

УДК 621.67: 621.51
УКПП
№ держреєстрації 0117U002249
Інв. №

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

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

_____ А.М. Черноус
21.12.2018

З В І Т
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
„ПІДВИЩЕННЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРЦЕВИХ
УЩІЛЬНЕНЬ І УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ
ВИСОКООБЕРТОВИХ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН”

(проміжний)

Начальник науково-дослідної частини
канд. фіз.-мат. наук, старш. наук. співроб.

Д.І. Курбатов
21.12.2018

Керівник НДР
провідний науковий співробітник
канд. техн. наук, доцент

А.В. Загорулько
21.12.2018

2018

Рукопис закінчений 20 грудня 2018 р.

Результати роботи розглянуті науковою радою університету, протокол
від 27.12.2018 р. № 7

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР		А.В. Загорулько
Провідний науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	21.12.2018	(розд. 1,2,3 висновки)
Відповідальний виконавець		С.М. Гудков
Старший науковий співробітник		
канд. техн. наук	21.12.2018	(розд. 2,3 висновки)
Виконавці:		
Провідний науковий співробітник		В.А. Марцинковський
засл. діяч науки і техніки України		
докт. техн. наук, професор	21.12.2018	(розд. 2,3 висновки)
Молодший науковий співробітник		С.О. Міщенко
	21.12.2018	(розд. 2,3)
Молодший науковий співробітник		Д.О. Кайота
	21.12.2018	(розд. 1)
Молодший науковий співробітник		Д.В. Лісовенко
	21.12.2018	(розд. 2)
Лаборант		А.Є. Міщенко
	21.12.2018	(розд. 3)
Лаборант		Д.О. Стремоухов
	21.12.2018	(розд. 1)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 68 с., 29 рис., 3 табл. , 27 джерел.

ТЕРМОПРУЖНЬОГІДРОДИНАМІЧНА ЗАДАЧА, УПОРНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, УЩІЛЬНЕННЯ – ЗАПІРНІ ІМПУЛЬСНІ, ТОРЦЕВІ САЛЬНИКОВІ.

Об'єкт дослідження – гідрогазодинамічні та теплові процеси, що відбуваються в мастильному шарі торцевих ущільнень та упорних підшипників ковзання високооберткових відцентрових машин.

Мета роботи – встановлення закономірностей між трибологічними характеристиками і геометрією та робочими параметрами вузлів тертя за допомогою комп'ютерного моделювання та експериментальних досліджень.

Методи досліджень – числові методи скінченних об'ємів і скінченних елементів для розв'язання рівнянь гідрогазодинаміки, тепломасообміну, теорії пружності та контактної взаємодії; числові методи планування експерименту та оптимізації для визначення теоретичних залежностей між трибологічними характеристиками та геометрією вузлів тертя; методи експериментальних досліджень для перевірки ефективності роботи та визначення трибологічних характеристик торцевих ущільнень та упорних підшипників ковзання, методи теорії коливальних для аналізу динамічних характеристик аксіально-рухомого кільця запірного імпульсного ущільнення.

При створенні високооберткових відцентрових машин різного призначення, одні з головних проблем, полягають в розробці надійних і достатньо герметичних торцевих ущільнень та упорних підшипників ковзання, які повинні надійно утримувати незбалансовані осьові сили, що виникають при будь-яких можливих умовах експлуатації. Задовільні герметичність та тепловий стан торцевих ущільнень забезпечується тонкою плівкою рідини або газу в декілька мікрометрів, яка утворюється в зазорі між обертовою та нерухою поверхнями та зменшує контакт і зношення. Мінімальна товщина мастильного шару та величина несучої здатності упорних підшипників ковзання також значною мірою залежать від їх теплового стану. Тому проект спрямовано на дослідження термопружногідродинамічного стану торцевих ущільнень і підшипників ковзання та підвищенню їх трибологічних характеристик за рахунок текстурування поверхонь кілець та застосування скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: розробка конструкцій і методик експериментальних досліджень торцевих імпульсних і сальникових ущільнень, а також упорних підшипників ковзання; розробка методики комп'ютерного моделювання задачі термогідропружності для торцевого імпульсного ущільнення і упорного гідродинамічного підшипника зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони; розробка методики комп'ютерного моделювання та аналітичного розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення для торцевого сальникового ущільнення з податливим дном; розробка методики комп'ютерного моделювання та спрощеного аналітичного розв'язання термогазодинамічної задачі з урахуванням надкритичних властивостей змащувального газу.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання.....	7
1.1 Експериментальні дослідження теплового стану упорного підшипника ковзання.....	7
1.2 Числовий розрахунок теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання.....	11
1.2.1 Розрахункова модель та граничні умови.....	11
1.2.2 Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними.....	13
1.3 Висновки.....	17
2 Дослідження робочих характеристик газових запірних ущільнень.....	19
2.1 Способи підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень.....	19
2.2 Розв’язання нестационарної задачі течії газу у запірному торцевому імпульсному ущільненні.....	31
2.2.1 Обґрунтування досліджень.....	31
2.2.2 Конструкція і принцип роботи запірного торцевого імпульсного ущільнення.....	32
2.2.3 Результати числового моделювання і обчислювального експерименту.....	36
2.2.4 Термопружногазодинамічна задача торцевого імпульсного газового ущільнення.....	41
2.3 Опис експериментальної установки для дослідження запірних імпульсних торцевих ущільнень.....	44
2.4 Методика проведення експериментальних досліджень.....	45
2.5 Аналіз отриманих результатів.....	47
2.6 Висновки.....	49
3 Розрахунок динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень.....	50
3.1. Актуальність проблеми. Постановка задачі.....	50
3.2 Проекції сил в нерухомій системі координат і їх складання.....	54
3.3 Рівняння радіальних коливань одномасового невривноваженого ротора.....	59
3.4 Чисельна оцінка вібраційних характеристик.....	63
3.5 Висновки.....	67
Висновки.....	68
Перелік джерел посилання.....	70

ВСТУП

У зв'язку з суттєвим збільшенням робочих тисків та швидкостей обертання ротора відцентрових машин підвищується складність проблеми герметизації та проблеми підвищення несучої здатності упорних підшипників ковзання. В таких умовах товщина мастильного шару та тепловий стан вузлів тертя значно впливають на їх трибологічні характеристики. Одним з основних методів підвищення ефективності торцевих механічних ущільнень, що вивчаються і обговорюються в літературі з трибології, є текстурування поверхні, зокрема створення імпульсів тиску у зазорі та гідродинамічних структур на податливій поверхні контакту. Також суттєві переваги в покращенні теплового стану та підвищенні несучої здатності упорних підшипників ковзання має застосування скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки. Отже, розвиток методів аналізу трибологічних характеристик торцевих ущільнень та 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 ракетно-космічна техніка, енергетика та транспорт.

Актуальність спільного застосування експерименту та числового моделювання при дослідженні трибологічних характеристик зумовлено потребою отримання полів тиску і температур для більш точного вивчення режиму термопружної гідродинамічного змащення та для оптимізації геометрії досліджуваних вузлів тертя.

Запропоновані гіпотези та розвинута теорія будуть підтверджені шляхом аналізу результатів числового моделювання, експериментальних досліджень та порівнянням з існуючими з літературних джерел даних для традиційних торцевих механічних ущільнень та упорних підшипників ковзання.

Основною ідеєю є використання методів обчислювальної механіки (теорії пружності та гідро-газодинаміки), тепломасообміну, планування експерименту, оптимізації та експериментальних досліджень для аналізу режиму

термопружногідродинамічного мащення в зазорі торцевих ущільнень та мастильному шарі упорних підшипників ковзання високооберткових відцентрових машин, отримання теоретичних залежностей між трибологічними характеристиками і геометричними параметрами, та оптимізації геометрії вузлів тертя, що забезпечують підвищені трибологічні характеристики.

Теорія та методика торцевих ущільнень та упорних підшипників ковзання з підвищеними трибологічними характеристиками ґрунтуються на гіпотезах про застосування текстурування поверхонь кілець для створення імпульсів тиску у зазорі торцевих ущільнень, гіпотези про покращення теплового стану та підвищення несучою здатності робочої сторони колодок упорних підшипників за рахунок застосування спеціальної форми маслос'ємних скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки; гіпотезі стисливості газу та рідини в камерах торцевих імпульсних ущільнень, контактної взаємодії мікрошорсткостей та проникності контактного шару, нестисливої ламінарної рідини в підшипниках ковзання.

Таким чином, **метою** даної роботи є встановлення закономірностей між трибологічними характеристиками (моментом тертя, температурою та товщиною мастильного шару, несучою здатністю) і геометрією та робочими параметрами вузлів тертя за допомогою комп'ютерного моделювання та експериментальних досліджень.

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

- розробка конструкцій торцевих імпульсних і упорних підшипників ковзання;

- розробка методики комп'ютерного моделювання задачі термогідропружності для торцевого імпульсного ущільнення і упорного колодкового підшипника ковзання;

- розробка методики комп'ютерного моделювання термогазодинамічної задачі упорного колодкового підшипника з урахуванням надкритичних властивостей змащувального газу.

1 АНАЛІЗ ТЕПЛОВОГО СТАНУ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ

1.1 Експериментальні дослідження теплового стану упорного підшипника ковзання

Випробування упорного підшипника проводилися на спеціалізованому модернізованому стенді випробувань дослідних модельних відцентрових ступенів відповідно до програми і методики випробувань. Перед складанням дослідного вузла був виконаний обмір колодок підшипника, в ході якого були виміряні товщина і шорсткість колодок [1].

