж осі Z (а) та вздовж осі Y (б), St – крок за часом

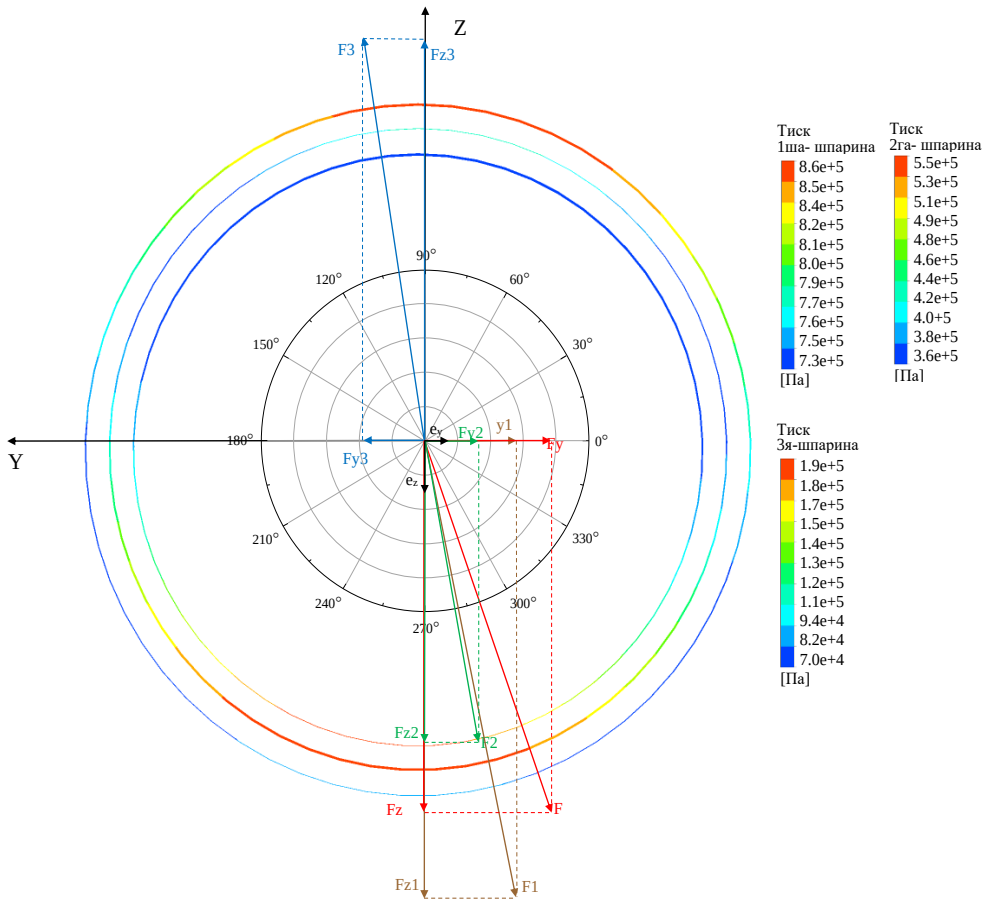


Рисунок 5.20 - Розподіл тиску та сил в серединному перетині кожної шпарини

Таблиця 5.1 – Величина витоків в залежності від радіального зміщення вала

І-варіант при К=1 мм	**е [мм] (ексцентриситет)**	**0**	**0,04**	**0,08**	**0,12**	**0,16**
	Q [л/с] (Розрахунок)	0,84	0,8	0,74	0,63	0,52
	Q [л/с] (Експеримент)	0,84	0,76	0,74	0,63	0,61
	Похибка [%]	0,4	5	0,5	0,8	15
ІІ-варіант при К=1 мм	**е [мм] (ексцентриситет)**	**0**	**0,04**	**0,08**	**0,12**	**0,16**
	Q [л/с] (Розрахунок)	0,93	0,93	0,93	0,92	0,9
	Q [л/с] (Експеримент)	0,93	0,92	0,92	0,91	0,91
	Похибка [%]	0,2	1	1,1	1,1	1,1

В таблиці 5.1 представлені результати розрахунків величини витоків в залежності від радіального зміщення вала для двох варіантів конструкцій при осьовому розмірі з’єднувальних камер К=1 мм. Максимальна величина відносної похибки в порівнянні результатів розрахунку та експерименту склала 15 % при максимальному радіальному зміщенні вала.

5.2 Експериментальні та розрахункові дослідження з обертовим валом

Експериментальні дослідження течії в шпаринних ущільненнях, при розгляді системи з декількома шпаринами з урахуванням обертання роторної частини, визначення коефіцієнтів гідродинамічних сил стає задачею, яку складно вирішити. Гідродинамічні параметри ущільнень (коефіцієнти гідродинамічних сил) оцінюються опосередковано за динамічними характеристиками коливальної системи. Значення таких коефіцієнтів отримують шляхом опрацювання амплітудних та фазових частотних характеристик вимушених коливань такої системи [107].

Основними вихідними даними для розрахунків вібраційного стану відцентрових насосів є динамічні параметри шпаринних ущільнень, такі як коефіцієнти жорсткості, демпфування та циркуляційних сил [108].

5.2.1 Методика експериментальних досліджень

Вал експериментальної установки (рис 5.4) приводиться до руху за допомогою електродвигуна постійного току *19* типу ГС-24а потужністю 16 кВт через мультиплікатор *21*, котрий має передаточне співвідношення 1:3. Змащення мультиплікатора та шарикопідшипників – вимушене, здійснюється за допомогою циркуляційної маслосистеми. Живлення двигуна здійснюється за допомогою тиристорного перетворювача напруги з системою електронного регулювання та стабілізації частоти обертання за допомогою тиристорного блоку живлення, яким

керується приводний двигун, що забезпечує напругу на виході до 60 В при струмі навантаження до 300 А.

Циліндр *28* з нерухомими втулками ущільнення встановлені в корпусі стенда через ізоляційні втулки та прокладки, що дає можливість електричним методом реєструвати можливі дотики ротора і статора ущільнення. Для запобігання вібрацій корпусу, понижуючих точність замірів, досліджувана головка жорстко установлена на масивній чавунній плиті, яка розташована в бетонному фундаменті.

Консольний вал має власну згинальну жорсткість $0{,}29 \times 10^6$ Н/м, обертається в двох опорних вузлах, кожний із яких представляє здвоєний радіально-опорний підшипник, зібраний для виключення люфта з осьовим натягом, що досягається шляхом підгонки дистанційних кілець. Перва власна частота ротора в повітрі складає 310 рад/с (заміряне значення); друга 1800 рад/с (розраховане методом початкових параметрів), та лежить за границями робочих частот обертання. Згідно розрахунковим та експериментальним даним, конструкція вала дозволяє достатньо точно оцінювати гідродинамічні параметри ущільнень, якщо їх жорсткість не перевищує 2×10^6 Н/м.

Для вимірювання віброзміщення використано 3 канали перетворювачів зазор-напруга з струмовихровими датчиками переміщення. Струмовихрова апаратура, на відміну від ємнісних, нечуттєва до діелектричної проникності робочого середовища, яка заповнює зазор між датчиком та ротором, на відміну від індуктивної – має більш високу стабільність та широкий діапазон частот вимірювання вібрацій. Переміщення роторної втулки *5* (рис. 5.4) реєструється двома розміщеними взаємно перпендикулярними датчиками. Роздільна здатність каналів віброзміщень складає 1 мкм по амплітуді та ексцентриситету, діапазон вимірювання відповідно ±500 мкм. Сигнал з вібродатчиків виходить на VIBROPORT (універсальний вібровимірювальний прилад), який предназначений для вимірювання амплітуд, їх форма виводиться на приєднаний самописець.

Також сигнал паралельно аналізується на екранах двох електронно променевих осцилографів СІ-8.

В каналі частоти обертання використовується струмовихровий датчик, який виробляє розрахункові імпульси при обертанні муфти *23* (рис. 5.4) з шістьма прорізями-мітками. Інформація про частоту обертання ротора передається на вібропорт.

В вимірювальному каналі температури використаний напівпровідниковий діодний датчик *25* (рис. 5.4).

В якості джерела напруги для всієї системи використовується блок живлення типу Б5-21. Напруга контролюється за допомогою числового вольтметра типу В2-19.

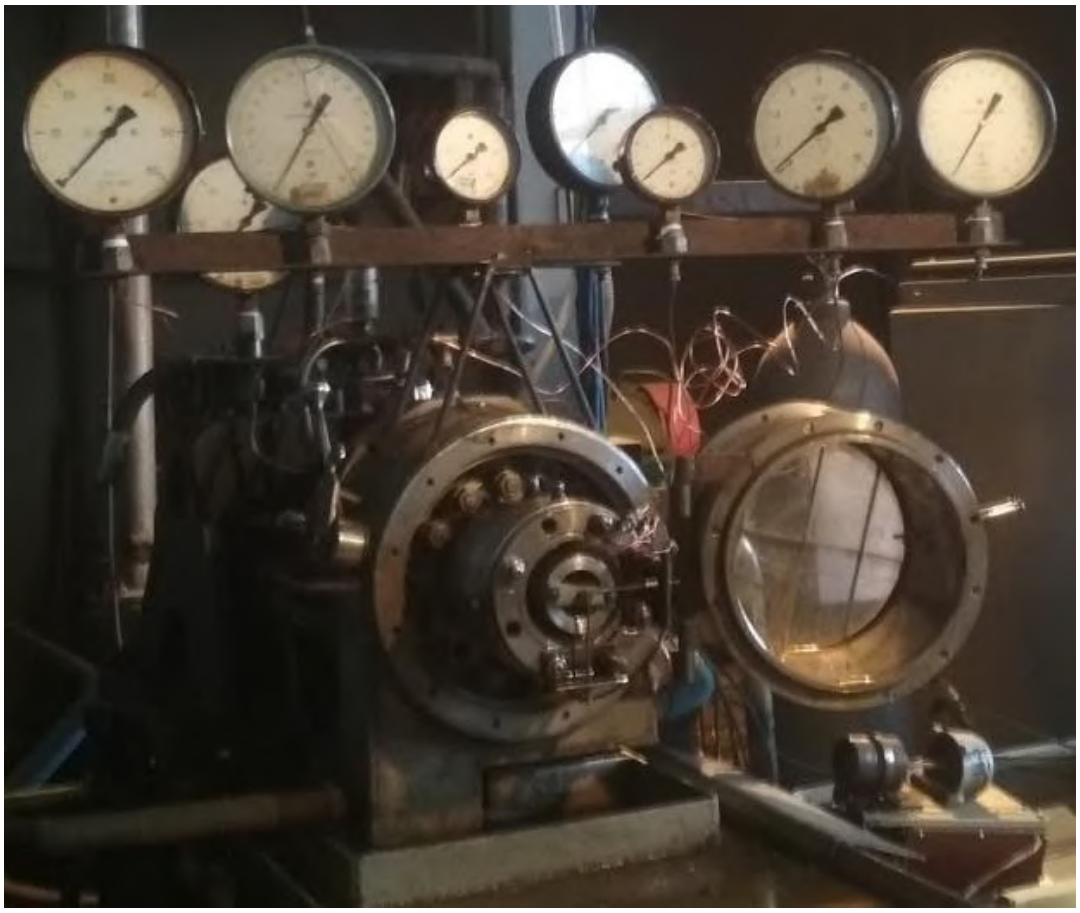


Рисунок 5.21 – Зовнішній вигляд експериментальної установки

За допомогою вище наведеної установки (рис. 5.21) можна отримати наступні дані:

- Отримання величини витоків через ущільнення в залежності від частоти обертання вала.
- Зняття АЧХ вимушених коливань ротора у всьому діапазоні обертання вала.
- Виведення результатів АЧХ на двохкоординатний самописець.

При побудові АЧХ одночасно простежувалось положення валу за допомогою двохкординатного осилографа та під’єднаних до нього датчиків зміщення. Для даної конструкції відстежувалось декілька варіантів поведінки валу:

Порядок проведення експерименту [109]:

1. Подання насосом рідини в вузол ущільнення.
2. Установка необхідного тиску.
3. Пуск двигуна, плавне збільшення частоти обертання до робочої.
4. Випробування проводяться при різних тисках і частотах обертання.
5. Огляд кілець ущільнення.

3.2.2 Результати експериментальних досліджень

Хотілось би відмітити, що спочатку експериментальні дослідження проводились без мультиплікатора *21* (рис. 5.4) для першого варіанту конструкції з однаковими шпаринами при К=3 мм, внаслідок виникнення автоколивань при не обертовому валу, помірно збільшувалась частота обертання роторної втулки *5* (рис. 5.4) до 50 об/хв., вал втрачав динамічну стійкість до величини зазору ущільнення, що спричиняло дотики до статорної втулки. Під час проводження подібного експерименту з першим варіантом конструкції при К=1 мм роторна втулка прижималась до статорної частини при подачі високого тиску (понад 10 атм) і тим самим не давала змоги обертатися при даних умовах, проте дане явище вдалось владнати встановленням мультиплікатора та більш швидкого початку

розкручування вала при менших значеннях тиску (1,25; 2,5; 5 атм), а потім при збільшенні обертання підвищували величину тиску.

Дослідження трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу проводились на експериментальній установці і включали в себе побудову АЧХ вимушених коливань вала та визначення його динамічної стійкості. Дисбаланс роторної втулки підбирався таким чином, щоб амплітуда вимушених коливань не перевищувала половини зазору. Вал здійснює вимушені коливання у вигляді прямої синхронної прецесії, викликаної відцентровою силою від дисбалансу.

В результаті проведення експериментальних досліджень з обертовим валом отримані амплітудно частотні характеристики (АЧХ) для двох варіантів конструкції та двох різних осьових розмірів з’єднувальних камер трьохшпаринного ущільнення – 1 та 3 мм (рис. 5.22 а-г). Аналіз АЧХ (залежності амплітуди коливань від швидкості обертання вала) при різних вхідних ущільнювальних тисках показує, що для першого варианту конструкції з однаковими радіальними зазорами шпарин ущільнення і осьовим розміром камер К=1 мм (рис. 5.22 а) при збільшенні частоти обертання, як і в будь якій коливальній системі, відбувається збільшення амплітуди коливання і перехід через першу критичну швидкість. У подальшому амплітуда дещо зменшується, або встановлюється її постійне значення. При збільшенні вхідного тиску зменшуються критичні швидкості та збільшується критична амплітуда коливань вала від 4300 об/хв та 0,08 мм до 2740 об/хв та 0,094 мм. Перша критична швидкість власних коливань валу установки у повітрі дорівнює 2960 об/хв. Тому, при більших ущільнювальних тисках відбувається деяке зменшення жорсткості системи вал-підшипники-ущільнення. Загалом зі збільшенням вхідного тиску відбувається як зменшення жорсткості, так і демпфірування обертового валу.

При збільшенні осьового розміру з’єднувальних камер до 3 мм для першого варіанту конструкції (рис. 5.22 б) відбувається ще більше зменшення критичних швидкостей коливань в діапазоні 2250-2500 об/хв при більших вхідних тисках 5-

10 атм. А при менших вхідних тисках має присутні більші значення критичних швидкостей коливань 4130-5290 об/хв. Критична амплітуда також дещо збільшується і стає 0,84-0,102 мм.

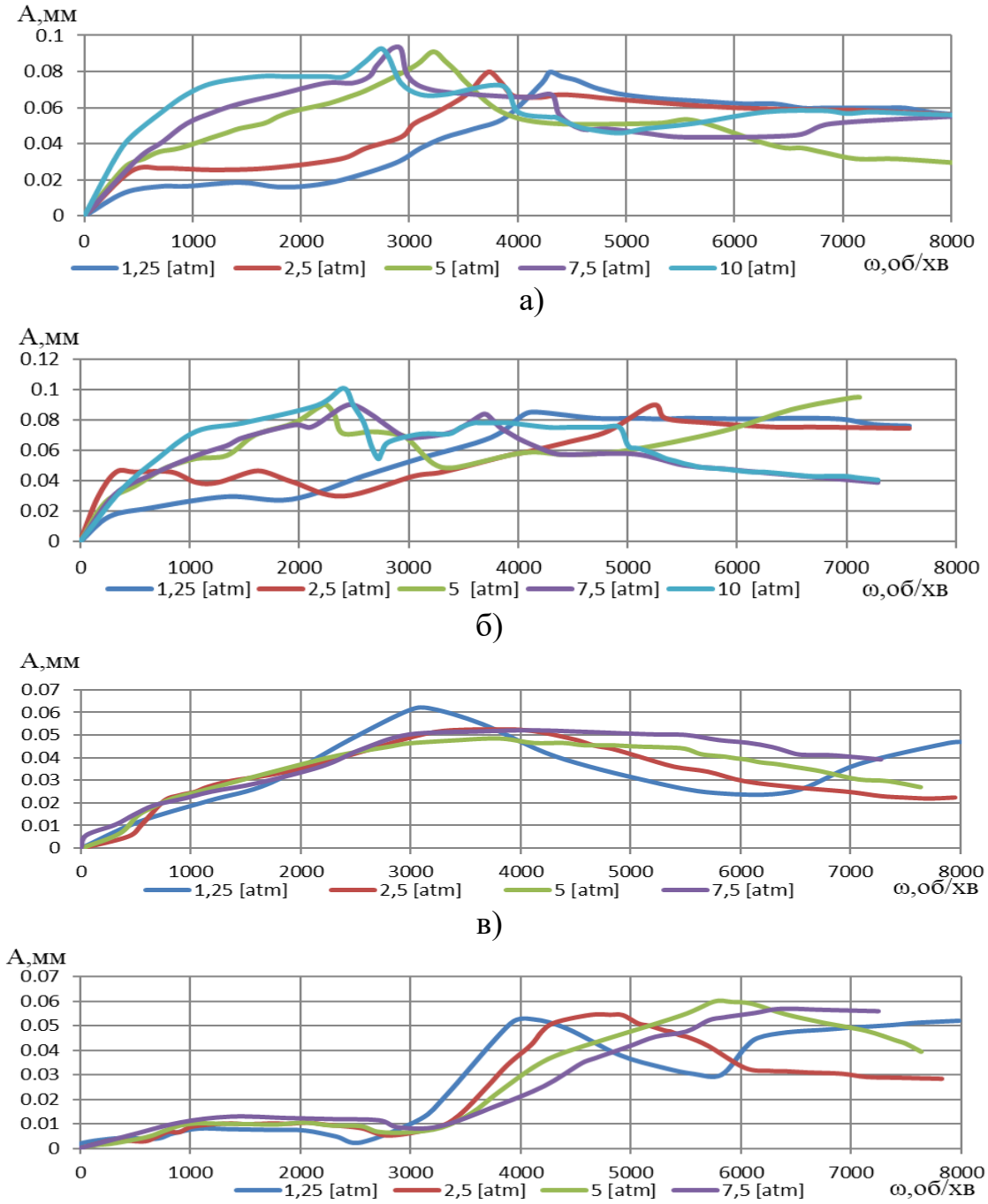


Рисунок 5.22 – АЧХ вала в трьохшпаринному ущільненні:

І-варіант конструкції при К=1 мм (а), І-варіант конструкції при К=3 мм (б), ІІ-варіант конструкції при К=1 мм (в), ІІ-варіант конструкції при К=3 мм (г)

Збільшення в два рази зазору другої шпарини (рис. 5.22 в) призводить до зменшення критичної швидкості коливань при мінімальному вхідному тиску 1,25 атм до 3110 об/хв, але і збільшенню критичної швидкості при максимальному вхідному тиску 7,5 атм приблизно до 4100 об/хв. Для всіх ущільнювальних тисків критична амплітуда зменшилась до 0,049-0,062 мм.

Збільшення осьового розміру з’єднувальних камер до 3 мм для другого варіанту конструкції ущільнення (рис. 5.22 г) значно збільшило критичні швидкості в діапазоні від 4050 до 6400 об/хв при тисках від 1,25 до 7,5 атм. Критична амплітуда при вхідному тиску 1,25 атм дещо зменшилась до величини 0,053 мм, а при інших вхідних тисках дещо збільшилась максимум до 0,06 мм.

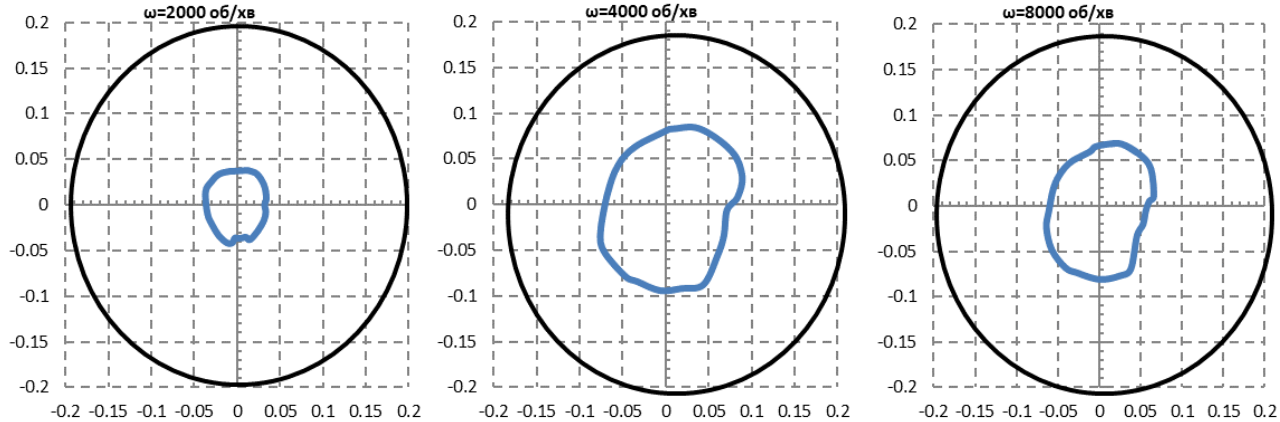
За результатами аналізу АЧХ можливо зробити наступні висновки щодо впливу осьового розміру з’єднувальних камер та радіального зазору другої шпарини трьохшпаринного ущільнення:

1. Збільшення осьового розміру з’єднувальних камер більшою мірою впливає на критичні швидкості коливання;

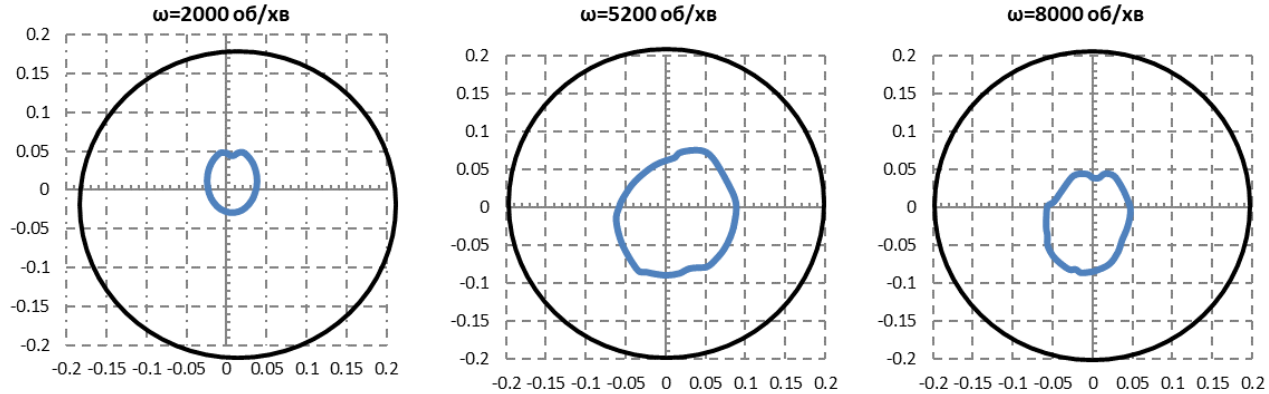
2. Збільшення радіального зазору другої шпарини однаково впливає як на змінення (більшою мірою збільшення) критичних швидкостей, так на зменшення критичних амплітуд коливання.

На рисунках 5.23 а-в та 5.24 а-в показані осцилограми траєкторії стінки вала, які відстежувалися на екрані електропроменевого осцилогрофа. Розглядались траєкторії на 3-х швидкостях обертання: на 2000 об/хв, на критичній частоті обертання і на 8000 об/хв. Порівнювались три варіанти геометрії ущільнення: І-варіант конструкції при К=1 мм, І-варіант конструкції при К=3 мм, ІІ-варіант конструкції при К=3 мм при двох вхідних тисках Р=1,25 атм і Р=7,5 атм. Із рисунків можна зазначити, що найменшу величину екцентриситету коливань має ІІ-варіант конструкції при К=3 мм як при Р=1,25 атм (рис. 5.23 а-в), так і Р=7,5 атм (рис. 5.24 а-в). Найбільшу величину ексцентриситету має І-варіант конструкції

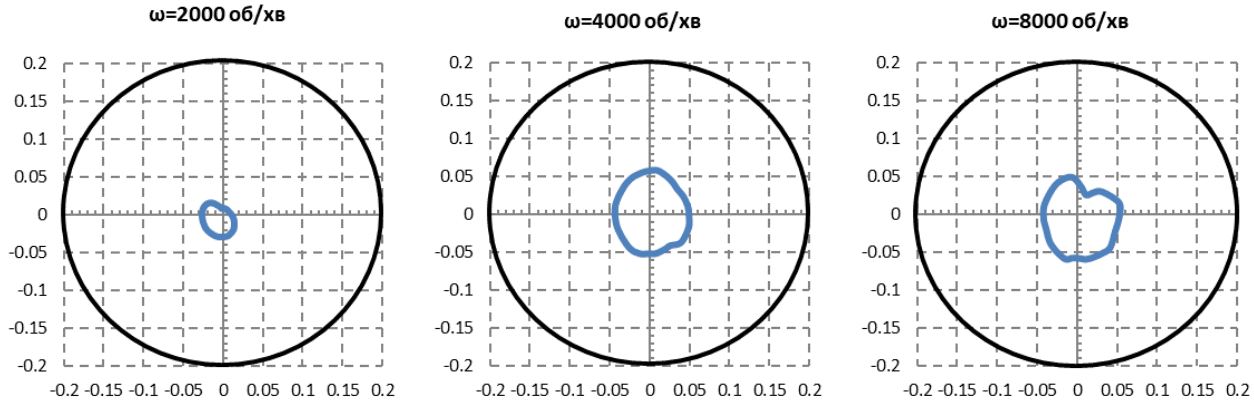
при К=1 мм при Р=7,5 атм (рис. 5.24 а-в). Стінка валу має торкання зі стінкою корпусу.



а)

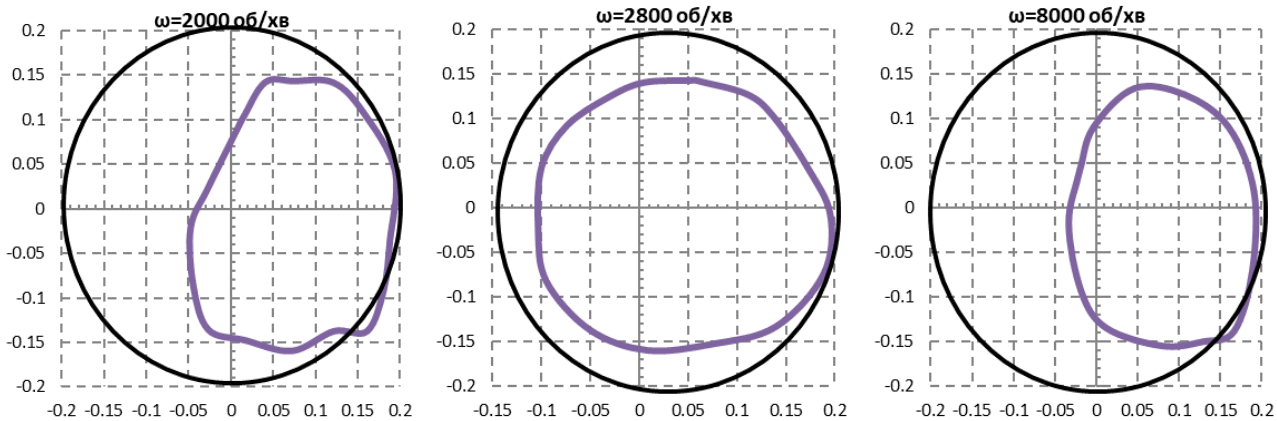


б)

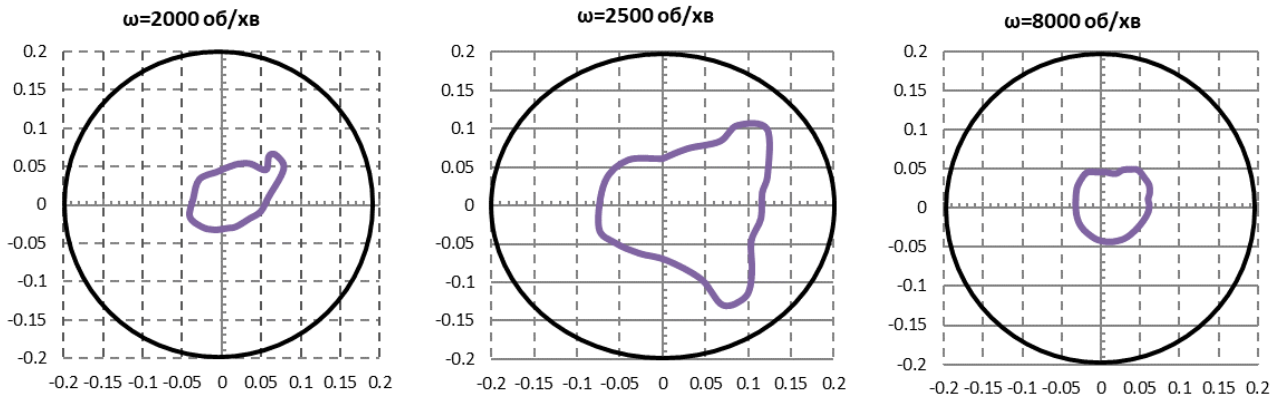


в)

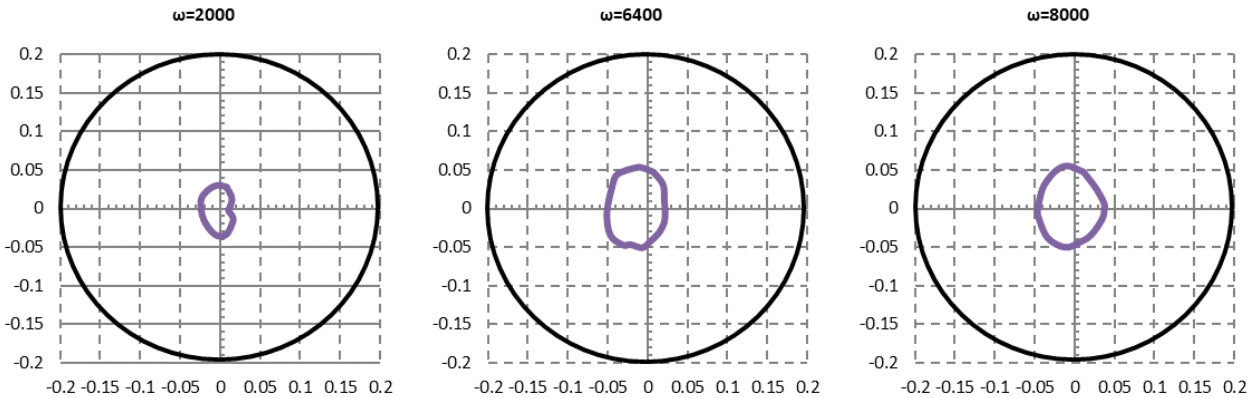
Рисунок 5.23 - Траєкторії руху стінки вала при Р=1,25 атм:
І-варіант конструкції при К=1 мм (а), І-варіант конструкції при К=3 мм (б),
ІІ-варіант конструкції при К=3 мм (в)



а)



б)



в)

Рисунок 5.24 - Траєкторії руху стінки вала при Р=7,5 атм:
І-варіант конструкції при К=1 мм (а), І-варіант конструкції при К=3 мм (б),
ІІ-варіант конструкції при К=3 мм (в)

При чому обертання вала відбувається за часовою стрілкою, а зміщення центру траєкторії у даному випадку відбулось навпаки проти часової стрілки. Це може свідчити про те, що тангенціальна сила направлена проти напрямку власного обертання вала.

Порівняння траєкторій руху стінки вала без обертання (рис. 5.18) і при швидкості обертання 8000 об/хв. (рис. 5.25) для першого варіанту конструкції при К=3 мм показало, що суттєво зменшується амплітуда коливань і при більших вхідних тисках 7,5 та 10 атм центр траєкторії зміщується проти напрямку власного обертання вала.

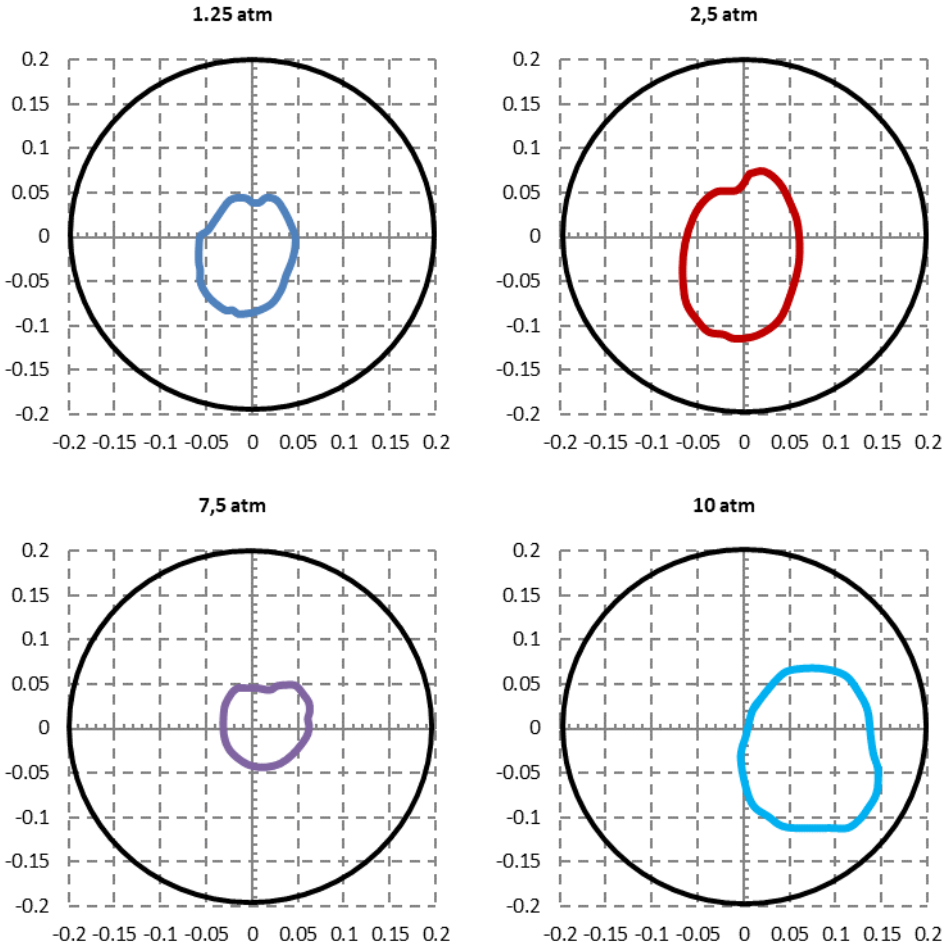
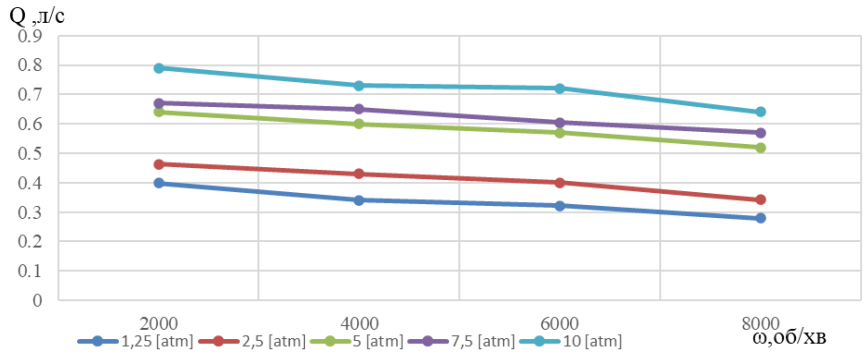
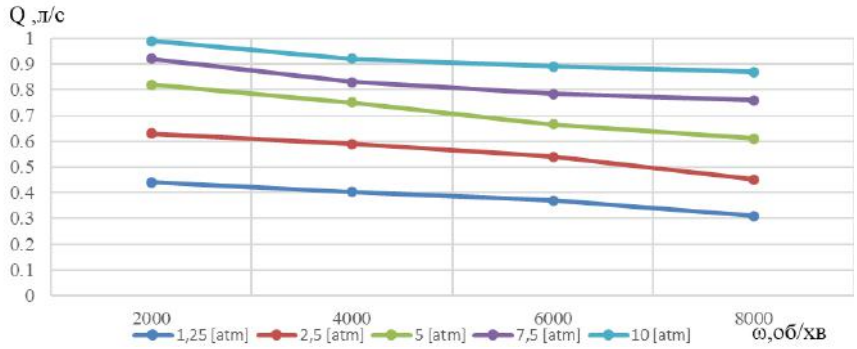


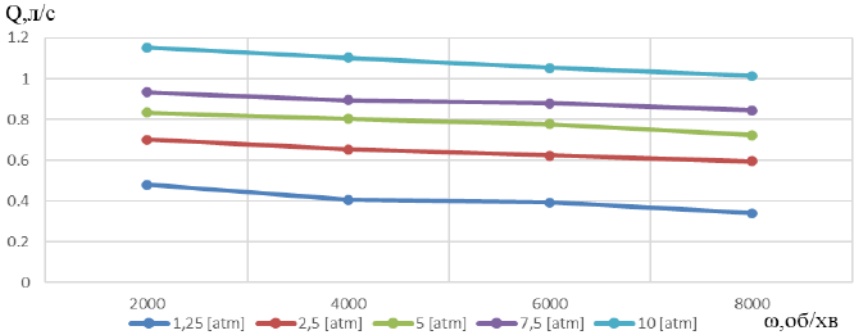
Рисунок 5.25 - Траєкторії руху стінки вала при різних вхідних тисках та швидкості обертання ω=8000 для І-варіанту конструкції при К=3 мм



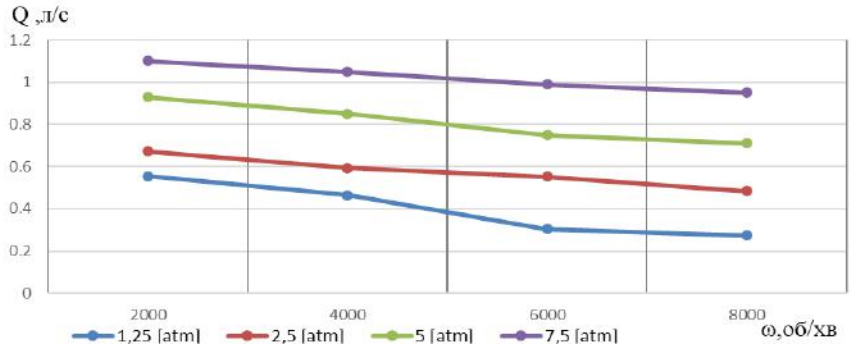
а)



б)



в)



г)

Рисунок 5.26 – Величина витоків в залежності від частоти обертання та ущільнювального тиску:

І-варіант конструкції при К=1 мм (а), І-варіант конструкції при К=3мм (б), ІІ-варіант конструкції при К=1 мм (в), ІІ-варіант конструкції при К=3 мм (г)

В ході експериментальних досліджень були отримані значення витоків при різних величинах вхідних тисків в залежності від швидкості обертання вала (рис. 5.26 а-г). Для всіх варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення, досліджуванних в експеріменті, величина витоків фактично лінійно зменшується зі швидкістю обертання вала. При збільшені осьової величини з'єднувальних камер для першого варіанту конструкції (рис. 5.26 б) дещо збільшується величина витоків при всіх вхідних тисках, для другого варіанту конструкції при більшій величині з'єднувальних камер (рис. 5.26 г) величина витоків також збільшується при меньших швидкостях обертання і зменшується при більших швидкостей обертання, окрім вхідного тиску Р=7,5 атм. Очевидно, що при дворазовому збільшенні радіального зазору другої шпарини (рис. 5.26 в) відбувається збільшення рівня витоків в трьохшпаринному ущільненні.