На рисунку 1.1 зображено схему експериментальної установки. Дослідний вузол підшипника складається з корпусу 2, в якому встановлені колодки 1 та упорного диску 3. Упорний диск 3 закріплений на валу 5 і обертається разом з ним. Під час роботи установки диск 6 за рахунок сили тиску в навантажувальній камері 4 передає навантаження на колодки 1 упорного підшипника. Для створення мастильного клину та режиму гідродинамічного змащення між колодками і опорним диском організоване незалежне підведення мастила 8 до кожної колодки, які мають можливість повертатися на необхідний кут та самовстановлюватися в залежності від осьового навантаження та частоти обертання валу.

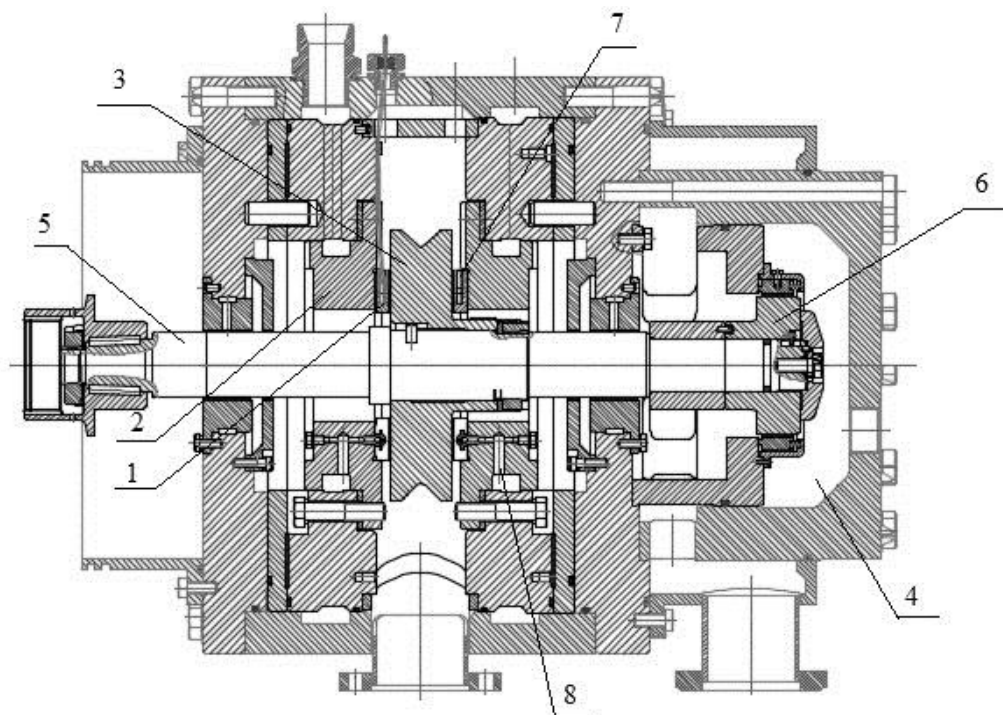
На рисунку 1.2 а показано дослідний вузол упорного підшипника. Підшипник складається з 8 колодок, які мають бабітове покриття товщиною 1 мм. На рисунку 1.2 б окремо показано колодки з встановленими в них термопарами, на рисунку 1.1 а місце 7 встановлення термопар.

Експериментальне дослідження конструкції упорного восьми колодкового підшипника ковзання проводилось на спеціальній установці з метою перевірки працездатності та визначення основних робочих характеристик на наступних режимах:

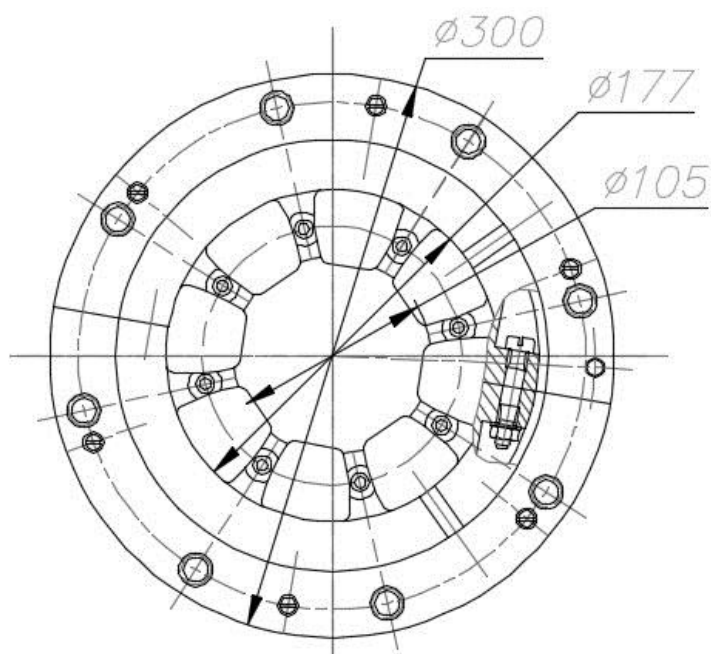
1) Тиск мастила в навантажувальній камері пристрою змінювався в межах від 0,05 до 3,1 МПа (при цьому осьова сила варіювалася в межах від 1082 Н до 41257 Н) при постійному тиску мастила на вході в підшипник 0,15 МПа для частот обертання валу від 1000 до 9500 об/хв.;

2) Тиск мастила на вході в підшипник змінюється в діапазоні від 0,05 до 0,15 МПа при постійній частоті обертання ротора 9500 об/хв. для тиску мастила в навантажувальній камері 1,0 і 3,1 МПа (осьова сила змінювалася в межах від 12986 Н до 41257 Н).

В ході експериментального дослідження фіксувалися значення обертового моменту при стабілізованому режимі на блоці вимірювання крутильного моменту (БВКМ), встановленому на приводі стенду, в момент пуску вала при різних тисках в навантажувальній камері. Крім того, датчиками температури (термопарами), встановленими в кожній колодці, вимірювалася величина середньої температури та витратоміром (ротаметром) фіксувалася витрата мастила через підшипник. За допомогою датчиків вібропереміщення вимірювалось вібропереміщення вала. Після завершення випробувань проводилась ревізія підшипника, в ході якої були виміряні маса, товщина і шорсткість колодок підшипника.

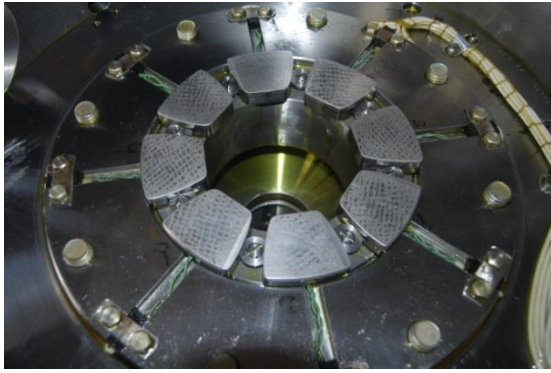


a)



б)

Рисунок 1.1 – Схема експериментальної установки (а) та упорного підшипника (б) (1 – колодки; 2 – корпус підшипника; 3 – упорний диск; 4 – навантажувальна камера, 5 – вал, 6 – навантажувальний диск, 7 – місце встановлення датчиків температури, 8 – підведення мастила)



а)



б)

Рисунок 1.2 – Дослідний вузол упорного підшипника (а) та колодки з встановленими в них термопарами (б)

В результаті експериментального дослідження отримані залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу 9500 об/хв (рис. 1.3) та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході в підшипник 0,15 МПа та в навантажувальній камері 3,1 МПа (табл. 1.1).

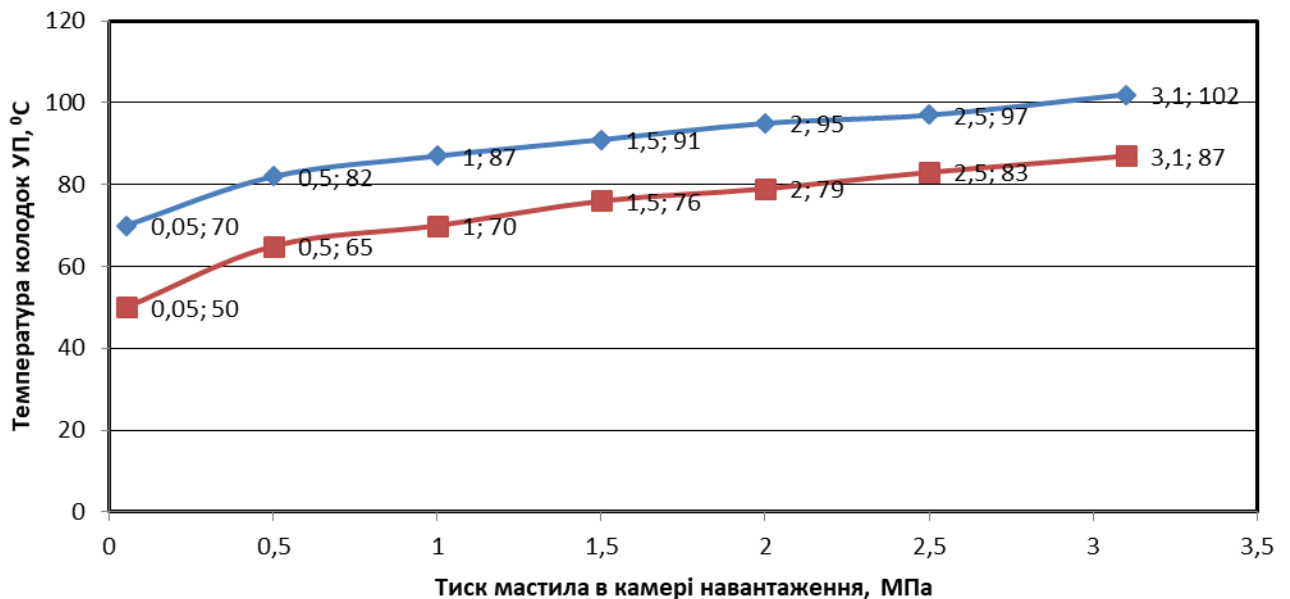


Рисунок 1.3 – Залежність між середньою температурою колодок УП і тиском мастила в камері навантаження при частоті обертання валу 9500 об/хв. і температурах мастила на вході в підшипник від 39 до 41 °C і 65 °C