5.2.3 Порівняння експерименту з результатами, отриманими за аналітичними залежностями

Порівнювались результати аналітичного розрахунку з експериментом для конструкції з здвоєною другою шпариною та збільшеним осьвим розміром з'єднувальної камери. Інші варіанти конструкції не розглядались оскільки вони мали відносно малі з'єднувальні камери.

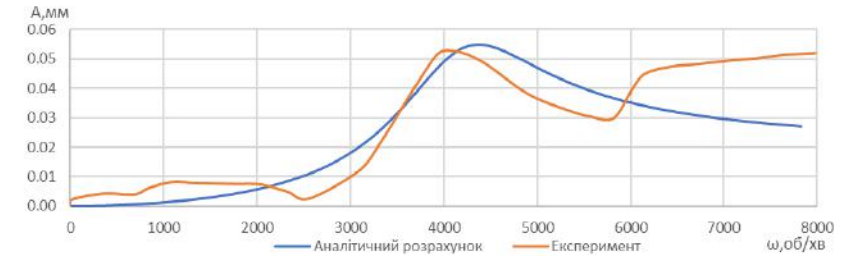
При порівнянні аналітичної та експериментальної АЧХ для другого варіанту конструкції при К=3 мм за величиною критичної швидкості обертання максимальна похибка складала 15%. При аналітичному розрахунку інших варіантів конструкцій вважається, що течія рідини в з'єднувальних камерах не впливає на гідродинамічні сили в ущільненні.

Порівняння значень витоків отриманих за допомогою аналітичних формул (5.1) з експериментальними даними для другого варіанту конструкції склало максимальну похибку $\frac{1,117-1,154}{1,117} * 100\% = 3,3\%$, що підтверджує адекватність

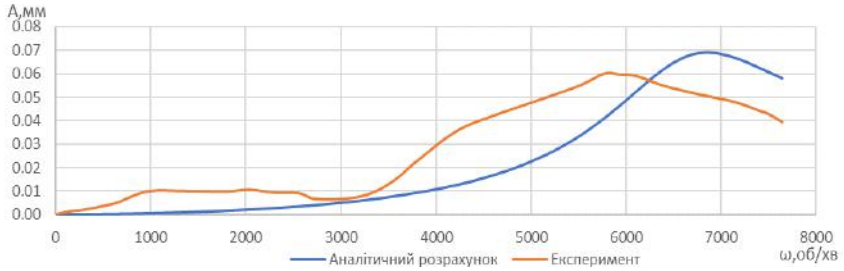
обраної теоретичної моделі. Проте при визначенні значень витоків для першого варіанту конструкції навіть при мінімальних радіальних зміщеннях вала теоретична модель дає похибку до 20%, що пов'язано з неврахуванням радіального зміщення вала. Тому для конструкцій з однаковими шпаринами потрібно застосовувати формулу провідності [110], яка дає задовільні результати з урахуванням радіального зміщення вала.

$$g_i = 2\pi R_i h_i \left[0{,}5\rho\left(\xi_{11} + \xi_{12} + \frac{\lambda l_i}{2H_i}\right)\right]^{-0.5} \cdot \left(1 - 0.19\frac{e}{h_i}\right) \tag{5.1}$$

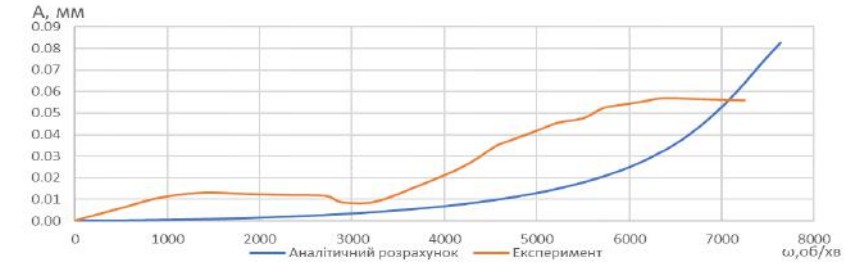
На рисунку 5.27 а-в наведені АЧХ трьохшпаринного ущільнення при різних величинах вхідного тиску, отриманих в експериментальних та розрахункових дослідженнях.



а)



б)



в)

Рисунок 5.27 - Порівняння АЧХ отриманих в експерименті та в теоретичному розрахунку для другого варіанту конструкції трьохшпаринного ущільнення при К=3 мм, величина вхідного тиску: Р=1,25 атм (а), Р=5 атм (б), Р=7,5 атм (в)

5.3 Розрахункове визначення гідродинамічних сил та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування

Добре відомо, що багатошпаринні ущільнення мають значний вплив на динамічну стійкість ротора, як і одношпаринні ущільнення. Для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфірування в шпаринних ущільненнях використовують числові розрахунки методом скінченних об’ємів [111], знаходять гідродинамічні сили в зазорі, за якими оцінюють динамічні коефіцієнти [112,113]. Розв’язуються осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса в поєднанні з k-ε моделлю турбулентності [114]. Моделюється прецесійний рух вала навколо центрального положення. Після розрахунку полів течії та розподілів тиску визначаються динамічні коефіцієнти ущільнень.

3.3.1 Аналіз течії в тьохшпаринному ущільнені

Течія в ущільненні оцінюється за допомогою визначення числа Рейнольдса (Re) в вітчизняних джерелах використовують діаграму Нікурадзе [115] в якій наведені числа Рейнольдса для ламінарного потока (Re<2300), визначено перехідний режим від ламінарного до турбулентного (2300<Re<4000), всі вище наведені значення взяті для турбулентного потоку, або автомодельної області турбулентності (Re>4000). Проте наведені значення отримані при експериментальних дослідженнях для гладких та шорстких труб. На даний час є велика кількість досліджень проведених саме для шпаринних ущільнень [116,117]. При визначенні числа Рейнольдса для ламінарної течії (Re<1000), перехідний режим (1000<Re<3000), при більших числах Рейнольдса відбувається турбулентна течія (Re>3000). При визначенні загального числа Рейнольдса (5.4) визначаються осьове Re_z(5.2) та окружне Re_θ (5.3) числа Рейнольдса.

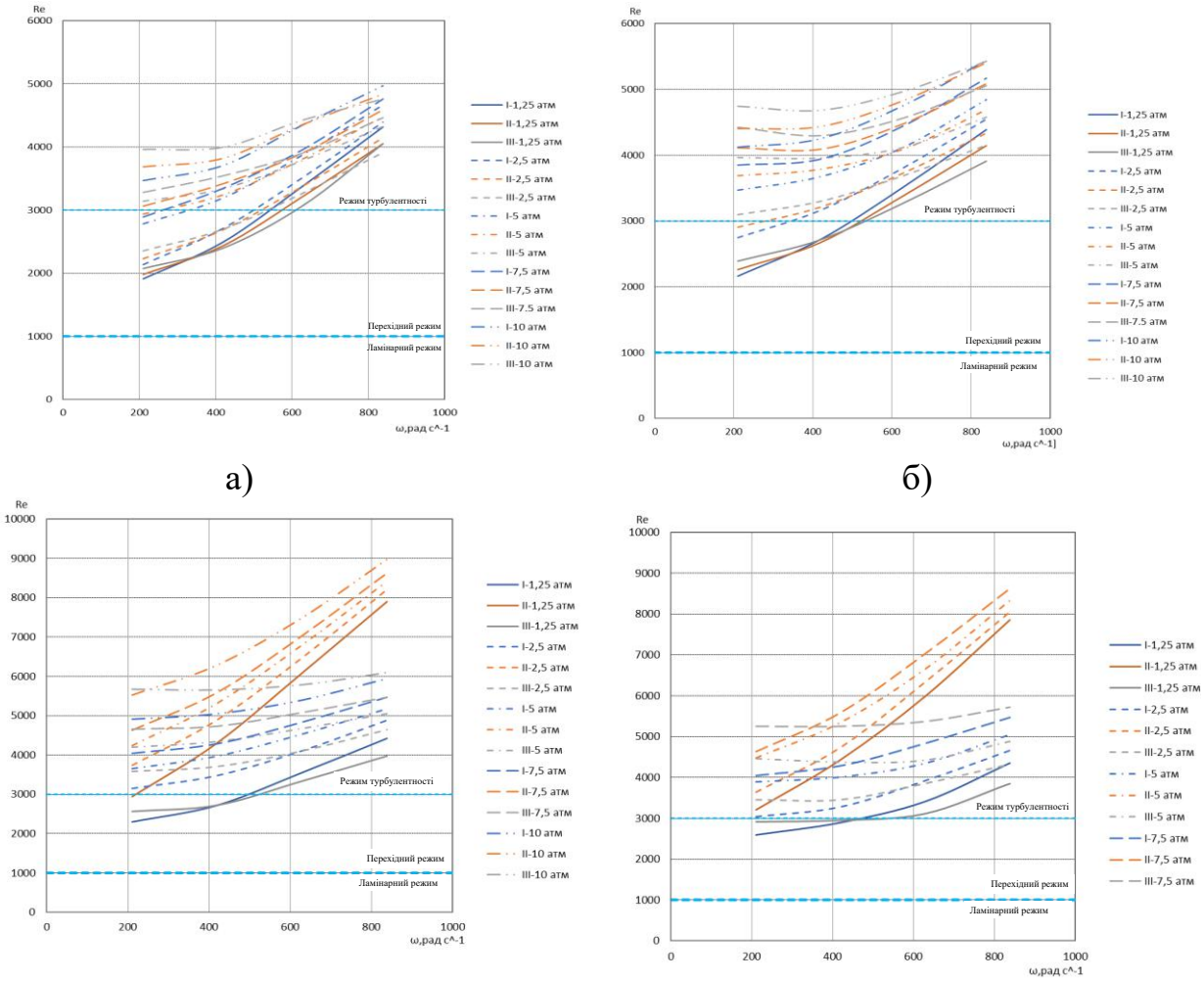
$$Re_z = \frac{\dot{Q} C_r \rho}{A\mu} \tag{5.2}$$

$$Re_\theta = \frac{R\omega C_r \rho}{2\mu} \tag{5.3}$$

$$Re = \sqrt{Re_z^2 + Re_\theta^2} \tag{5.4}$$

В рівняннях використовуються $A = 2\pi R C_r \rho + \pi C_r^2 \rho$ – площа зазору ущільнення, μ – в'язкість, ρ – густина, $\dot{Q}$ – об'ємна втрата, C_r – радіальний зазор, ω – частота обертання, R – радіус ущільнення.

Спираючись на вище зазначені залежності визначено режим течії в багатошпаринних ущільненнях на основі результатів експерименту для чотирьох конструкцій при різних значеннях тисків та частоти обертання.



а) б)

в) г)

Рисунок 5.28 – Режим течії для трьох шпарин трьохшпаринного ущільнення: I-варіант конструкції, К=1мм (а), I-варіант конструкції, К=3мм (б), II-варіант конструкції, К=1мм (в), II-варіант конструкції, К=3мм (г)

Оскільки в більшості випадків режим течії турбулентний, лише в деяких випадках, при мінімальному тиску (1,25 атм) та відносно не високих частотах обертання спостерігався перехідний режим, саме тому при моделюванні розглядалась турбулентна течія.

При аналізі структури потоку, включаючи аналіз швидкості та тиску, враховувались значення чисел Рейнольдса. Дуже широко використовуються моделі турбулентності з двома рівняннями, оскільки вони пропонують хороший компроміс експерименту та забезпечують достатню точність розрахунків. Проте моделі з двома рівняннями є більш складними, ніж моделі з нульовим рівнянням [116]. На сьогоднішній день найпопулярнішими моделями турбулентності з двома рівняннями є k-ε та k-ω моделі [113].

Обидві k-ε та k-ω моделі використовують гіпотезу градієнтної дифузії, щоб зв’язати напруження Рейнольдса з градієнтами середньої швидкості та турбулентною в’язкістю. Турбулентна в’язкість моделюється як добуток турбулентної швидкості та масштаб турбулентної течії в двох моделях. Масштаб швидкості турбулентності оцінюється з кінетичної енергії турбулентності, яка забезпечується з розв’язку її рівняння переносу. Масштаб турбулентної довжини оцінюється з двох властивостей поля турбулентності: зазвичай кінетичної енергії турбулентності та швидкості її розсіювання.

У цьому дослідженні була обрана стандартна k-ε модель для розв’язання турбулентного течії, а для опису швидкості біля стінки використовувалася масштабована логарифмічна функція стінки. Критерій y+ відповідає майже всій області стінки.

К-ε модель вводить дві нові змінні в систему рівнянь. k - кінетична енергія турбулентності і визначається як дисперсія коливань швидкості. Він має розмірність (L^2 T^{-2}). ε – вихрова дисипація турбулентності (швидкість, з якою розсіюються флуктуації), і має розміри k за одиницю часу (L^2 T^{-3}).

Течія в'язкої ньютонівської рідини описується системою диференціальних рівнянь Навье - Стокса (5.5, 5.6). Для рідини, що не стискається, система має наступний вигляд:

$$\frac{d}{dt}(\rho u_i) + \frac{d}{dx_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{dp'}{dx_i} + \frac{d}{dx_j}\left[\mu_{eff}\left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i}\right)\right] + f_i, \tag{5.5}$$

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{d}{dx_j}(\rho u_j) = 0 \tag{5.6}$$

Тут використано скорочений запис рівнянь, i,j=1…3, передбачається підсумовування за однаковими індексами, x_1, x_2, x_3 – осі координат. Член f_i виражає дію масових сил, t – час, μ_{eff} – ефективна в'язкість з урахуванням турбулентності, p — модифікований тиск, визначається як:

$$p = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{du_k}{dx_k} \tag{5.7}$$

У цій системі із 4 рівнянь незалежними шуканими параметрами є 3 компоненти швидкості u_1, u_2, u_3 та тиск p. Густина ρ рідини, а також газу при швидкостях до 0,3 числа Маха, вважається постійною величиною.

Течія рідини у робочих органах гідромашин, що обертаються, розглядається у відносній системі відліку, при цьому член f_i у правій частині рівнянь (5.5) виражає дію відцентрових і Каріолісових сил:

$$\vec{f_i} = -\rho(2\,\vec{\omega}\cdot\vec{u} + \vec{\omega}\cdot(\vec{\omega}\cdot\vec{r})),$$

де ω – кутова швидкість обертання, r – радіус-вектор (модуль якого дорівнює відстані від цієї точки до осі обертання). Течія у гідромашинах, як правило, є турбулентною. К-ε модель заснована на концепції вихрової в'язкості, тому

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \tag{5.8}$$

де μ_t - динамічна в'язкість. K-ε модель передбачає, що динамічна в'язкість пов'язана з кінетичною енергією турбулентності та дисипацією через співвідношення:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \tag{5.9}$$

де C_μ - стала константа; значення k і ε отримують безпосередньо з диференціальних рівнянь перенесення для кінетичної енергії турбулентності та швидкості розсіювання турбулентності:

$$\frac{d(\rho k)}{dt} + \frac{d}{dx_j} + \frac{d}{dx_i}(\rho u_j k) = \frac{d}{dx_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{dk}{dx_j}\right] + P_k - \rho\varepsilon + P_{kb}, \tag{5.10}$$

$$\frac{d(\rho\varepsilon)}{dt} + \frac{d}{dx_j} = \frac{d}{dx_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{d\varepsilon}{dx_j}\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon + C_{\varepsilon 1}P_{\varepsilon b}), \tag{5.11}$$

де $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k та σ_ε – константи. P_{kb} та $P_{\varepsilon b}$ представляють вплив сил плавучості. P_k - вираження турбулентності через в'язкі сили, яке моделюється за допомогою:

$$P_k = \mu_t\left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i}\right)\frac{du_i}{dx_j} - \frac{2}{3}\frac{du_k}{dx_k}\left(3\mu_t\frac{du_k}{dx_k} + \rho k\right), \tag{5.12}$$

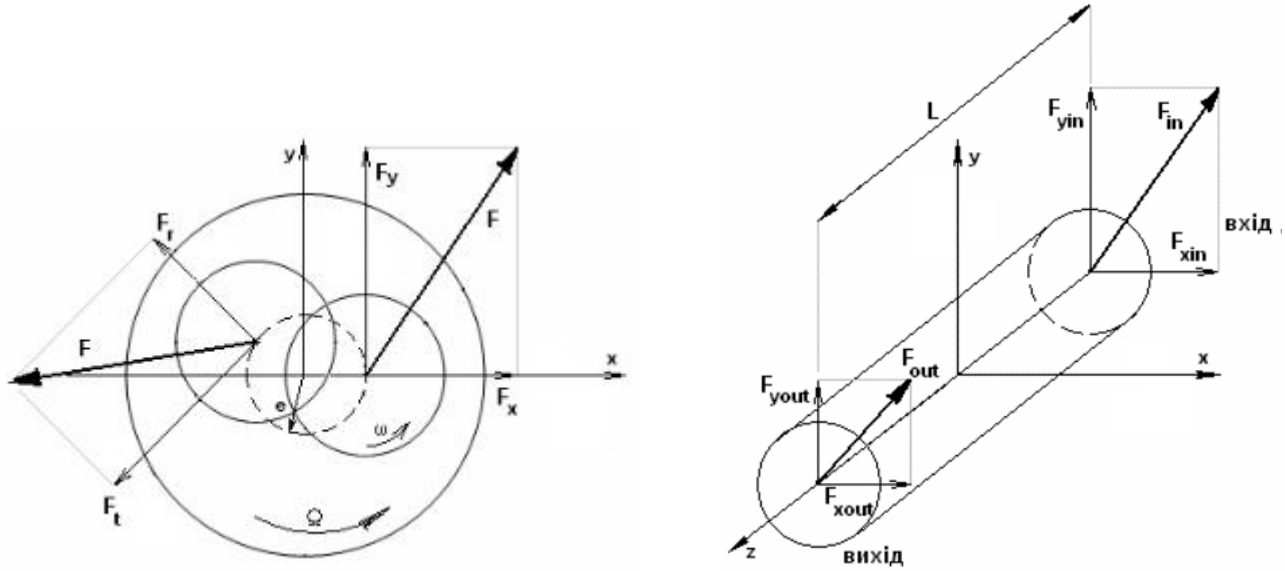
5.3.2 Ідентифікація динамічних коефіцієнтів

В даній роботі для визначення витратних та динамічних характеристик різних конструкцій багатошпаринних ущільнень відцентрових насосів виконувався числовий розрахунок на складних тривимірних моделях в середовищі ANSYS CFX. При розрахунку задачі в нестаціонарній постановці моделювалась пряма синхронна прецесія вала за циліндричною траєкторією, розглядались чотири повних обертання вала для визначення величини гідродинамічних сил в ущільненні. На рис. 5.29 схематично показаний прецесійний рух вала та сили, які виникають в рідині при циліндричній прецесії.

Ротородинамічні коефіцієнти представляють собою компоненти сил реакції в ущільненні F_r , F_t при малих збуреннях відносно положення рівноваги в наступній вигляді:

$$-\begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (5.13)$$

де Δx, Δy; $\Delta \dot{x}$, $\Delta \dot{y}$; і $\Delta \ddot{x}$, $\Delta \ddot{y}$ - відносні компоненти переміщення,



а б

Рисунок 5.29 – Траєкторія руху вала в шпаринному ущільненні:
сили (а) та моменти реакції рідини (б)

швидкості та прискорення, відповідно, між ущільненням і валом у відповідних напрямках x та y. Крім того, коефіцієнти K_{ij}, C_{ij} і M_{ij} є функцією e. Для малого прецесійного руху вала навколо центра, модель рівняння, що залежить від ексцентриситету рівняння (5.13) часто замінюється такою спрощеною моделлю для сил реакції:

$$-\begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (5.14)$$

де F_r і F_t - сили реакції ущільнення, K - пряма жорсткість, k - перехресна жорсткість, C - пряме демпфірування, c - перехресне демпфірування. Терміни ΔX і ΔY є відносними переміщеннями ротора-статора. Модель враховує інерцію рідини через прямий віртуальний масовий член M і перехресний віртуальний масовий член m. Рішення виконується для невеликих зміщень відносно центрального положення з нульовим ексцентриситетом. Модель використовується для відносного ексцентриситету ε= 0,1 за умови, що динамічні коефіцієнти відносно незалежні від статичного ексцентриситету.

$$\begin{aligned} x &= e \cdot \cos(\Omega t) \\ y &= e \cdot \sin(\Omega t) \end{aligned} \tag{5.15}$$

Для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнення виконувалось чотири розрахунки циліндричної прецесії вала при різних частотах прецесії Ω і з ексцентриситетом e (5.15). За результатами розрахунків проведена апроксимація радіальної сили F_r – поліномом другого порядку відносно частоти прецесії, та тангенціальної сили F_t – поліномом першого порядку. Коефіцієнти цих поліномів є динамічними характеристиками ущільнення. Схематичний рух вала, а також сили та моменти в ущільненні при циліндричній прецесії представлені на рис. 5.51.

Застосовуючи методику оцінки значень динамічних характеристик ущільнень [117] та використовуючи відповідні рівняння визначають коефіцієнти жорсткості та демпфірування.

$$\begin{cases} \dfrac{F_r}{e} = -K - \Omega c + \Omega^2 M \\ \dfrac{F_\tau}{e} = -k - \Omega C \end{cases}, \tag{5.16}$$

За допомогою системи рівнянь (5.16) можна визначити величини коефіцієнтів жорсткості та демпфірування багатошпаринного ущільнення.

Таблиця 5.2 – Незмінні геометричні параметри трьохшпаринного ущільнення

l_1,(мм)	21
l_2,(мм)	11
l_3,(мм)	20
R_1,(мм)	44,4
R_2,(мм)	41,2
R_3,(мм)	38
$h_1=h_2=h_3$;$2h_1=h_2=2h_3$ (мм)	0,2;0,4
ексцентриситет(е), (мм)	0,02

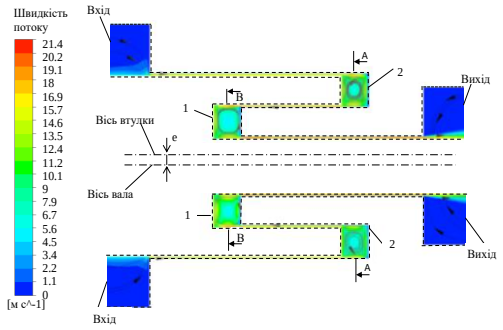
За представленою вище методикою визначені динамічні характеристики ущільнень. Всі розрахунки поводились при однакових граничних умовах. У якості робочої рідини використовується вода, яку можна вважати нестисливою з постійними властивостями: густина - 997 кг/м^3, динамічна в'язкість - $8.899\cdot10^{-4}$ Па/с.

Граничні умови, які використовувалися при розрахункових дослідженнях, представлені в таб. 5.3. Геометричні параметри трьохшпаринного ущільнення наведені в табл. 5.2.

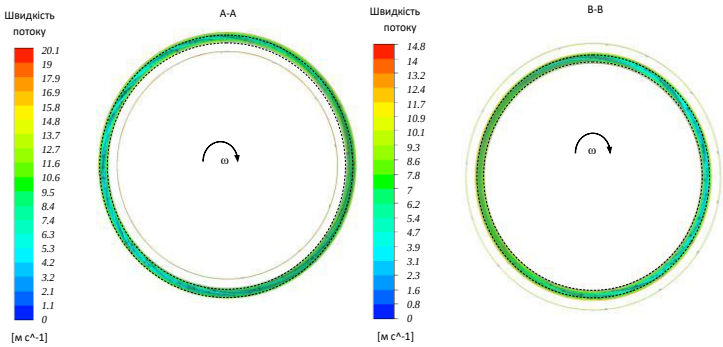
Таблиця 5.3 - Граничні умови

$P_{вх}$, [атм]	$P_{вих}$, [атм]	ω, [об/мин]	t, ºC
10	0	3000	25

Аналіз полів швидкості і ліній току в повздовжньому та поперечному перетинах для двох варіантів конструкцій показує, що у повздовжньому перетині другого варіанту конструкції збільшується інтенсивність вихрового потока у камерах у нижній частини ущільнення порівняно з першим варіантом конструкції. Також збільшується максимальна швидкість потоку. З поперечних перетинів А і В для кожної конструкції видно, що в другому варіанті конструкції зменшується швидкість окружного потоку і змінення її по окружності камер.

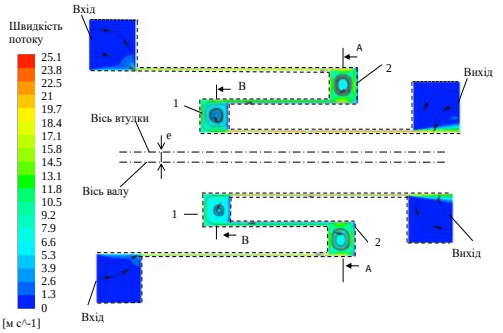


а)

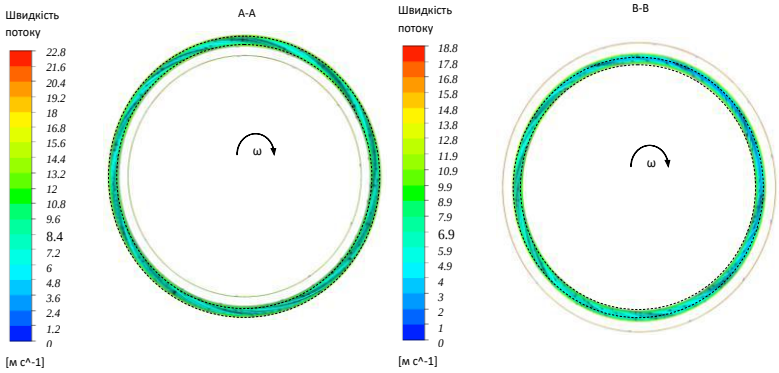


б) в)

Рисунок 5.30 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах для першого варіанту конструкції при К=3 мм

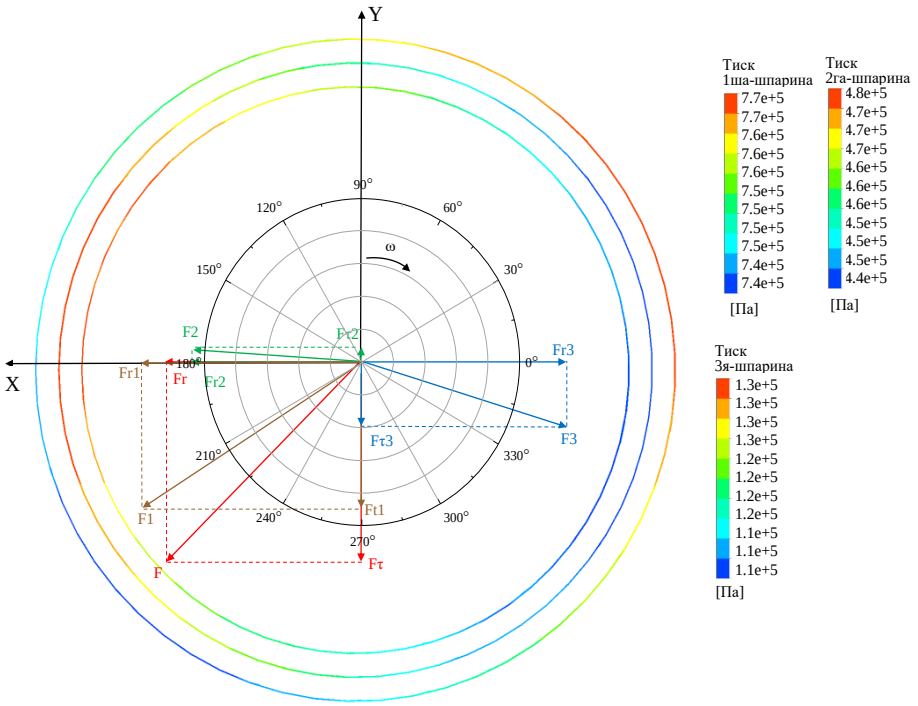


а)

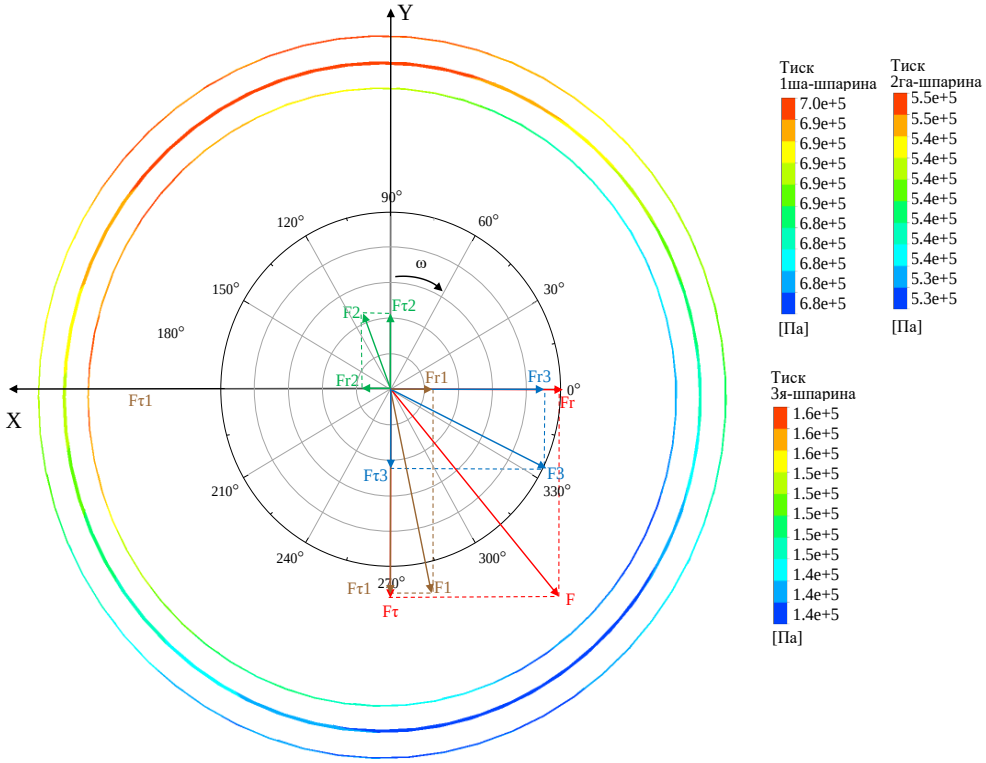


б) в)

Рисунок 5.31 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах для другого варіанту конструкції при К=3 мм



а)

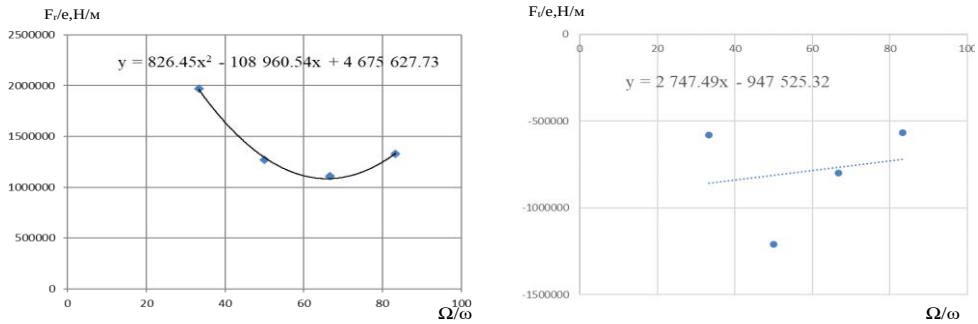


б)

Рисунок 5.32 - Розподіл тиску в середній площині шпарин ущільнення та вклад сил кожної шпарини: І-варіант конструкції ущільнення при К=3 мм (а), ІІ-варіант конструкції ущільнення при К=3 мм

Таблиця 5.4 – Динамічні коефіцієнти для І-варіанту конструкції при К=3 мм

	М [кг]	с[Н/м]	К[Н/м]	С[с/м]	k[Н/м]
Сумарно	25.8	108961	-4676018	-2748	-947525
І-шпарина		86939	-4114570	-14287	-1281486
ІІ-шпарина		16900	-1749277	-6327	-57589
ІІІ-шпарина		4087	1225254	18727	383143
Камера		1052	-37425	-861	8406

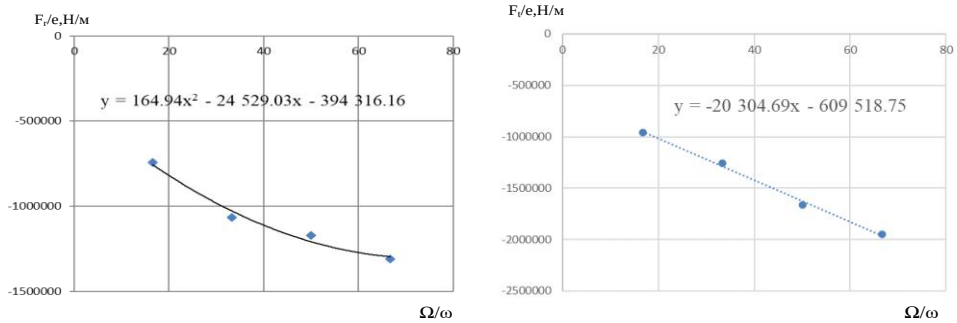


а) б)

Рисунок 5.33 – Залежності радіальних (а) та тангенціальних (б) сил від відносної частоти прецесії

Таблиця 5.5 – Динамічні коефіцієнти для ІІ-варіанту конструкції при К=3 мм

	М [кг]	с[Н/м]	К[Н/м]	С[с/м]	k[Н/м]
Сумарно	12,8	24529	394316	20305	-609519
І-шпарина		29784	-550092	15058	-696475
ІІ-шпарина		-10539	123408	-5261	265288
ІІІ-шпарина		5865	799515	10666	-190768
Камера		-581	21485	-158	12436



а) б)

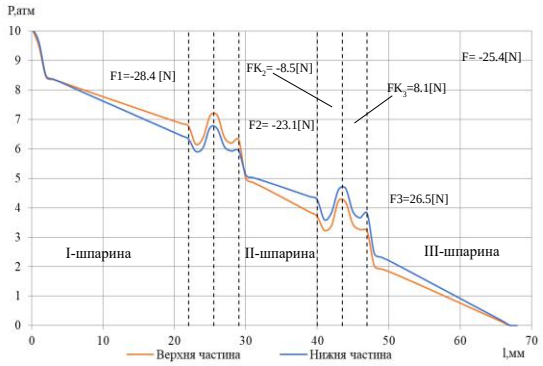
Рисунок 5.34 – Залежності радіальних (а) та тангенціальних (б) сил від відносної частоти прецесії

Аналіз радіальних і тангенциальних сил, які діють у зазорах трьохшпаринного ущільнення двох варіантів конструкції (рис. 5.32 а, б) показує, що для першого варіанту конструкції (рис. 5.32 а) сумарна результуюча радіальна гідростатична сила є децентруючою, однак сумарна результуюча тангенциальна сила має стабілізуючу дію. Тільки радіальна сила на третій шпарині є центруючою, а тангенціальна сила на другій шпарині є дестабілізуючою. В другому варіанті конструкції (рис. 5.32 б) сумарна результуюча радіальна сила змінює свій знак і стає центруючою. Дещо меншою за величиною ніж децентруюча сила в першому варіанті конструкції ущільнення. Тангенціальна сила є стабілізуючою, як і у першому варіанті конструкції. Тільки радіальна та тангенціальна сили на другій шпарині є децентруючою та дестабілізуючою відповідно.

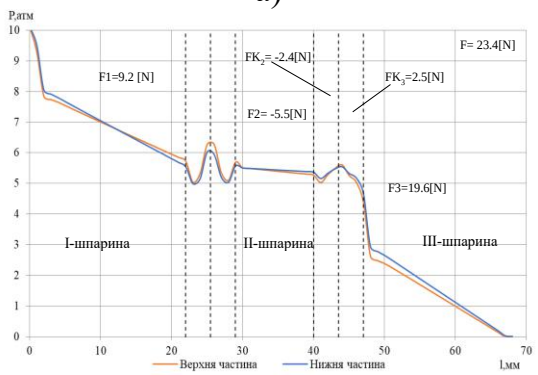
В таблицях 5.4 та 5.5 зведені значення динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування і приєднаної маси, а на рисунках 5.33 та 5.34 приклади апроксимації та визначення відповідних динамічних коефіцієнтів для двох варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення. Аналіз показав, що для першого варіанту конструкції (табл. 5.4) сумарна пряма жорсткість є негативною, також негативними є сумарне пряме демпфірування і сумарна перехресна жорсткість. Це говорить про те, що радіальна сила є децентруючою, напрямок тангенцильної сили залежить від співвідношення прямого демпфірування і перехресної жорсткості. В другому варіанті конструкції (табл. 5.5) основні сумарні динамічні коефіцієнти мають позитивне значення, тільки сумарна перехресна жорсткість має негативне значення, але в цьому випадку це однозначно свідчить про стабілізуючу дію сил, які діють на обертовий вал.

Змінення направлення дії сили з децентруючою на центруючу показано на рисунках 5.35 а,б, з яких видно, що збільшення величини радіального зазору другої шпарини призводить до більших місцевих втрат на вході в першу шпарину, але більше падіння гідростатичного тиску на вході відбувається верхній частині з

більшим зазором, та дещо більше падіння по довжині спостерігається у ніжній частині зазору ущільнення.