Таблиця 1.1 – Результати вимірювання параметрів упорного підшипника при тиску навантаження в камері 3,1 МПа, тиску подачі масла 0,15 МПа, температурі масла на вході в підшипник 60°C для частот обертання валу 1000 - 9500 об/хв

Назва параметра	Частота обертання валу, об/хв				
	1000	3000	5000	7000	9500
Тиск мастила в напірному колекторі, МПа	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
Тиск мастила на вході в упорний підшипник, МПа	0.15	0.15	0.16	0.16	0.15
Тиск мастила в системі навантаження, МПа	3.03	3.01	3.04	3.05	3.04
Частота обертання валу, об/хв	1041.7	3003.5	5069.4	7037	9467.6
Осьове зрушення вала випробувального стенду, мм	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13
Температура масла в маслоблоці, °C	61.98	61.75	61.4	60.94	60.19
Температура робочих колодок УП т6, °C	73.00	83.00	90.00	95.00	98.00
Витрати мастила (сумарні), л/хв	31.91	31.89	31.91	32.12	31.94
Осьове навантаження, Н	40986.9	40716.3	41122.1	41257.4	41122.1

1.2 Числовий розрахунок теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання

1.2.1 Розрахункова модель та граничні умови

В ході розрахункового дослідження за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX спільно розв'язувалися задачі гідродинамічного змащення у рідинному мастильному шарі (ламінарна течія), конвективного теплообміну між рідиною та твердими деталями підшипника, теплопровідності та теплопередачі між твердими деталями підшипника. Розглядався сектор величиною 45°, який включав: опорний диск, мастильний шар, колодку та корпус підшипника (рис. 1.4). Розрахункову сітку (рис. 1.4) було створено в програмі ANSYS Meshing

за допомогою методу MultiZone, який дозволяє побудувати структуровану гексаедричну сітку. По товщині мастильного шару було задано 10 елементів. В результаті розрахункова сітка складалася приблизно з 1,5 млн. гексаедричних елементів.

Було задано відкриті граничні умови на вході і виході (Opening), температура подачі масла, яка дорівнює 60°C , тиск подачі масла 0,15 МПа, тиск на виході з підшипника 0 МПа. На бічних частинах сектору моделі задані граничні умови обертальної періодичності. Між мастильним шаром і опорним диском та колодкою задані граничні умови конвективного теплообміну. Між колодкою і корпусом підшипника граничні умови теплопередачі. Задавалась обертальна швидкість від 1000 об/хв до 9500 об/хв на стінці мастильного шару зі сторони опорного диску. Протилежна стінка була нерухомою та мала постійним кут нахилу колодки, який становив $0,01^{\circ}$. Під час розрахунку змінювалась мінімальна товщина мастильного шару від 4 до 20 мкм в залежності від частоти обертання валу при постійному навантаженні. Основні термодинамічні властивості мастила: питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина змінювалися в залежності від тиску та температури та задавались емпіричними залежностями. Для спрощення розрахункової моделі та розрахунків на зовнішніх стінках опорного диску та корпусу підшипника були задані граничні умови адіабатної стінки.

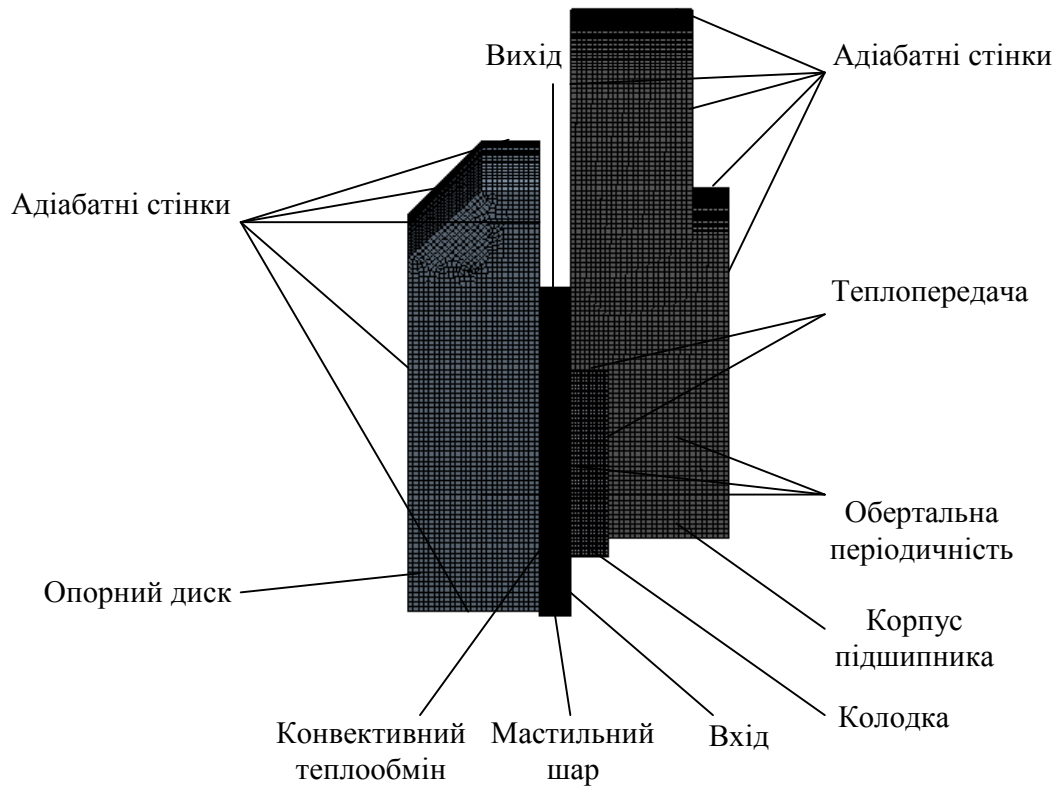


Рисунок 1.4 – Розрахункова сітка та граничні умови

1.2.2 Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними

Тепловий стан мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання представлено на рисунку 1.5 а,б. Як видно з результатів, зі збільшенням частоти обертання валу значно підвищується максимальна та середня температура нагріву колодки, поле температур дещо зміщується і нагріває також мастило в міжколодковому просторі. Таким чином, мастило в міжколодковому просторі не встигає охолоджуватися і на вхід наступної колодки поступає вже достатньо перегрітим, що не дозволяє підвищити несучу здатність підшипника.

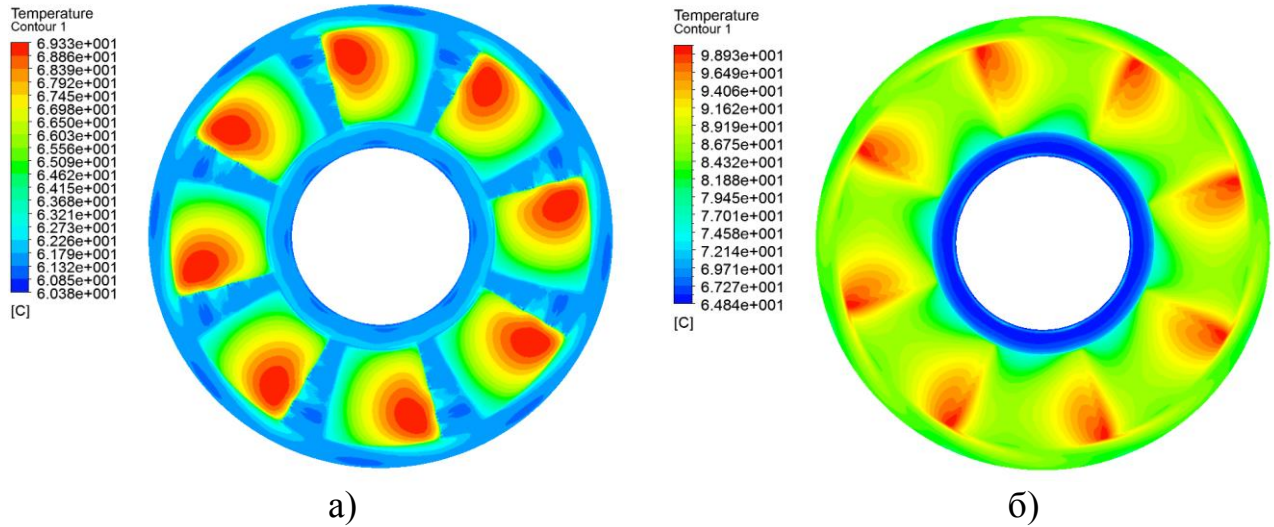


Рисунок 1.5 – Поле температур мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 1.6 а,б) зі збільшенням частоти обертання валу навпаки зменшується, це пов'язано зі збільшенням мінімальної товщини мастильного шару (рис. 1.7), але площа максимального поля тиску збільшується (наповненість епюри мастильного клину), що забезпечує підтримання постійного осевого навантаження.

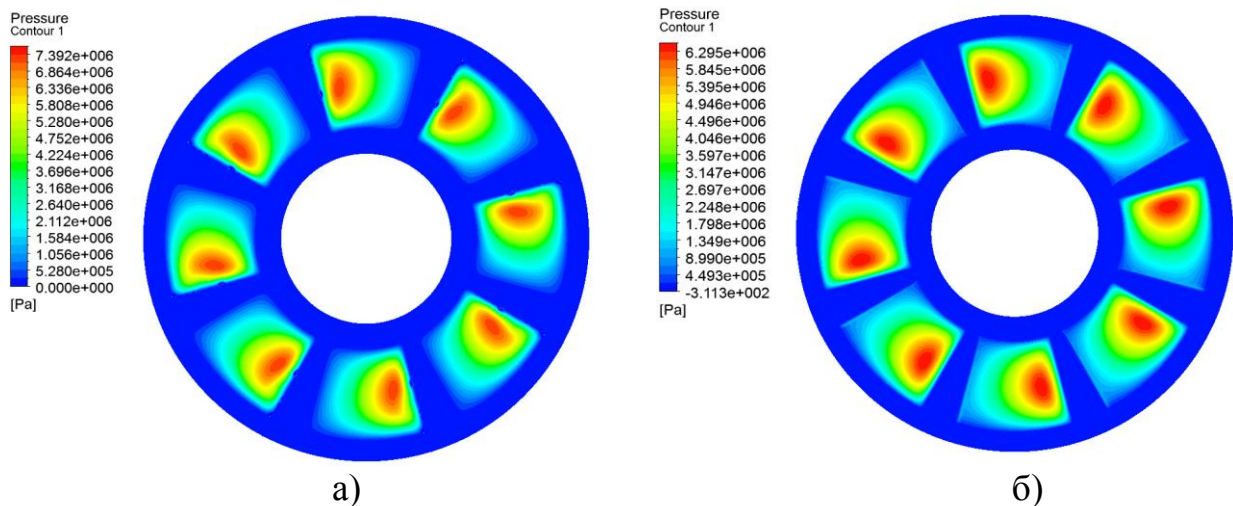


Рисунок 1.6 – Поле тиску мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

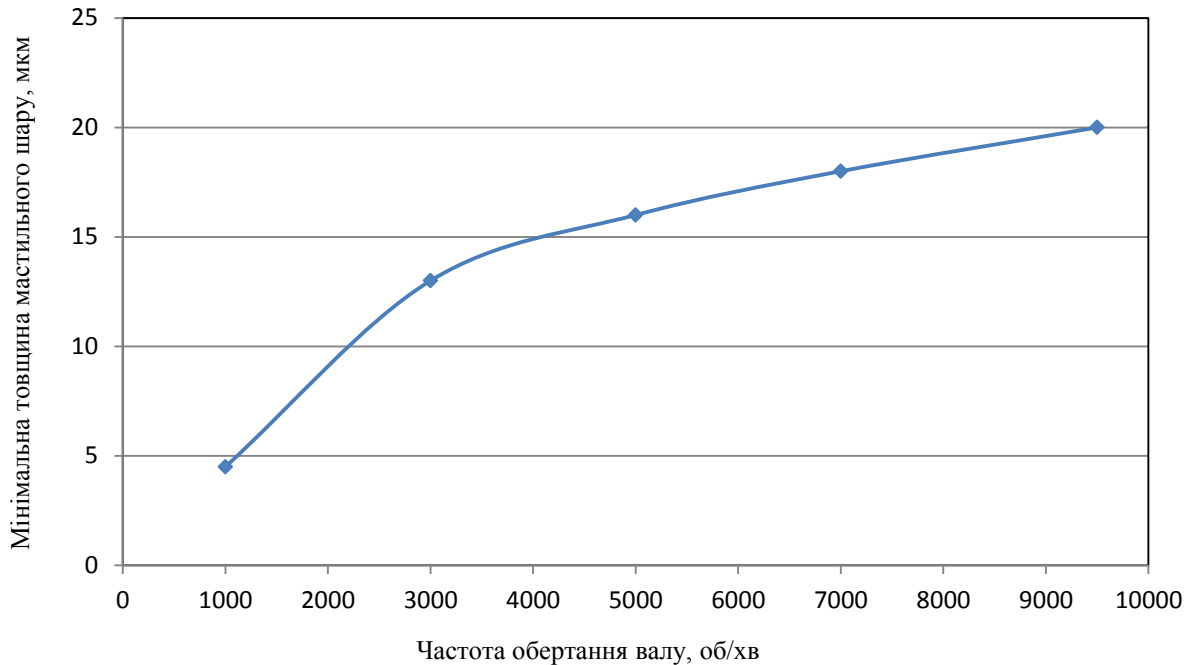


Рисунок 1.7 – Залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу

Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання представлений на рисунку 1.8 а,б. Очевидно, що нагрівання підшипника відбувається за рахунок нагріву мастила у мастильному шарі. Чим більше частота обертання валу, тим більше прогриваються опорний диск, колодка і корпус підшипника. Конвективного охолодження за рахунок подачі свіжого мастила у міжколодковий простір недостатньо для зменшення температури нагріву підшипника. Необхідно застосовувати інші конструктивні заходи по охолодженню поверхні колодок підшипника.

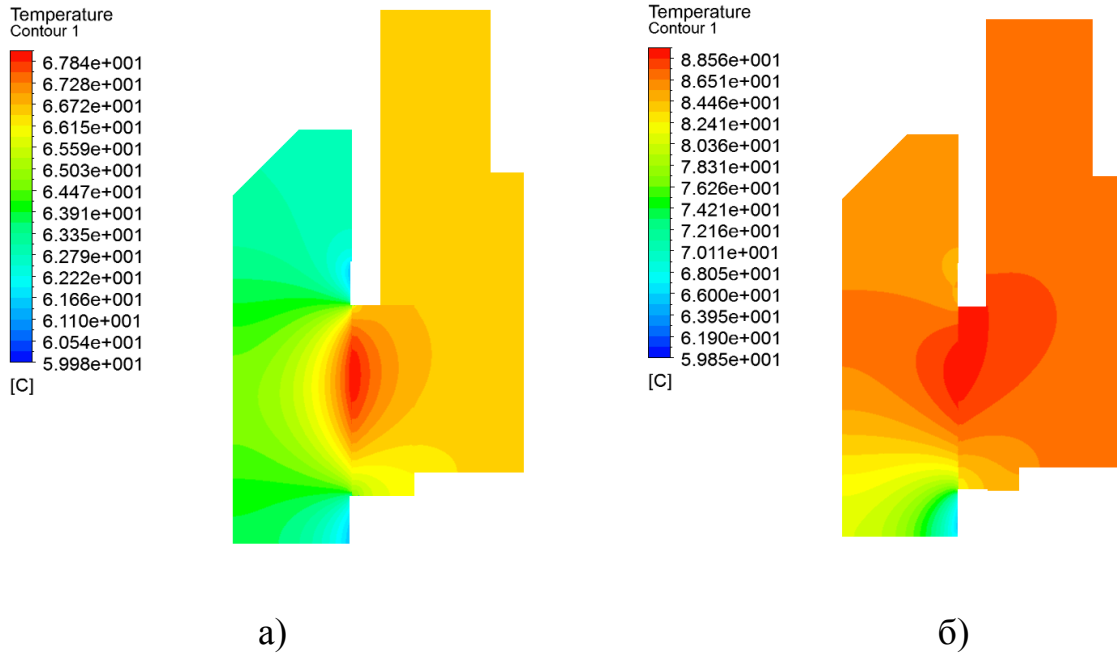


Рисунок 1.8 – Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними (рис. 1.9) показало достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

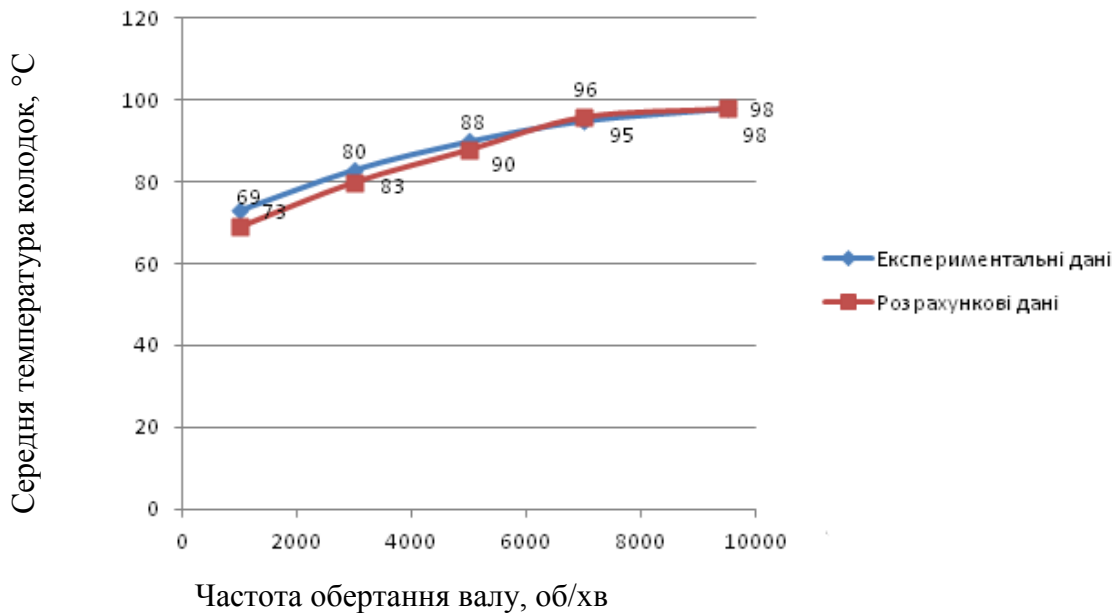


Рисунок 1.9 – Залежність середньої температури колодок від частоти обертання валу

1.3 Висновки

1. Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску мастильного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу. Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі 98 °С дорівнює 41000 Н.

2. Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними показало їх достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

3. Аналіз результатів досліджень показав, що існує можливість підвищення несучої здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок покращення його теплового стану.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВИХ ЗАПІРНИХ УЩІЛЬНЕНЬ

2.1 Способи підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень

Створення надійних ущільнювальних вузлів, що забезпечують герметичність протягом тривалого часу в широкому діапазоні температур і тисків, є однією з основних проблем, що виникають при проектуванні машин і агрегатів.