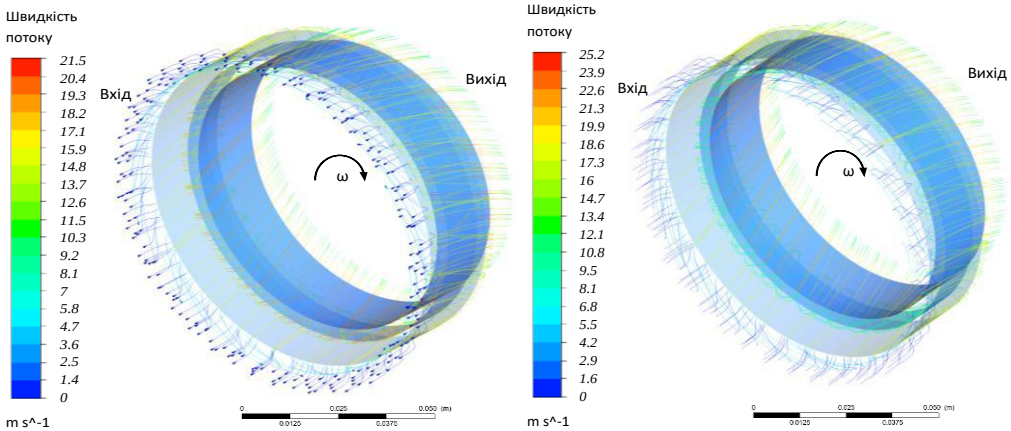


а)



б)

Рисунок 5.35 – Розподіл гідродинамічного тиску по довжині ущільнення: для I-варіанту конструкції при К=3 мм (а), для II-варіанту конструкції при К=3 мм (б)



а) б)

Рисунок 5.36 – Лінії току, що демонструють гідродинаміку течії рідини в трьохшпаринному ущільненні: I-варіант конструкції при К=3 мм (а), II-варіант конструкції при К=3 мм (б)

Відновлення тиску на виході не має більш менш суттєвого впливу на величину сумарної радіальної сили в ущільненні. У другій шпарині значно зменшується падіння гідростатичного тиску як на вході, так і по довжині ущільнення, що збільшує величину вхідного тиску на вході у третю шпарину. Однак за рахунок більшого падіння тиску на вході і по довжині, дещо зменшується центруюча сила на третій шпарині. За рахунок центруючою дії першої шпарини, а також суттєвого зменшення децентруючої дії третьої шпарини, сумарна радіальна сила у другому варіанті конструкції ущільнення (рис. 5.35 б) стає центруючою. Негативний знак жорсткості на першій шпарині може свідчити про вплив не тільки осьової, але і окружної швидкості, так як і позитивний знак прямої жорсткості на другій шпарині. Гідродинамічні процеси в третій шпарині подібні до одношпаринного ущільнення з витіканням ущільнювального середовища безпосередньо в атмосферу.

Лінії току демонструють траєкторію течії рідини у трьохшпаринному ущільненні двох варіантів конструкцій (рис. 5.36 а,б), які були зазначені вище. Порівняння двох варіантів конструкцій показує, що в першій шпарині другого варіанту конструкції (рис. 5.36 б) збільшується осьова швидкість (зменшується кут нахилу ліній току). В другій шпарині навпаки збільшується кут нахилу ліній току, тобто зменшується осьова швидкість та збільшується окружна швидкість течії. В третій шпарині відбувається збільшення значень як осьової, та і окружної швидкостей, тому кут нахилу ліній току майже не змінюється.

Для аналізу динамічних характеристик, приведених двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень з відносно короткими шпаринами ($l/D<0,5$) та збільшеними осьовими розмірами з’єднувальних камер, були проведені числові розрахунки при різних ущільнювальних тисках та отримані значення коефіцієнтів жорсткостей, демпфірування та приєднаних мас (рис. 5.37 а-д). Аналіз прямих жорсткостей і демпфірувань показує, що для обох варіантів

конструкцій при збільшенні вхідного тиску збільшується у першому варіанті негативна прямая жорсткість, у другому варіанті позитивна пряма жорсткість.

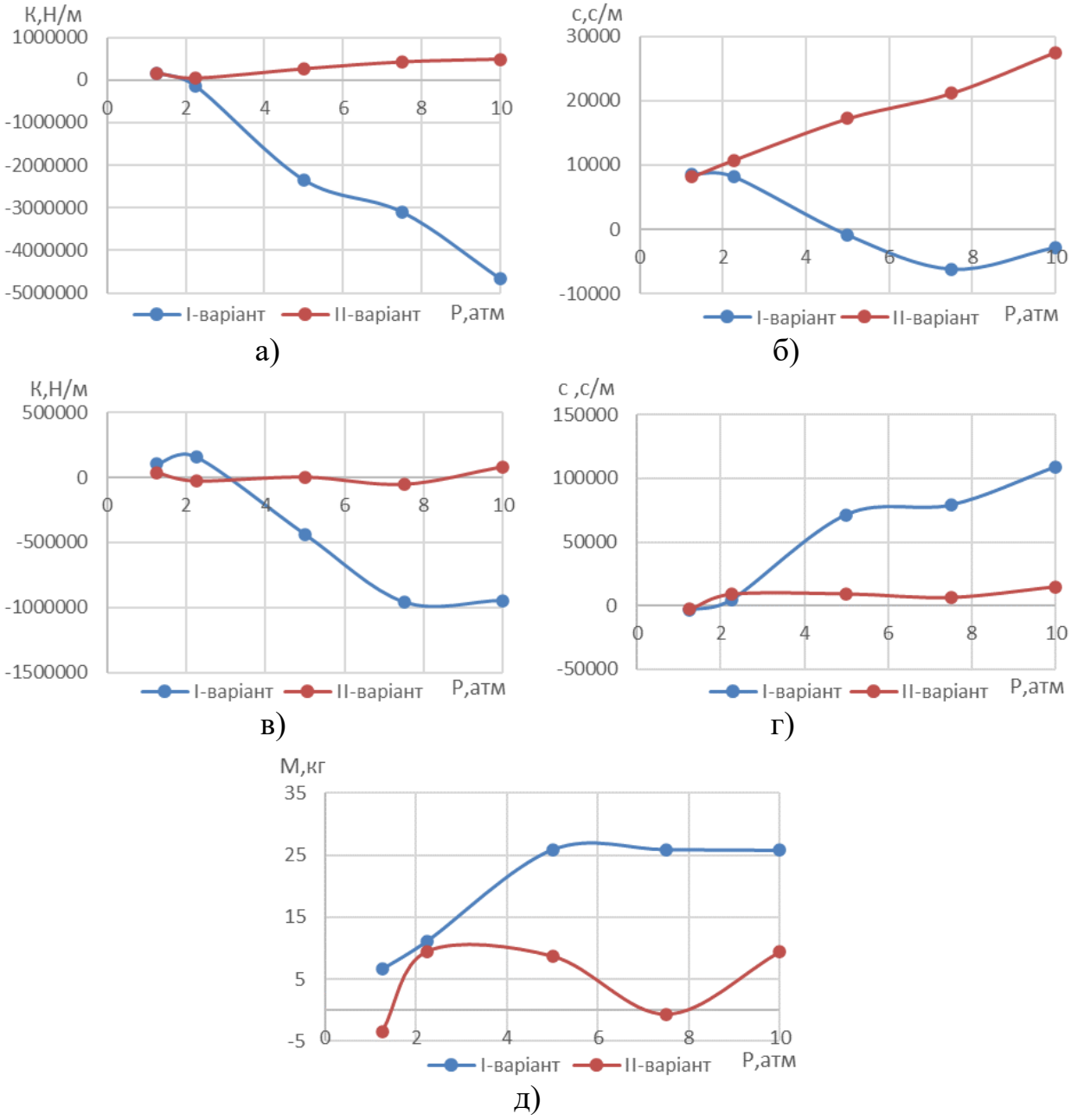
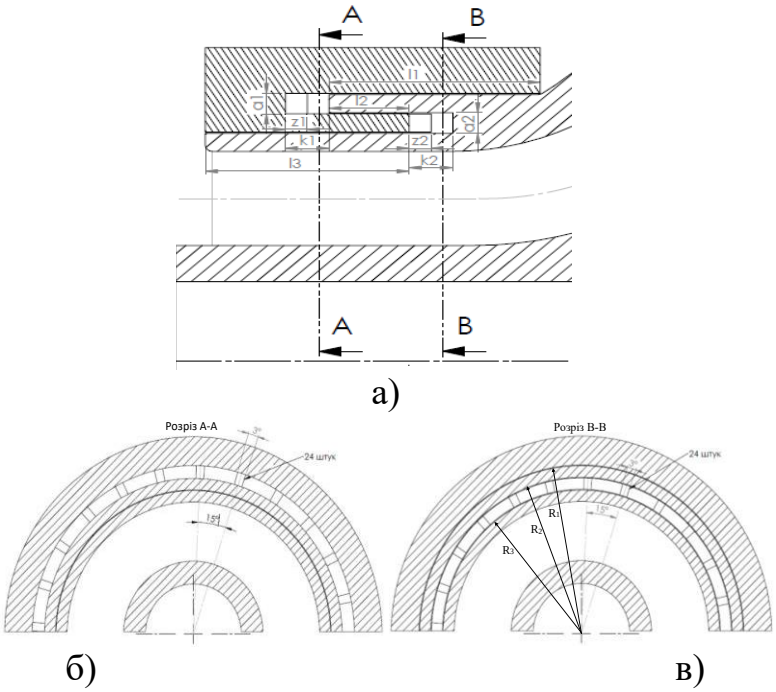


Рисунок 5.37 – Залежність коефіцієнтів жорсткості та демпфірування від ущільнювального тиску: а) пряма жорсткість; б) пряме демпфірування; в) перехресна жорсткість; г) перехресне демпфірування; д) приєднана маса

Для першого варіанту конструкції ущільнення негативна пряма жорсткість збільшується більш суттєво. При мінімальному вхідному тиску перший варіант конструкції має ще позитивну пряму жорсткість, при підвищенні тиску пряма жорсткість стає негативною. Пряме демпфірування також збільшується при підвищенні вхідного тиску. Так при менших ущільнювальних тисках 1,25; 2,5 атм для першого варіанту конструкції пряме демпфірування є позитивним, при збільшенні тиску пряме демпфірування стає негативним. Для другого варіанту конструкції величини прямого демпфірування є завжди позитивними. Перехресна жорсткість та перехресне демпфірування для першого варіанту конструкції збільшуються в негативному та позитивному значеннях відповідно змінюючи знак при менших значеннях вхідного тиску 1,25; 2,5 атм. Перехресна жорсткість та демпфірування для другого варіанту конструкції мають відносно не великі значення. Менші величини приєднаної маси має конструкція зі збільшеним радіальним зазором другої шпарини.

5.4 Числові дослідження нових конструкцій трьохшпаринних ущільнень

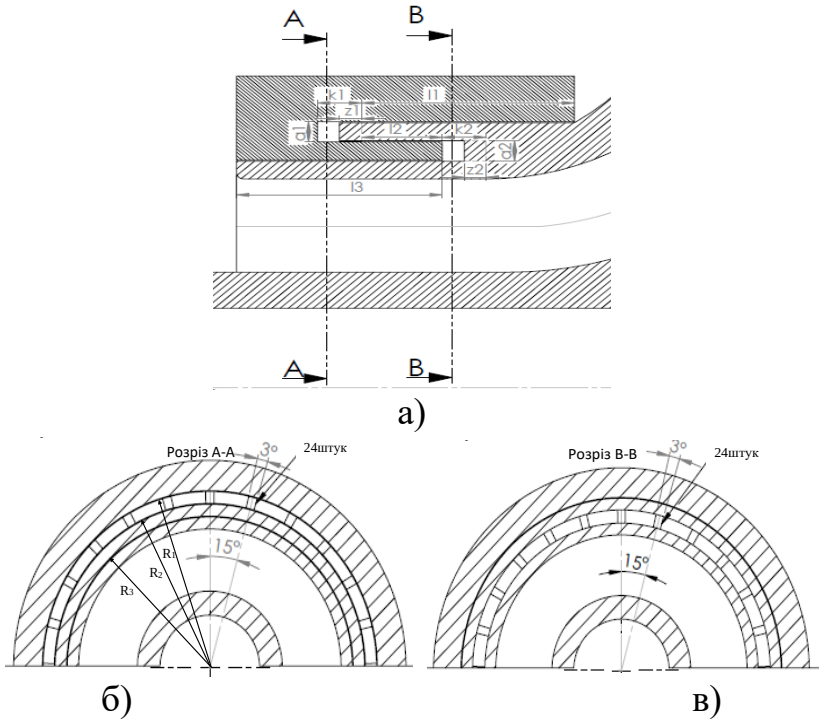
З результатів досліджень стає зрозумілим, що основний вплив на роботу ущільнення мають торцеві камери, тому було прийняте рішення розглянути влив гальм та лопаток, встановлених в з’єднувальних камерах рис. 5.38 а-в та 5.39 а-в. Всі геометричні параметри залишались подібними до першого варіанту конструкції при К=3 мм. При встановленні лопаток були збільшені осьові розміри з’єднувальних камер z1,z2 на величину їх осьового розміру.



а)

б) в)

Рисунок 5.38 – І-варіант конструкції при К=3 мм з гальмами в камерах l_1=21 мм, l_2=11 мм, l_3=20 мм, k_1,k_2=6 мм, z_1,z_2=3 мм, R_1=44.4 мм, R_2=41.2 мм, R_3=38 мм



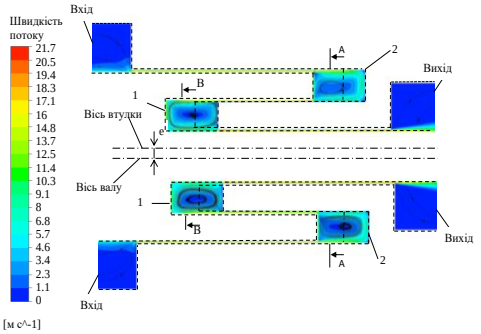
а)

б) в)

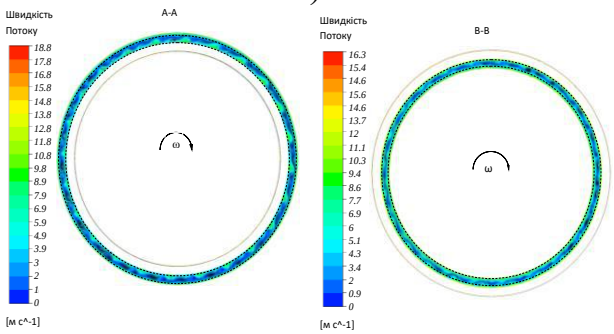
Рисунок 5.39 – І-варіант конструкції з обертовими лопатками в камерах l_1=21 мм, l_2=11 мм, l_3=20 мм, k_1,k_2=6 мм, z_1,z_2=3 мм, R_1=44.4 мм, R_2=41.2 мм, R_3=38 мм

Порівняння трьох нових варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення (рис. 5.38, 5.39) показує, що в конструкції з гальмами (рис. 5.40, 5.41) стримується потік в окружному напрямку і переходить в потік в радіальному напрямку. В варіанті конструкції з лопатками збільшується окружний потік (рис. 5.42 а,б,в), але зменшується радіальний потік. Загалом такого роду потік гальмує перетикання рідини від частини шпарини з більшим зазором до частини шпарини з меншим зазором, що не призводить до перерозподілу швидкостей і відповідному зміненню гідростатичної сили з децентруючої на центруючу (рис. 5.43 а-в). А навпаки децентруюча сила збільшується, але разом з тим збільшується тангенціальна стабілізуюча сила (рис. 5.43 б,в), що поряд зі зміненням знаку на позитивний та збільшенням величини перехресної жорсткості конструкції ущільнень мають збільшену величину прямого демпфірування (табл. 5.6-5.8). Пряма жорсткість має негативну величину для трьох конструкцій ущільнення. Присутність гальм та лопаток в з’єднувальних камерах не зменшує, а навпаки збільшує перехресну жорсткість в конструкції трьохшпаринного ущільнення. Рівняння регресії, за якими знаходяться динамічні коефіцієнти приведені на рисунках 5.44-5.46. Основний суттєвий вплив на сумарні величини гідродинамічних сил має перша шпарина, друга шпарина має децентруючу і дестабілізуючу дію, а третя шпарина навпаки центруючу та стабілізуючу дію (рис. 5.43). Розподіли гідростатичного тиску в верхній та нижній частинах для трех конструкцій ущільнення мають схожий вигляд (рис. 5.47 а-в), з різницею лиш в тому, що при менших осьових розмірах з’єднувальних камер відбувається не відновлення, а зменшення величини тиску на виході з першої та другої шпарин ущільнення.

Із рисунків 5.48 а-в видно, що найбільше закручення потоку (найбільший нахил ліній току) відбувається у трьохшпаринному ущільненні з обертовими лопатками (рис. 5.48 в), найменший нахил ліній току відбувається в ущільненні з гальмами та зменшеною камерою (рис. 5.48 б).

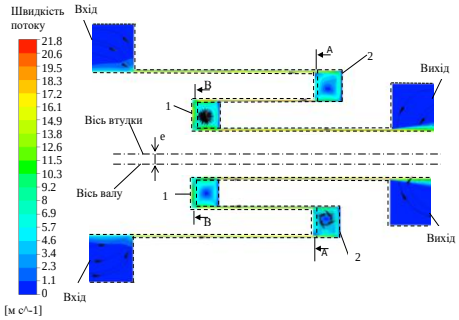


а)

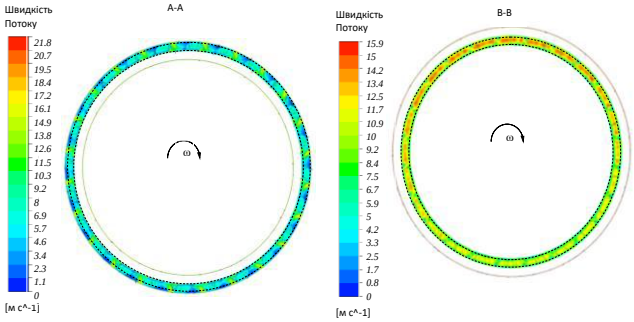


б) в)

Рисунок 5.40 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах І-варіанту конструкції ущільнення з гальмами при k_1,k_2=6 мм

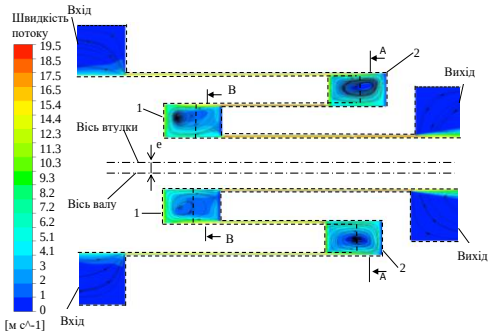


а)

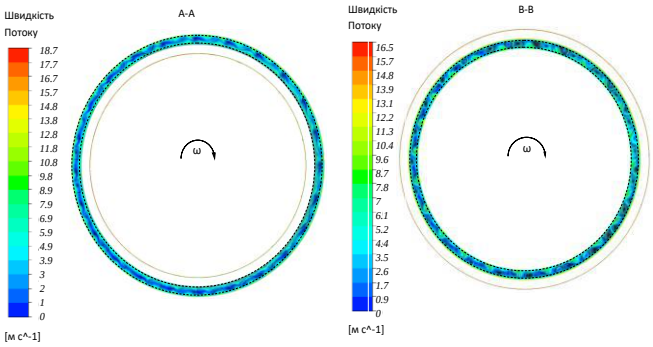


б) в)

Рисунок 5.41 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах І-варіанту конструкції ущільнення з гальмами при k_1,k_2=3,2 мм



а)

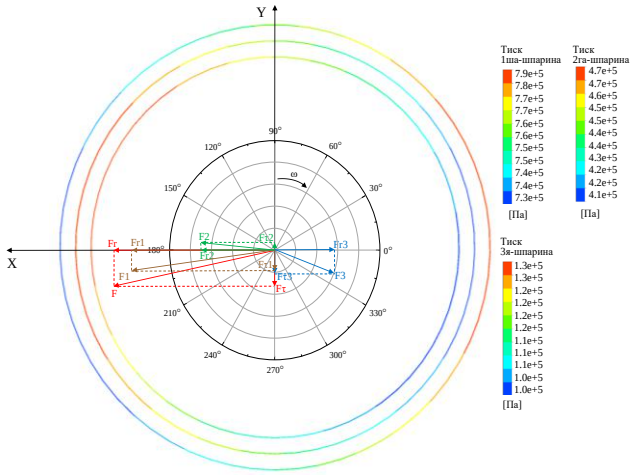


б) в)

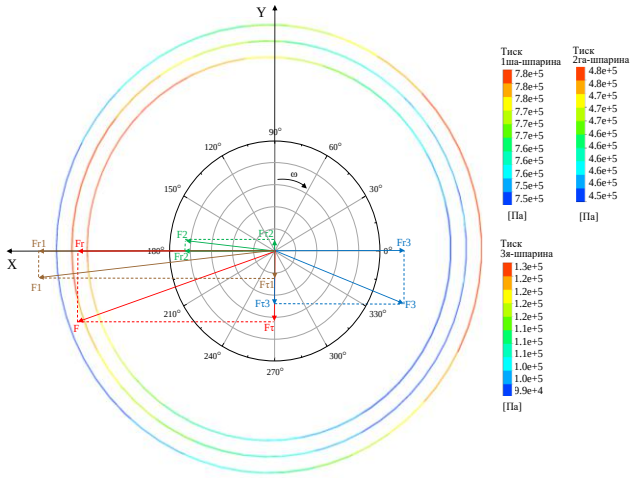
Рисунок 5.42 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перерізах II-варіанту конструкції ущільнення з обертовими лопатками при k_1,k_2=6 мм

В конструкціях з гальмами потік гальмується в камерах (рис. 5.48 а,б), а в конструкції з обертовими лопатками навпаки закручується в камерах, створюючи додатковий вихровий потік (рис. 5.48 в).

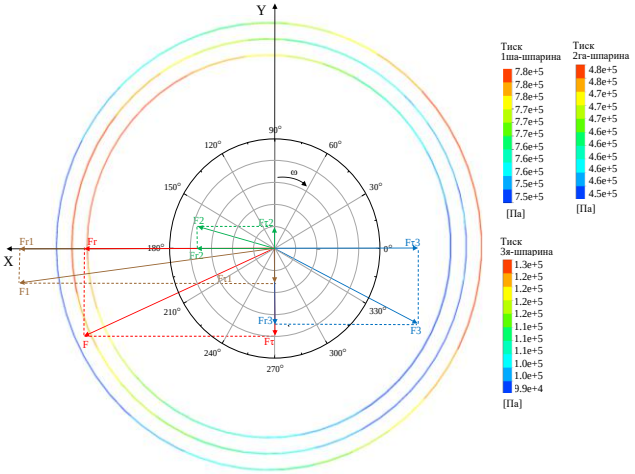
До вище сказаного можна додати те, що зменшення осьового розміру з’єднувальних камер призвело до суттєвого збільшення негативної жорсткості, тобто збільшення децентруючої сили, що суттєво впливає на згинальну жорсткість вала. А також до збільшення демпфірування і перехресної жорсткості. Позитивна перехресна жорсткість негативно впливає на вібраційний стан вала, але достатньо суттєва величина прямого демпфірування може невілювати дестабілізуючу дію в розглянутих конструкціях ущільнень з гальмами і обертовими лопатками. Конструкція з гальмами і збільшеною камерою є переважною, тому що має достатньо велике значення перехресного демпфірування, яке може значно покращити центруючу дію ущільнювального шару.



а)



б)



в)

Рисунок 5.43 – Розподіл тиску по окружності кожної шпарини зі сторони входу для конструкції: з гальмами при k_1,k_2=6 мм (а), з гальмами при k_1,k_2=3,2 мм (б), з обертовими лопатками при k_1,k_2=6 мм (в)

Таблиця 5.6 – Динамічні коефіцієнти конструкції з гальмами при k_1,k_2=6 мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	11	14397.24	-2594297	27006.7	483061
I-шпарина		2806.01	-2582987	14542.33	370182.2
II-шпарина		4943.25	-973598	-3442.55	-74684.9
III-шпарина		6384.1	1043478	16293.17	184095.9
Камера		263.88	-81190.5	-386.25	3467.45

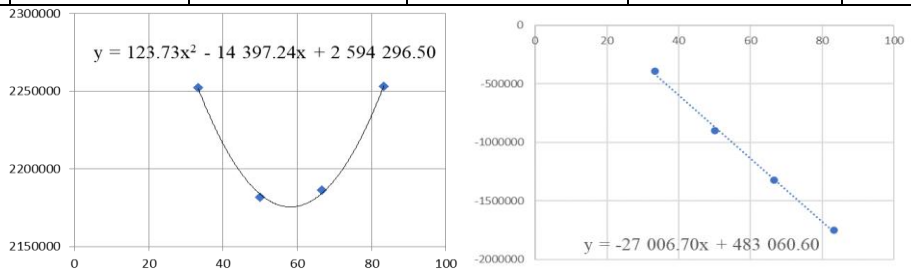


Рисунок 5.44 – Радіальні та окружні сили від відносної частоти прецесії

Таблиця 5.7 – Динамічні коефіцієнти конструкції з гальмами при k_1,k_2=3,2 мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	10,5	9162	-4697143	35472	849541
I-шпарина		4561	-4072555	18107	397801
II-шпарина		-5088	-1910610	-2069	65372
III-шпарина		8974	1399312	19423	358167
Камера		715	-113290	12	28202

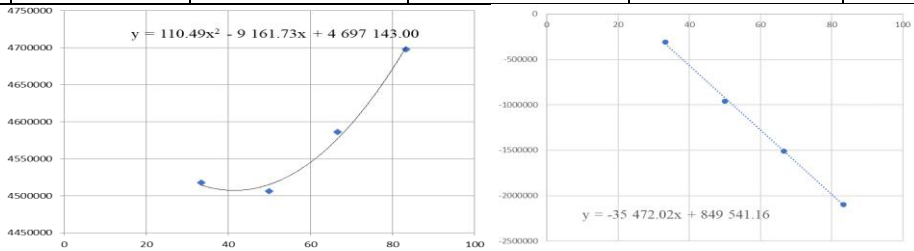


Рисунок 5.45 – Радіальні та окружні сили від відносної частоти прецесії

Таблиця 5.8 – Динамічні коефіцієнти конструкції з лопатками при k_1,k_2=6 мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	4,7	1624	-1956163	16766	43225
I-шпарина		8031	-2720032	3725	-138570
II-шпарина		-8809	-458674	-663	177153
III-шпарина		2648	1276259	14097	345
Камера		-246	-53717	-394	4297

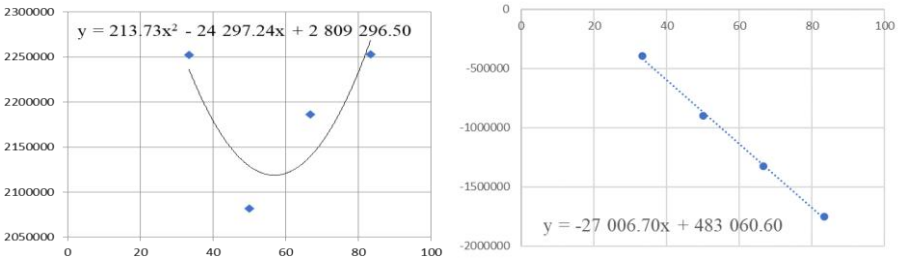
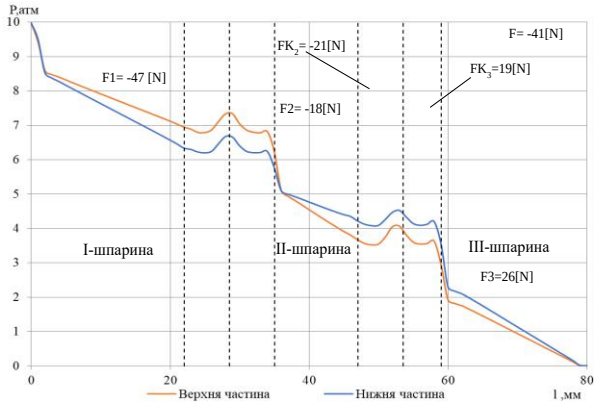
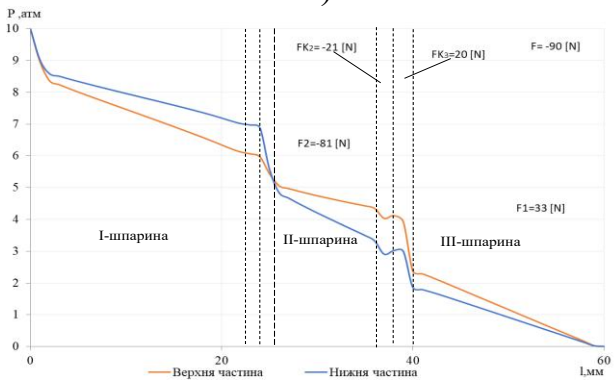


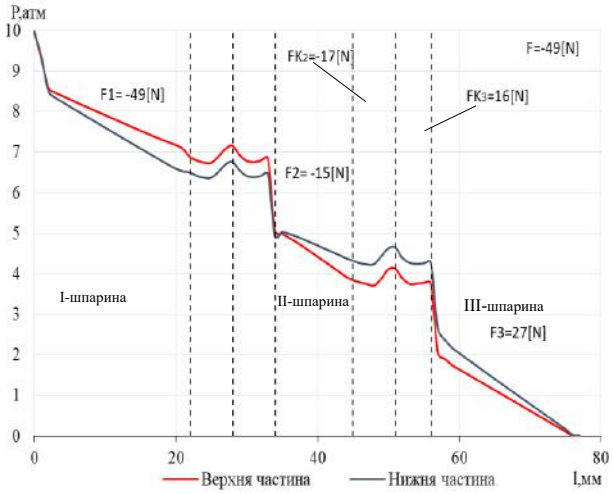
Рисунок 5.46 – Залежності радіальних та окружних сил від відносної частоти прецесії для конструкції з обертовими лопатками при k_1,k_2=6 мм



а)

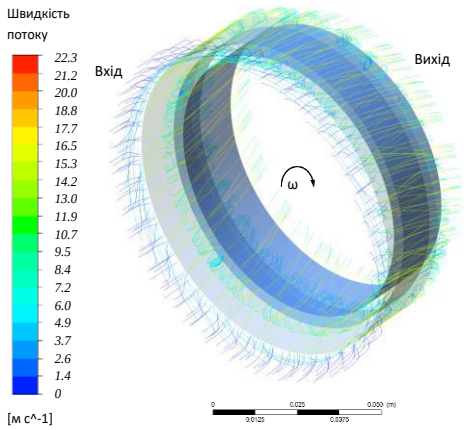


б)

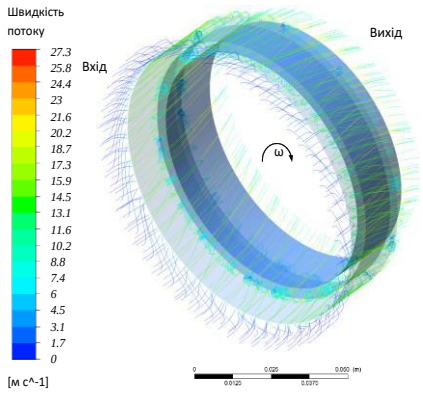


в)

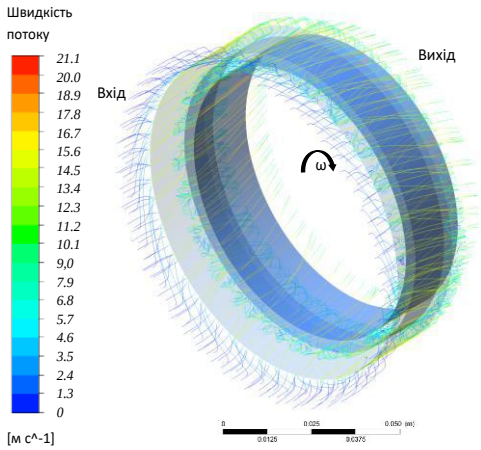
Рисунок 5.47 – Розподіл тиску по довжині верхньої та нижньої частини ущільнення для конструкції: з гальмами при k_1,k_2=6 мм (а), з гальмами при k_1,k_2=3,2 мм (б), з обертовими лопатками при k_1,k_2=6 мм (в)



а)



б)



в)

Рисунок 5.48 – Лінії току, що демонструють гідродинаміку течії рідини в трьохшпаринному ущільненні для конструкції: з гальмами при k_1,k_2=6 мм (а), з гальмами при k_1,k_2=3,2 мм (б), з обертовими лопатками при k_1,k_2=6 мм (в)

3.5 Висновки

Достовірність отриманих наукових положень і результатів забезпечується: достатнім узгодженням розрахункових та експериментальних даних та використанням методики і засобів вимірювання, що забезпечують допустиму похибку експериментального визначення основних величин.

Результати експериментальних та розрахункових досліджень трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу показали більшу динамічну стійкість другого варіанту конструкції ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з’єднувальних камер. Експерименти показали, що в цій конструкції на 36 % менша максимальна критична амплітуда та при збільшенні ущільнювального тиску спостерігається суттєве збільшення критичних швидкостей коливань вала. Як і традиційні конструкції шпаринних ущільнень, багатошпаринні ущільнення мають зменшення величини витоків зі збільшенням частоти обертання вала, та їх збільшення при підвищенні ущільнювального тиску. При порівнянні аналітичних та експериментальних амплітудно-частотних характеристик для другого варіанту конструкції зі збільшеними з’єднувальними камерами максимальна відносна похибка дорівнювала 15 %. Розрахункові дослідження також підтвердили, що максимальні сумарні значення динамічних коефіцієнтів має другий варіант конструкції зі збільшеною камерою. Динамічні коефіцієнти – прямі жорсткості і демпфірування та перехресне демпфірування мають позитивне значення, негативне значення перехресної жорсткості лише покращує динамічну стійкість вала в цьому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення. Подальше намагання покращити динамічні характеристики вала в трьохшпаринних ущільненнях за рахунок використання нових конструкцій з гальмами та обертовими лопатками не дало очікуваного результату. Так, пряма жорсткість мала негативну, а перехресна жорсткість позитивну величину. Крім того,

проаналізовано внесок кожної шпарини на величину результуючої гідродинамічної сили для двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень зі збільшеним осьовим розміром з’єднувальних камер. Для першого варіанту конструкції приблизно однаковий вплив на величину результуючої радіальної сили мають всі три шпарини ущільнення, а на тангенціальну силу найбільше впливає перша, а найменше впливає друга шпарина. Для другого варіанту конструкції за рахунок двократного збільшення радіального зазору суттєво зменшується вплив другої шпарини, радіальна сила на першій шпарині змінює знак на центруючу. При чому, для обох варіантів конструкцій третя шпарина має центруючу та стабілізуючу дію, а друга шпарина – навпаки.

6 ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ БАБІТОВИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ТЕХНОЛОГІЯМИ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО ЛЕГІРУВАННЯ

6.1 Вступ

Руйнування та зношування деталей машин і механізмів починається, як правило, з поверхні, тому поліпшення її якості нерозривно пов'язане з вирішенням проблеми підвищення експлуатаційних характеристик їх роботи. Найбільш ефективно підвищення якості поверхні, відповідно і експлуатаційних властивостей деталей досягається технологічними методами. Поліпшення захисних та трибологічних властивостей поверхонь деталей можна досягти нанесенням спеціальних покриттів. Таким чином, проведення досліджень, спрямованих на створення спеціальних покриттів, що володіють вищими показниками, що характеризують якість поверхні деталі, а також розробка нових, екологічно чистих та менш енерговитратних технологій їх формування є резервом для підвищення надійності і довговічності вузлів тертя.

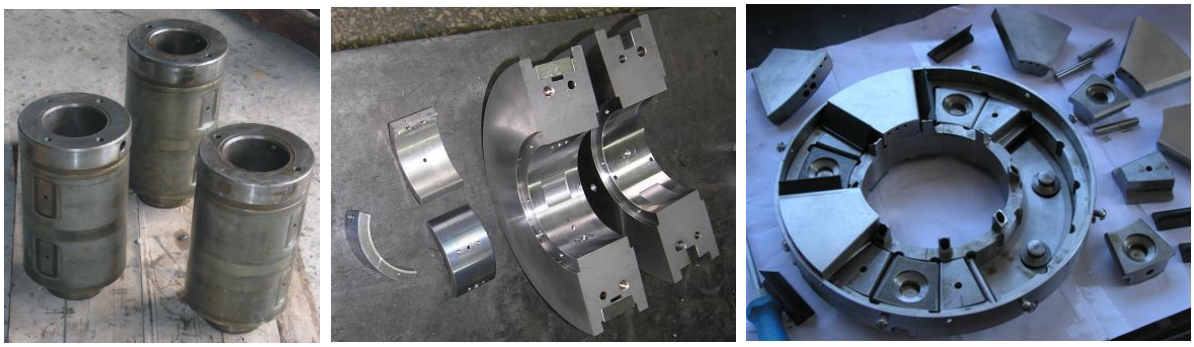
6.2 Аналіз основних достижень і публікацій. Постановка проблеми

Для пар тертя найбільше застосування знайшли бабітові підшипники ковзання (ПК), у яких бабітове покриття може наноситися як на криволінійні (рис. 6.1, а, б), так і на плоскі поверхні (рис. 6.1, в).

Значною мірою надійність ПК, за інших рівних умов, залежить від якості виготовлення, а також проведення монтажних і ремонтних робіт, виконання всіх вимог конструкторської та технологічної документації.

При виготовленні корпусів та вкладишів підшипників (ВП), а також підшипникових шийок (цапф) роторів компресорів та насосів завжди є відхилення від їхньої ідеальної геометричної форми, які називаються похибками. Додаткові

неточності додаються при установці ротора. Накопичення похибок значно знижує реальну площу контакту цапфи та ВП, що є причиною перенапруження антифрикційного шару, особливо в період опрацювання. Крім того, в місцях незадовільного прилягання, поверхні вкладиша та «ліжка» можуть піддаватися щілинній та фреттинг корозії.



а) б) в)

Рисунок 6.1 – Конструктивні елементи ПК з бабітовим покриттям:
а – зовнішня поверхня опорних пальців зубчастих коліс, б – внутрішня поверхня вкладишів опорних ПК, в – плоска поверхня упорного ПК

Недостатня жорсткість валу може стати причиною перекосів цапф щодо підшипників та концентрації навантаження біля країв. Результатом підвищеного тиску кромки може бути тріщиноутворення або пластичний зсув м'якого сплаву.

Збільшення податливості однієї з деталей сполученого вузла може сприятливо проводити його довговічність. Самовстановлюючий опорний підшипник є найпростішим прикладом конструкції, що має деталь вільної податливості у вигляді вкладиша, що має кутову рухливість.

Полегшення умов приробітку та поліпшення режиму роботи в післяприробітному періоді можна забезпечити за рахунок збільшення податливості ВП та більш щільного прилягання до «ліжка», шляхом нанесення на одну або обидві контактуючі поверхні методом електроіскрового легірування

(ЕІЛ) м'яких металів (позиції 9 і 10, рис. 6.2), як правило, міді чи олова. М'який метал, деформуючись під впливом високих питомих навантажень, забезпечить самоустановку ВП, компенсуючи похибки виготовлення ПК [118].

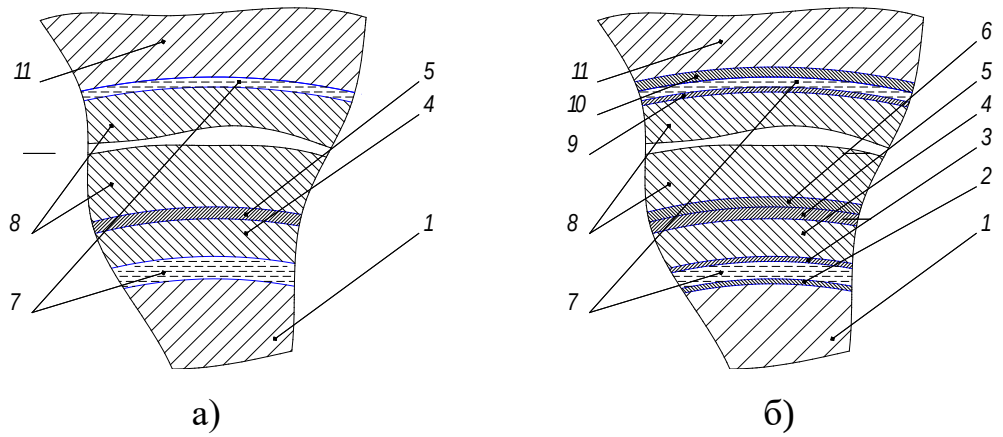
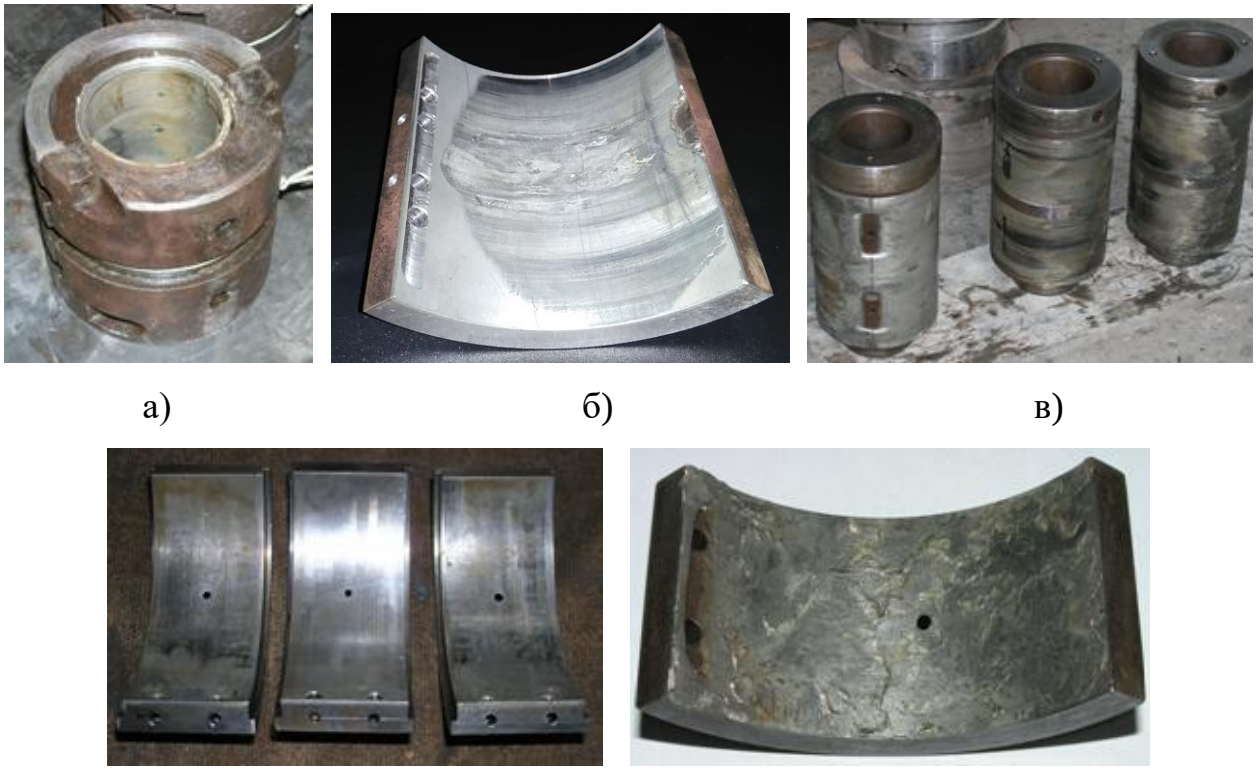


Рисунок 6.2 – Схема ПК, виготовлених: а – за традиційною технологією; б – технології фірми «ТРІЗ»:

1 – вал ротора; 2 – приробітне покриття з міді або олова на цапфі валу; 3 - приробіткове покриття з індію або олова на поверхні бабіту; 4 - шар бабіта (Б83 або Б88); 5 - лудіння оловом; 6 – перехідний шар із міді; 7 – робоча рідина (масло); 8 - вкладиш ПК (Сталь 20); 9, 10 – м'яке, антифрикційне покриття з міді або олова на поверхні вкладиша (8) та (або) корпусу (10) ПК; 11 – корпус ПК

Формування якісного поверхневого шару значною мірою залежить від міцності зчеплення антифрикційного бабітового шару зі сталевою підкладкою. Так, причиною виходу з ладу ПК може бути неякісна заливка бабіта, яка проявляється у відшаруванні бабітового шару (рис. 6.3, а), фарбуванні окремих ділянок (рис. 6.3, б), руйнуванні в процесі експлуатації (рис. 6.3, в).

Причиною виходу з ладу ПК на стадії експлуатації є вплив різних видів зношення: кавітація, абразивне зношування, зношування внаслідок пластичної деформації, втомне зношування та ін, а також вплив навколишнього середовища (рис. 6.3).



а) б) в)

г) д)

Рисунок 6.3 – Руйнування бабітового шару ПС внаслідок його неякісної заливки (а, б, в), абразивного зношування та утворення натирів (г), кавітації та втомного зношування (д)

Прискорення зношування та розвитку ушкоджень, поверхонь тертя в післяприробітному періоді, залежить від наявності на поверхні тертя невиправних мікро-, а іноді і макроушкоджень, що утворилися в процесі приробітку. До таких пошкоджень відносяться локальні руйнування структурних складових у результаті навантажень. У металі у разі розвиваються ушкодження внаслідок малоциклової втоми, причому уражаються найбільш слабкі структурні складові. Так, при використанні в тонкошарових підшипниках бабіта Б83, у кубічних кристалах SnSb утворюються мікротріщини, які згодом стають джерелом розвитку тріщин вже в обсязі всього шару [119].

Для припрацювання бабітових підшипників ковзання запропонований спосіб, який полягає в ЕІЛ поверхні бабіта Б83 індієм і оловом, що дозволяє

сформувати поверхневий шар (позиція 3, рис. 6.2, б) товщиною відповідно до 130 і 100 мкм, мікротвердість якого нижче мікротвердості основи. Металографічний аналіз показав, що у структурі сформованого шару тверді включення відсутні, тому такі покриття можуть покращити умови припрацювання ВП [120].

Дослідженнями було встановлено, що технологічніше захистити бабітовий шар від руйнування можна шляхом нанесення прирабітного покриття (позиція 2, рис. 6.2, б) не на бабітовий шар, а на цапфу валу [121]. На рис. 6.4 зображено процес ЕІЛ цапфи валу ротора відцентрового компресора.

Рисунок 6.4 – Нанесення методом ЕІЛ на підшипникову шийку валу відцентрового компресора прирабітного покриття

Найбільш відомі способи нанесення бабіту на основу вкладишів ПС, це: ручне заливання, відцентрове заливання, під тиском, газотермічне напилення. Як правило, у всіх випадках основою для напилення є сталь 20 (ГОСТ 1050-88), хоча можуть використовуватися інші матеріали, що мають хорошу адгезію з оловом, такі, як стали 10, 15, бронза, латунь.

В [122] запропоновано новий спосіб обробки вкладишів підшипників, що підвищує міцність зчеплення бабітового шару зі сталевою підкладкою за рахунок формування методом ЕІЛ проміжного шару (позиція 6, рис. 6.2 б) з міді. Спосіб може застосовуватися як ПК, так плаваючих ущільнень, опорних пальців планетарних мультиплікаторів та інших.

У [123] наведено порівняльні результати якісних характеристик антифрикційних бабітових шарів, сформованих традиційною технологією, та з підшаром міді. Випробування на стиск за ГОСТом ІСО 4386-2-99 показали, що застосування перехідних шарів з міді, сформованих методом ЕІЛ у захисному середовищі (аргон), підвищує міцність з'єднання бабітового шару з підкладкою на 35 % порівняно з традиційною технологією (сталь 20 + Олово + Бабіт).

Як видно з вищесказаного, останніми роками при виготовленні та ремонті ПС дедалі ширше використовується метод ЕІЛ [124]. При цьому важко, без проведення порівняльних випробувань, віддати перевагу тому або іншому матеріалу легуючого електрода, що забезпечує найбільш міцне зчеплення з поверхнею, що легується.

Таким чином, метою роботи є підвищення якості бабітових ПК, шляхом розробки методики визначення сили зчеплення між металами та, завдяки цьому, покращенню технології нанесення методом ЕІЛ на окремі елементи корпусу, вкладиша та цапфи спеціальних покриттів з м'яких антифрикційних матеріалів.

6.3 Виклад основного матеріалу

У порівнянні з іншими видами з'єднання металів, такими як газотермічне напилення, металізація, заливка, фізичне та хімічне осадження та ін., тільки при ЕІЛ електроди в точці контакту миттєво нагріваються до температури плавлення (і навіть випаровування металу). Метал у цих точках механічно та хімічно реагує між собою та навколишнім середовищем і остигає до кімнатної температури. І все це відбувається за частки секунди. Тому цілком природно, що за цей час в сплавах або хімічних сполуках, що утворилися, не встигають відбутися фазові перетворення, що відповідають рівноважній діаграмі стану. При ЕІЛ швидкість охолодження мікрованни знаходиться в межах 150-200 тисяч градусів за секунду, а нагрівання ще швидше. Подібні швидкості інших технологічних процесах

невідомі [125].

Схеми формування антифрикційного бабітового шару з використанням традиційної та запропонованої технологій, а також відповідне розташування при цьому електронів у металах показано на рис. 6.5.

У даній роботі для визначення величини сили зчеплення атомів між парами металів «Fe+Cu», «Cu+Sn» та «Fe+Sn» межа стику між металами представлена як модель конденсатора, обкладками якого є метали, що з'єднуються, розділені проміжком рівним величині параметра постійної грати.

Як відомо [126] між двома обкладками плоского конденсатора, що містить заряд Q, сила тяжіння *F* між обкладками визначається за формулою:

$$F = \frac{Q^2}{2\varepsilon_0 \cdot A}, \tag{6.1}$$

де *A* – площа кожної обкладинки, ε_0 – електрична стала.

Для подальшого аналізу сполук цих металів методом ЕІЛ, визначимо густину електронів провідності, користуючись співвідношенням [127]:

$$n = 0{,}6022 \cdot 10^{24} \frac{Z \cdot \rho_m}{A_r}, \tag{6.2}$$

де $n=N/V$ – кількість електронів провідності в одиниці об'єму, ρ_m – масова густина, A_r – відносна атомна маса, *Z* – кількість валентних електронів.

Концентрація електронів провідності для кожного з металів, що визначається співвідношенням (6.2), дорівнює:

N/V(Fe) = 17,0 · 10^{22} 1/см^3 ,

N/V(Cu) = 8,45 · 10^{22} 1/см^3 ,

N/V(Sn) = 14,48 · 10^{22} 1/см^3.

Знаючи концентрацію вільних електронів провідності для Fe, Cu та Sn обчислюємо енергію Фермі E_f для кожного з металів за формулою [128]:

$$E_f = \frac{\hbar^2}{2m_e} \sqrt[3]{\left(3\pi^2\right)^2} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{N}{V}\right)^2}, \tag{6.3}$$

де $\hbar$ – стала Планка, m_e – маса спокою електрона.

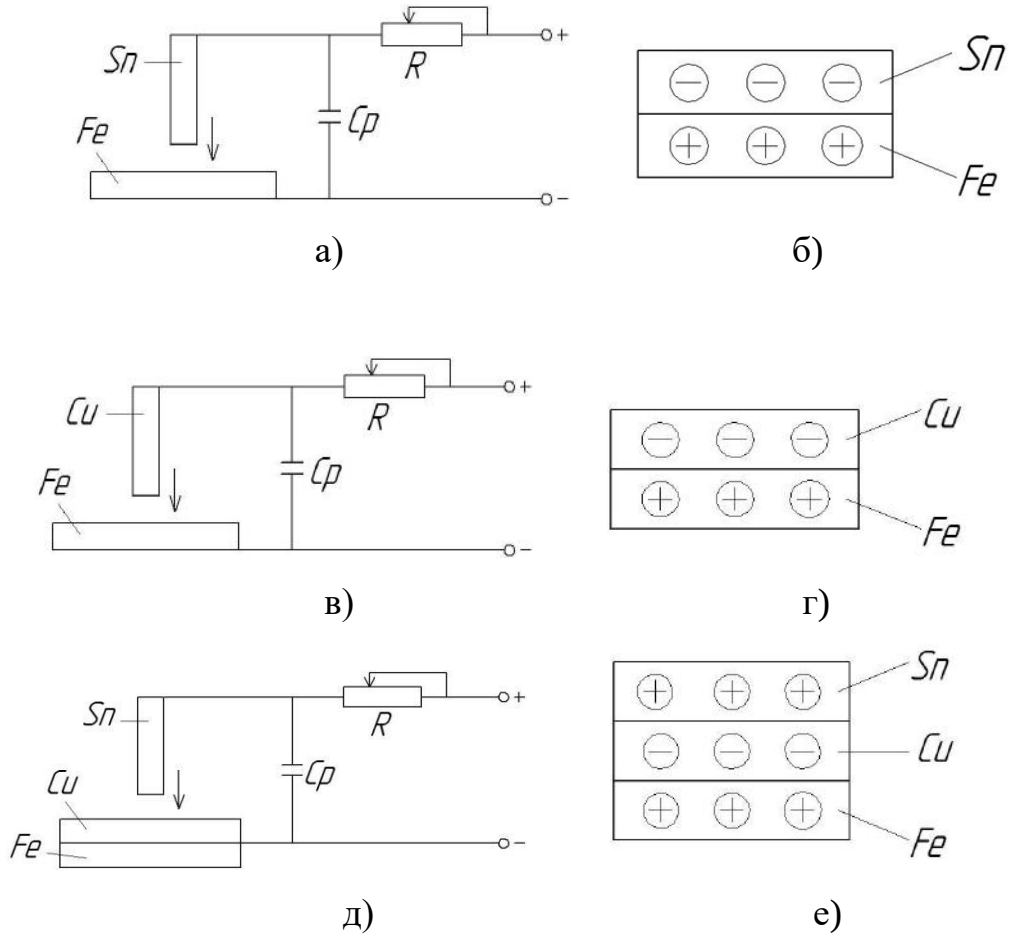


Рисунок 6.5 – Схеми процесу електроіскрового легування (а, в, д) та розташування при цьому електронів у металах, що з'єднуються за схемами Fe-Sn, Fe-Cu та Fe-Cu-Sn (б, г, е)

Знайдені за формулою (6.3) енергії Фермі для металів Fe, Cu та Sn дорівнюють:

E_f(Fe) = 17,89·10^{-19} Дж,

E_f(Cu) = 11,21·10^{-19} Дж,

E_f(Sn) = 16,06·10^{-19} Дж.

Використовуючи отримані значення E_f кожного з металів, визначаємо величину хімічного потенціалу μ, який за температури T=0 дорівнює енергії Фермі, тобто. $F=\mu$, а при відмінних температурах від нуля визначається

співвідношенням:

$$\mu = E_f\left(1-\frac{\pi^2(kT)^2}{12E_f}\right), \tag{6.4}$$

де k - Постійна Больцмана.

Внутрішню контактну різницю між парами металів, що з'єднуються, визначаємо за формулою [129]:

$$V_K = \frac{\mu_1-\mu_2}{e}, \tag{6.5}$$

де μ_1 – хімічний потенціал одного металу, μ_2 – хімічний потенціал іншого металу, e – заряд електрона.

Враховуючи незначні зміни хімічного потенціалу зі зміною температури, можна використовувати вираження, у якому внутрішня контактна різниця потенціалів визначається через енергію Фермі за формулою [130]:

$$V_K = \frac{E_{F1}-E_{F2}}{e}. \tag{6.6}$$

Зазначена внутрішня контактна різниця потенціалів утворюється внаслідок перетікання електронів провідності, що мають різні концентрації та потенційні енергії в металах, зближених до відстані постійної параметра кристалічної решітки.

Якщо дві площини різних металів, що мають різні рівні Фермі і розділені проміжком d, що дорівнює більшому параметру постійної кристалічної решітки, то дану систему можна розглядати як плоский конденсатор, в якому частина електронів провідності перетекла з однієї обкладки конденсатора на іншу.

Маючи в своєму розпорядженні отримані величини внутрішньої контактної різниці потенціалів, визначаємо величину заряду Q, яка припадає на одиницю площі, утвореного перетеклими електронами з виразу:

$$\frac{Q}{A} = C \cdot V_K = \frac{\varepsilon_0}{d}\left(\frac{E_{f1} - E_{f2}}{e}\right), \tag{6.7}$$

де V_K – внутрішня контактна різниця потенціалів, C – ємність конденсатора.

Величини заряду Q, які припадають на одиницю площі, а також сили тяжіння між поверхнями з'єднаних металів в залежності від більшого параметра постійної кристалічної ґрати зведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 - Розрахункові величини сил зчеплення атомів для різних пар металів

№	Назва пари	d, м	Q/A, Кл/м^2	F, Н·м^2
1	Fe + Cu	$3{,}6\cdot10^{-10}$	$10{,}25\cdot10^{-2}$	$5{,}93\cdot10^{6}$
2	Cu + Sn	$5{,}8\cdot10^{-10}$	$4{,}63\cdot10^{-2}$	$1{,}21\cdot10^{6}$
3	Fe + Sn	$5{,}8\cdot10^{-10}$	$1{,}74\cdot10^{-2}$	$0{,}17\cdot10^{6}$

При розрахунках слід враховувати, що при з'єднанні пари металів Fe + Cu величина більшого параметра постійної кристалічної ґрат належить залізу з ГЦК решіткою, що утворюється при нанесенні міді методом ЕІЛ. При з'єднанні пар Cu + Sn і Fe + Sn величина більшого параметра постійної кристалічної ґрат належить олову.

6.4 Висновки

1. На підставі проведених досліджень розроблено методику визначення сили зчеплення між металами при ЕІЛ анодом (легуючим електродом) і катодом (деталлю), що дозволило полегшити вибір найбільш кращих матеріалів електродів.

2. Визначено числові значення сили зчеплення між поверхнями з'єднаних

методом ЕІЛ металів при формуванні на сталевій підкладці антифрикційного бабітового шару, які становлять для традиційної технології (Fe+Sn) $0{,}17 \cdot 10^6$ Н•м^2 та для пропонованої (Fe+Cu) + (Cu+Sn) $5{,}93 \cdot 10^6$ та $1{,}21 \cdot 10^6$ Н • м^2 відповідно.

3. Теоретично підтверджено доцільність формування методом ЕІЛ проміжного шару з міді, що підвищує, порівняно з традиційною технологією, силу зчеплення антифрикційного бабітового шару зі сталевою підкладкою, а також нанесення її на зовнішню поверхню вкладиша ПК для покращення податливості.

4. Удосконалено модель процесу ЕІЛ, яка полягає у наступному. При вплив заряду у проміжку між металами за її контакті виникає іонізаційний заряд, і через місце контакту протікає електричний струм. Він розігріває метали, що контактують, до високих температур і тим самим сприяє зближенню атомів металів на відстань постійної решітки. Все це дає можливість електронам з високим рівнем Фермі перетікати на метал із нижчим рівнем Фермі. Таким чином, заряд перетікає з одного металу на інший.

7 ОБЧИСЛЮВАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ТА СТІЙКОСТІ ДЕФОРМОВАНОГО ПЛАВАЮЧОГО ТА НЕРУХОМОГО КІЛЕЦЬ ШПАРИННОГО УЩІЛЬНЕННЯ

7.1 Вступ

З розвитком промисловості безперервно зростають потреби в перекачуванні та переробці великих мас рідких і газоподібних продуктів [131]. Однією з найважливіших проблем у цій сфері є проблема створення надійних та герметичних ущільнень. Таке становище обумовлено, з одного боку, великими ущільнювальними тисками та коловими швидкостями, які з кожним роком зростають, з іншого боку – дуже жорсткими вимогами до герметичності і надійності, які підвищуються разом зі зростанням параметрів.

У сучасному насосному обладнанні широкого поширення набули безконтактні ущільнення шпаринного типу. Особливість даних ущільнень полягає в їх безпосередньому впливі на вібраційний стан роторів. В залежності від конструктивного виконання ущільнень гідродинамічні сили, що виникають в них, можуть мати на ротор як центруючий, так і децентруючий вплив. Головним недоліком таких ущільнень є відносно великі витоки перекачуваної рідини, які знижують коеффіцієнт корисної дії насосів. Тому розробка та розрахунок нових конструкцій шпаринних ущільнень, які забезпечують малі витоки при гарантованій безконтактній роботі ротора є актуальним і в той же час складним завданням, оскільки необхідно шукати компроміс між цими суперечливими вимогами. Таке положення визначає важливість досліджень, спрямованих на підвищення герметизуючої здатності та вібраційної надійності безконтактних ущільнень роторів швидкохідних насосів та зменшення трудомісткості розрахунків.

Вперше задачу про деформування шпаринного ущільнення розглянув М.М. Камал [132]. Він розробив простий метод аналізу течії в шпаринному ущільненні

на підставі розв’язання рівняння Рейнольдса з урахуванням деформацій поверхонь валу і ущільнювального кільця як складової частини корпусу. У подальшому розв’язання задачі гідропружності для так званих ущільнень Моррісона і Перрі виконали Р.Ж. Пік і Х.Д. Харріс [133]. Для аналізу деформацій оболонки кільця і вала з’єднань зворотно-поступального руху застосовувався метод скінчених елементів. Розподіл тиску в ущільненні, переміщення ущільнювальних поверхонь і витоків визначались спільним розв’язанням рівнянь гідродинаміки і пружності методом послідовних наближень. В.А. Хворост, В.А. Мельник та ін. [134] розглянули обчислювальний метод розрахунку течії в плаваючому ущільненні з урахуванням вхідних втрат. Ю.А. Кібець в своїй дисертаційній роботі [135] на основі експериментальних досліджень запропонував методи розрахунку деформованих шпаринних ущільнень турбонасосних агрегатів.

Останнім часом все більше експериментальних [136,137] та теоретичних [138,139] досліджень пов’язані з аналізом динаміки і витоків плаваючих ущільнень високошвидкісних роторних машин таких як авіаційні двигуни, турбонасосні агрегати або газові турбіни. Особливої уваги заслуговують дослідження статичних і динамічних змащувальних параметрів підшипників з плаваючими кільцями для високошвидкісних турбокомпресорів [140-142].

Тому, метою даної роботи є розв’язання задачі гідропружності та аналіз статичної і динамічної стійкості плаваючого і закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення високообертового турбонасоса. Верифікація обчислювальної моделі з результатами експерименту, відомими з літератури [135].

7.2 Розрахункові моделі і методики розрахунку

Задача гідропружності для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення розв’язувалася за допомогою Ansys System Coupling [143]. Аналіз деформацій кільця виконувався у модулі Ansys

Transient Structural, а розрахунок течії рідини крізь кільцеву шпарину проводився у модулі Ansys Fluid Flow (CFX).

Базова конструкція кільця ущільнення, що деформується (рис. 7.1) має наступні розміри та конструктивні параметри [135]:

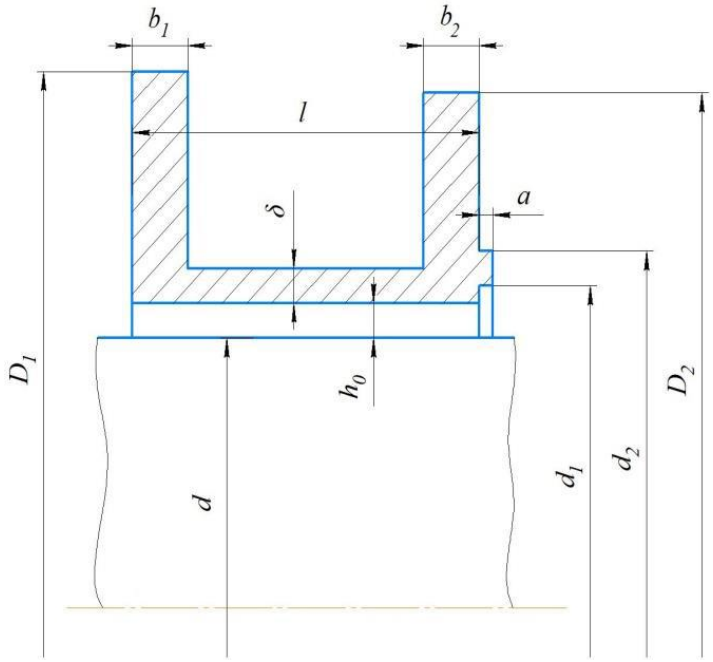


Рисунок 1 – Конструктивна схема U-подібного ущільнювального кільця, що деформується

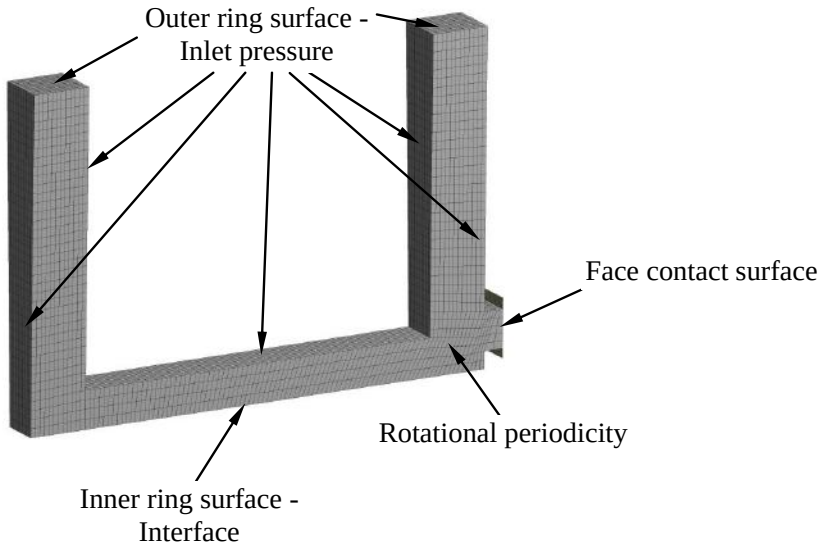
- довжина шпарини l = 25 мм;
- діаметр вала d = 120 мм;
- радіальний зазор h_0 = 0.1 мм;
- товщина циліндричної оболонки δ = 2 мм;
- діаметр вхідного бурта D_1 = 155 мм;
- товщина вхідного бурта b_1 = 5 мм;
- діаметр вихідного бурта D_2 = 155 мм;
- товщина вихідного бурта b_2 = 5 мм;
- d_1 = 122 мм;
- d_2 = 126 мм;

- a = 1 мм;
- діаметр підрізання вихідного бурта D= 130 мм.

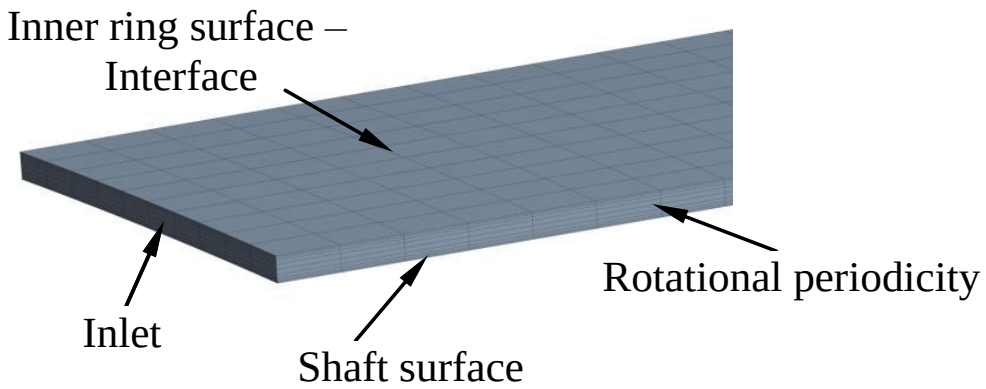
Матеріал кільця бронза БрАЖМц 10-3-2.

Розрахункові дослідження проводилися для 2D і 3D моделей кілець ущільнення. Для 2D моделі розглядалася статична задача аналізу напружено-деформованого стану в осесиметричній постановці. Для розрахункової гекса сітки 2D моделі кільця і області зазору деформованого плаваючого ущільнення вибирався сектор кутом 5 градусів. Розрахункова сітка з граничними умовами наведена на рис. 7.2 a,b. Розмірність сітки кільця - 17170 елементів. Розмірність сітки рідинного зазору - 10000 елементів. У якості граничної умови на зовнішній поверхні твердого кільця задавався вхідний тиск. На бокових гранях сектора кільця прикладалася умова обертальної періодичної симетрії. Моделювався фрикційний контакт торцевої поверхні кільця з корпусом з коефіцієнтом тертя f=0.07. На внутрішній грані задавався інтерфейс отримання даних по розподілу гідростатичного тиску та передачі даних розподілу деформацій. Для рідинного зазору на бокових гранях задавались граничні умови обертальної періодичності, статичний тиск на вході і виході, на поверхні вала і поверхні внутрішнього кільця – умови відсутності ковзання на стінках. Крім того, на поверхні пов’язаної з внутрішньою поверхнею кільця визначався інтерфейс передачі даних розподілу гідростатичного тиску та отримання розподілу деформацій.

Розглядалася ізотермічна турбулентна течія води з використанням k-ε моделі турбулентності. Для моделювання пограничного шару сітка зазору, яка складалася із 10 елементів по товщині, згущувалася біля стінок. В результаті розрахунків отримані величини витоків, розподіли гідростатичного тиску і зазору по довжині ущільнення та напружено-деформований стан плаваючого кільця шпаринного ущільнення без урахування обертання вала.



a)

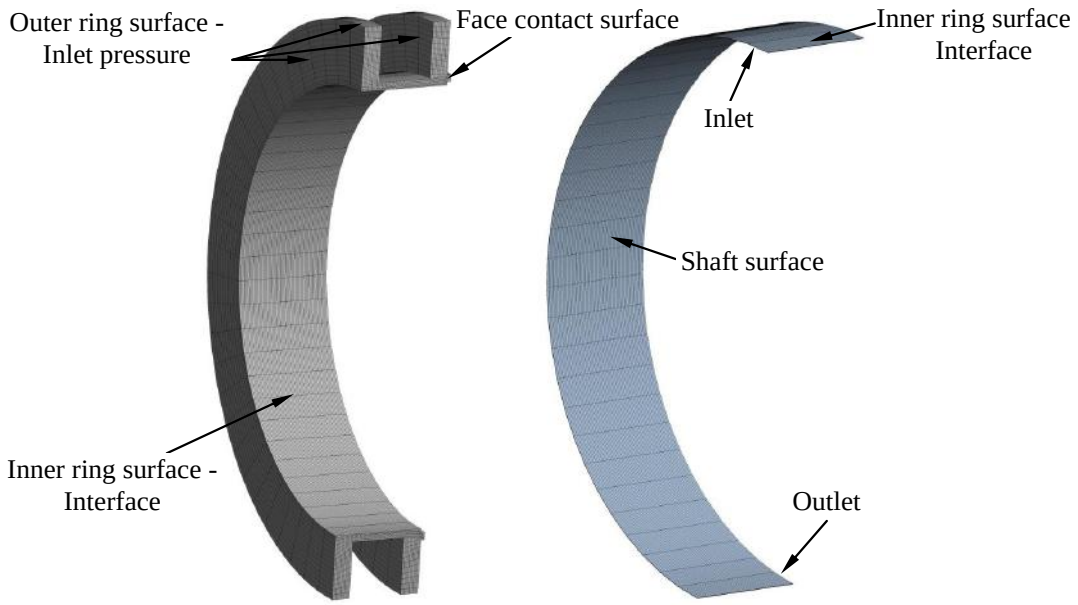


b)

Рисунок 7.2 – Розрахункова сітка 2D моделі кільця (a) і зазору (b) деформованого шпаринного ущільнення

Для 3D моделі розглядалась повна обертальна геометрія кільця ущільнення та рідинного зазору з Bonded контактом торцевої поверхні. Розрахункова гекса сітка 3D моделі кільця і зазору наведена на рис. 7.3 a,b. Структурована гекса сітка кільця налічувала 27607 елементів, сітка зазору - 30000. Подібно до 2D моделі, у якості граничної умови на зовнішню поверхню кільця ущільнення прикладався вхідний тиск. На вході рідинного зазору задавався статичний ущільнювальний тиск, а на виході статичний тиск 0 Па, який є умовою витікання рідкого

середовища в атмосферу. Внутрішні циліндричні поверхні зі сторони кільця і зазору використовувалися у якості поверхонь інтерфейсу. На стінках зазору задавалась умова відсутності ковзання.



a) b)

Рисунок 7.3 – Розрахункова сітка 3D моделі кільця (a) і зазору (b) деформованого шпаринного ущільнення

Аналіз статичної і динамічної стійкості вала в деформованому шпаринному ущільненні виконувався за рахунок застосування програмою Ansys CFX числової методики деформованої сітки.

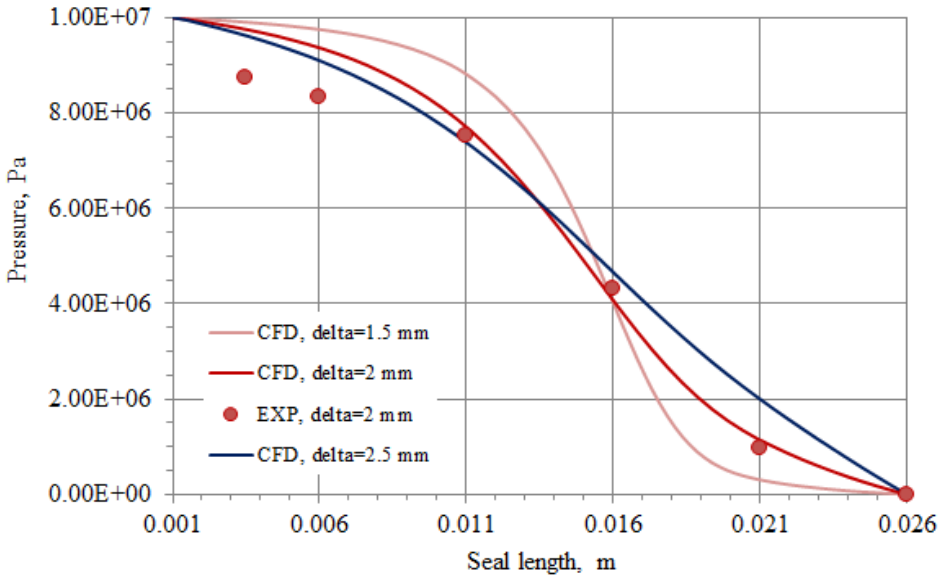
При розв’язанні задачі аналізу статичної стійкості плаваючого і закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення до поверхні вала прикладалося відносне радіальне зміщення e=0.2,0.3,0.4,0.5, в залежності від якого отримувались величини радіальної сили і витоків. Аналізувався напружено-деформований стан закріпленого кільця деформованого шпаринного ущільнення.

При аналізі динамічного стану вала, при закріпленому кільці деформованого шпаринного ущільнення, до поверхні вала прикладалися переміщення $z=e\cdot\cos(\omega t)$ та $y= e\cdot\sin(\omega t)$, які задавали пряму синхронну прецесію за круговою траєкторією.

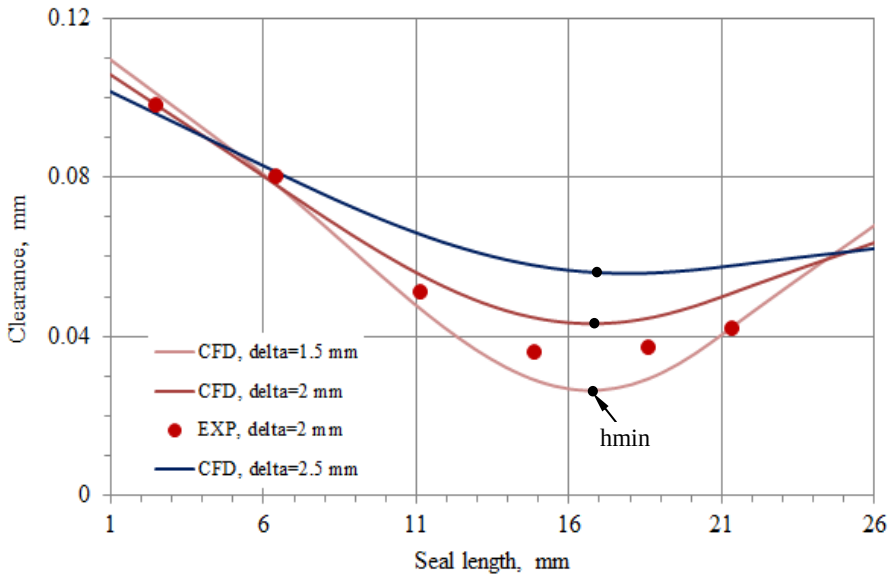
При цьому власна частота обертання поверхні вала дорівнювала 22000 об/хв. Моделювалося одне прецесійне обертання вала з 20 кроками за часом. Величина ексцентриситету e=0.01 мм, що еквівалентно 10% від величини зазору. В результаті розв'язувалася спільна задача гідропружності і прецесії вала за круговою траєкторією. За отриманими при розрахунку динамічними силами оцінювалися динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфірування [144].

7.3 Результати розв'язання задачі гідропружності, статичного і динамічного аналізу

В результаті статичного розрахунку для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення проаналізовано вплив товщини циліндричної оболонки, розмірів вхідного і вихідного буртів, вхідного тиску та радіального зміщення вала на розподіл гідростатичного тиску та величину зазору по довжині, витоки, напружено-деформований стан та радіальну силу.



а)



b)

Рисунок 7.4 – Розподіл гідростатичного тиску (a) та зазору (b) по довжині 2D моделі плаваючого кільця при різній товщині циліндричної оболонки

Розподіли гідростатичного тиску та зазору по довжині ущільнення при різній товщині циліндричної оболонки (Рис. 7.4 a,b) показують, що для 2D моделі базової конструкції ущільнення при δ=2 мм і ширині вхідних буртів b_1=b_2=5 мм результати розрахунків добре співпадають з результатами експерименту (верифікація). Так за гідростатичним тиском максимальна відносна похибка не перевищує 10.7 %, за зазором – не перевищує 18 %. При зменшенні товщини циліндричної оболонки відбувається зменшення більш ніж у два рази мінімального зазору з h_{min}=0.0559 мм до h_{min}=0.0265 мм і витоків з Q=1.33 л/с до Q=0.651 л/с при δ=2.5 мм і δ=1.5 мм відповідно (Рис. 7.5). Профіль розподілу гідростатичного тиску перетворюється з рівномірного близького до параболічного на нерівномірний з випуклою формою кривої на конфузорній частині зазору і вогнутою кривою на дифузорній частині зазору. Положення мінімального зазору незначно зміщується в сторону входу в ущільнення.