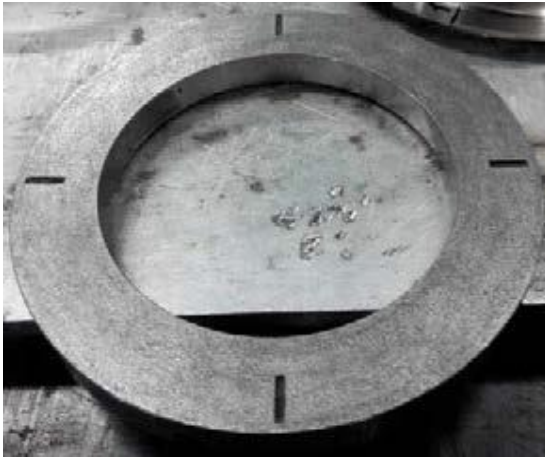
Досвід експлуатації динамічного обладнання показує, що дві третини всіх відмов роторних машин (відцентрових насосів, компресорів, турбодетандерів і ін.) трапляється внаслідок порушення працездатності ущільнень, яке відбувається під дією тиску, температури, а також хімічно активних компонентів ущільнювального робочого середовища, тому одним з найбільш відповідальних вузлів, що забезпечують герметичність, наприклад, компресорного агрегату, а, отже, і його надійну, безпечну і безвідмовну роботу, є вузол ущільнення.

Залежно від вимог, що пред'являються до роторної машини, ущільнювальні пристрої повинні забезпечувати повну герметизацію робочого середовища або істотно зменшити її витік. При цьому до ущільнень пред'являються все більш жорсткі вимоги щодо герметичності, довговічності, здатності працювати при високих значеннях технологічних параметрів (швидкості, тиску, температури і ін.).

Торцеві імпульсні ущільнення (ТІУ) дозволили підвищити рівень надійності та герметичності сучасних роторних машин. Вони знайшли широке застосування в високооберткових насосах і компресорах великого тиску. Робочі торцеві поверхні ТІУ контактують дуже нетривалий час, тільки в моменти пуску і зупинки машини.

Кільця ТІУ (рис. 2.1) представляють собою пару тертя, що виконує роль основного ущільнювального елемента, тому вони виготовляються зі спеціальних матеріалів, які обирають залежно від умов експлуатації. Правильно вибраний

матеріал кільця забезпечує надійну, безпечну і безвідмовну роботу вузла ущільнення, а, отже, і всього агрегату.



а)



б)

Рисунок 2.1 – Кільця торцевого імпульсного ущільнення:

а - опорне кільце, б – аксіально-рухоме кільце

Безперервний розвиток і вдосконалення техніки супроводжується не тільки підвищенням режимних параметрів машин і механізмів, а й появою нових, більш дешевих, проте не менш надійних композиційних матеріалів, що поєднують в собі захисні властивості покриттів з механічною міцністю основи.

Дослідження, спрямовані на пошук менш дефіцитних, більш дешевих і надійних матеріалів, використовуваних при виготовленні ТІУ, є актуальними і своєчасними.

Підвищення якості ТІУ, їх працездатності в значній мірі залежить від аналізу конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів. Найважливішими з них є властивості робочого і навколишнього середовищ, режими роботи, властивості матеріалів з'єднання, що герметизується і ущільнювача, допустимі межі витoku, ресурс, термін експлуатації, токсичність і хімічна агресивність середовищ [2].

Торцеві ущільнення з імпульсним урівноваженням аксіально рухомого елемента має порівняно недавню історію (1974 г.) [3]. Традиційна конструктивна схема ТІУ показана на рисунку 2.2.

На робочій поверхні аксіально-рухомого кільця 1 розташовані замкнуті камери 2, а на поверхні опорного диска 3 передбачено кілька підвідних каналів 4, які при обертанні упорного кільця послідовно з'єднують камери 2 з ущільнювальною порожниною А.

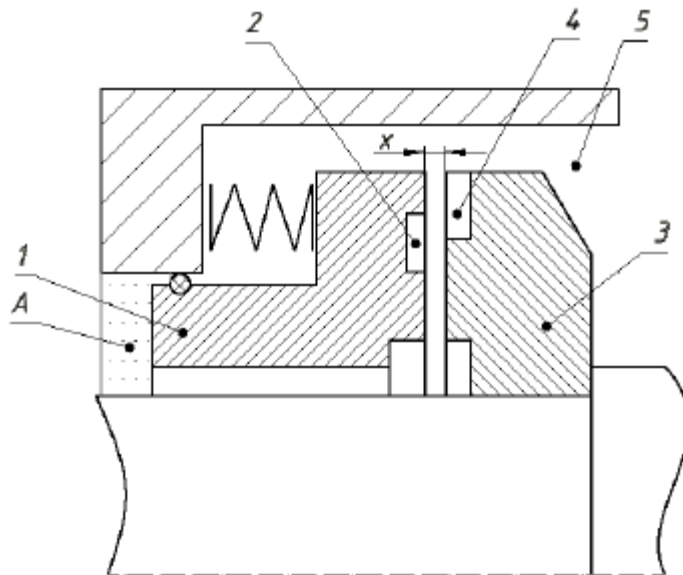


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема торцевого імпульсного ущільнення

Принцип дії ТІУ оснований на тому, що при обертанні ротора підводні канали 4 періодично з'єднують камери з порожниною високого тиску 5, внаслідок чого в них відбуваються сплески тиску (імпульси), що викликають зміну балансу осьових сил.

Сили діють на аксіально-рухоме кільце, внаслідок чого ущільнювальні поверхні торцевої пари розділяються тонким шаром робочого середовища, при цьому його товщина залежить від розмірів камер і живильних каналів.

ТІУ на рідинному мастилі досліджені в широкому діапазоні параметрів (ущільнювальний перепад тисків до 16,0 МПа, швидкість ковзання до 100 м/с). Завдяки своїм високим експлуатаційним якостям, вони успішно працюють в високооберткових живильних насосах атомних і теплових електростанцій. В середньому їх напрацювання між плановими ремонтами насосів становить не менше 8000 год, при цьому ступінь зносу при шляху 10^6 км залишається в межах 1-2 мкм, що для вузлів тертя характеризується як нульовий знос. При типових умовах роботи (тиск 2,0-4,0 МПа, окружна швидкість 40-60 м/с) рівень витoku становить всього 1-2 л/ч [4].

В [5] проведено аналіз роботи затворного імпульсного ущільнення. Відзначено, що застосування таких ущільнень дозволяє заощадити енергію і ресурси, а також підвищити екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання.

До останнього часу вважалося, що ТІУ працюють тільки в рідких середовищах. Однак проведені теоретичні та експериментальні дослідження показали, що ці ущільнення працездатні як в рідинах, так і в газах. Були виконані унікальні дослідження імпульсних ущільнень при надвисоких режимних параметрах $p v > 400$ МПа·м/с в криогенній рідині (рідкий азот, $t = -195^0\text{C}$), які показали, що таке ущільнення мало чутливе до теплофізичних властивостей і температури робочого середовища. Все це дозволяє зробити висновок про універсальність ТІУ і велику практичну цінність [6].

З огляду на те, що при використанні високих і надвисоких тисків, екстремальних температур (від високих до криогенних), агресивних середовищ і т.п., де застосування в роз'ємних з'єднаннях ущільнень з неметалевих матеріалів обмежено або неможливо, стає доцільним застосування металевих ущільнень, для яких практично немає обмежень, крім міцності самого матеріалу ущільнень і термостійкості матеріалу покриття [7].

В [8] запропонована система спрямованого вибору технології забезпечення необхідної якості поверхневого шару кілець ТУ на різних етапах їх життєвого циклу. Запропонована фізично обґрунтована математична модель процесу зносу поверхонь ТУ при терті, що дозволяє в роботі тертя визначати лінійний і ваговий знос поверхні, а також критерії вибору найбільш раціонального методу зміцнення.

Згідно [9] вибір конструкції ТУ, в значній мірі визначається фізико-хімічними властивостями середовища, її агрегатного стану (газ, рідина), тиском, температурою, в'язкістю, змістом зважених твердих частинок і солей, хімічною агресивністю, загорянню (при нагріванні в контакті з атмосферою), ступенем небезпеки впливу на людей і навколишнє середовище.

Слід зазначити, що при виборі конструкції ТУ значну роль відіграє правильний вибір матеріалу кілець ущільнення і його механічних і фізичних характеристик. При цьому визначальну роль має вибір не самих матеріалів пар тертя, а їх поєднання.

При виборі оптимальних пар ковзання необхідно враховувати корозійну стійкість і зносостійкість матеріалів, можливість відводу тепла з зони тертя, а також сумісність матеріалів, тобто можливість роботи без схоплювання і заїдань [10].

Для кожного конкретного випадку вибір найбільш придатних матеріалів кілець можна зробити тільки на підставі ретельного порівняння умов їх роботи, вихідних властивостей матеріалів, а також змін, які у них відбуваються на поверхнях тертя і т.п.

В [11] запропоновано деякі правила поєднання матеріалів. Наприклад, рекомендується поєднувати твердий матеріал з твердим (поєднання з азотированою, хромованою і загартованою сталями). Такі пари тертя мають високу зносостійкість внаслідок малого взаємного впровадження їх поверхонь. Нанесення прироботочних покриттів підвищує надійність пар в найбільш небезпечний період роботи - під час підробітки. Застосування цих пар обмежується швидкостями ковзання. Висока точність виготовлення і збірки,

значна жорсткість конструкції, ретельна приробітку, поліпшення умов змазування значно розширюють сферу застосування пар тертя з твердих матеріалів.