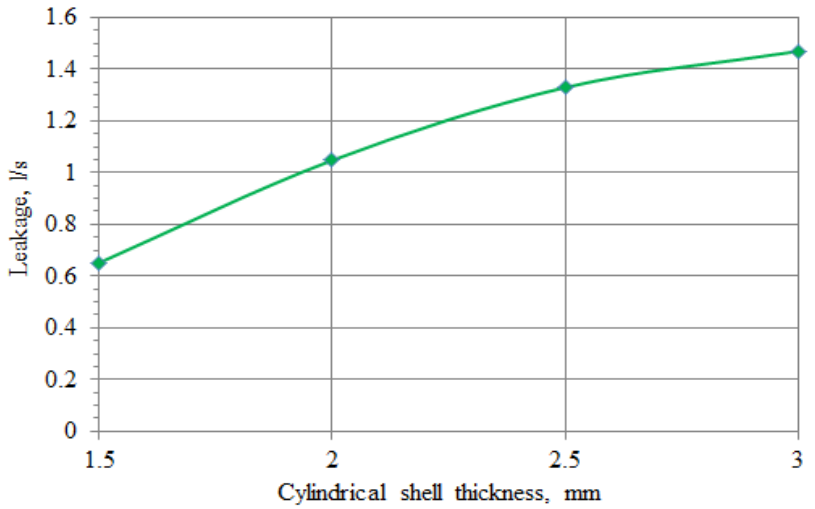


Рисунок 7.5 – Залежність витоків від товщини циліндричної оболонки для 2D моделі плаваючого кільця

Радіальні деформації плаваючого кільця ущільнення (Рис. 7.6 a-d) показують, що при зменшенні товщини циліндричної оболонки U-образної форми відбувається збільшення кута повороту насамперед вихідного бурта. За рахунок цього відбувається збільшення кутів розкриття конфузору і дифузору (Рис. 7.4 b).

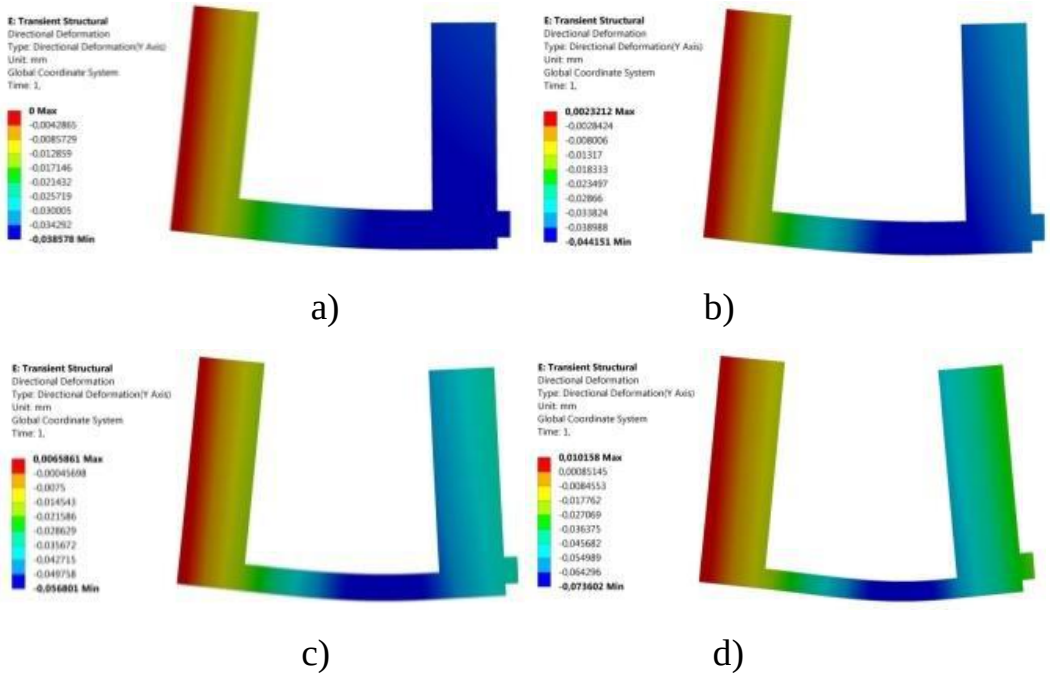
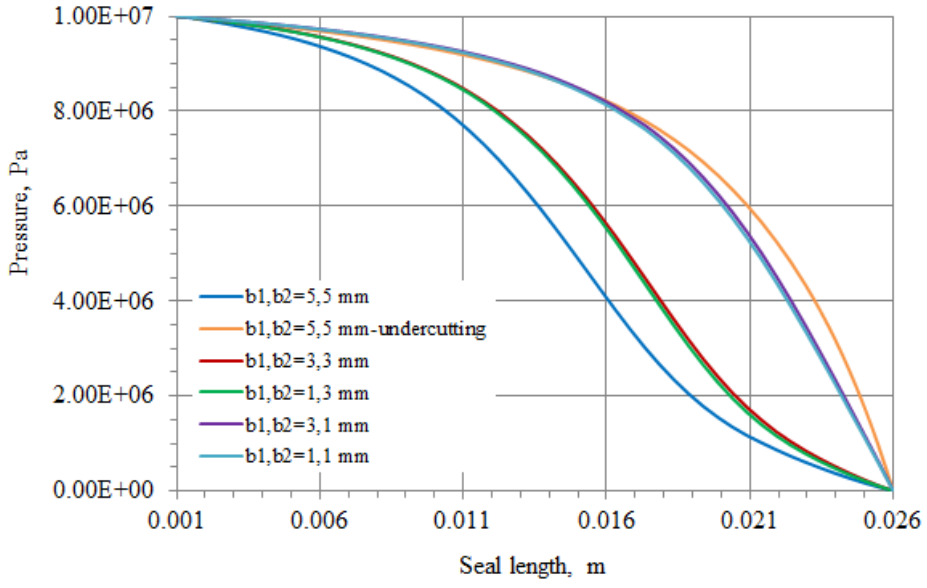
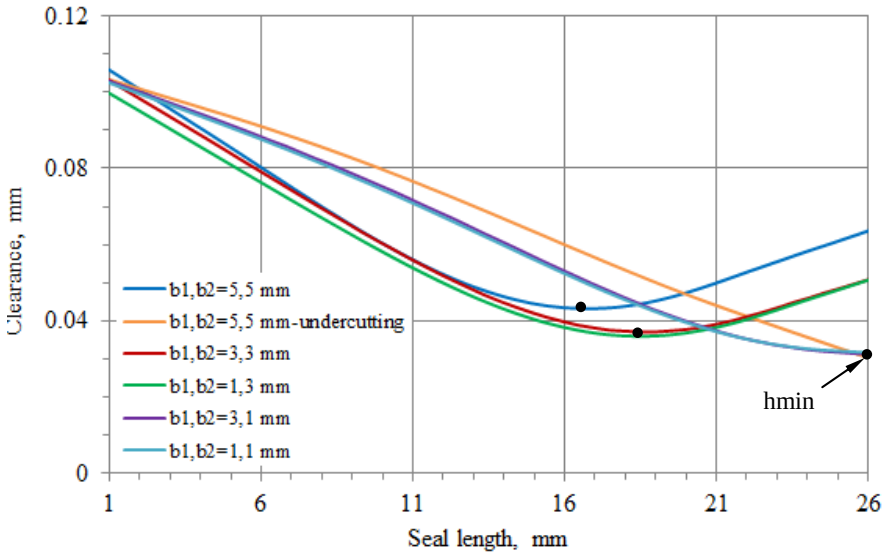


Рисунок 7.6 – Радіальні деформації 2D моделі деформованого плаваючого кільця: δ=3 мм (a), δ=2.5 мм (b), δ=2 мм (c), δ=1.5 мм (d)

Розподіли гідростатичного тиску і зазору по довжині плаваючого кільця ущільнення (Рис. 7.7 a,b) показують, що зі зменшенням товщини вхідного і вихідного буртів збільшується наповненість профілю розподілу тиску, зменшується величина мінімального зазору з h_{min}=0.0416 мм до h_{min}=0.0319 мм і витоки (Рис. 7.8). Також змінюється положення мінімального зазору в сторону виходу з ущільнення. При ширині вхідного бурта b_1=3 мм і b_1=1 мм та ширині вихідного бурта b_2=1 мм забезпечується конфузорна форма зазору по всій довжині ущільнення. При чому витоки мають мінімальну величину Q=0.77 л/с. Підрізання вихідного бурта плаваючого кільця ущільнення при b_1=b_2=5 мм до діаметру D=130 мм також призводить до формування конфузорного зазору по всій довжині ущільнення. Витоки зменшуються з Q=1.048 л/с до Q=0.875 л/с. Профіль розподілу гідростатичного тиску має найбільш наповнену форму кривої.



а)



b)

Рисунок 7.7 – Розподіл гідростатичного тиску (a) та зазору (b) по довжині 2D моделі плаваючого кільця при різних розмірах вхідного і вихідного буртів

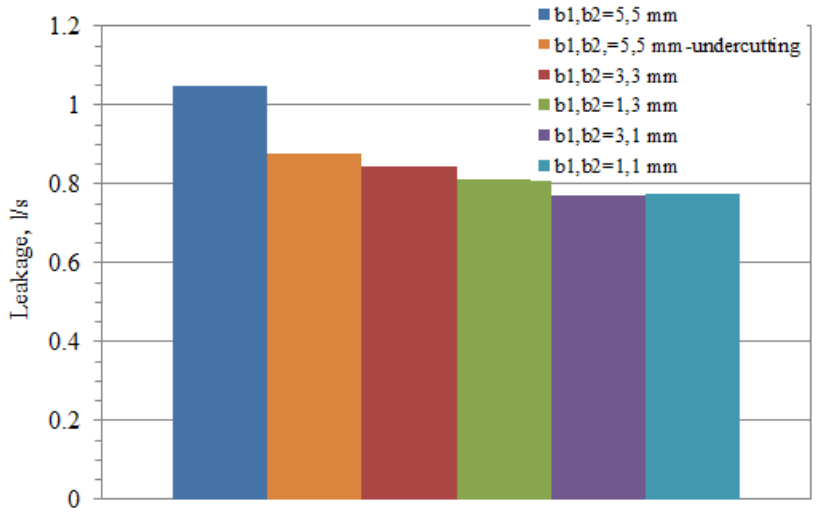


Рисунок 7.8 – Витоки в 2D моделі плаваючого кільця при різних розмірах вхідного і вихідного буртів

Радіальні деформації плаваючого кільця ущільнення (Рис. 7.9 a-f) збільшуються зі зменшенням товщини вхідного і вихідного буртів. При чому зі зменшенням товщини вихідного бурта і його підрізанням збільшується величина кута повороту вхідного бурта і зменшується величина кута повороту вихідного

бурта. Таким чином, основний вплив на конусної форми прогин плаваючого кільця ущільнення має товщина і діаметральний розмір вихідного бурта.

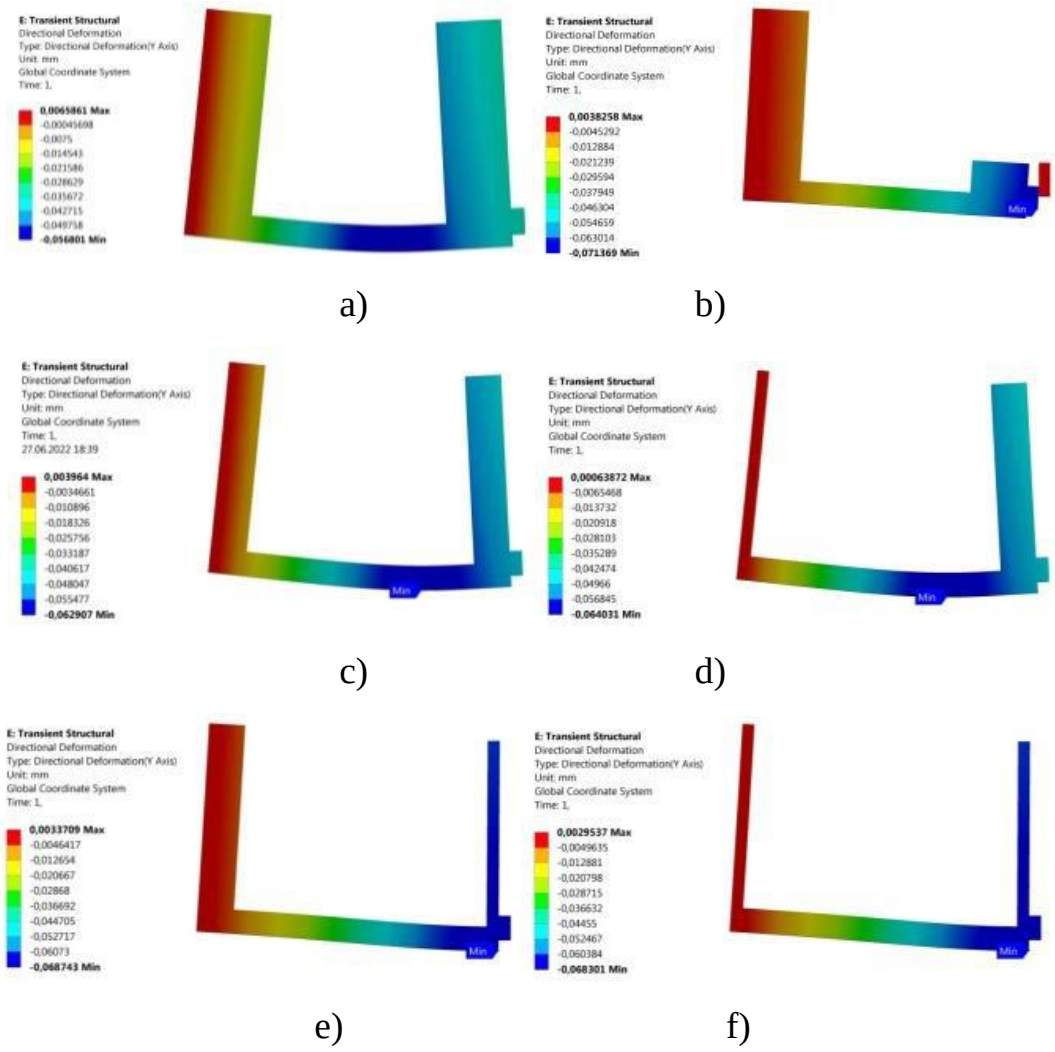
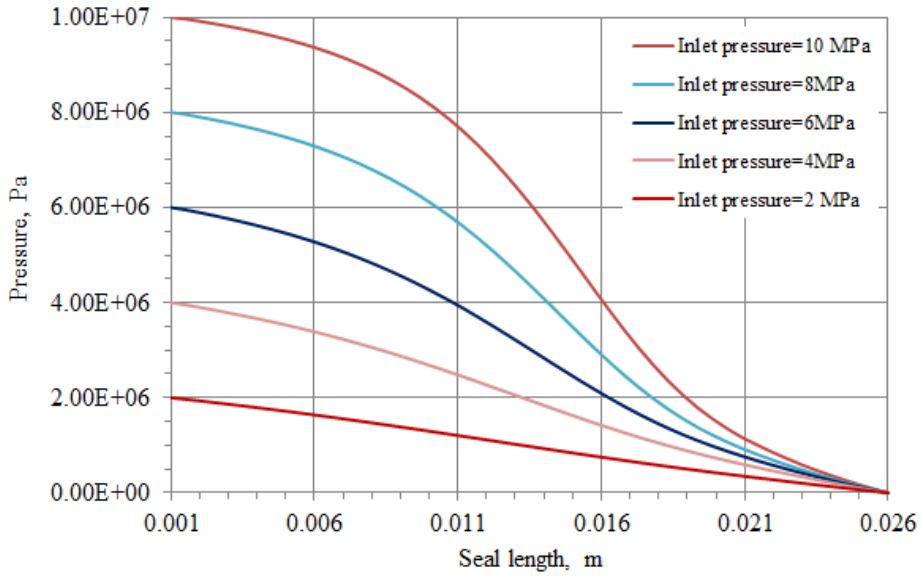
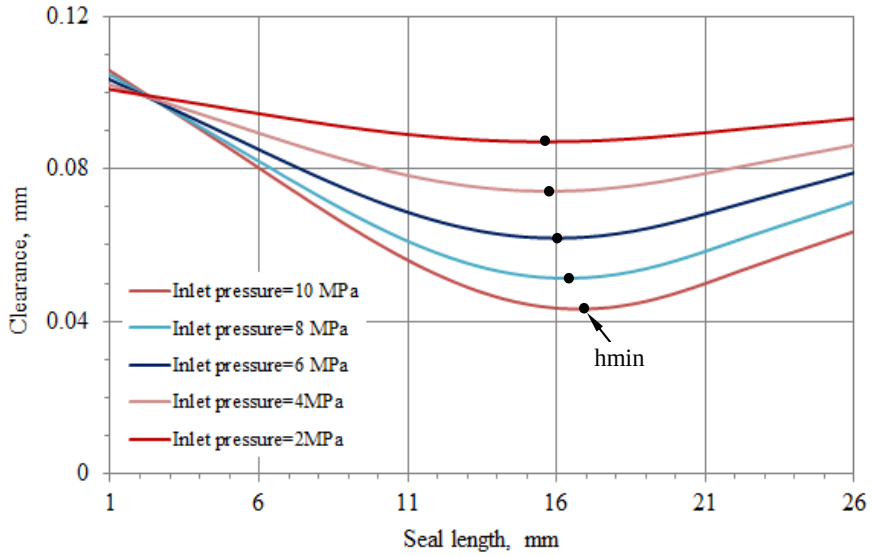


Рисунок 7.9 – Радіальні деформації 2D моделі деформованого плаваючого кільця: b_1=b_2=5 мм (a), b_1=b_2=5 мм - підрізання (b), b_1=b_2=3 мм (c), b_1=1 мм, b_2=3 мм (d), b_1=3 мм, b_2=1 мм (e), b_1=b_2=1 мм (f)



a)



b)

Рисунок 7.10 – Розподіл гідростатичного тиску (a) та зазору (b) по довжині 2D моделі деформованого плаваючого кільця при різних ущільнювальних тисках для базової конструкції ущільнення

(δ=2 мм, b_1=b_2=5 мм)

Розподіли гідростатичного тиску і зазору по довжині ущільнення в залежності від ущільнювального тиску для базової конструкції ущільнення з

плаваючим кільцем (Рис. 7.10 a,b) показують збільшення наповненості профілю тиску і зменшення величини мінімального зазору зі збільшенням вхідного тиску. Величина зазору зменшується майже в два рази з h_{min}=0.0872 мм до h_{min}=0.0432 мм при P_{in}=2 і 10 МПа відповідно. Також дещо зміщується в сторону виходу із ущільнення положення точки мінімального зазору. Цим пояснюється квадратичне змінення величини витоків від ущільнювального тиску (Рис. 7.11). Спочатку відбувається зростання витоків приблизно до величини тиску 6 МПа, а потім величина витоків починає зменшуватись при тисках 8 і 10 МПа. Відносна похибка між розрахунковими і експериментальними даними за величиною витоків не перевищує 8.6%. При цьому за трендом всі розрахункові залежності ідентичні з результатами експерименту.

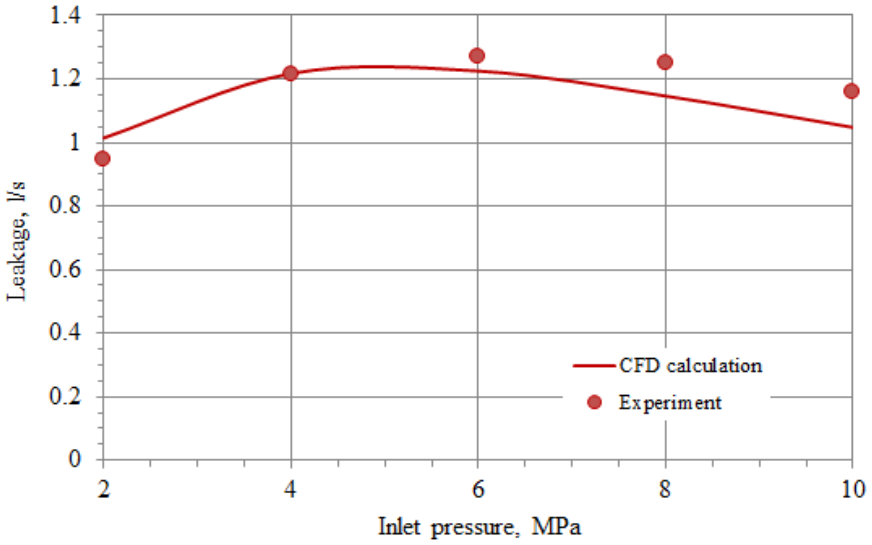
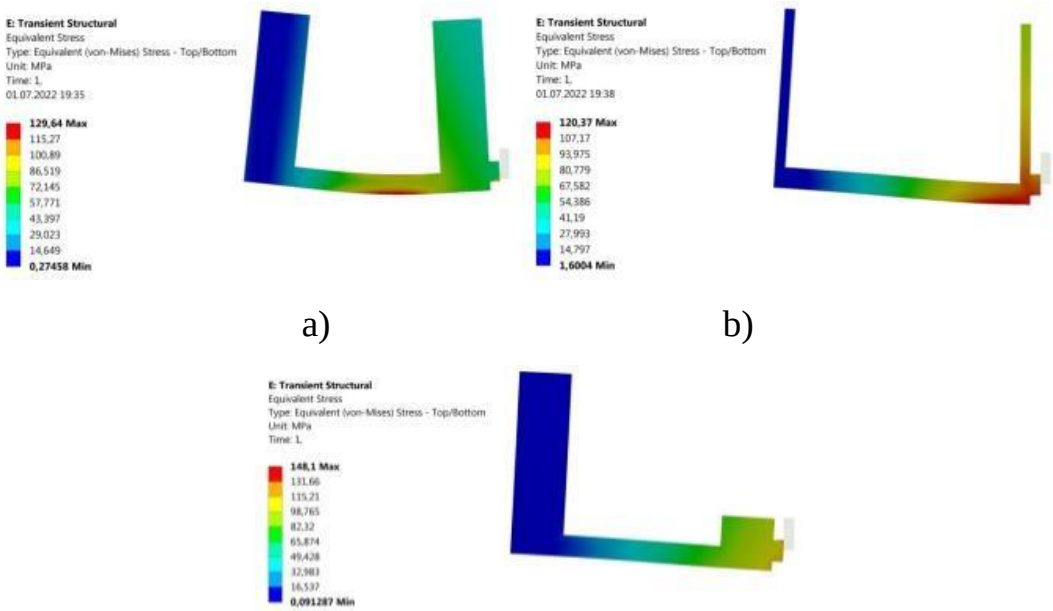


Рисунок 7.11 – Витоки в залежності від вхідного тиску в 2D моделі деформованого плаваючого кільця базової конструкції ущільнення (δ=2 мм, b_1=b_2=5 мм)

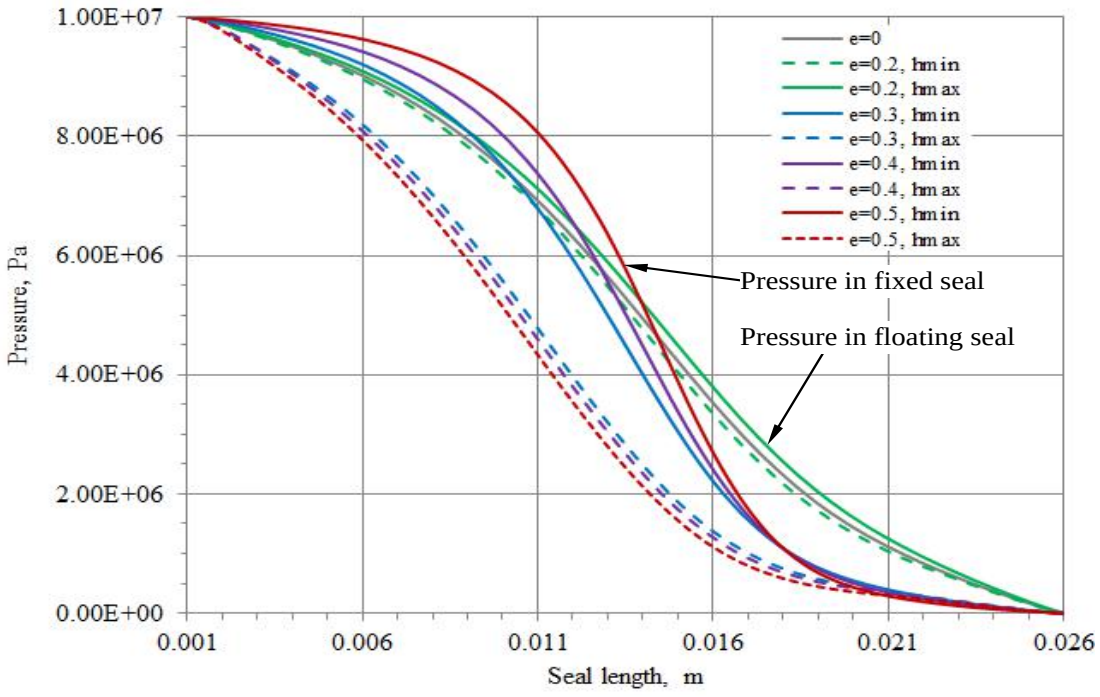


a) b)

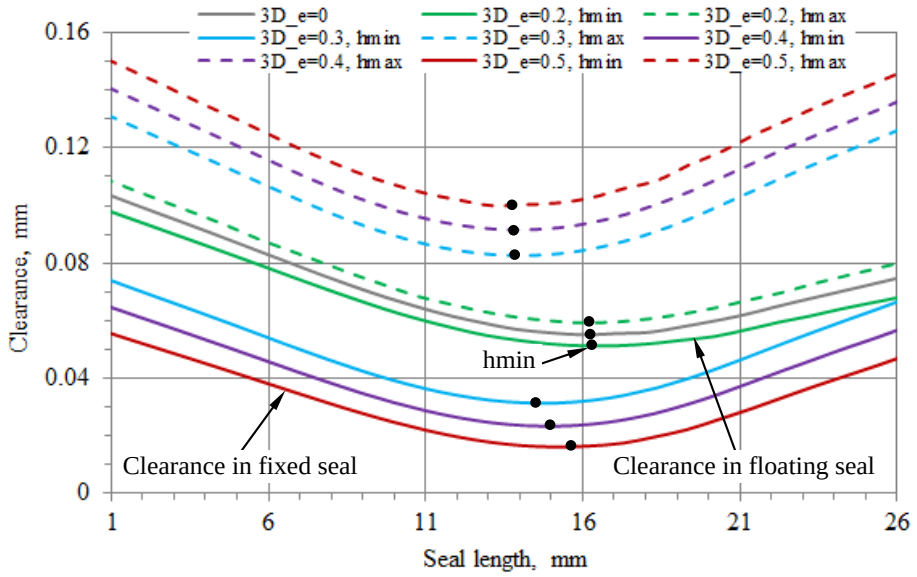
c)

Рисунок 7.12 – Еквівалентні напруження в базовій b_1=b_2=5 мм (a), конструкції b_1=b_2=1 мм (b) і конструкції з підрізанням b_1=b_2=5 мм (c) 2D моделі ущільнення

Зрозуміло, що радіальні деформації плаваючого кільця базової конструкції збільшуються зі збільшенням вхідного тиску. Порівняння еквівалентних напружень при вхідному тиску Pin=10 МПа (Рис. 7.12) для базової конструкції, конструкції з мінімальною товщиною вхідного і вихідного буртів, та конструкції з підрізанням вихідного бурта показало, що найбільша величина напруження в конструкції з підрізанням вихідного бурта. При чому еквівалентні напруження суттєво менші ніж допустиме напруження для матеріалу 340 МПа.



a)



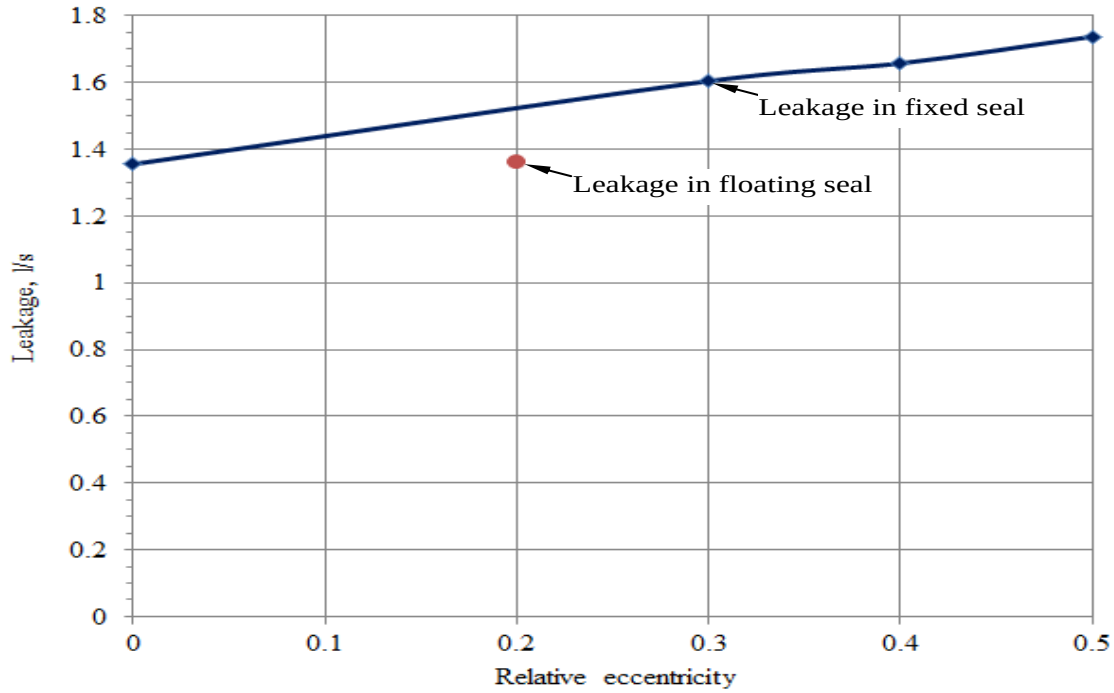
b)

Рисунок 7.13 – Розподіл гідростатичного тиску (a) та зазору (b) по довжині 3D моделі деформованого плаваючого та закріпленого кілець при різних радіальних зміщеннях вала

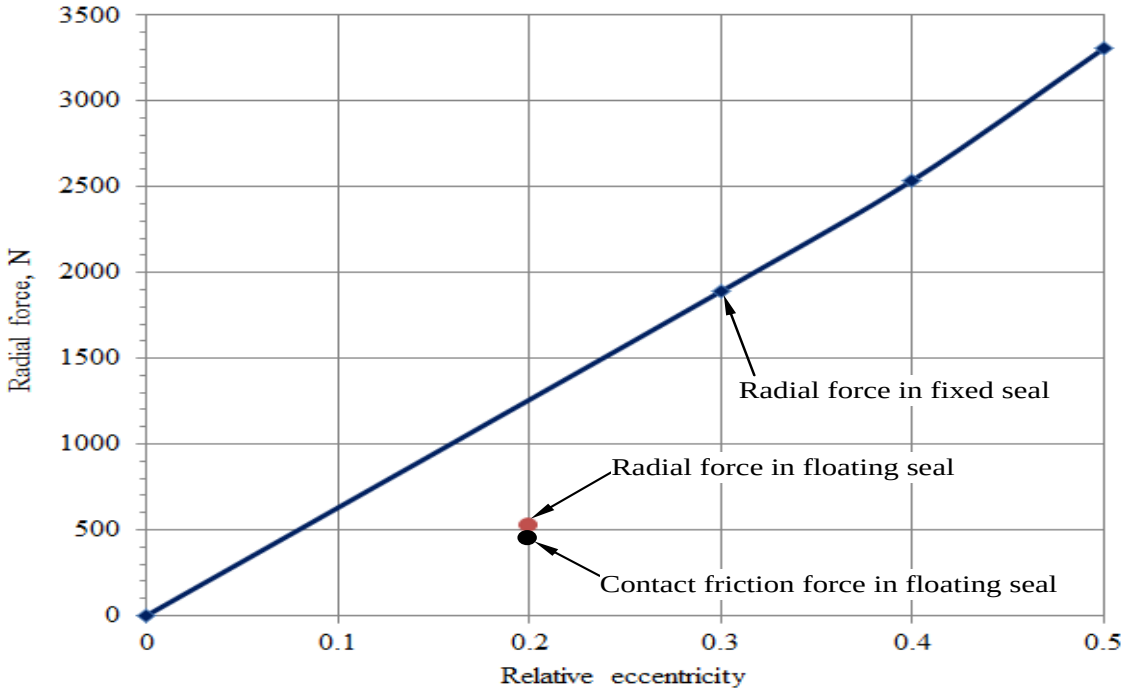
Розподіли гідростатичного тиску та зазору по довжині плаваючого та закріпленого деформованих кілець ущільнень при різних радіальних зміщеннях

вала (Рис. 7.13 a,b) показують, що для 3D моделі плаваючого кільця різниця між розподілами тиску і зазору в місцях мінімального та максимального зазорів є незначною. Це пов’язано з тим, що при відносному радіальному зміщенні вала e=0.2 радіальна гідростатична сила, яка виникає в ущільненні, зміщує кільце в зворотному напрямку на e=0.16. Тобто на величину приблизно 80% від попереднього радіального зміщення вала. При цьому радіальна сила дорівнює 521.2 Н, а сила тертя у контакті плаваючого кільця дорівнює 453.3 Н (Рис. 7.14 b). А це означає, що радіальна сила лише на 13% більше сили тертя. При чому величина витоків Q=1.36 л/с майже не змінюється, а величина радіальної сили збільшується значно менше ніж для закріпленого кільця, якщо порівнювати з концентричним положенням вала e=0 (Рис. 7.14 a). Але навпаки, для закріпленого кільця різниця між розподілами гідростатичного тиску та зазору в місцях мінімального та максимального зазорів є суттєвою та пов’язана з більш значним радіальним переміщенням вала e=0.3,0.4,0.5 (Рис. 7.13 a,b). Мінімальне значення зазору змінюється як за величиною, так і за положенням по довжині ущільнення (Рис. 7.13 b). Що пояснюється різницею між профілями гідростатичного тиску. Збільшення величини витоків і радіальної сили від радіального зміщення вала для конструкції ущільнення з закріпленим деформованим кільцем відбувається за лінійними залежностями (Рис. 7.14 a,b).

Закріплення деформованого кільця ущільнення обумовлено тим, що при збільшені відносного радіального зміщення вала відбувається збільшення радіальної сили, яка намагається змістити кільце в зворотному напрямку, що призводить до суттєвих деформацій розрахункової сітки і це не дає можливості виконання подальших розрахунків.



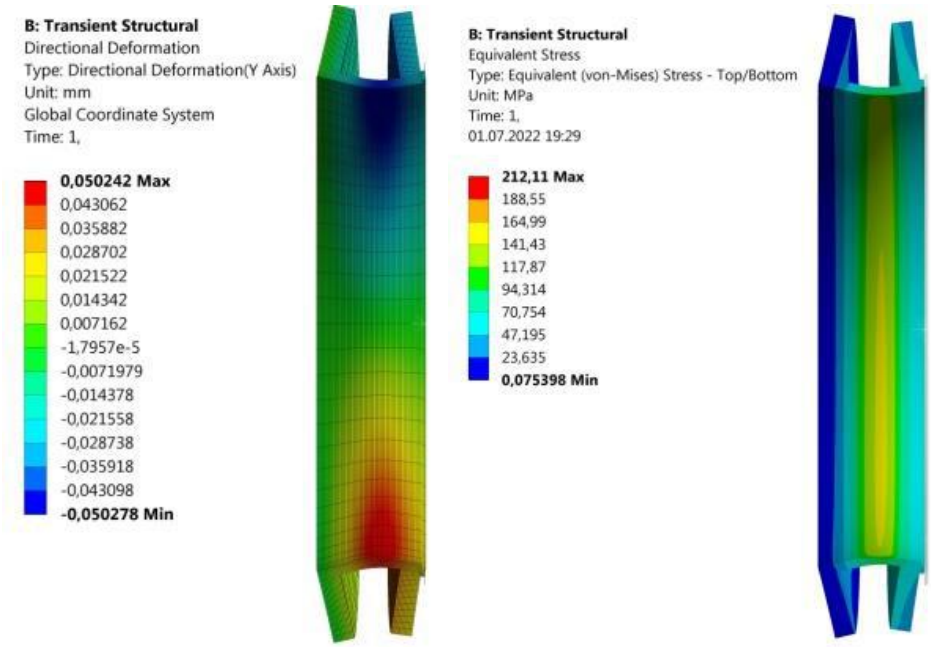
a)



b)

Рисунок 7.14 – Залежність витоків (a) і радіальної сили (b) від радіального зміщення вала для 3D моделі деформованого плаваючого та закріпленого кілець шпаринного ущільнення

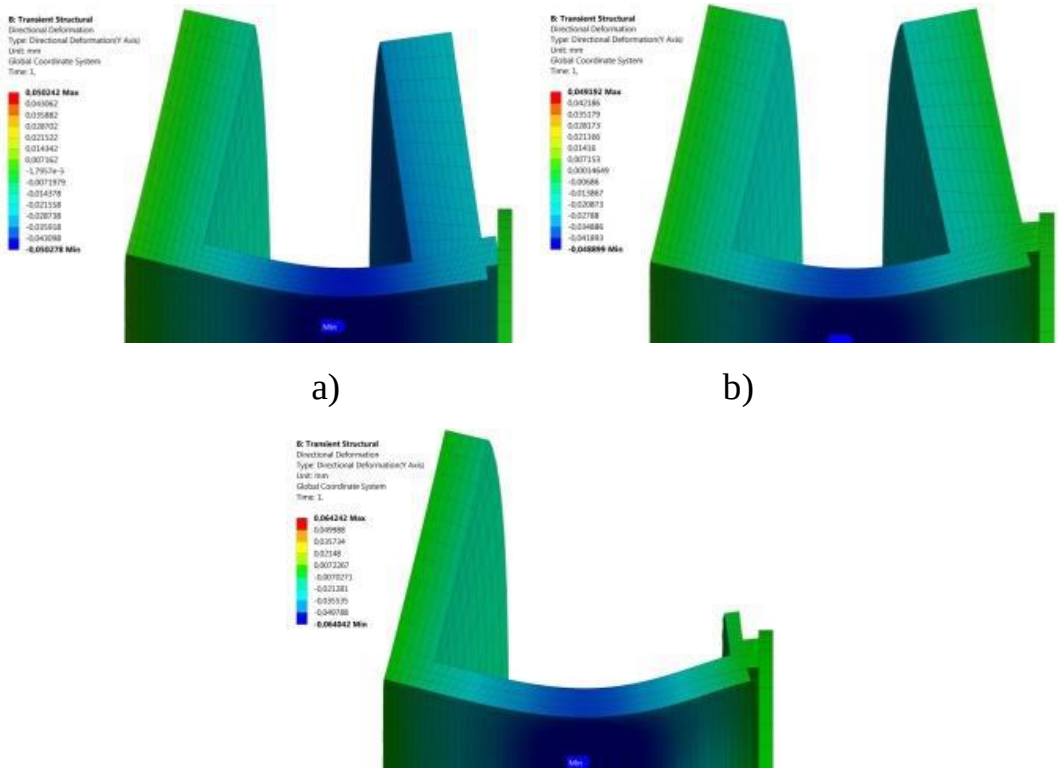
Радіальне переміщення і еквівалентні напруження 3D моделі кільця ущільнення представлені на рисунку 7.15 a,b.



a) b)

Рисунок 7.15 – Радіальні деформації (a) і еквівалентні напруження (b) 3D моделі деформованого плаваючого кільця при e=0.2

Порівняння радіальних деформацій статичної та закріпленої динамічної 3D моделей (Рис. 7.16 a,b) показує, що більша величина деформації і переміщення точки мінімального зазору в сторону виходу ущільнення відбувається в статичній моделі. Це пов’язано з тим, що плаваюче кільце в статичній моделі має можливість переміщення торцевої контактної поверхні на відміну від закріпленого кільця в динамічній моделі. Проте найбільшу деформацію має динамічна модель конструкції кільця з підрізанням (Рис. 7.16 c), не глядячи на те, що кільце є закріпленим.



a) b)

c)

Рисунок 7.16 – Радіальні деформації статичної (a) та закріплених динамічних 3D моделей базової конструкції b_1=b_2=5 мм (b)
і конструкції з підрізанням
b_1=3 мм, b_2=1 мм (c)

В результаті динамічного розрахунку за гідродинамічними силами в зазорі деформованого закріпленого кільця шпаринного ущільнення оцінені коефіцієнти прямої і перехресної жорсткості та демпфірування, отримана величина зазору і витоки в базовій конструкції і конструкції з підрізанням b_1=3 мм, b_2=1 мм (Табл. 7.1, Рис. 7.16 b,c).

Таблиця 7.1 – Динамічні коефіцієнти, величина витоків і мінімального зазору для двох конструкцій деформованих шпариних ущільнень

Конструкція	k, Н/м	C, Н·с/м	K, Н/м	c, Н·с/м	Q, л/с	h_{min}, мм
b1=b2=5 мм, δ=2 мм	7.941e7	4.746e8	-2.357e8	7.223e8	1.326	0.051
b1=3 мм, b2=1 мм (підрізання) δ=2 мм	1.00e08	6.00e08	-3.00e08	8.00e08	1.002	0.036

Обидві конструкції мають негативну величину коефіцієнту прямої жорсткості та позитивні величини коефіцієнтів прямого та перехресного демпфірування і перехресної жорсткості. Це говорить про динамічну стійкість валу в цих ущільненнях. Проте негативне значення прямої жорсткості необхідно враховувати при розрахунках критичної швидкості вала. В конструкції з підрізанням абсолютні значення всіх динамічних коефіцієнтів збільшуються, що пов’язано зі зменшенням зазору і відповідно величини витоків. Негативна величина коефіцієнта жорсткості пояснюється збільшенням сумарної швидкості рідини у місці з мінімальним зазором (Рис. 7.17).

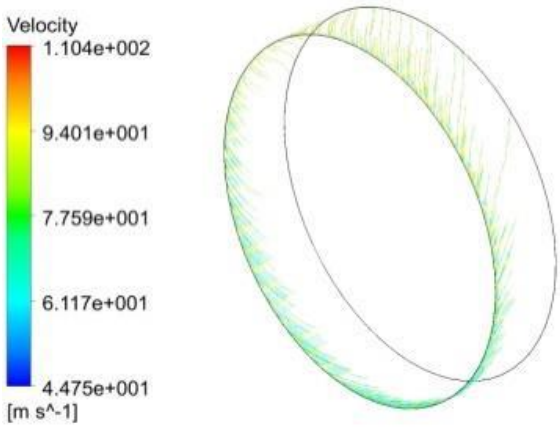


Рисунок 7.17 – Лінії току в 3D динамічній моделі закріпленого кільця деформованого шпаринного ущільнення

7.4 Висновки

Розв’язання задачі гідропружності за допомогою Ansys System Coupling (Mechanical і CFX) для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення дозволило проаналізувати вплив товщини циліндричної оболонки, розмірів вхідного і вихідного буртів, вхідного тиску та радіального зміщення вала на розподіл гідростатичного тиску та величину зазору по довжині, витоки, напружено-деформований стан та радіальну силу.

Верифікація обчислювальних 2D і 3D моделей з результатами експерименту, відомими з літератури, показала, що максимальна відносна похибка не перевищує 10.7 % за гідростатичним тиском, 18 % за зазором і 8.6% за величиною витоків. При цьому за трендом всі розрахункові залежності ідентичні до результатів експерименту. Деяка незначна розбіжність між результатами розрахунку і експерименту пояснюється тим, що моделювання виконано без врахування вхідних втрат тиску на вході в ущільнення.

Результати розрахункових досліджень показали, що за рахунок деформацій U-подібного кільця під дією ущільнювального тиску значно зменшується зазор і відповідно витоки в деформованому ущільненні. Підбором товщини циліндричної оболонки та товщини вхідного і вихідного буртів можна впливати як на величину, так і на форму зазору між валом і кільцем. Зменшення товщини циліндричної оболонки зменшує величину мінімального зазору і збільшує кут розкриття конфузорного і дифузорного каналів, які формуються на вході і виході з ущільнення. Зменшення товщини вхідного і вихідного буртів зменшує величину мінімального зазору і збільшує протяжність конфузорного зазору. Це відбувається за рахунок деформацій, а також переміщення торцевої контактної поверхні в радіальному напрямку до поверхні валу. Формування конфузорного зазору по всій довжині ущільнення також забезпечує окреме зменшення товщини і підрізання

вихідного бурта деформованого ущільнення. У цьому разі наглядно зменшуються витоки.

Збільшення ущільнювального тиску для базової конструкції ущільнення закономірно призводить до зменшення величини мінімального зазору за рахунок прогину циліндричної оболонки і радіального переміщення торцевої контактної поверхні. Кут розкриття конфузору і дифузору збільшується. Витоки с початку збільшуються до величини тиску 6 МПа, а потім зменшуються. Крива має параболічну форму.

Максимальні напруження для всіх розглянутих конструкцій деформованого шпаринного ущільнення не перевищують максимально допустиме напруження матеріалу 340 МПа.

При статичному аналізі при вхідному тиску 10 МПа та при радіальному зміщенні вала e=0.2 відбувається самоцентрування плаваючого кільця ущільнення під дією центруючої радіальної сили. Збільшення радіального зміщення вала в ущільненні з закріпленим кільцем з e=0.3 до e=0.5 призводить до збільшення центруючої радіальної сили і витоків майже по лінійному закону. Забезпечуються статична стійкість навіть при наявності ділянок конфузорного та дифузорного зазорів по довжині ущільнення.

Аналіз динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфірування для закріпленого кільця деформованого ущільнення базової конструкції з товщиною вхідного і вихідного буртів 5 мм і конструкції з товщиною вхідного і вихідного буртів 1 мм, показує наявність негативної величини прямої жорсткості. Яка обумовлена збільшенням сумарної швидкості руху рідини у місці мінімального зазору. При чому зменшення товщини буртів зменшує величину мінімального зазору та призводить до збільшення абсолютної величини динамічних коефіцієнтів прямої та перехресної жорсткості та демпфірування. Не глядячи на негативну пряму жорсткість забезпечується динамічна стійкість ущільнення.

Проте негативне значення прямої жорсткості необхідно враховувати при розрахунку критичної частоти обертання вала.

8 ЧИСЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВОСТОРОННЬОЇ ЗАДАЧІ (FSI) ТОРЦЕВОГО САЛЬНИКОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ - АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЗМІНИ ПАРАМЕТРІВ

8.1 Вступ

Для сучасного машинобудування одним із важливих критеріїв, окрім енергоефективності, є відповідність прийнятим екологічним нормам. Для насосних агрегатів цей критерій пов’язаний із витоками робочого середовища у довкілля. Саме тому однією з важливих задач на сьогодні є вдосконалення існуючих систем ущільнень насосів. Окрім цього постійно зростає потреба у перекачуванні як рідких так і газоподібних речовин [045]. Найбільш поширеним типом ущільнення є сальникові ущільнення, які використовуються як для герметизації валів відцентрових насосів так і для шпинделів арматури.

Сальникові ущільнення отримали велике розповсюдження в насосних агрегатах, які забезпечують перекачування нейтральних середовищ при нормальних температурах. До сих пір сальникова набивка залишається найдешевшим і найлегшим в експлуатації ущільнення ущільнювальним матеріалом. Протягом тривалого часу вдосконалювались конструкції сальникових ущільнень і відповідність сальникової набивки новим умовам експлуатації для різних видів промисловості. Головним чином підвищувався ресурс роботи ущільнення із збереженням низького рівня витоків.

Сальникова набивка має безліч варіантів виконання, оскільки вона представляє собою центральний дріт з обплетенням волокон. Широкого розповсюдження отримали набивки із волокнами фторопласту (PTFE), оскільки цей матеріал часто використовується в якості герметизатора у нерухомих з’єднаннях. Додатково набивка може бути просочена рідкими матеріалами на основі силікону, що додатково забезпечує низький коефіцієнт тертя і як наслідок – низьку температуру тертя.

На сьогоднішній день для ущільнення валів відцентрових машин найчастіше використовують торцеві механічні ущільнення. Тому серед сальникових ущільнень найбільш енергоефективним є торцеве сальникове ущільнення (ТСУ) різних модифікацій. Через це вдосконалення цього виду сальникового ущільнення вважається найбільш доцільним [148]. В цій роботі буде розглянуто деякі конструкційні вдосконалення ТСУ.

У сучасному світі процес вдосконалення будь-якого елементу або системи є неможливим без використання обчислювальної техніки. Існуючі програмні комплекси здатні обробляти величезні масиви даних Вони дозволяють створити будь-яку комп’ютерну модель із умовами роботи максимально наближеними до реальних. Деякі задачі, такі як задачі гідроаеропружності термопружності та інші міждисциплінарні задачі, достатньо складно розв’язувати аналітично і необхідно вдаватися до чисельного моделювання певних процесів.

Зараз існують доступні на комерційній основі програмні комплекси ANSYS Multiphysics, COMSOL Multiphysics ®, STAR-CCM+, Open FOAM, які дають можливість створювати міждисциплінарні моделі.

Задача гідроаеропружності – це взаємодія деякого пружного рухомого тіла, що деформується, з внутрішнім або оточуючим потоком рідини. Ця взаємодія може бути стаціонарною або коливальною. При коливальних взаємодіях напруження, індуковане в твердій структурі, змушує тіло рухатись таким чином, що джерело деформації зменшується, і пружне тіло повертається у колишній стан лише для того, щоб процес повторився.

У загальному випадку розглядають 3 види задач гідроаеропружності:

1) задача для твердого тіла (Rigid Body FSI) – це задача обтікання твердого тіла. При цьому відсутні деформації твердого тіла і розглядається лише рух тіла в рідині або газі;
2) одностороння задача (1-way FSI) передбачає розгляд дуже малих деформацій пружного тіла під дією гідродинамічних сил. Даний

алгоритм дозволяє передавати дані від вирішувача CFD до вирішувача Mechanical і навпаки;

3) двостороння задача (2-way FSI) розв’язується, коли дані передаються в обох напрямках між рідинною та твердотільною моделями. Цей тип з’єднання необхідний для моделей з великими деформаціями, як, наприклад, серцевий клапан або задачі теплового розширення, оскільки результати однієї моделі значно змінюють граничні умови та результат іншої [154].

Метою цієї роботи є створення комп’ютерної моделі ТСУ, яка максимально наближена до реального зразку за показниками витоків і розподілом гідростатичного тиску в парі тертя. Також потрібно визначити розподіл контактного тиску у парі тертя.

До цього часу будь-які розрахунки, що стосуються сумісних задач виконувались виключно аналітично на основі результатів проведених експериментів [146,147]. Отримані аналітичні залежності в цілому дають уявлення про процес герметизації в сальниковому ущільненні. Проте існувала проблема в порівнянні розподілу контактного тиску у парі тертя так як не було можливості визначити його експериментальним шляхом.

Пізніше за допомогою програмного комплексу ANSYS вдалось створити прості моделі ТСУ. В роботі [153] розв’язується одностороння (1-way FSI) задача гідропружності. Ці моделі слугували фундаментом для створення і вдосконалення подальших моделей сальникових ущільнень.

Окремо важливо відмітити, що в роботах [149-152] сальникову набивку розглядають як суцільне пористе тіло із експериментально визначеними коефіцієнтами пористості і проникності. При цьому не розв'язується задача гідропружності і розрахунки проводяться виключно на основі закону Дарсі.

8.2 Методологія дослідження

Комп’ютерна модель ТСУ представляє собою сектор 1/6 частини ущільнення (рис. 8.1, 8.2). Така спрощена модель дає можливість використовувати менше машинного часу для розрахунку. Модель розроблена за допомогою програмного комплексу ANSYS. Цей програмний комплекс дозволяє розв’язувати різні міждисциплінарні задачі, в тому числі і задачу гідропружності. В цьому випадку розглядається двостороння задача гідропружності. Задача розв’язується на основі розподіленого підходу із «міцним» зв’язком між елементами вирішувача.

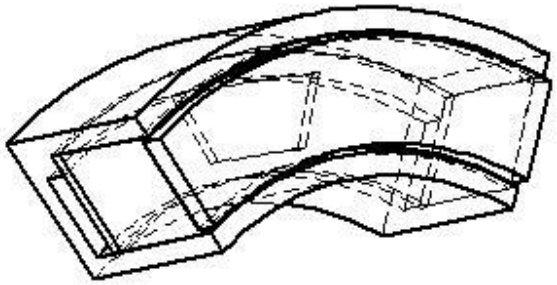


Рисунок 8.1 – Загальний вигляд моделі ТСУ

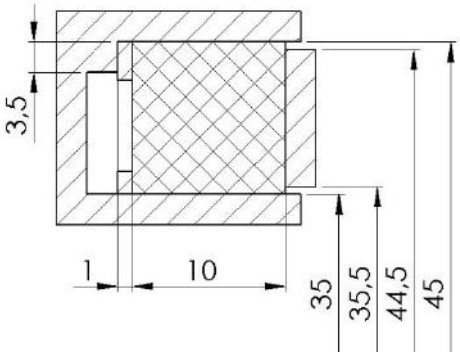
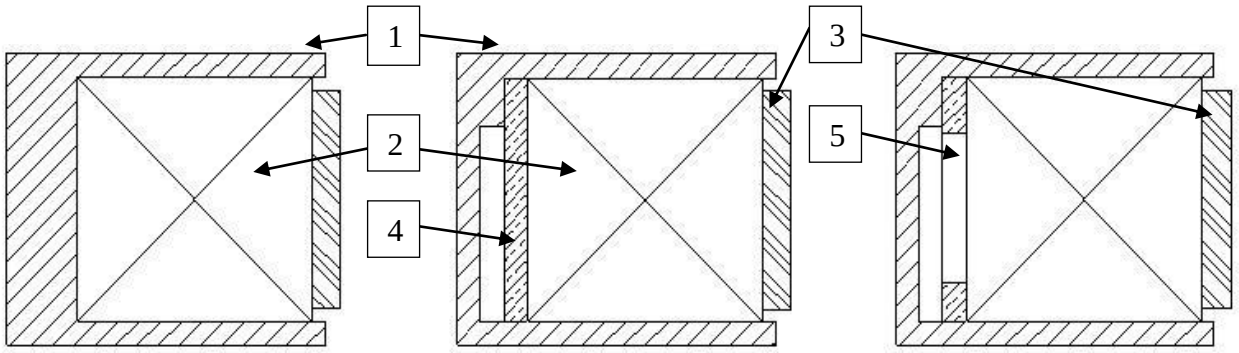


Рисунок 8.2 – Переріз моделі ТСУ та геометричні розміри

В якості твердого тіла (домену) виступає (рис.3 а-в) сальникова камера *1*, кільце сальникової набивки *2*, та втулка опорний диск *3*. В модернізованому варіанті ТСУ має кільцеву пластину (суцільну *4* та з пазами у вигляді трапеції *5*. На рисунку 4 зображені дві умовні лінії, вздовж яких будуть визначатись

розподіли гідростатичного та контактного тисків. Перша лінія проходить крізь паз і ділить сегмент пластинки на дві симетричні частини. Умовна назва – «groove line». Друга лінія проходить по краю сегменту пластинки і має умовну назву «plate line». Положення цих двох ліній обрано таким чином, щоб можна було побачити різницю в розподілах тисків для традиційної конструкції (рис. 8.3 а), так і для конструкцій з кільцевою пластинкою (рис. 8.3 б, в).



а) б в)

Рисунок 8.3 – а) традиційна конструкція ТСУ; б) ТСУ із кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми; в) ТСУ із пазами в кільцевій пластинці

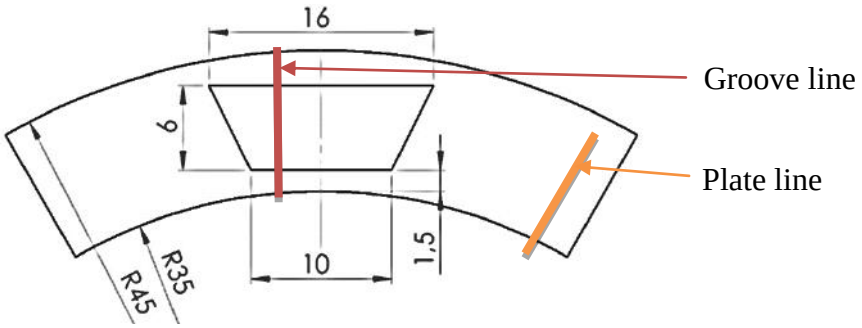


Рисунок 8.4 – Схема та геометричні розміри пазу в пластинці

Граничні умови для твердотільного домену наступні (таб. 8.1, рис. 8.3,8.5):

Таблиця 8.1 – Граничні умови для твердотільного домену

	Назва елементу конструкції	Гранична умова
1	Стінки сальникової камери *1* (*C*, рис. 5)	Fixed support
2	Поверхня між кільцевою пластинкою *4/5* і сальниковою камерою *1*	Frictional contact (контакт із тертям)
3	Поверхня між кільцем сальникової набивки *2* і сальниковою камерою *1*	Frictional contact (контакт із тертям)
4	Поверхня між кільцем сальникової набивки *2* і кільцевою пластинкою *4/5*	Frictional contact (контакт із тертям)
5	Поверхня між кільцем сальникової набивки *2* і втулкою опорним диском *3*	Frictional contact (контакт із тертям)
6	Поверхня сальникової набивки *B*	System coupling region
7	Поверхня втулки опорного диску (*A* рис. 5)	Pressure (тиск)
8	Бокові поверхні сектору моделі (*Low, High* рис.5)	Cyclic region (циклічна симетрія)

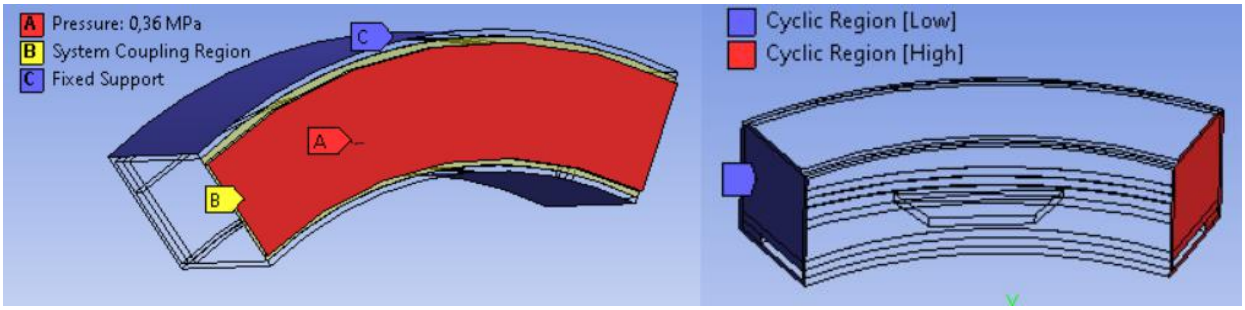


Рисунок 8.5 – Граничні умови твердотільного домену

В основі моделі рідинного тіла лежить уявлення про те, що робоче середовище протікає в парі тертя по каналах утворених мікронерівностями. В процесі роботи ущільнення ці мікронерівності набувають довільної форми та

розмірів в межах основних розмірів шорсткості (виступів та впадин) [155]. Таким чином можна зробити висновок, що витоки відбуваються крізь осереднений зазор із встановленим розміром. На основі такого уявлення є можливість створення рідинного домену, який буде взаємодіяти із моделлю сальникової набивки. Для такого рідинного домену створена скінченно-елементна сітка та визначені граничні умови (таб. 8.2, рис. 8.6).

Величина осередненого зазору обиралась таким чином щоб у створеній моделі співпадала величина витоків із витоками визначеними в експерименті [156]. В експерименті досліджувалася традиційна конструкція ТСУ, розмір валу – 40 мм., зовнішній та внутрішній радіус сальникової коробки – 45 мм та 35 мм відповідно. Фізико-механічні параметри сальникової набивки: модуль пружності – 50МПа, коефіцієнт Пуассона – 0.4. Для режиму роботи ущільнення: робочий тиск – 0.4 МПа, швидкість обертання валу – 3000 об/хв, величина витоків дорівнює 1.1 л/год. Такий рівень витоків у комп’ютерній моделі задовольняється при висоті осередненого зазору близько 3 мкм.

Моделювання проводиться в умовах ізотермічного процесу із постійною температурою 20°С, режим течії – ламінарний.

Таблиця 8.2 – Граничні умови рідинного домену

	Поверхня	Гранична умова
1	Inlet	Inlet (вхід)
2	Outlet	Outlet (вихід)
3	Wall	Wall (стінка)
4	Fluid-Solid interface	System coupling (передача даних між вирішувачами)
5	Symmetry	Rotational periodicity (симетрія навколо осі обертання)

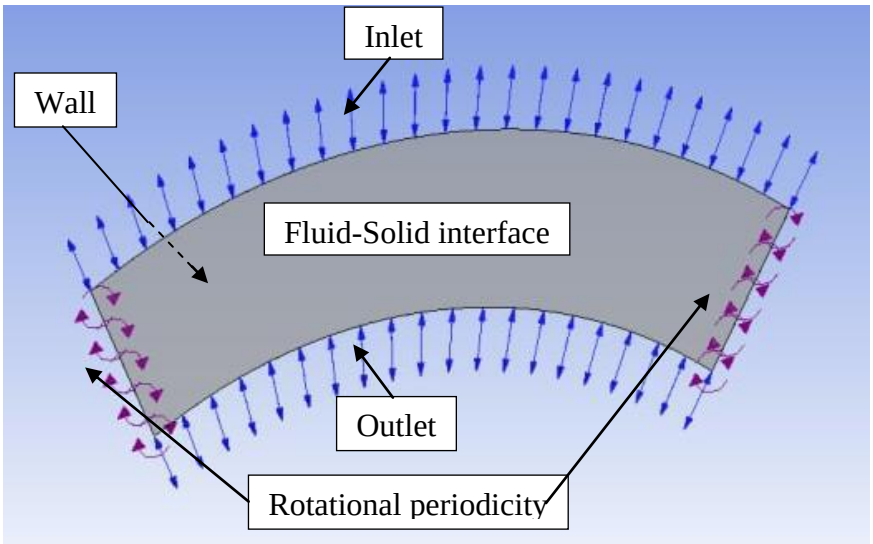


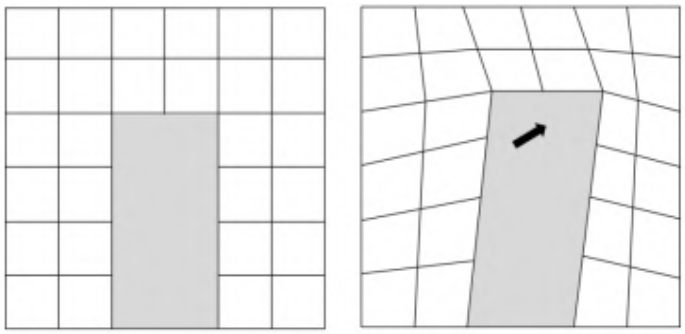
Рисунок 8.6 – Граничні умови для рідкого домену

Створюючи модель FSI, першим завданням є з'єднання двох незалежних доменів сітки разом, одночасно враховуючи принципові відмінності у формуванні сітки кожного домену. Для моделювання FEA використовується сітка Лагранжа, де сітка скінченних елементів фіксується до маси і рухається в просторі як функція руху маси. Навпаки, CFD-моделювання використовує Ейлерову сітку, де скінченний елемент фіксується у часі та просторі з масою, що проходить через сітку [157].

Моделювання FSI має три основні методи передачі даних між рідинним та твердотільним доменами: метод сітки Больцмана, фіктивний домен та довільний метод Лагранжа-Ейлера. В цій роботі застосовується довільний метод Лагранжа-Ейлера при якому передача даних проводиться через безперебійній інтерфейс (рис. 8.7).

Обробка скінченно-елементних сіток вводить ще одну класифікацію аналізу задачі гідропружності. Дві різні класифікації - це конформні методи та неконформні методи створення сітки Для обраного методу передачі даних не принципово який саме метод створення сітки буде обрано. На результат розрахунків не впливає.

В цій задачі використовується неконформний тип з’єднання між елементами сітки твердого та рідинного доменів (рис. 8.8)



а) б)

Рисунок 8.7 - Чорні лінії представляють собою сітку рідинного домену (Ейлера), а сіре тіло - суцільну сітку (Лагранжа). Рух сітки створеної довільним методом Лагранжа - Ейлера показаний від рисунку а до рисунку б.

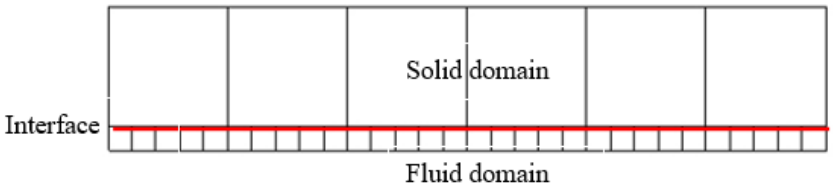


Рисунок 8.8 – Неконформне з’єднання між елементами твердотільного та рідинного домену

Базова модель ТСУ досліджувалась за наступних умов (таб. 8.3):

Таблиця 8.3 – Робочі параметри та геометричні розміри ТСУ

	Параметр	Позначення	Величина
1	Робочий тиск	P	0.4 МПа
2	Частота обертання валу	n	3000 об/хв
3	Товщина кільцевої пластинки	h	1 мм
4	Товщина осередненого зазору	h_{gap}	3 мкм
5	Коефіцієнт навантаження втулки опорного диску	K	1

Сальникова набивка має наступні характеристики (таб. 8.4):

Таблиця 8.4 – Характеристики сальникової набивки

	Характеристика	Позначення	Величина
1	Розмір (у перерізі)	b	10x10 мм
2	Модуль пружності	E	50 МПа
3	Коефіцієнт Пуассона	μ	0.4
4	Коефіцієнт тертя	f	0.04

Розглядались ущільнення з різними величинами параметрів. Параметри почергово змінювались в наступних діапазонах (таб. 8.5)

Таблиця 8.5 – Діапазони зміни параметрів

	Параметр	Позначення	Величини				
1	Коефіцієнт навантаження втулки опорного диску	K	0.85	0.9	0.95	1	1.1
2	Модуль пружності (MPa)	E	50	150	250	350	
3	Коефіцієнт Пуассона	μ	0.4	0.43	0.45	0.47	
4	Робочий тиск (MPa)	P	0.4	0.8	1.2	1.6	
5	Коефіцієнт тертя	f	0.04	0.06	0.08	0.1	
6	Товщина кільцевої пластинки (mm)	h	0.3	0.5	0.8	1	

8.3 Аналіз результатів досліджень

В якості результатів, для відображення найбільш повної картини, представлено порівняння графіків розподілу гідростатичного та контактного тисків по ширині пари тертя (рис. 8.7-8.9). Таке порівняння дає можливість

зробити висновок про змінення зони безпосереднього контакту сальникової набивки по ширині пари тертя.

Перш за все варто відмітити, що змінення коефіцієнтів тертя та коефіцієнтів Пуассона має замалий вплив на розподіл гідростатичного та контактного тисків, тому в цій роботі графіки розподілу тисків вказані для випадків зміни параметрів K, E, P та h.

8.4 Аналіз впливу параметра K

Для традиційної конструкції ТСУ (рис. 8.9 а) зміна коефіцієнту навантаження K має малий вплив на розподіл гідростатичного тиску (Ph), тому він змінюється за лінійним законом, але в той же час змінюється розподіл контактного тиску (Pc). При коефіцієнті навантаження K=0.85 спостерігається ділянка шириною у 2.5 мм на якій відсутній контактний тиск, відповідно на цій ділянці відсутній і контакт між парами тертя. Тобто в цьому випадку контактує 77.5% поверхні пари тертя. Із ростом величини коефіцієнта K ця ділянка зменшується і при значенні K=1.1 спостерігається повний контакт по ширині пари тертя. На ділянці контакту від 8.5 до 9 мм спостерігається різкий стрибок значень контактного тиску, що спричинено зниженням до нуля показника гідростатичного тиску. Максимальні значення контактного тиску не відображені на графіку і винесені окремо в таблицю 8.6. Результати отримані для традиційної конструкції ТСУ приймаються як базові і подальші порівняння проводяться відносно них.

Для конструкції ТСУ з кільцевою пластинкою вплив зміни коефіцієнту K той самий, що і для класичної конструкції ТСУ (рис. 8.9,б). Головною відмінністю є те, що на ділянках близьких до виходу із ущільнення спостерігається зниження показників контактного тиску. І як наслідок спостерігається зменшення показників максимального контактного тиску (таб. 8.6). В середньому значення контактного тиску знизилось на 3%.

У випадку моделі ТСУ з пазами у кільцевій пластинці (рис. 8.9, в, г) спостерігається зміна розподілу гідростатичного тиску по ширині пари тертя при коефіцієнті навантаження К=0.9. При розгляді лінії що проходить вздовж пазу (рис. 8.8, в) ділянка контакту є найменшою і становить 1.5 мм, це означає, що контактує лише 13.5% поверхні пари тертя. По лінії, що проходить в місці суцільної пластинки (рис. 8.9, г) ширина контакту сягає 5 мм, тобто в цьому місці контактує 45% поверхні пари тертя.

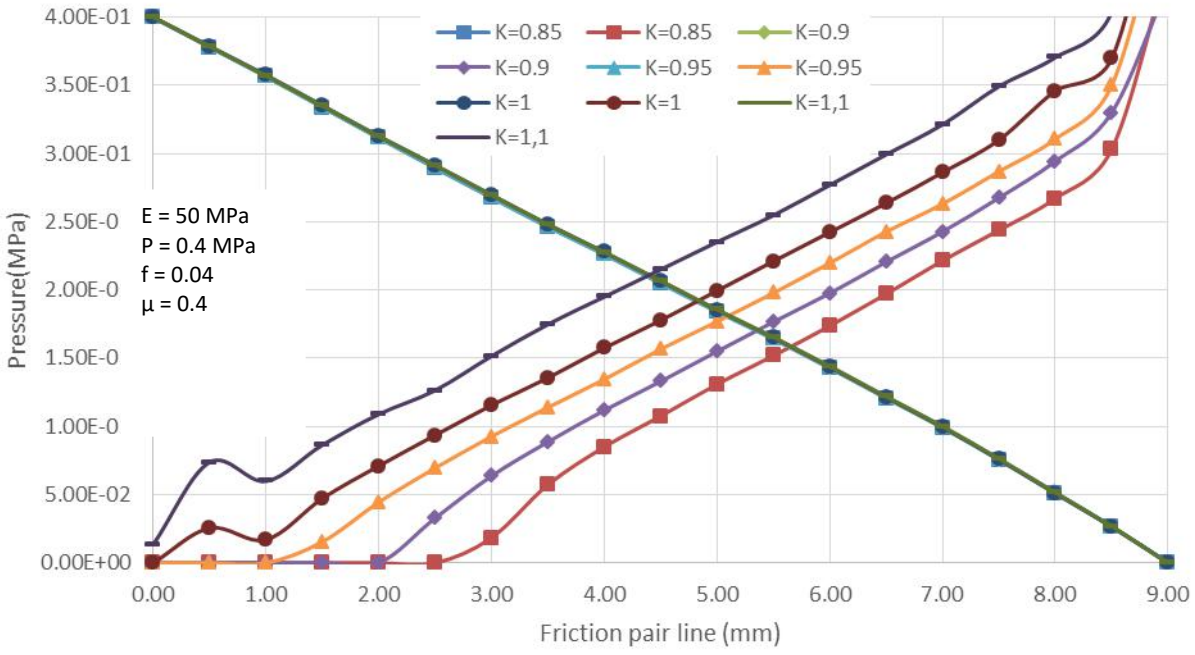
Варто відмітити, що для всіх випадків величина контактного тиску на рівні канавки зменшується, проте на рівні суцільної пластинки зростає і стає вищою за показники моделі ТСУ із кільцевою пластинкою.

Дослідження процесу герметизації ущільнення при К=0.85 стає неможливим, так як при цьому досягається критичне значення сили тиску, що передається від вирішувача CFX до вирішувача твердотільної моделі. При цьому повністю розривається контакт між втулкою опорним диском і сальниковою набивкою, що унеможливлює подальше розв’язання задачі. На практиці це означає, що гідростатичний тиск відтискає сальникову набивку на стільки, що вона перестає виконувати роль герметизатора і це спричиняє високий рівень витоків крізь ущільнення.

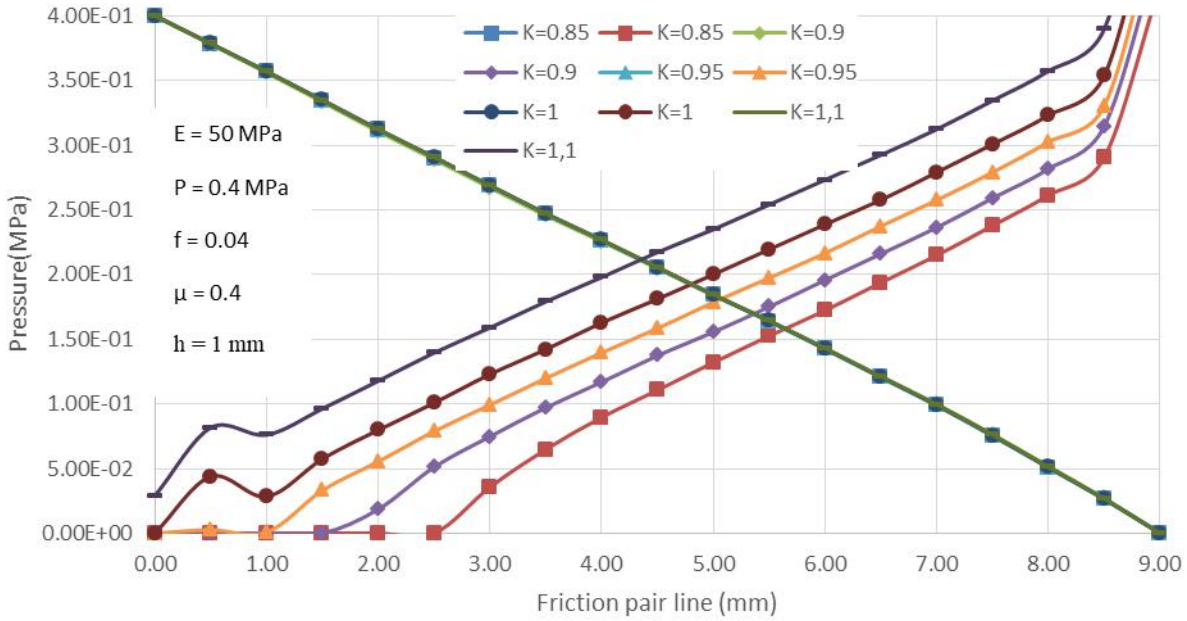
При збільшенні коефіцієнта К (К=0.95, К=1.0, К=1.1) епюра розподілу гідростатичного тиску стає менш наповненою, але при цьому падіння тиску залишається відмінним від лінійного закону. Розподіл контактного тиску стає більш схожим на базовий варіант конструкції, але при цьому більшість його значень є меншими в середньому на 27%. Лише на ділянці від 8 до 9 мм спостерігається різкий стрибок значень контактного тиску. Тому максимальні значення контактного тиску є вищими за показники базової конструкції на 85% вздовж лінії з пазом і на 110% вздовж лінії суцільної пластинки (таб. 8.6).