На нашу думку, з огляду на нетривалість контакту торців кілець ТІУ, немає необхідності виготовляти їх повністю з дефіцитних дорогих матеріалів, досить тільки забезпечити зносостійкість робочих поверхонь, завдавши на них зносостійке покриття. Причому, змінюючи хімічний склад покриття, можна забезпечити працездатність ущільнення з високою корозійною і хімічною активністю.

Система забезпечення необхідної якості робочих поверхонь кілець ТІУ охоплює весь їхній життєвий цикл, що включає в себе підготовку виробництва, виробництво, експлуатацію, ремонт і ін.

Отже, якість ТІУ, в залежності від вимог експлуатації, можна підвищити на етапі конструкторської та технологічної підготовки виробництва.

Таким чином, метою роботи є підвищення якості ТІУ на етапі конструкторської підготовки виробництва, шляхом найбільш раціонального вибору і поєднання матеріалів кілець в парі тертя і технологічної підготовки, за рахунок формування робочих поверхонь кілець, нанесенням на них зносостійких покриттів.

В [12,13] запропоновано новий вузол ТІУ, що працює в криогенних середовищах. Винахід відноситься до області машинобудування, зокрема до ущільнювальної техніки, а саме, до вузлів ТІУ, і може бути використаний для ущільнення валів насосів, турбін і компресорів, що працюють в криогенних середовищах.

Як правило, вузли ТІУ містять встановлене в корпусі аксіально-рухоме металеве кільце, яке забезпечене вторинним ущільненням, герметизуючим порожнини з різними значеннями тиску.

В якості вторинних ущільнень в цих конструкціях застосовуються, наприклад, гумові кільця або металеві сільфони. Сільфоні ущільнювачі мають

ряд недоліків, які роблять неможливим використання їх в ущільненнях, які поділяють порожнини з великим перепадом тиску. Гумові ущільнювачі не можуть бути застосовані в криогенних середовищах.

В [14] описаний вузол ТІУ для роторних машин, що перекачують криогенні середовища, здатний надійно працювати в криогенних середовищах високого тиску при великих швидкостях обертання і на нестаціонарних режимах з малим протіканням від 0,1 до 0,7 л/с, в залежності від геометричних розмірів торцевої пари.

Відомий вузол ТІУ включає встановлене в корпусі аксіально-рухоме підпружинне металеве кільце, забезпечене вторинним ущільненням. При цьому вторинне ущільнення виконано за одне ціле з аксіально-рухомим кільцем, розташоване з його тильної сторони і являє собою профільований конічний вус з торцевою контактною поверхнею, що має покриття з м'якого матеріалу. Пружний профільований конічний вус виконаний у вигляді тонкостінної оболонки з потовщенням в місці з'єднання з аксіально-рухомим металевим кільцем. При збиранні ущільнювального вузла торцева поверхня вуса з натягом (від 0,02 до 0,07 мм) встановлюється на втулку. З огляду на те, що вторинне ущільнення аксіально рухомого кільця, виготовлено за одне ціле з кільцем, то в місці контакту поверхню вторинного ущільнення і поверхню ущільнювальної втулки, взаємно переміщують, піддаються фреттинг-корозії.

Якщо виходити з того, що взаємне переміщення поверхонь не може бути виключено, внаслідок пружності матеріалу, то для боротьби з фреттинг-корозією слід: а) зменшити мікропереміщення; б) знизити сили тертя; в) зосередити ковзання в проміжному середовищі. У нашому випадку мікропереміщення при нормальній роботі ущільнення стабільні і досягають 0,004 мм. Але якщо при збільшенні контактного тиску амплітуда зміщення залишається постійною, то ушкодження посилюються [11].

Отже, існує проблема забезпечення надійності та герметичності з'єднання торцевої ущільнювальної поверхні вторинного ущільнення у місці контакту з ущільнювальною поверхнею втулки.

Поставлена технічна задача вирішується створенням вузла ТІУ, в якому, відповідно до запропонованого технічного рішення, поверхня вторинного ущільнення (вуса) контактує з поверхнею втулки із фторопласта Ф-4 (ГОСТ 10007-80), нерухомо встановленої на ущільнювальну втулку. Вибір матеріалу встановленої втулки зумовлений низкою вимог до ущільнювального вузла: великою хімічною стійкістю до агресивних середовищ (чистими концентрованими кислотами, лугами, сильними окислювачами, відновниками і розчинниками), високою термостійкістю, біологічною інертністю і низькими адгезійними властивостями. Матеріал Ф-4 не вибухонебезпечний і не горючий, працездатний в широкому інтервалі температур (від -269 до $+260$ °С), має високі гідрофобні і діелектричні властивості.

При цьому вторинне ущільнення виготовлено зі сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, а його поверхня, контактує з кільцем із фторопласта Ф-4, має покриття з міді або нікелю для сплаву ХН58МБЮД і міді, обробленої графітовим електродом, для берилієвої бронзи. При цьому значно поліпшуються трибологічні властивості пари тертя, що гарантує надійність і герметичність з'єднання торцевої ущільнювальної поверхні вторинного ущільнення в місці контакту з ущільнювальною поверхнею втулки, а отже, і надійність роботи всього ущільнювального вузла.

На рисунку 2.3 представлена схема нової конструкції ТІУ. Аксіально-рухоме підпружинене металеве кільце 1, що забезпечене вторинним ущільненням 2, розташоване з його тильної сторони і являє собою профільований конічний вус з торцевою контактною поверхнею, причому, пружний профільований конічний вус вторинного ущільнення 2 виконаний у вигляді тонкостінної оболонки зі сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, а контактна поверхня 3 вуса має

покриття з м'якого матеріалу, наприклад, з міді або нікелю для сплаву ХН58МБЮД і міді або обробленої графітом для берилієвої бронзи, при цьому на ущільнювальній втулці 4 нерухомо закріплена втулка 5 із фторопласта марки Ф-4.

В процесі роботи ущільнювальна контактна поверхня 3 вторинного ущільнення 2, виготовленого із сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, контактує з ущільнювальною поверхнею втулки 5 з фторопласту Ф-4, що значно поліпшить трибологічні властивості пари тертя.

Незважаючи на те, що фторопласт Ф-4 має ряд позитивних властивостей, зазначених вище, він має і ряд недоліків: низька стійкість до радіації; недостатні твердість і стійкість до стирання; токсичність при нагріванні до високих температур; хладотекучість - пластична (необоротна) деформація матеріалу навіть при кімнатній температурі під дією власної ваги і невеликих напруг. З підвищенням температури деформація збільшується; складність виготовлення високоточних деталей [15]. Отже, існує проблема забезпечення надійності та герметичності з'єднання торцевої ущільнювальної поверхні вторинного ущільнення в місці контакту з ущільнювальною поверхнею кільця з фторопласту Ф-4.

Поставлена технічна задача вирішується створенням вузла імпульсного торцевого ущільнення для роторних машин, що перекачують криогенні середовища, в якому між вторинним ущільненням і ущільнювальною втулкою розташована втулка з берилієвої бронзи БрБ2 або нікелевого сплаву ХН58МБЮД, якщо вторинне ущільнення виготовлено, відповідно, зі сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2. При цьому втулка з берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД, виконана у вигляді кільця, нерухомо закріплена на ущільнювальній втулці.

Слід зазначити, що коефіцієнт тертя бронзи по сталі без мастила становить 0,1. В процесі роботи ущільнювальна контактна поверхня вторинного ущільнення, виготовленого із сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, контактує з ущільнювальною поверхнею втулки 3, відповідно, берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву

ХН58МБЮД, що значно поліпшує механічні та трибологічні властивості пари тертя, а отже, підвищує надійність і довговічність ущільнювального вузла в цілому.

Поставлене вище технічне завдання можна вирішити і іншим способом - створенням вузла ТІУ для машин, що перекачують криогенні середовища, але в якому, відповідно до заявленого технічного рішення, аксіально-рухомого кільця з вторинним ущільненням з берилієвої бронзи БрБ2 відповідає опорне металеве кільце і ущільнювальна втулка зі сплаву ХН58МБЮД або аксіально-рухомому кільцю з вторинним ущільненням з нікелевого сплаву ХН58МБЮД відповідає опорне металеве кільце і ущільнювальна втулка з берилієвої бронзи БрБ2, а м'яким антифрикційним покриттям на контактуючих ущільнювальних поверхнях аксіально-рухомого кільця, вторинного ущільнення, опорного кільця і ущільнюючої втулки з нікелевого сплаву ХН58МБЮД є покриття з індію. Тобто, вузол містить аксіально-рухоме кільце і вторинне ущільнення, виконані з одного і того ж матеріалу. При цьому даний вузол містить опорне кільце і ущільнювальну втулку, які, в свою чергу, також виконані з одного і того ж матеріалу. В даному випадку, як і в попередньому, коефіцієнт тертя бронзи по сталі без мастила становить 0,1.

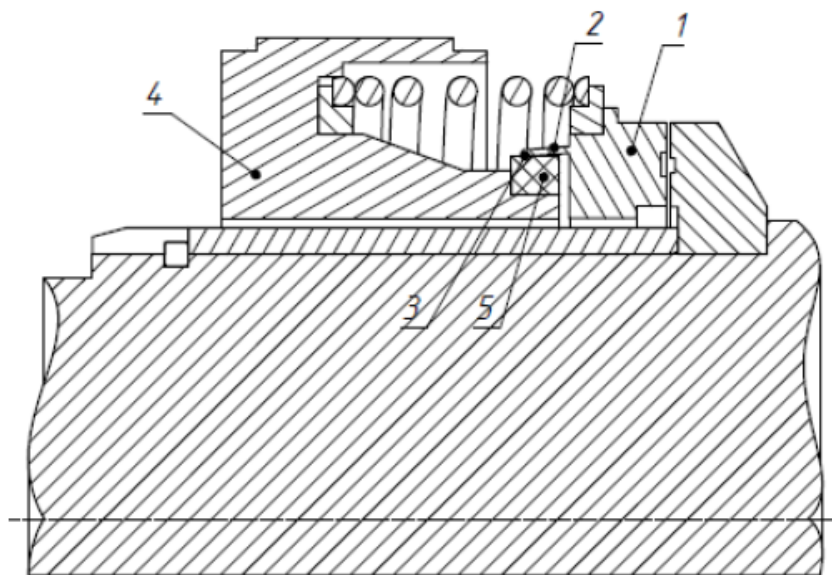


Рисунок 2.3 – Нова конструкція торцевого імпульсного ущільнення

В [16] показано позитивний вплив покриттів з антифрикційного металу - індію на зниження фреттинг-зносу контактуючих поверхонь деталей. Індій - м'який, гнучкий і пластичний метал, який зберігає свої властивості при криогенних температурах і, таким чином, є найбільш перспективним матеріалом покриття для зниження фреттинг-зносу і поліпшення герметичності з'єднання в ТІУ.

На рисунку 2.4 схематично представлена конструкція вузла імпульсного торцевого ущільнення для турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів.

Вузол включає в себе аксіально-рухоме пружне кільце 1 з вторинним ущільненням 2 і ущільнювальну втулку 3. Вторинне ущільнення 2 розташоване з тильної сторони аксіально-рухомого кільця 1 і є профільованим конічним вусом з торцевою контактуючою ущільнювальною поверхнею 4. Крім того, вузол включає опорне кільце 5, жорстко закріплене на валу. Причому, якщо аксіально-рухоме кільце і пружний профільований конічний вус вторинного ущільнення 2 виконані у вигляді тонкостінної оболонки зі сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, то ущільнювальна втулка 3 і опорне кільце 5, відповідно, виконані з берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД. Контактуючі ущільнювальні поверхні зазначених елементів вузла зі сплаву ХН58МБЮД покриті індієм. При цьому покриття з індію попередньо нанесено на контактуючі ущільнювальні поверхні аксіально-рухомого кільця 1 і вторинного ущільнення 2 шляхом занурення в розплав індію, а на відповідні поверхні ущільнювальної втулки 3 і опорного кільця 5 - методом електроерозійного легування при енергії розряду $W_p = 0,01 \text{ } 0,02 \text{ Дж}$.

В процесі роботи ущільнювальна поверхня 4 вторинного ущільнення 2 виготовлена із сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, контактує з ущільнюючою поверхнею втулки 3, яка виготовлена, відповідно, із берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД, а торцева ущільнююча поверхня опорного кільця 5, виготовленого з берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД, контактує з пов'язаною з нею ущільнюючою поверхнею аксіально-рухомого кільця

1, відповідно, виготовленого із сплаву ХН58МБЮД або з берилієвої бронзи БрБ2, тобто в обох випадках контактують різнойменні матеріали, що значно покращує механічні та трибологічні властивості пари тертя, і таким чином підвищує надійність і довговічність вузла ущільнення в цілому. На контактуючі ущільнюючі поверхні аксіально-рухомого кільця 1 і вторинного ущільнення 2, виготовлених зі сплаву ХН58МБЮД, індій попередньо наносять зануренням в його розплав, а на контактуючі ущільнюючі поверхні втулки 3, і опорного кільця 5, виготовлених зі сплаву ХН58МБЮД, індій наносять методом електроерозійного легування при енергії розряду $W_p = 0,01-0,02$ Дж.

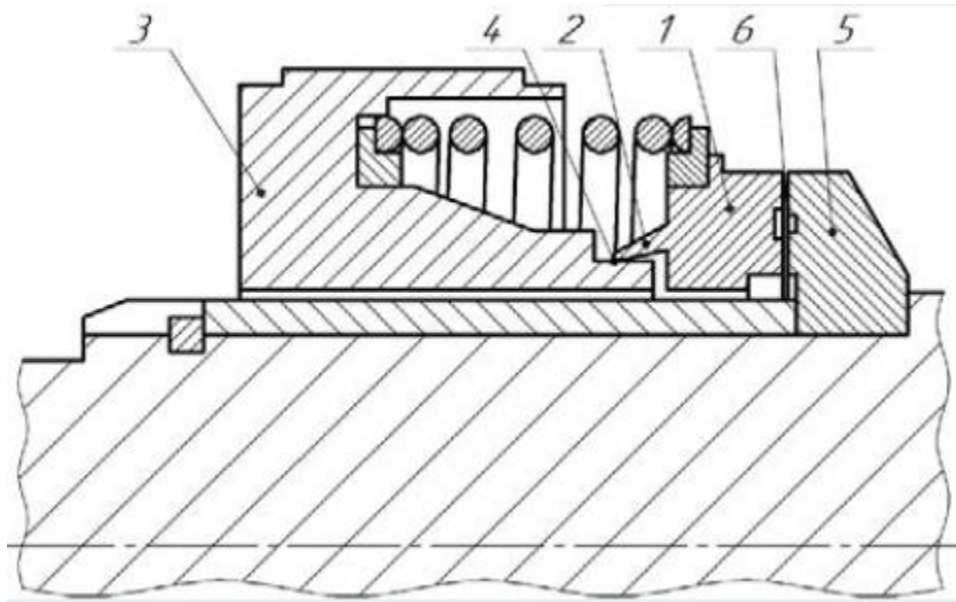


Рисунок 2.4 – Конструкція вузла імпульсного торцевого ущільнення для турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів

2.2 Розв'язання нестационарної задачі течії газу у запірному торцевому імпульсному ущільненні

2.2.1 Обґрунтування досліджень

При створенні турбомашин різного призначення одна з головних проблем полягає в розробці надійних і герметичними ущільнень. Складність цієї проблеми різко зростає із збільшенням робочого тиску і швидкості обертання ротора. Найбільш поширеними ущільненнями, які використовуються в турбомашинах вважаються механічні ущільнення на газовому змащенні, які у цей час майже повністю замінили ущільнення на рідинному змащенні. Як правило, для таких цілей використовуються пари газодинамічних ущільнень зі спіральними канавками.

Особлива увага повинна приділятися конструкції запірному ущільненню Честертон (4400 Туре), яка використовує разом з газостатичним газодинамічний принцип розвантаження контактної пари. У цьому ущільненні на обертовому кільці пари тертя виконані спіральні канавки, які постійно з'єднані з джерелом буферного середовища через кільцеву канавку, яка виконана на аксіально-рухомому кільці, що не обертається. Для підтримки постійного перепаду тиску між ущільнювальним і буферним середовищем в цю конструкцію ущільнення вбудований регулятор перепаду тиску.

Однак у порівнянні з газодинамічними ущільненнями зі спіральними канавками, торцеві імпульсні ущільнення мають значні переваги: вони простіші у виготовленні і більш економічні. Робота торцевого імпульсного ущільнення супроводжується складними нестационарними гідродинамічними процесами, точне математичне описання яких дуже складне. Тому застосування сучасних універсальних програмних комплексів обчислювальної гідродинаміки, таких як ANSYS CFX, є раціональним для вивчення газодинамічних характеристик запірних імпульсних ущільнень. Тим більше, що існує можливість розв'язання

задачі в нестационарному формулюванні для визначення фактичного поля тиску в зазорі запірною імпульсного ущільнення з урахуванням не тільки радіальних, але і окружний потоків, а також для визначення тиску в камерах і на кільцевому пояску між ними у будь-який момент часу. Такий метод забезпечує точне визначення розподілу тиску і теплові деформації ущільнювальних кілець, а також оптимальні геометричні та енергетичні характеристики, які необхідні для створення надійних ущільнень обертових машин.

2.2.2 Конструкція і принцип роботи запірною торцевого імпульсного ущільнення

Конструкція запірною імпульсного ущільнення з подачею запірною рідини чи газу показана на рисунку 2.5, 2.6. На опорному кільці 1 ущільнення виконані замкнуті камери 4,9 і кільцева запірною канавка 8, яка подає запірною середовище через зовнішні живильники з тиском p_e . На обертовому кільці 2, виконані декілька (2-4) замкнутих радіальних 7 і окружних 6 каналів. Попереднє стискання кілець ущільнення забезпечується сільфоном 3. За короткий проміжок часу, коли радіальний чи окружний живильник зв'язаний з камерою, тиск у камері різко підвищується до величини p_{2max} . Імпульс тиску призводить до сжимання запірною середовища у камері. Протягом періоду часу, коли камера 9,4 повністю ізольована від кільцевої канавки 8 чи зовнішнього живильника 5 від тиску запірною середовища, стиснуте в камері середовище повільно витікає через невеликий (1...5 мкм) торцевий зазор h , і тиск у камері знижується до мінімальної величини p_{2min} , яка менше, ніж більше торцевий зазор. Як результат, осереднений за цей період тиск у камерах 4,9 та відповідно сила тиску, яка розкриває зазор тим менше ніж більше зазор.