Таблиця 8.6 – Величина максимального контактного тиску для конструкції ТСУ при зміні коефіцієнта навантаження К

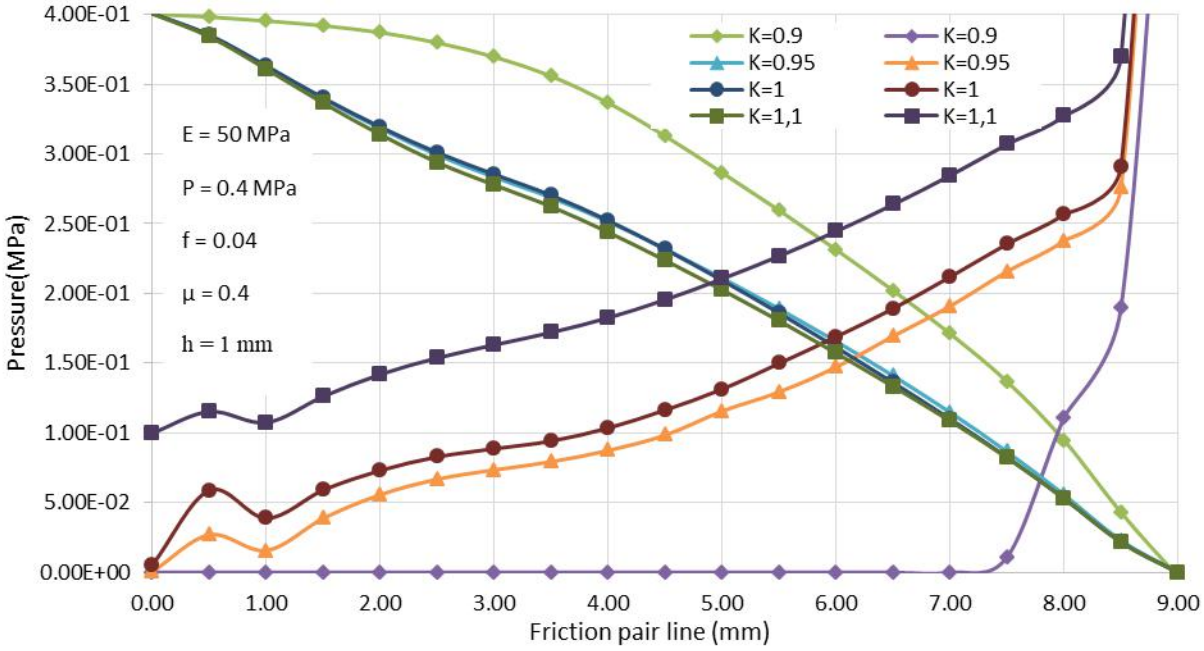
	Величина коефіцієнту навантаження	Величина максимального контактного тиску Pc_{max} (MPa) для конструкцій ТСУ			
		Традиційна	Із кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми	З пазами у кільцевій пластинці	
				On groove line	On plate line
1	0.85	0.438	0.424	-	-
2	0.9	0.423	0.454	0.70129	0.93365
3	0.95	0.495	0.481	0.92421	0.99984
4	1.0	0.529	0.512	0.97274	1.0214
5	1.1	0.577	0.560	1.1518	1.2782



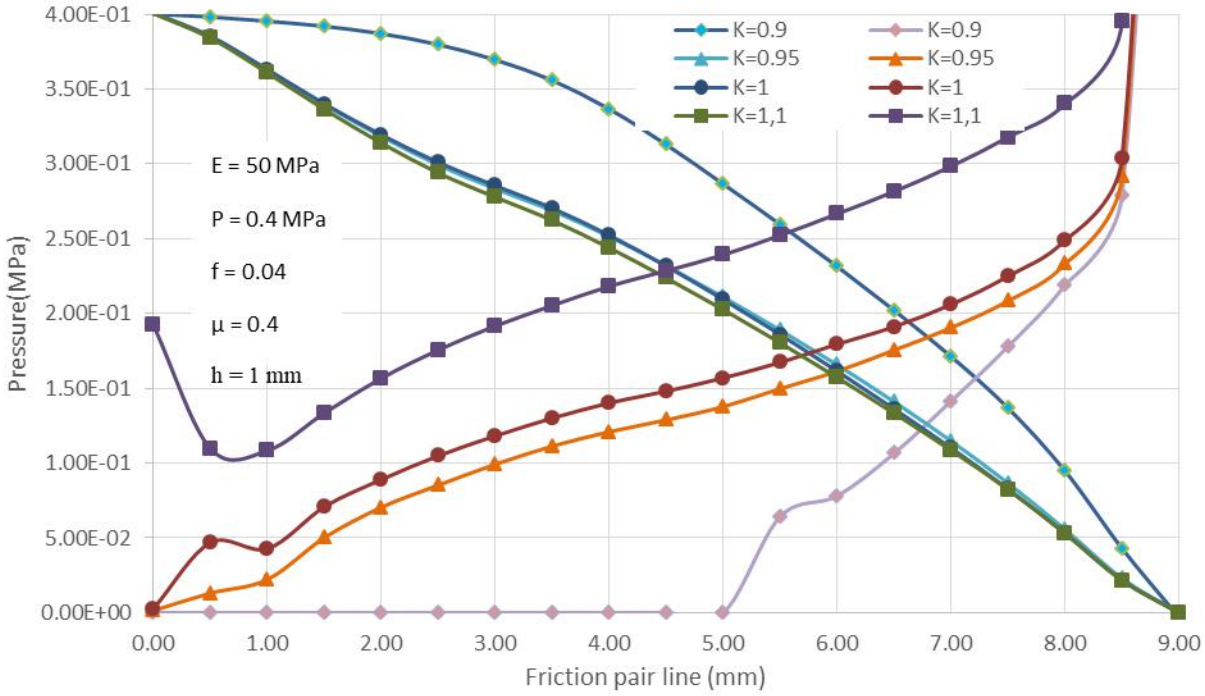
а)


K=0.85
K=0.85
K=0.9
K=0.9
K=0.95
K=0.95
K=1
K=1
K=1,1
K=1,1
E = 50 MPa
P = 0.4 MPa
f = 0.04
μ = 0.4
h = 1 mm
Pressure(MPa)
Friction pair line (mm)
4.00E-01
3.50E-01
3.00E-01
2.50E-01
2.00E-01
1.50E-01
1.00E-01
5.00E-02
0.00E+00
0.00
1.00
2.00
3.00
4.00
5.00
6.00
7.00
8.00
9.00

б)


K=0.9
K=0.9
K=0.95
K=0.95
K=1
K=1
K=1,1
K=1,1
E = 50 MPa
P = 0.4 MPa
f = 0.04
μ = 0.4
h = 1 mm
Pressure(MPa)
Friction pair line (mm)
4.00E-01
3.50E-01
3.00E-01
2.50E-01
2.00E-01
1.50E-01
1.00E-01
5.00E-02
0.00E+00
0.00
1.00
2.00
3.00
4.00
5.00
6.00
7.00
8.00
9.00

в)



г)

Рисунок 8.9 – Розподіл гідростатичного (Ph) та контактного (Pc) тисків що залежать від коефіцієнту навантаження (K) для традиційної конструкції ТСУ (а), ТСУ з суцільною кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми(б) та ТСУ із пазами на кільцевій пластинці (в, г).

На рисунках в і г зображено розподіл гідростатичного та контактного тисків на лінії вздовж пазу та лінії вздовж суцільної пластинки які показані на рис. 8.3.

8.5 Аналіз впливу параметра E

Для традиційної конструкції ТСУ (рис. 8.10, а) зміна модуля пружності не викликає суттєвого впливу на зміну гідростатичного або контактного тиску. Їх розподіл залишається майже лінійним. Контакт спостерігається по всій ширині пари тертя.

В цей час для конструкції ТСУ (рис. 8.10, б) із кільцевою пластинкою спостерігається зміна форми розподілу контактного тиску зі збільшенням значення модуля пружності. В цьому випадку змінюється жорсткість

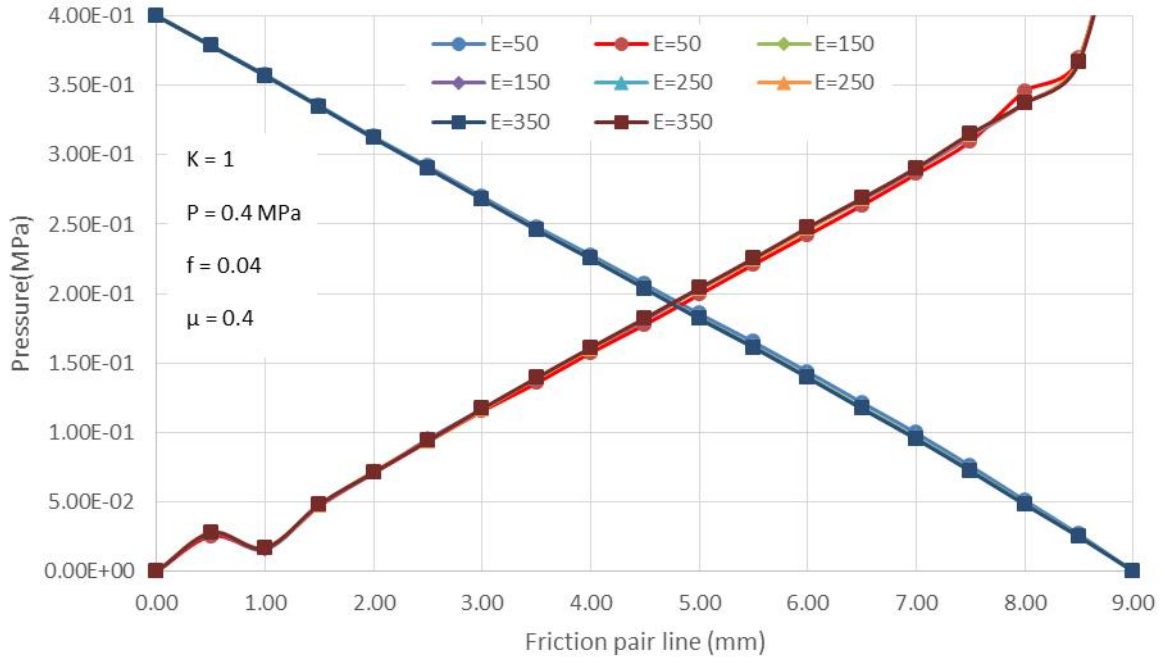
конструкційної пари сальникова набивка + кільцева пластина таким чином, що контактний тиск намагається вирівнюватись. Тобто на ділянці до центру ширини пари тертя (від 0 до 4,75 мм) контактний тиск збільшується, в той час як на ділянці після центру (від 4.75 до 9 мм) – контактний тиск зменшується. Цю властивість буде корисно використати при проектуванні оптимальної конструкції ТСУ.

Для конструкції ТСУ з пазами у пластинці (рис. 8.10, в, г) спостерігається зміна розподілу гідростатичного тиску, при збільшенні модуля пружності. Епюра розподілу гідростатичного тиску стає більш «наповненою». При цьому розподіл контактного тиску зменшується із збільшення значення модуля пружності, але в цілому повторює картину приведену на рис. 8.10 в, г для коефіцієнта навантаження К=1.

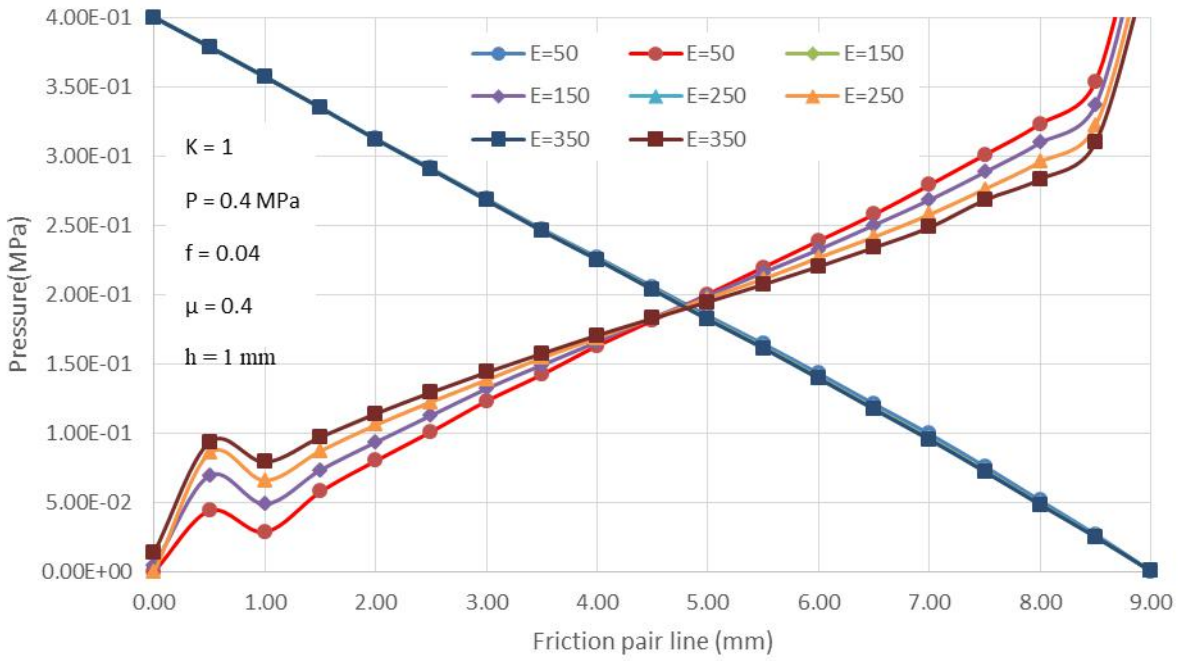
Додатково в таблиці 7 винесені показники максимального гідростатичного та контактного тисків, що не позначені на графіках (рис. 8.10).

Таблиця 8.7 - Величина максимального контактного тиску для конструкції ТСУ при зміні модуля пружності Е

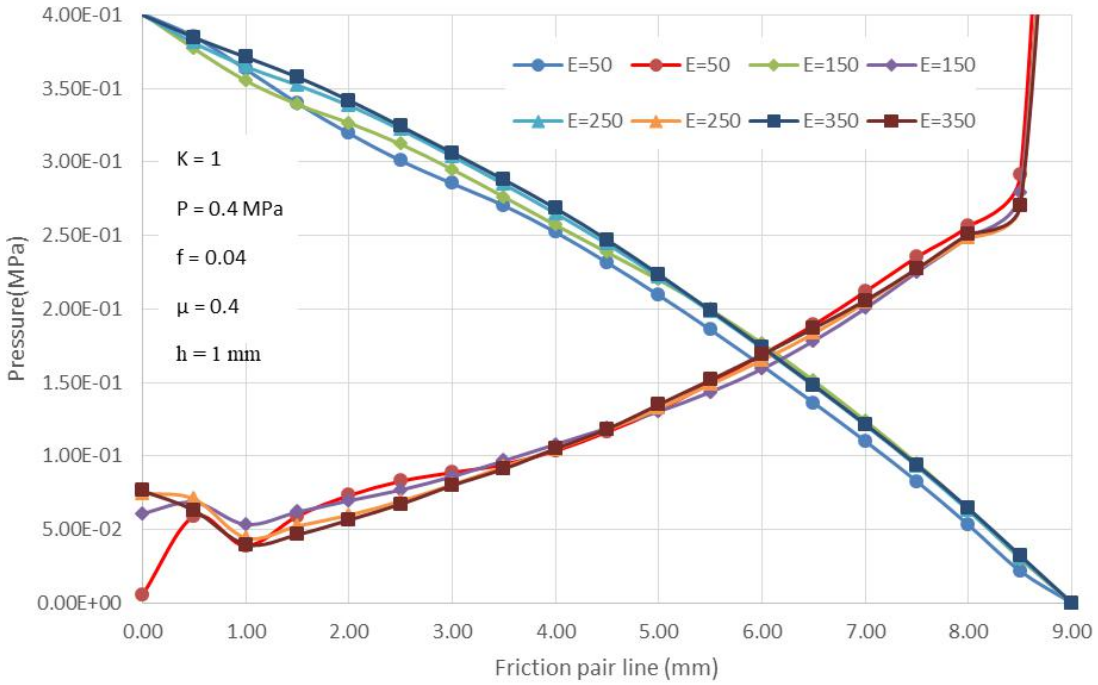
	Величина модуля пружності (MPa)	Величина максимального контактного тиску Pc_{max} (MPa) для конструкцій ТСУ			
		Традиційна	Із кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми	З пазами у кільцевій пластинці	
				On groove line	On plate line
1	50	0,529	0,512	0,972	1,021
2	150	0,529	0,485	0,804	0,917
3	250	0,527	0,462	0,802	0,881
4	350	0,526	0,444	0,761	0,852


E=50
E=50
E=150
E=150
E=250
E=250
E=350
E=350
K = 1
P = 0.4 MPa
f = 0.04
μ = 0.4
Pressure(MPa)
Friction pair line (mm)
4.00E-01
3.50E-01
3.00E-01
2.50E-01
2.00E-01
1.50E-01
1.00E-01
5.00E-02
0.00E+00
0.00
1.00
2.00
3.00
4.00
5.00
6.00
7.00
8.00
9.00

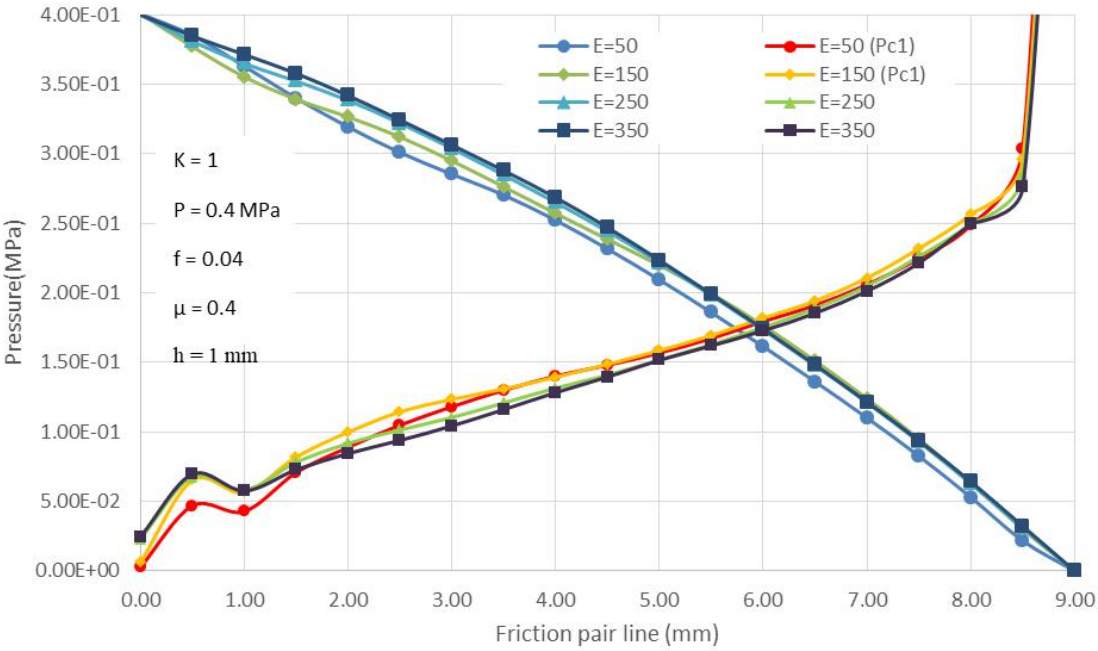
а)


E=50
E=50
E=150
E=150
E=250
E=250
E=350
E=350
K = 1
P = 0.4 MPa
f = 0.04
μ = 0.4
h = 1 mm
Pressure(MPa)
Friction pair line (mm)
4.00E-01
3.50E-01
3.00E-01
2.50E-01
2.00E-01
1.50E-01
1.00E-01
5.00E-02
0.00E+00
0.00
1.00
2.00
3.00
4.00
5.00
6.00
7.00
8.00
9.00

б)



в)



г)

Рисунок 8.10 – Розподіл гідростатичного (Ph) та контактного (Pc) тисків що залежать від Модуля пружності (E) для традиційної конструкції ТСУ (а), ТСУ з суцільною кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми (б) та ТСУ із пазами на кільцевій пластинці (в, г).

На рисунках в і г зображено розподіл гідростатичного та контактного тисків на лінії вздовж пазу та лінії вздовж суцільної пластинки які показані на рис. 8.3.

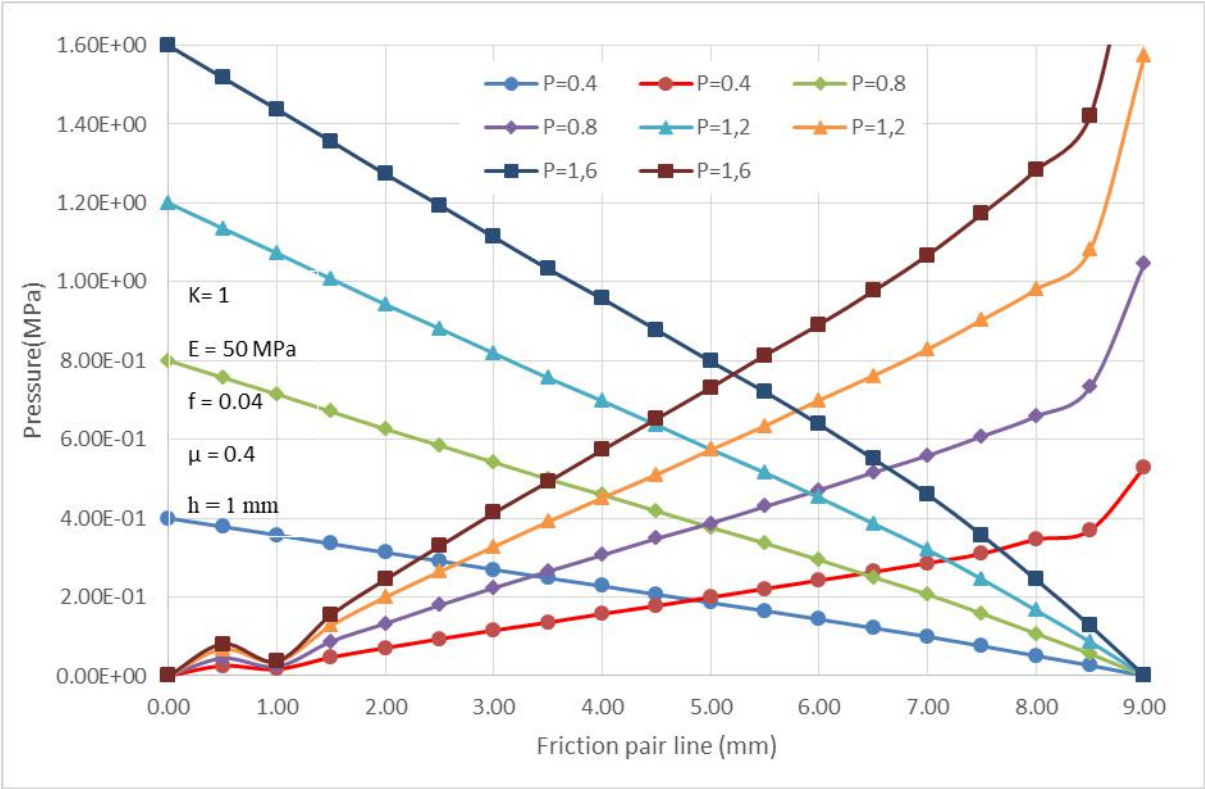
8.6 Аналіз впливу параметра Р

Для всіх трьох конструкцій розподіл гідростатичного та контактного тисків не має суттєвих відмінностей в залежності від величини вхідного тиску (рис. 8.11). Розподіли тисків пропорційно змінюються із збільшенням вхідного тиску. Також незалежно від величини вхідного тиску спостерігається по всій ширині набивки присутній контакт, що забезпечується коефіцієнтом навантаження К=1.

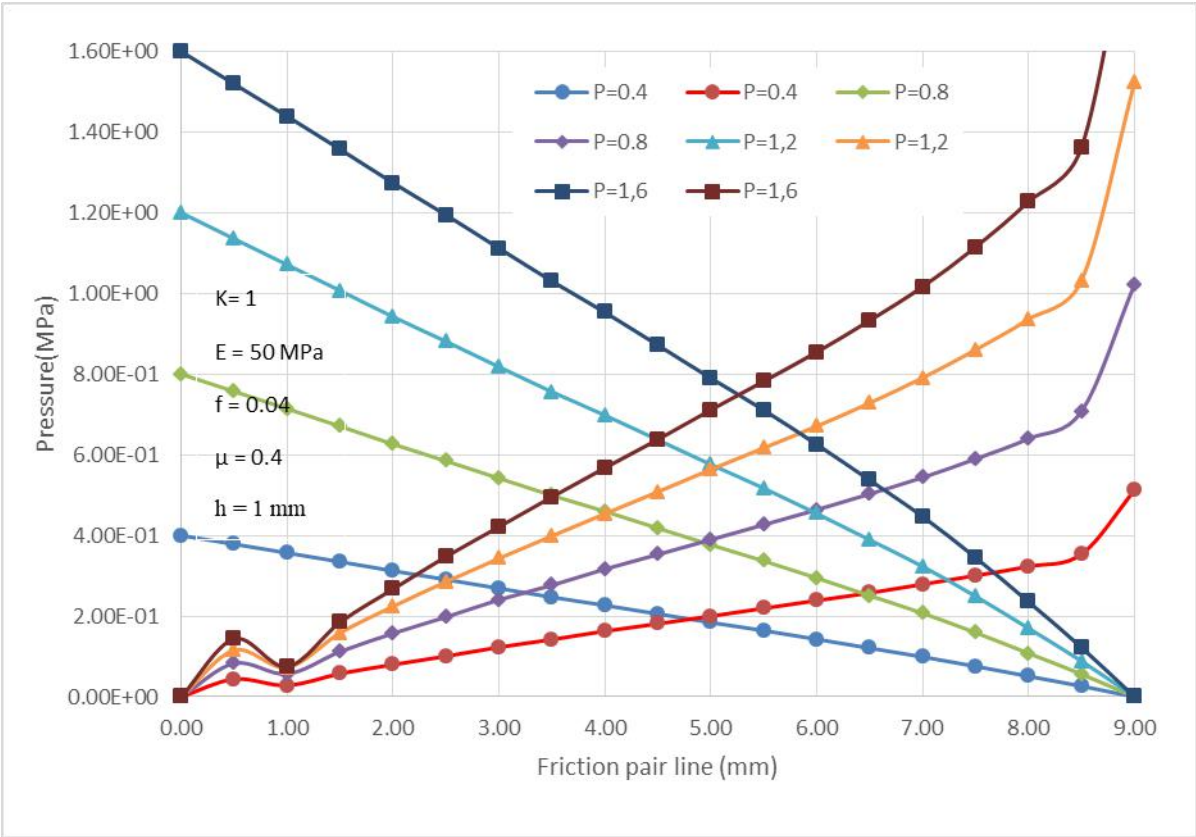
Окремо в таблицю 8.8 занесено величини максимального контактного тиску, які не показані на графіках (рис. 8.11).

Таблиця 8.8 – Величини максимального контактного тиску для конструкції ТСУ при зміні вхідного тиску Р

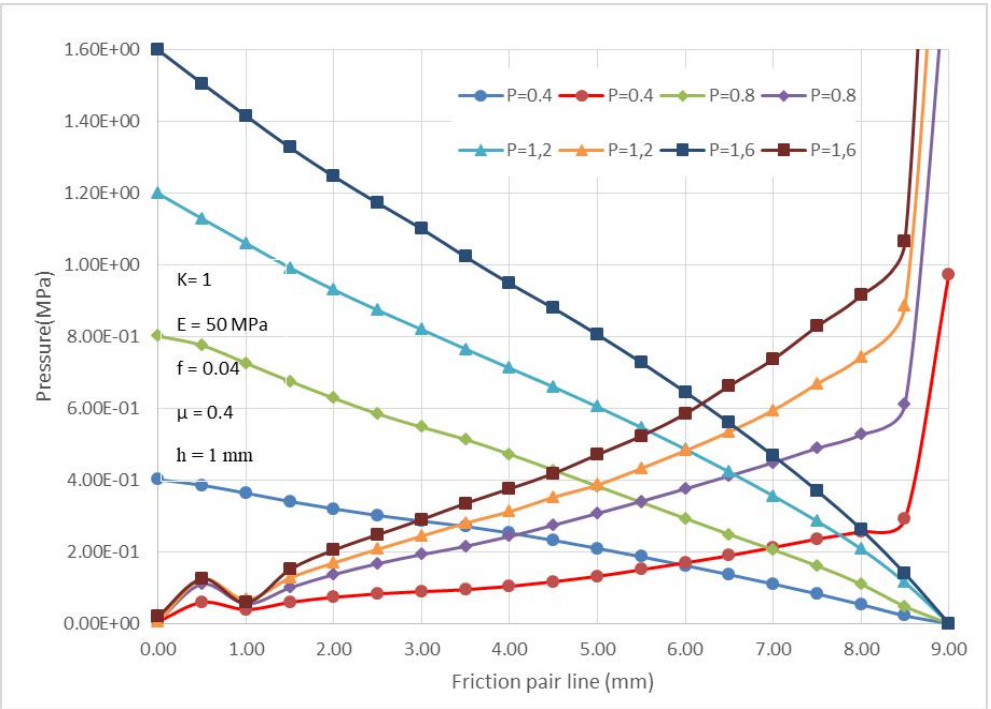
	Величина вхідного тиску (MPa)	Величина максимального контактного тиску Pc_{max} (MPa) для конструкцій ТСУ			
		Традиційна	Із кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми	З пазами у кільцевій пластинці	
				On groove line	On plate line
1	0.4	0,529	0,512	0,972	1,021
2	0.8	1,047	1,022	1,916	2,147
3	1.2	1,573	1,522	2,497	3,227
4	1.6	2,037	2,000	3,474	4,513


1.60E+00
1.40E+00
1.20E+00
1.00E+00
8.00E-01
6.00E-01
4.00E-01
2.00E-01
0.00E+00
Pressure(MPa)
P=0.4
P=0.4
P=0.8
P=0.8
P=1,2
P=1,2
P=1,6
P=1,6
K= 1
E = 50 MPa
f = 0.04
μ = 0.4
h = 1 mm
0.00
1.00
2.00
3.00
4.00
5.00
6.00
7.00
8.00
9.00
Friction pair line (mm)

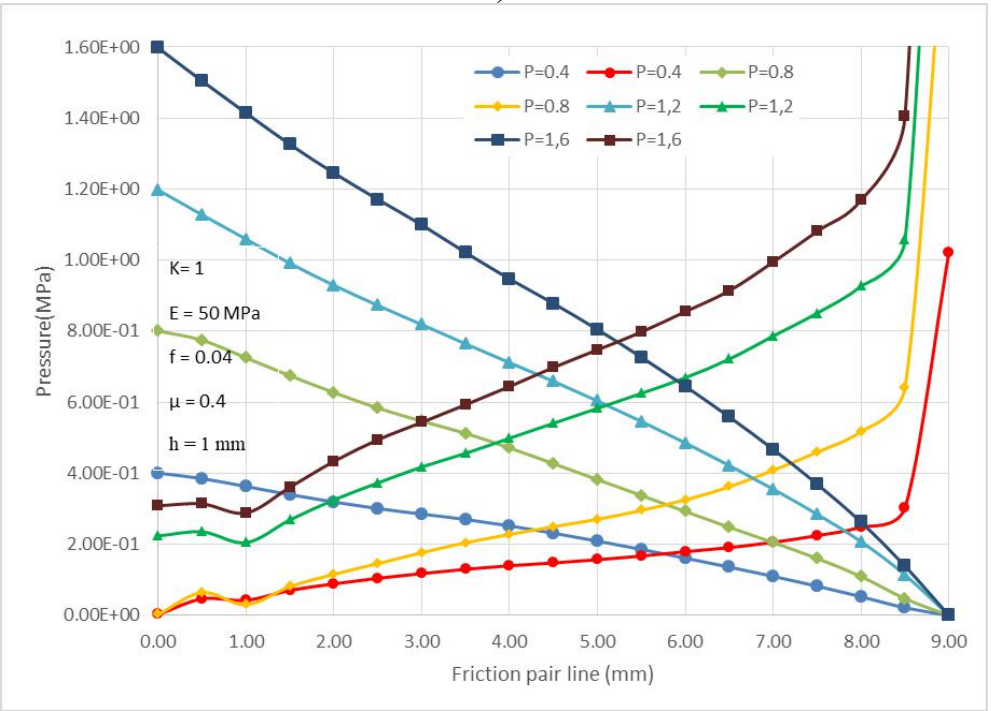
а)


1.60E+00
1.40E+00
1.20E+00
1.00E+00
8.00E-01
6.00E-01
4.00E-01
2.00E-01
0.00E+00
Pressure(MPa)
P=0.4
P=0.4
P=0.8
P=0.8
P=1,2
P=1,2
P=1,6
P=1,6
K= 1
E = 50 MPa
f = 0.04
μ = 0.4
h = 1 mm
0.00
1.00
2.00
3.00
4.00
5.00
6.00
7.00
8.00
9.00
Friction pair line (mm)

б)



в)



г)

Рисунок 8.11 – Розподіл гідростатичного (Ph) та контактного (Pc) тисків що залежать від вхідного тиску (P) для традиційної конструкції ТСУ (а), ТСУ з суцільною кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми(б) та ТСУ із пазами на кільцевій пластинці (в, г).

На рисунках в і г зображено розподіл гідростатичного та контактного тисків на лінії вздовж пазу та лінії вздовж суцільної пластинки які показані на рис. 8.3.

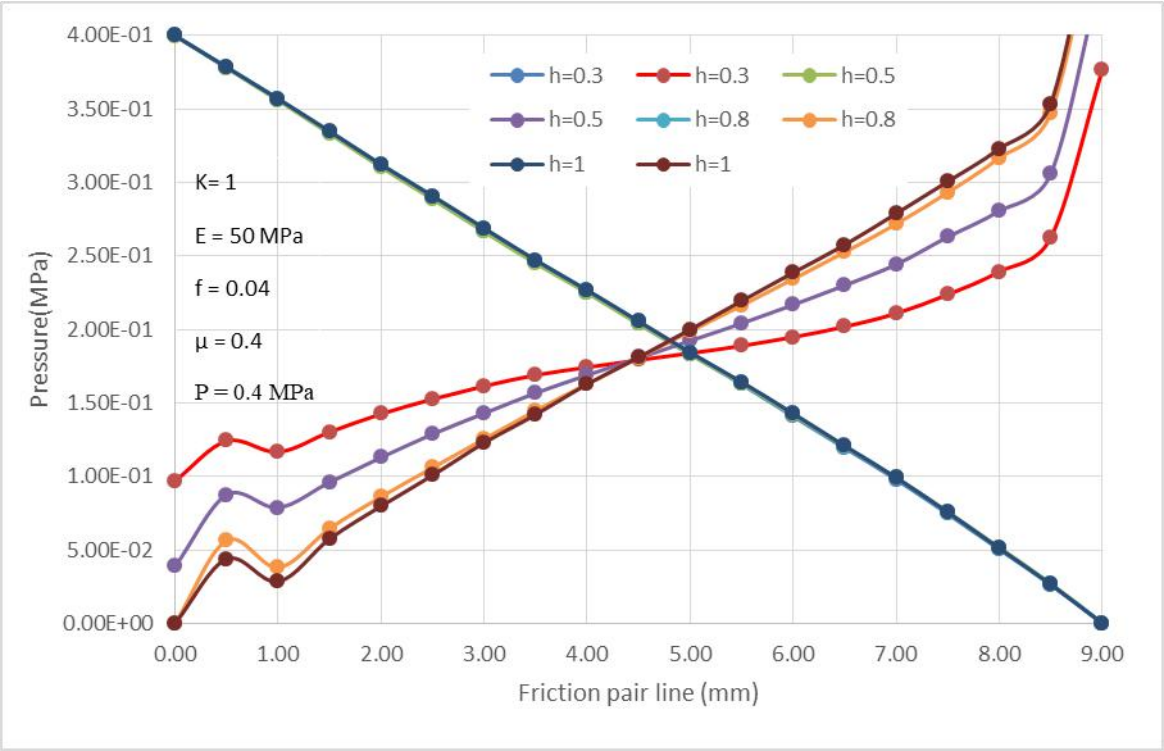
8.7 Аналіз впливу параметра h

Зменшення величини товщини пластинки має вплив на розподіл контактного тиску (рис. 8.12). Спостерігається тенденція до вирівнювання контактного тиску, схожа до ситуації із зміною величини модуля пружності. Але на відміну від модуля пружності, ліміт зниження товщини пластинки обумовлений міцністю та жорсткістю конструкції ТСУ. Таким чином, використання пластинки товщиною менше за 0.3 мм призводить до втрати жорсткості і нівелює будь-який сенс її використання на дні сальникової обойми.

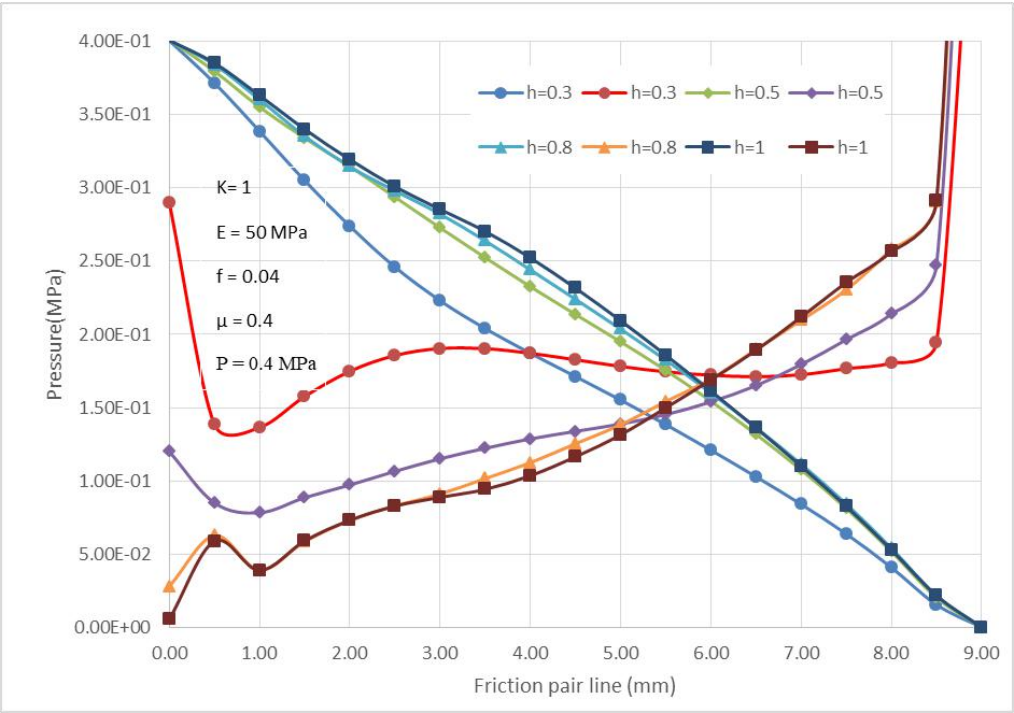
Також можна відмітити те що, для конструкції із суцільною пластинкою впливу на розподіл гідростатичного тиску зміна товщини пластинки немає (рис. 8.12, а). Для конструкції ТСУ з пазом у пластинці при зниженні товщини пластинки епюра гідростатичного тиску поступово прямує до лінійного закону, тобто зменшується її наповненість. При величині товщини пластинки менше за 0.5 мм спостерігається обернена ситуація – епюра стає менш наповненою і більш вогнутою. Таким чином, спостерігається незначне підвищення контактного, тиску та забезпечується найбільший ступінь його вирівнювання.

Таблиця 8.9 – Величина максимального контактного тиску для конструкції ТСУ при зміні товщини пластинки h

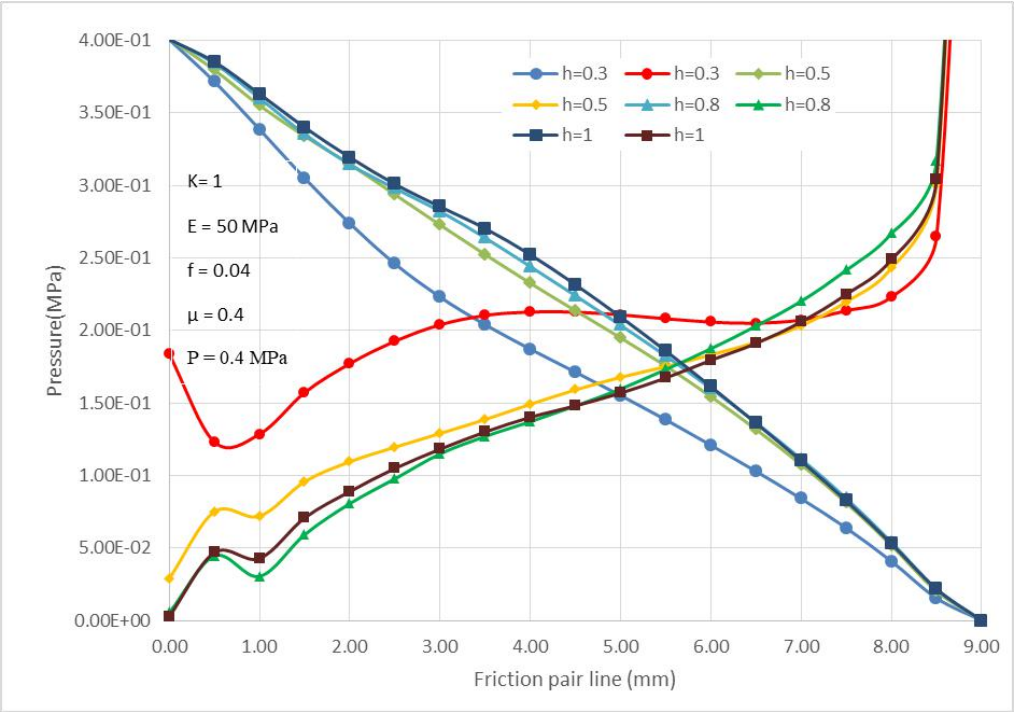
	Товщина пластинки (mm)	Величина максимального контактного тиску Pc_{max} (MPa) для конструкцій ТСУ		
		Із кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми	З пазами у кільцевій пластинці	
			On groove line	On plate line
1	0.3	0,376	0,626	0,852
2	0.5	0,445	0,818	0,989
3	0.8	0,499	0,917	1,007
4	1	0,512	0,972	1,021



а)



b)



c)

Рисунок 8.12 – Розподіл гідростатичного (Ph) та контактного (Pc) тисків що залежать від товщини пластинки (h), ТСУ з суцільною кільцевою пластинкою на дні сальникової обойми (а) та ТСУ із пазами на кільцевій пластинці (б, в).

На рисунках б і в зображено розподіл гідростатичного та контактного тисків на лінії вздовж пазу та лінії вздовж суцільної пластинки які показані на рис. 3

8.8 Аналіз проведених досліджень. Вибір конструкції з найкращою комбінацією параметрів

На основі результатів проведеного комп'ютерного моделювання можна виокремити наступні пункти корисні для практичного застосування. По-перше конструкція ТСУ з пазами в кільцевій пластинці на дні сальникової обойми дозволяє в цілому зменшити величину контактного тиску по ширині пари тертя. По-друге, зміна параметрів E та h створює умови для вирівнювання контактного тиску на тій же ділянці контакту. Таким чином виходячи з вище описаних результатів можна запропонувати оптимальну конструкцію ТСУ. У порівняльній таблиці 8.10 представлені комбінації конструкцій ТСУ та параметрів які вказують на недоцільність поєднання (червоним), можливість поєднання, але не високу ступінь поліпшення показників (жовтим), відсутність впливу (сірим) і найбільш оптимальні конструкції (зеленим).

Таблиця 8.10 – порівняльна таблиця

	Назва параметру	Величина параметру	Конструкція ТСУ		
			Традиційна	Із суцільною кільцевою пластинкою	Із отвором у кільцевій пластинці
1	Коефіцієнт навантаження (К)	0,85		-	-
		0,9			
		0,95			
		1,0			
		1,1			
2	Модуль пружності (Е)	50			
		150			

	MPa	250			
		350			
3	Тиск на вході (P) MPa	0,4			
		0,8			
		1,2			
		1,6			
4	Товщина пластинки (h) mm	0,3	-		
		0,5	-		
		0,8	-		
		1,0	-		

Таким чином найбільш оптимальною конструкцією ТСУ є конструкція з кільцевою пластинкою та з пазами у кільцевій пластинці при E = 350 МПа та h = 0.3 мм Моделювання проводилось із наступними параметрами (таблиця 8.11). На рис. 8.13 показано, що комбінація параметрів E та h забезпечує найкраще вирівнювання контактного тиску по ширині пари тертя ніж окремо взяті параметри. На рис. 8.13-8.14 зображено розподіл гідростатичного та контактного тисків по ширині пари тертя для конструкції ТСУ з найкращою комбінацією параметрів.

Проаналізувавши наведені графіки можна дійти наступних висновків. У конструкції ТСУ з кільцевою пластинкою виконується плавне вирівнювання контактного тиску (без різких пікових значень контактного тиску), що в подальшому позитивно впливає на інтенсивність зношування всієї поверхні сальникової набивки у місці контакту з опорним диском. При цьому досягається незначний рівень витоків.

Водночас в конструкції ТСУ з пазами кільцевій пластинці зберігається пікове значення контактного тиску ближче до виходу з ущільнення. Проте загальна величина розподілу контактного тиску є меншою ніж в конструкції ТСУ

із кільцевою пластинкою. При цьому величина витоків також є меншою (таб. 8.12).

Таблиця 8.11 – Параметри моделювання для оптимальних конструкції ТСУ

	Параметр	Позначення	Величина
1	Робочий тиск	P	0.4 МПа
2	Частота обертання вала	n	3000 об/хв
3	Товщина кільцевої пластинки	h	0.3 мм
4	Висота осередненого зазору	h_{gap}	3 мкм
5	Коефіцієнт навантаження опорного диску	K	1
6	Модуль пружності	E	350 МПа
7	Коефіцієнт Пуассона	μ	0.4
8	Коефіцієнт тертя	f	0.04

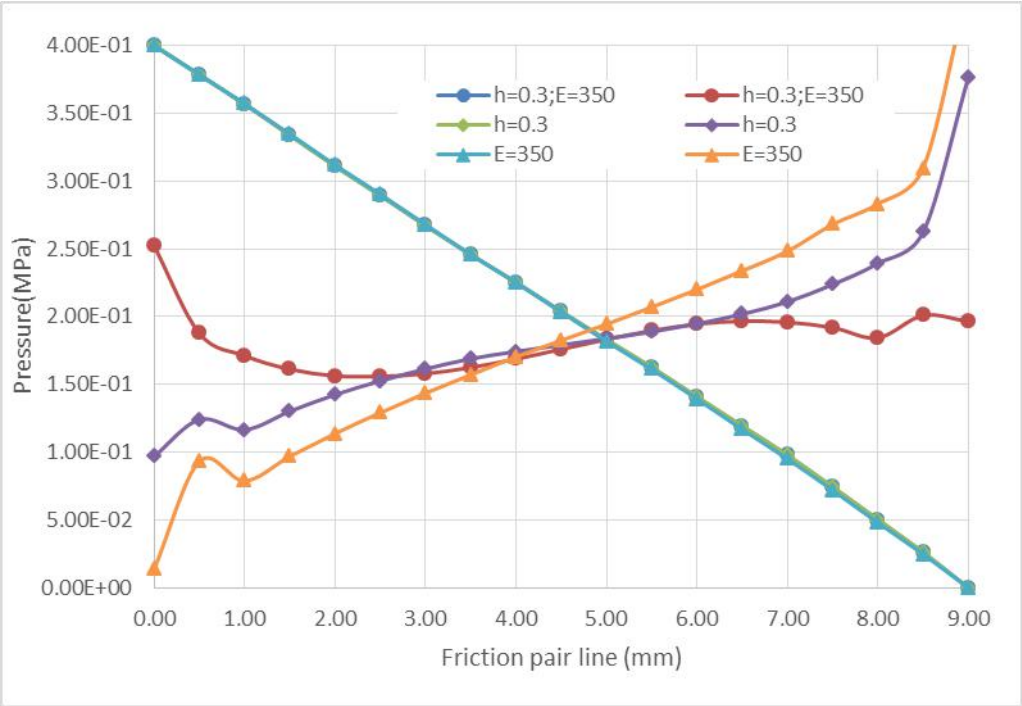


Рисунок 8.13 - Розподіл гідростатичного (Ph) та контактного (Pc) тисків для конструкції ТСУ з суцільною кільцевою пластинкою

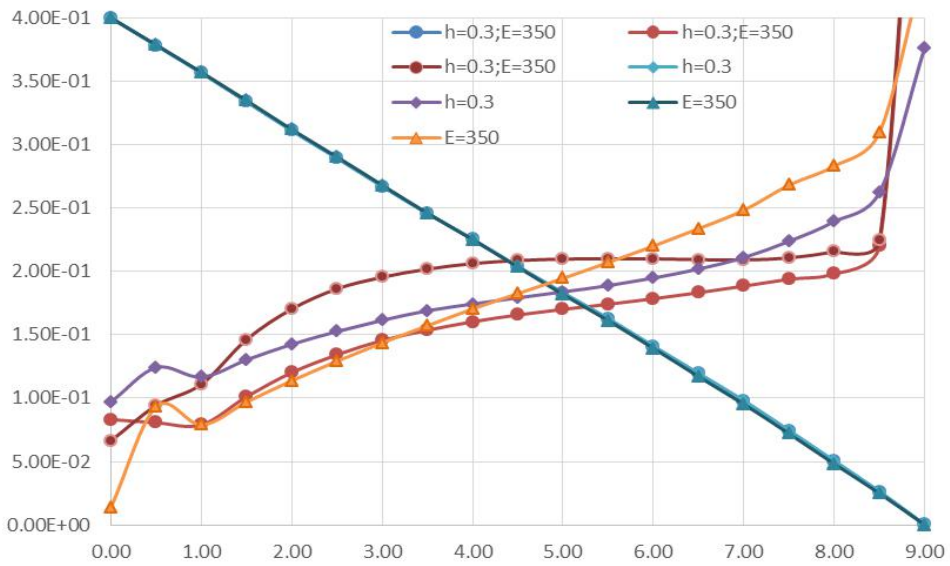


Рисунок 8.14 – Розподіл гідростатичного (Ph) та контактного (Pc) тисків для конструкції ТСУ з пазами кільцевій пластинці

8.9 Аналіз величини витоків конструкцій ТСУ

Окрім вище наведених розподілів гідростатичного та контактного тисків важливим параметром роботи ущільнення є величина витоків. В таблиці 8.12 занесені величини витоків для всіх вищезазначених конструкцій.

При узагальненні отриманих результатів можна відмітити те, що величина витоків зменшується при збільшенні коефіцієнтів К, Е та h. Принципово величина витоків відрізняється лише у випадку змінення вхідного тиску. Для всіх конструкцій ТСУ максимальна величина витоків досягається при вхідному тиску 1.6 МПа.

Окремо можна відмітити що для конструкції ТСУ з пазом у кільцевій пластинці де при коефіцієнті навантаження К = 0.9 спостерігається різке збільшення величини витоків (майже в 3 рази) в порівнянні з іншими значеннями коефіцієнтів К. Схожа картина спостерігається для показника параметра h = 0.3 мм. Проте в цьому випадку рівень витоків збільшується лише на 18%.

Порівнюючи різні конструкції ТСУ можна відмітити, що рівень витоків для конструкції ТСУ із кільцевою пластинкою нижчий всередньому на 5% в

порівнянні з традиційною конструкцією ТСУ. А величина витоків для конструкції ТСУ з пазом у кільцевій пластинці всередньому на 4,5% вище за витоки класичної конструкції ТСУ.

Рівень витоків оптимальних за розподілом контактного тиску конструкцій ТСУ становить 0.06066 l/h для конструкції ТСУ із кільцевою пластинкою, що є нижче на 0.2% за показники традиційної конструкції ТСУ і 0.06139 l/h для конструкції ТСУ з пазом у кільцевій пластинці – що є вище на 0.9% за показники традиційної конструкції ТСУ.

Таким чином оптимальність конструкції ТСУ більшою мірою залежить від розподілення контактного тиску, так як зміна величина витоків для різних конструкцій ТСУ є не значною.

Таблиця 8.12 – Величина витоків при різних параметрах і конструкціях ТСУ

	Параметр	Величина параметру	Кількість витоків для конструкцій ТСУ (l/h)		
			Традиційна	З суцільною кільцевою пластинкою	З пазом у кільцевій пластинці
1	Коефіцієнт навантаження (К)	0,85	0,06172	-	-
		0,9	0,06174	0,06270	0,18548
		0,95	0,06160	0,06128	0,06452
		1,0	0,06124	0,06123	0,06417
		1,1	0,06137	0,06127	0,06322
2	Модуль пружності (Е) MPa	50	0,06124	0,06123	0,06417
		150	0,06088	0,06085	0,06261
		250	0,06081	0,06077	0,06221
		350	0,06079	0,06074	0,06233

3	Тиск на вході (P) MPa	0,4	0,06124	0,06123	0,06417
		0,8	0,12473	0,12401	0,12255
		1,2	0,18943	0,18770	0,19139
		1,6	0,25856	0,25234	0,25387
4	Товщина пластинки (h) mm	0,3	-	0,06139	0,08336
		0,5	-	0,06199	0,06762
		0,8	-	0,06121	0,06440
		1,0	-	0,06123	0,06417
4	Конструкції ТСУ з найкращою комбінацією параметрів	Із суцільною кільцевою пластинкою		Із пазом у кільцевій пластинці	
		0,06066		0,06139	

8.10 Висновки

Розроблена комп'ютерна модель дозволяє розв'язати комплексну задачу, що поєднує розв'язання задачі гідропружності та контактної задачі. Це перша вдала спроба розробки моделі із двосторонньою передачею даних для конструкцій ТСУ. Отримані результати мають відмінності від результатів отриманих експериментально. В експерименті епюра розподілу гідростатичного тиску є більш наповненою і описується рівнянням Пуазейля, у представленій комп’ютерній моделі розподіл тиску зводиться до рівняння Дарсі. Окрім випадку конструкції ТСУ з пазом у кільцевій пластинці при коефіцієнті навантаження K=0.9. Це означає, що є деякі параметри які необхідно враховувати при побудові моделі. Пошук цих параметрів є наступною метою для вдосконалення моделі.

При порівнянні різних конструкцій ТСУ спостерігається, що наявність кільцевої пластинки призводить до зменшення контактного тиску по ширині пари тертя. При цьому зростає величина витоків, що підтверджується експериментально.

Тим не менш, створена модель дозволила визначити параметри, які найбільше впливають на розподіл контактного тиску по ширині пари тертя. Це, в свою чергу, дозволило визначити найбільш конструкцію ТСУ найкращою комбінацією параметрів в якій досягається вирівнювання контактного тиску. На практиці це означає, що сальникова набивка при такому режимі роботи матиме більш рівномірне зношення і тому ресурс роботи ущільнення буде збільшений.

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 автоколивань 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

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, 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.

При CFD-моделюванні кулькових підшипників розглянуто турбулентну течію кріогенного середовища (однорідна бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обертовій області з прецесійним рухом сепаратора та обертовими кульками при різних швидкостей обертання. Дослідження було зосереджено на аналізі динамічних сил рідини, які діють між обертаючимися кульками, і прецесуючим сепаратором, а також між прецесуючим сепаратором та обертовою внутрішньою та нерухомою зовнішнішньою доріжками кріогенного кулькового підшипника. В результаті проведено порівняння результатів моделювання та експерименту моменту тертя при різних швидкостях обертання в умовах гідродинамічного змащування.

Проведено аналіз існуючих конструкцій герметичних та безвальних насосів. Представлена оригінальна концепція карданного насоса без підшипників. Основними недоліками цієї конструкції є зовнішній двигун, конструкція торцевого ущільнення та недостатні сили врівноважування та моменти, що виникають у кільцевих ущільненнях при пуску. Запропоновано нову конструкцію безвального насосу, таку як карданний магнітний насос з гібридними гідростатодинамічними кільцевими ущільненнями-опорами для осьового та радіального врівноважування робочого колеса. Наявність комбінованих гідростатодинамічних кільцевих ущільнень-опор дозволяє компенсувати неврівноважені навантаження, які діють на робоче колесо.

Результати експериментальних та розрахункових досліджень

трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу показали більшу динамічну стійкість другого варіанту конструкції ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з’єднувальних камер. Експерименти показали, що в цій конструкції на 36 % менша максимальна критична амплітуда та при збільшенні ущільнювального тиску спостерігається суттєве збільшення критичних швидкостей коливань вала. Розрахункові дослідження також підтвердили, що максимальні сумарні значення динамічних коефіцієнтів має другий варіант конструкції зі збільшеною камерою. Динамічні коефіцієнти – прямі жорсткості і демпфірування та перехресне демпфірування мають позитивне значення, негативне значення перехресної жорсткості лише покращує динамічну стійкість вала в цьому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення. Подальше намагання покращити динамічні характеристики вала в трьохшпаринних ущільненнях за рахунок використання нових конструкцій з гальмами та обертовими лопатками не дало очікуваного результату. Так, пряма жорсткість мала негативну, а перехресна жорсткість позитивну величину. Крім того, проаналізовано внесок кожної шпарини на величину результуючої гідродинамічної сили для двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень зі збільшеним осьовим розміром з’єднувальних камер. Для першого варіанту конструкції приблизно однаковий вплив на величину результуючої радіальної сили мають всі три шпарини ущільнення, а на тангенціальну силу найбільше впливає перша, а найменше впливає друга шпарина. Для другого варіанту конструкції за рахунок двократного збільшення радіального зазору суттєво зменшується вплив другої шпарини, радіальна сила на першій шпарині змінює знак на центруючу. При чому, для обох варіантів конструкцій третя шпарина має центруючу та стабілізуючу дію, а друга шпарина – навпаки.

Розглянуто способи підвищення якості бабітових підшипників ковзання (пк) шляхом нанесення на окремі елементи поверхні методом електроіскрового легірування (еіл) м'яких антифрикційних металів. Визначено числові значення сил

зчеплення між металами при формуванні антифрикційного бабітового шару з використанням традиційної (fe-sn) та пропонованої технології (fe-cu та fe-cu-sn), а також доцільність застосування міді або олова при нанесенні їх на поверхню корпусу та (або) вкладиша пк збільшення площі прилягання, і навіть для приработки пари тертя «вкладиш підшипника – шийка вала» при нанесенні на цапфу вала. Удосконалено модель процесу еіл, яка полягає в тому, що контактуючі метали розігріваються до високих температур, що сприяє зближенню їх атомів на відстань постійної ґрати та перетіканню електронів із високим рівнем ферми на метал із нижчим рівнем фермі.

Розв’язання задачі гідропружності за допомогою Ansys System Coupling (Mechanical і CFX) для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення дозволило проаналізувати вплив товщини циліндричної оболонки, розмірів вхідного і вихідного буртів, вхідного тиску та радіального зміщення вала на розподіл гідростатичного тиску та величину зазору по довжині, витоки, напружено-деформований стан та радіальну силу. Аналіз статичної стійкості при вхідному тиску 10 МПа для базової конструкції ущільнення показав, що статична радіальна сила у діапазоні радіальних переміщень вала від 0 до 50 % від зазору є центруючою, не дивлячись на те, що вхідна частина зазору ущільнення має конфузорну, а вихідна частина має диффузорну форму зазору. Проте динамічні коефіцієнти закріпленого кільця ущільнення мають негативне значення прямої жорсткості, але позитивні значення прямого демпфірування, прямої та перехресної жорсткостей. Верифікація обчислювальних 2D і 3D моделей з результатами експерименту, відомими з літератури, показала, що максимальна відносна похибка не перевищує 10.7 % за гідростатичним тиском, 18 % за зазором і 8.6% за величиною витоків. При цьому за трендом всі розрахункові залежності ідентичні до результатів експерименту.

Створено уточнену комп’ютерну модель торцевого сальникового ущільнення (ТСУ), що базується на розв’язанні двосторонньої задачі гідропружності.

Запропоновано підхід осередненого зазору, який базується на уявленні про витоки робочого середовища у мікро просторі між елементами шорсткості в парі тертя. Досліджено три конструкції ТСУ в яких почергово змінювались параметри роботи: робочий тиск та коефіцієнт навантаження; параметри сальникової набивки: коефіцієнт тертя, модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, а також змінювалась товщина кільцевої пластинки на дні сальникової обойми. Модель створювалась з врахуванням реальної геометрії ТСУ. Обертання вала враховувалось шляхом накладання умови обертання на одну із стінок рідинної моделі. Розрахунок проводився за допомогою програмного комплексу ANSYS Multiphysics. Результати розрахунків представлені у вигляді графічних залежностей з порівнянням розподілів гідростатичного та контактного тисків по ширині пари тертя. Представлені значення величин витоків від змінюваних параметрів. На основі отриманих результатів визначено найкраще поєднання параметрів для максимально ефективної конструкції ТСУ.

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 A, 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.

49. C.T. Walters, The dynamics of ball bearings, J. Lubrication Tech. 93 (1) (1971) 1–10.

50. J.W. Kannel, S.S. Bupara, A simplified model of cage motion in Angular contact bearings operating in the EHD lubrication regime, J. Lubrication Tech. 100 (3) (1978) 395–403.

51. C.S. Park, Y.C. Choi, Y.H. Kim, Early fault detection in automotive ball bearings using the minimum variance cepstrum, Mech. Syst. Signal Process. 38 (2013) 534–548.

52. P.E. William, M.W. Hoffman, Identification of bearing faults using time domain zero–crossings, Mech. Syst. Signal Process. 25 (2011) 3078–3088.

53. T. Karacay, N. Akturk, Experimental diagnostics of ball bearings using statistical and spectral methods, Tribol Int. 42 (2009) 836–843.

54. K. Sathyan, K. Gopinath, S.H. Lee, H.Y. Hsu, Bearing retainer designs and retainer instability failures in spacecraft moving mechanical systems, Tribol. Trans. 55 (4) (2012) 503–511.

55. M. Nosaka, M. Oike, M. Kikuchi, K. Kamijo, M. Tajiri, Tribo–characteristics of self–lubricating ball bearings for the LE–7 liquid hydrogen rocket–turbopump, Tribol. Trans. 36 (3) (1993) 432–442.

56. O. Halminen, J.F. Aceituno, J.L. Escalona, J. Sopanen, A. Mikkola, Models for dynamic analysis of backup ball bearings of an AMB–system, Mech. Syst. Signal Process. 95 (2017) 324–344.

57. E.H. Komba, F. Massi, N. Bouscharain, G. LeJeune, Y. Berthier, Y. Maheo, Experimental damage analysis in high loaded oscillating bearings, Tribol Int. 102 (2016) 507–515.

58. L. Niu, H. Cao, X. Xiong, Dynamic modeling and vibration response simulations of angular contact ball bearings with ball defects considering the three–dimensional motion of balls, Tribol Int. 109 (2017) 26–39.

59. N. Tandon, G.S. Yadava, K.M. Ramakrishna, A comparison of some condition monitoring techniques for the detection of defect in induction motor ball bearing, Mech. Syst. Signal Process. 21 (2007) 244–256.

60. I. Trendafilova, An automated procedure for detection and identification of ball bearing damage using multivariate statistics and pattern recognition, Mech. Syst. Signal Process. 24 (2010) 1858–1869.

61. P.K. Gupta, Cage unbalance and wear in ball bearings, Wear 147 (1) (1991) 93–104.

62. P.K. Gupta, Cage unbalance and wear in roller bearings, Wear 147 (1) (1991) 105–118.

63. P.K. Gupta, Dynamic loads and cage wear in high–speed rolling bearings, Wear 147 (1) (1991) 119–134.

64. P.K. Gupta, Ball bearing response to cage unbalance, J. Tribol. 108 (3) (1986) 462–466.

65. E.A. Boesiger, M.H. Warner, Spin bearing retainer design optimization, in: Proceedings of the 25th aerospace mechanisms symposium, NASA conference publication, 3113 (1991) 161–78.

66. G.J. Munro, R.B. Watters, E.W. Roberts, The impact of cage design on ball bearing torque behaviour, in: Proceedings of the 12th European Space Mechanisms & Tribology Symposium – ESMATS 2007.

67. L. Xiuhai, D. Sier, T. Hongfei, Dynamic stability analysis of cages in high–speed oil–lubricated angular contact ball bearings, Trans. Tianjin Univ. 17 (1).
(2011) 20–27.

68. K. Maniwa, T. Nogi, K. Natori, S. Obara, Optimal design of ball bearing retainers using Taguchi methods and bearing dynamic analysis, in: Proceedings of the 14th European Space Mechanisms & Tribology Symposium – ESMATS 2011.

69. R. Huang, L. Xi, X. Li, C.R. Liu, H. Qiu, J. Lee, Residual life predictions for ball bearings based on self–organizing map and back propagation neural network methods, Mech. Syst. Signal Process. 21 (2007) 193–207.

70. C. Mishra, A.K. Samantaray, G. Chakraborty, Rolling element bearing defect diagnosis under variable speed operation through angle synchronous averaging of wavelet de–noised estimate, Mech. Syst. Signal Process. 72–73 (2016) 206–222.

71. S.J. Ryu, B.S. Choe, J.K. Lee, Y.B. Lee, Correlation between friction coefficient and sound characteristics for cage instability of cryogenic deep groove ball bearings, in: Proc. IFToMM 9th International Conf. on Rotor dynamics, Milan, Italy.

72. K. Yan, Y. Wang, Y. Zhu, J. Hong, Q. Zhai, Investigation on heat dissipation characteristic of ball bearing cage and inside cavity at ultra high rotation speed, Tribol. Int. 93 (2016) 470–481.

73. Bokseong Choe, Jeonkook Lee, Doyoung Jeon, Yongbok Lee. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, Part I: Effects of cage guidance and pocket clearances. Mechanical Systems and Signal Processing 115 (2019) 545–569.

74. Bokseong Choe, Wonil Kwak, Doyoung Jeon, Yongbok Lee. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, Part II: Effects of cage mass imbalance, Mechanical Systems and Signal Processing 116 (2019) 25-39.

75. Reto Schöb. Centrifugal pump without bearings or seals. World Pumps, July 2002, pp. 2-5.

76. Robert Neumaier. Hermetic pumps: the ecological solution, centrifugal pumps and rotary displacement pumps. Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1994. 593 p.

77. http://magdrivepumps.org/advantages-disadvantages-mag-drive-mechanical-seal-pumps/

78. http://www.kthsales.com/website/vendors/iwaki/mdh-desc.htm

79. http://www.magnatexpumps.com/me.htm

80. Mike Clark, Magnatex Pumps, Inc. The great debate: sealed vs. Sealless. Pumps & systems. February 2006. 3 p.

81. B. Zhuang, X. Luo, Y. Zhang, X. Wang, H. Xu and M. Nishi. Design optimization for a shaft-less double suction mini turbo pump. 25th IAHR Symposium on hydraulic machinery and systems IOP publishing IOP conf. Series: earth and environmental science 12 (2010). 7 p.

82. J. Weinerth. Centrifugal Pumps for Molten Sulphur and Sulphuric Acid Production. Friatec-Rheinhuette GmbH & Co. KG, Wiesbaden, Germany. 9 p.

83. Magnetic Drive. Seal-Less Pumps. Rotos Division of Gruppo Aturia. http://gruppoaturia.com/applications/process/magnetic-drive-seal-less-pumps/

84. http://flow-tech.com/magnetic_drive_pumps.php

85. http://www.sundyne.com/Products/Pumps/Legacy-Brands/HMD-Kontro/Sealless-Magnetic-Drive-Pump-Facts

86. Levitronix Company Brochure.

87. Dan White. CFD Analysis of the HeartWare®VAS Blood Pump. International ANSYS Conference, 2008. 31 p.

88. Francis D. Pagani. Cardiothoracic Transplant and Mechanical Circulatory Support of Heart and Lung Failure, Review of Current Technologies, Types of Flow, Pump Parameters, April 26, 2014. 39 p.

89. Hung Nguyen-Schäfer. Nonlinear Rotordynamic Computations of Automotive Turbochargers Using Rotating Floating Ring Bearings at High Rotor Speeds, SIRM 2013 – 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Berlin, Germany, 25–27 February 2013, 10 p.

90. Dellis Polichronis, Retzios Evaggelos, Geralis Alcibiades, Gasparakis Elias, Pesiridis Apostolos, Turbocharger Lubrication - Lubricant Behavior and Factors That Cause Turbocharger Failure, International Journal of Automotive Engineering and Technologies, Vol. 2, Issue 1, pp. 40 – 54, 2013.

91. Edgar j. Gunter, Wen Jeng Chen. Dynamic analysis of a turbocharger in floating bushing bearings. Iscorma-3, Cleveland, Ohio, 19-23 September 2005. 10 p.

92. Erik Sjöberg. Friction characterization of turbocharger bearings. Master of Science Thesis. Stockholm, Sweden 2013. 61 p.

93. HGM – horizontal, multistage high-pressure. Ring-section pump. KSB.

94. V. Martsynkovsky, S. Demin, A. Gulyi, A. Bashkina. Centrifugal pump. Patent RF 1771248. BI, N2, 1995.

95. 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.

96. Simon F., Frene J. Analysis for Incompressible Flow in Annular Pressure Seals. Journal of Tribology. 1992. 114(3). 431. P. 431-438. doi:10.1115/1.2920902.

97. Марцинковский В. А. Щелевые уплотнения: Теория и практика. СумГУ. Сумы, 2005. 416 с.

98. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. *Машиностроение*: Ленинград. 1966. 364 с.

99. Гулый А. Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений: дисертація кандидата технічних: 01.02.06 динаміка та міцність машин, приладів та апаратів/ СумДУ. Суми. 1988. 217 с.

100. Korczak, A., Martsynkovskyy, V., Gudkov, S. Estimating influence of inertial resistance of throttle for hydraulic balancing device on rotor axial vibration. International Scientific and Engineering Conference on Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery, HERVICON 2011, Procedia Engineering. 2012, V. 39, P. 261-274, doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.033

101. Загорулько А. В., Герасимива К. П., Алтынцев Е. И., Гудков С. Н. Компьютерное моделирование пространственного течения в кольцевом канале щелевого уплотнения-опоры. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2009. Вып. 6. 7 (42). С. 22-26.

102. Pozovnyi O., Deineka A., Lisovenko D. Calculation of Radial Forces of Multi-Gap Seals and Its Dependence on Geometrical Parameters. Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, Springer International Publishing, 2020. P. 661-670.

103. Wilcox, D. C., 2000, Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc.

104. Pozovnyi O., Zahorulko A., Krmela J., Artyukhov A., Krmlova V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump, in dependence on the chambers' sizes. Manufacturing Technology. 2020. 20(3). P. 361-367.

105. Martsynkovskyy V.A., Deineka A., Kovalenko, V. Evaluation of rotor axial vibrations in a turbo pump unit equipped with an automatic unloading machine. IOP Conference Series: Materials science and Engineering. 2017, Vol. 233 (1), 012057. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012057

106. Gao, R. Computational Fluid Dynamic and Rotordynamic Study on the Labyrinth Seal. Ph.D. Dissertation in Mechanical Engineering: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2012, P. 123.

107. Симоновський В.І. Оцінювання параметрів динамічних моделей роторів: навчальний посібник / В.І. Симоновський, В.А. Хворост.- Суми: СумДУ, 2002.- 143 с.

108. Зубахін О. М. Використання гідродинамічних ефектів у шпаринних ущільненнях для підвищення технічного рівня відцентрових насосів: дисиртація кандидата технічних наук: 05.05.17. Суми. 2011. 164 с.

109. Позовний О. О. Пристрій для ксперименталь*них досліджень* багатошпаринних ущільнень. *Сучасні технології у промисловому виробництві:* Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій. Суми, 2018. С. 111.

110. Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин: монография. Сумы: Сумский государственный университет, 2012. 562 с.

111. Childs D.W. Finite-length Solutions for the Rotordynamic Coefficients of Constant Clearance and Convergent-Tapered Annular Seals. 3rd Int. Conf. Vibr. Rotat. Mach Int. Conf. Heslington 11-13 Sept. 1984. London. P. 223-231.

112. Nelson C., Nguyen D. Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 1 - A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Force. Journal of Tribology. 1988. 110. P. 354-359.

113. Nelson C., Nguyen D. Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 2 – Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients. Journal of Tribology. 1988. 110. P. 361-366.

114. Dietzen F.J., Nordmann R. Calculating Rotordynamic Coefficients of Seals by Finite- Difference Techniques. ASME J. of Tribology. July. 1987. Vol. 109. P. 388-393.

115. Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. Москва: Машиностроение, 1970. 272 с.

116. Zirkelback, N., San Andrés, L. Bullk-Flow Model for the Transition to Turbulence Regime in Annular Seals. STLE Tribology Transactions. 39. P. 835-842.

117. Black H.F., Allaire, P., and Barret, L. Inlet Flow Swirl in Short Turbulent Annular Seal Dynamics. In Ninth International Conference on Fluid Sealing. Noordwijkerhout, Netherlands. 1981. P. 141-152.

118. В. С. Марцинковский, В. Б. Тарельник, Н. В. Тарельник, Способ сборки подшипников скольжения, Патент 2422690 RU. МПК F16C17/02, F16C33/04.

119. А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др., Трение, износ и смазка (Москва: Машиностроение: 2003), 575 с.

120. В. С. Марцинковський, В. Б. Тарельник, Способ обработки вкладышей подшипников, Патент 2404378 RU. МПК B23H9/00.

121. В. Б. Тарельник, В. С. Марцинковський, О. В. Дзюба, Спосіб поліпшення припрацьовуваності пари тертя «вкладиш підшипника-шийка вала», Патент 105422 UA. МПК (2014.01), B23H 1/00, B23H 5/00.

122. В. С. Марцинковський, В. Б. Тарельник, Спосіб обробки вкладишів підшипників ковзання. Патент 64663A UA. МКВ B23H1/00.

123. В. Б. Тарельник, В. С. Марцинковский, Б. Антошевский, Компрессорное и энергетическое машиностроение, № 1 (3): (2006), С. 15-22.

124. V. Tarelnyk, V. Martsynkovskyy, A. Dziuba, Applied Mechanics and Materials, Vol. 630: (2014), P. 388-396.

125. Н. И. Лазаренко, Б. Р. Лазаренко, Электронная обработка материалов, №3: (1977), С. 12-16.

126. Р. Фейман, Р. Леймон, М. Сендс, Феймановские лекции по физике. Электричество и магнетизм (Москва: Мир: 1966), 292 с.

127. Н. Ашкрофт, Н. Мермин, Физика твердого тела (Москва: Мир: 1979), 399 с.

128. Ч. Киттель, Введение в физику твердого тела (Москва: Наука: 1978), 790 с.

129. В. Е. Кузьмичев, Законы и формулы физики (К: Наук. Думка: 1989), 864 с.

130. И. В. Савельев, Курс общей физики, том 2. Электричество (Москва: Наука: 1970), 442 с.

131. Марцинковский В. А. Гермомеханика, ее роль в обеспечении экономичности и экологичности насосного и компрессорного оборудования [Текст] / В. А. Марцинковский // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. - 2005. - №1 (73) - С. 5-10.

132. Kamal, M. M. (April 1, 1968). "A High Pressure Clearance Seal." ASME. J. of Lubrication Tech. April 1968; 90(2): 412–416. https://doi.org/10.1115/1.3601575

133. R. J. Pick, H. D. Harris. Morrison and Parry Seals for Water Pressures up to 345 MPa. J. Pressure Vessel Technol. Feb 1980, 102(1): 84-89 (6 pages). https://doi.org/10.1115/1.3263306

134. V. A. Khvorost, S. V. Pryadko,V. A. Mel'nik, et al. Method of calculating floating seals, Vestn. Mashinostr., No. 6, 23–25 (1987).

135. Кибец Ю. А. Разработка методов расчёта деформируемых щелевых уплотнений турбонасосных агрегатов. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. Харьков, 1988 – 252 с.

136. Mihai Arghir. Experimental study of floating ring annular seals using high-speed optical techniques and mark tracking methods. CFM 2015 - 22ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France.

137. Li G, Zhang Q, Huang E, Lei Z, Wu H, Xu G. Leakage performance of floating ring seal in cold/hot state for aero-engine. Chinese J Aeronaut 2019;32:2085–94. https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.03.004.

138. Ha T-W, Lee Y-B, Kim C-H. Leakage and rotordynamic analysis of a high pressure floating ring seal in the turbo pump unit of a liquid rocket engine. Tribol Int 2002;35:153–61. https://doi.org/10.1016/S0301-679X(01)00110-4.

139. Duan W, Chu F, Kim C-H, Lee Y-B. A bulk-flow analysis of static and dynamic characteristics of floating ring seals. Tribol Int 2007;40:470–8. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.04.010.

140. Xie Z, Zhu W. An investigation on the lubrication characteristics of floating ring bearing with consideration of multi-coupling factors. Mech Syst Signal Process 2022;162:108086. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108086.

141. Zhang Y, Wang W, Wei D, Wang G, Xu J, Liu K. Coupling analysis of tribological and dynamical behavior for a thermal turbulent fluid lubricated floating ring bearing-rotor system at ultra-high speeds. Tribol Int 2022;165:107325. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107325.

142. Novotný P, Škara P, Hliník J. The effective computational model of the hydrodynamics journal floating ring bearing for simulations of long transient regimes of turbocharger rotor dynamics. Int J Mech Sci 2018;148:611–9. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.09.025.

143. Workbench User`s Guide, Release 18.2, ANSYS Inc., 2017.

144. А.В. Загорулько, К.П. Герасимива, Е.И. Алтынцев, С.Н. Гудков. Компьютерное моделирование пространственного течения в кольцевом канале щелевого уплотнения-опоры // Восточно-Европейский журнал передовых технологий 6/7 (42) 2009 - С. 22-26.

145. Martsynkovskyy V.A. (2005). Hermomechanics, its role in ensuring the efficiency and environmental friendliness of pumping and compressor equipment. Bulletin of Sumy State University, Series “Technical Sciences”, Vol. 1(73), pp. 5–10.

146. Загорулько А.В. Дослідження процесів тертя та герметизації в чоловому сальнику // Машинознавство. – 1999. - №8(26). – С.45-48.

147. Gaft J., Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Shevchenko S. Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing // Proc. XVI Int. Conf. “Fluid sealing. Successful sealing”. – Brugge (Belgium). - 2000. – P.335-349.

148. Марцинковский В.А., Загорулько А.В. Исследования торцовых сальниковых уплотнений // Праці Міжнародної наук.-техн. конференції "Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва". – Том 3. – Київ. - 1998. – С.322-327.

149. Bouzid A-H. A Study on Liquid Leak Rates in Packing Seals. Applied Sciences. 2021; 11(4):1936.

150. Macdonald, I.; El-Sayed, M.; Mow, K.; Dullien, F. Flow through Porous Media—The Ergun Equation Revisited. Ind. Eng. Chem. Fundam. 1979, 18, 199–208.

151. Diany, M., & Bouzid, A. H. (2009a). Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis. Tribology International, 42(6).

152. Diany, M., & Bouzid, A. H. (2009b). Short term relaxation modeling of valve stem packings. Journal of Tribology, 131(3). https://doi.org/10.1115/1.3118787.

153. Zahorulko A. Solution of problem concerning elastohydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal/ A. Zahorulko, S. Gudkov // Proc. XIII int. Conference in Sealing Technology. – Studgart, 2010. – 317 – 326.

154. Löhner R., Cebral J.R., Yang C., Baum J. D., Mestreau E. L., Soto O., 2006 Extending the Range and Applicability of the Loose Coupling Approach for FSI Simulations, Fluid-Structure Interact., 53, pp. 82-100.

155. Gweenwood J.A., Williamson J. B. P., 1966, Contact of Nominally Flat Surfaces. Proceeding of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol.295, No. 1442, PP. 300-319.

156. Загорулько А.В. Исследование механизма герметизации и разработка методов расчета и проектирования торцовых сальниковых уплотнений роторов насосов: диссертация на соискание научной степени канд. технических наук / А.В. Загорулько; Науч. рук. В.А. Хворост. - Сумы: СумГУ, 2001. - 180 с.

157. Cook, R., Malkus, D., Plesha, M., and Witt, R., 2002, Concepts and Applications of Finite Element Analysis, John Wiley & Sons, Inc.