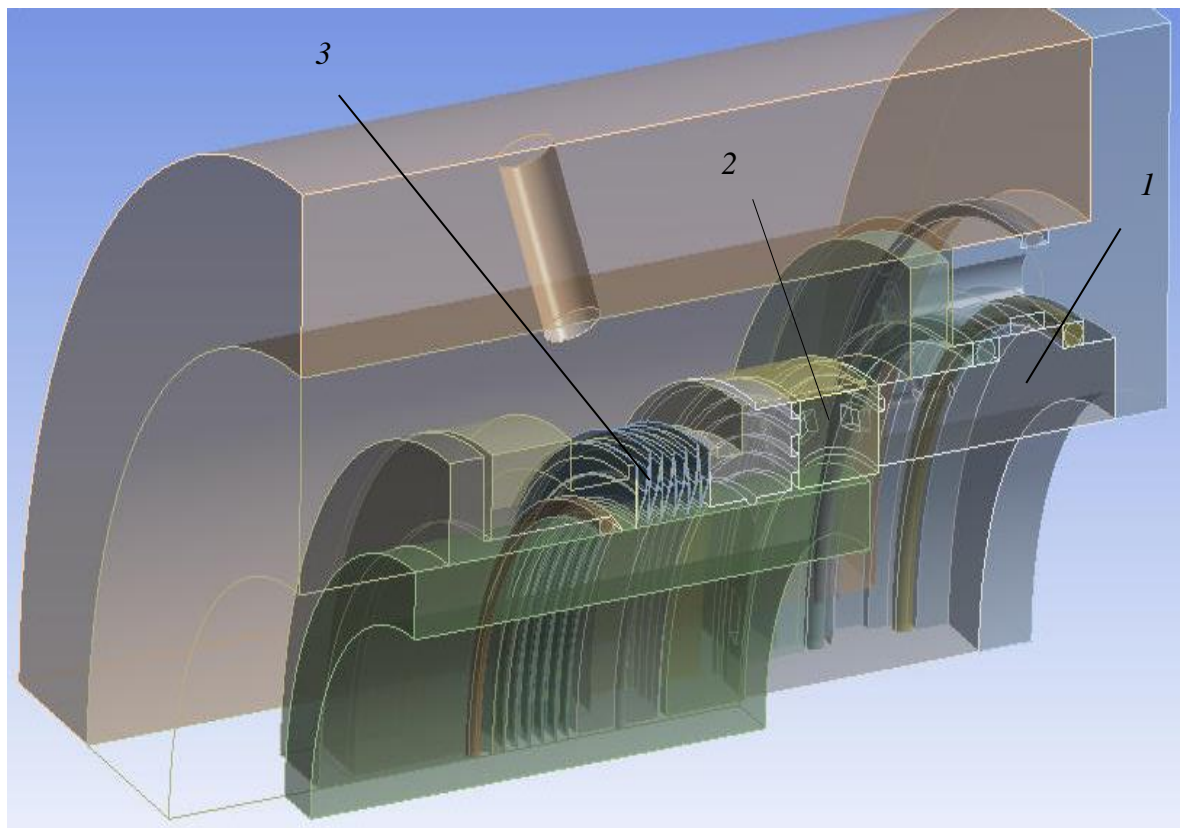
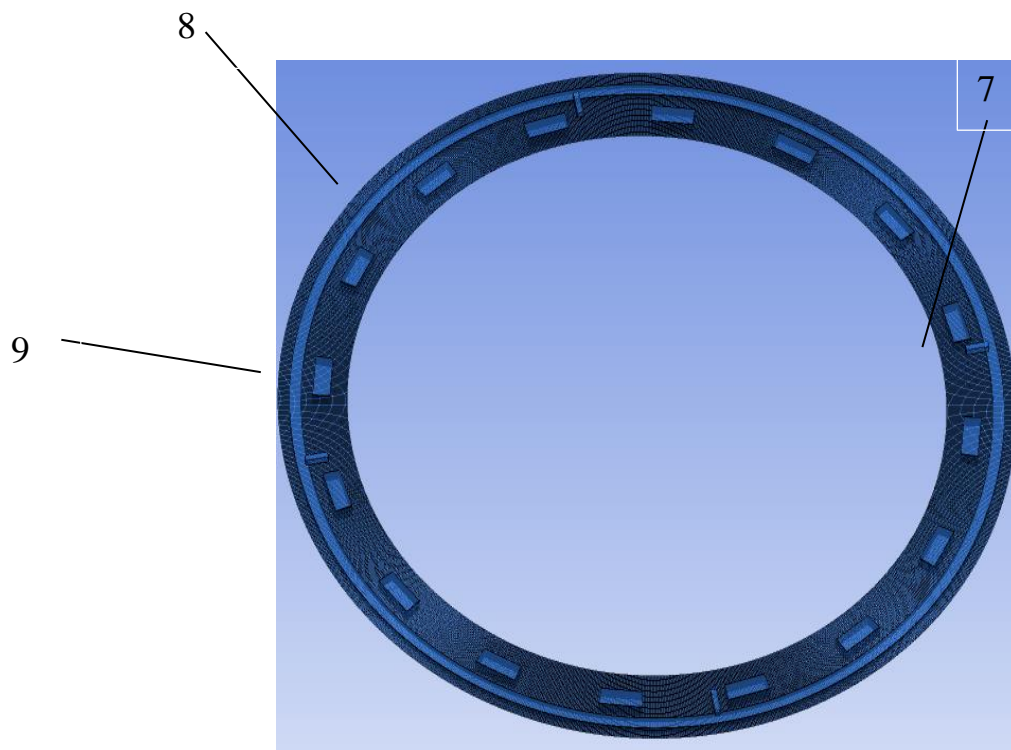
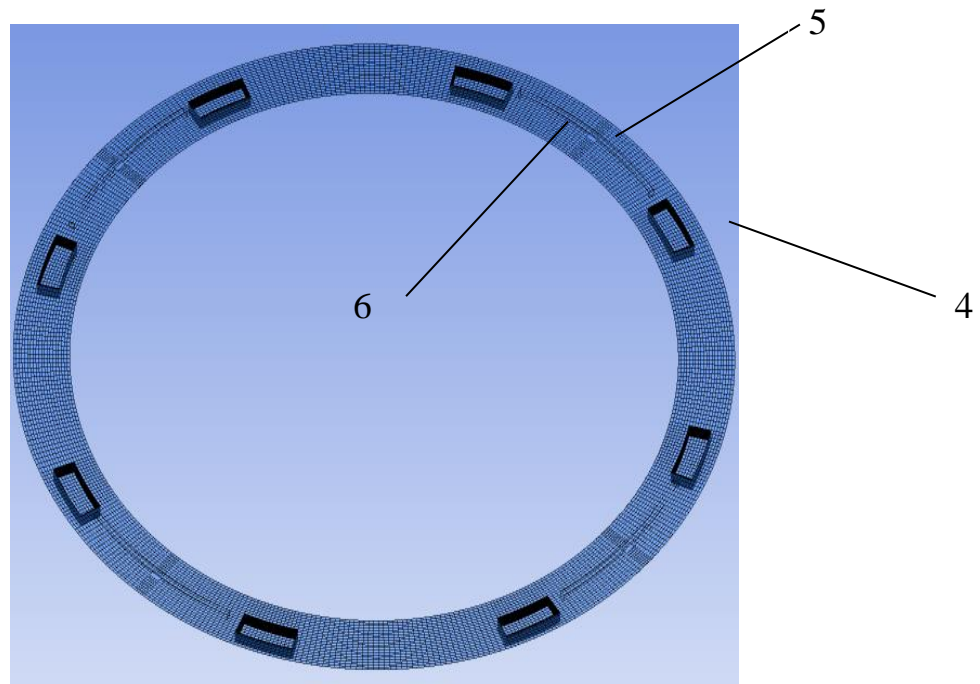


Рисунок 2.5 – Конструкція запірною торцевого імпульсного ущільнення



a)



б)

Рисунок 2.6 – Геометрія та гекса сітка розрахункових областей запірних імпульсних ущільнень з безперервним підводом (а) із внутрішніми живильниками (б)

Спрощені діаграми тиску на торцевих поверхнях кілець запірного імпульсного ущільнення показані на рисунку 2.7 а,б. Аналіз основних теоретичних залежностей приведених в роботах показує, що двоступінчате імпульсне ущільнення з дросельним живильником є системою автоматичного регулювання зазору та фактично виконує функції регулятора перепаду тиску. Так аналіз рівняння рівноваги $F_e + F_k = F_s$ показує, що для підтримки постійного перепаду тисків Δp між ущільнювальним p_1 і усередненим тиском на розвантажувальному пояску камер \bar{p}_2 ($\Delta p = p_1 - \bar{p}_2$) необхідно, щоб зовнішня сила тиску ущільнювального середовища F_e урівноважувалася тією частиною сили тиску в проміжку F_s , яка відповідає площі епюри 1, а сила попереднього стиснення пружин F_k повинна урівноважуватися силою тиску відповідної площі

епюри 2 (рис. 2.7 а,б). Величина коефіцієнта навантаження k і зусилля від пружин F_k в цьому випадку визначаються наступними співвідношеннями:

$$k = \frac{A_1 + A_2 + 0.5A_3}{A_c}, \quad (2.1)$$

$$F_k = \Delta p(0.5A_1 + A_2 + 0.5A_3), \quad (2.2)$$

де $A_c = A_1 + A_2 + A_3$ - площа контактної поверхні кілець ущільнення.

Сила стиснення пружин являється по суті зовнішнім настроюванням регулятора перепаду тиску. Робота ущільнення як регулятора перепаду тиску здійснюється таким чином (рис. 2.7, б): так при постійному тиску середовища затвора $p_e > \bar{p}_2$ підвищення тиску ущільнювального середовища p_1 викличе деяке зменшення проміжку h і приведе до збільшення сили, що розкриває торцевий стик F_s за рахунок збільшення тиску $p'_e < p_e$ на виході з дроселя, що підводить, при цьому мінімальний тиск в камері $p_{2\min}$ також підвищиться і відновиться рівновага сил, що діють на аксіальне рухоме кільце, забезпечуючи задане значення перепаду тиску Δp . Підвищення тиску запірного середовища p_e при не змінному ущільнювальному тиску p_1 приведе до збільшення сили тиску в зазорі F_s і викличе незначне підвищення тиску на виході з дроселя p'_e за рахунок збільшення величини зазору h при збереженні постійного значення усередненого тиску на розвантажувальному поясоцку камер \bar{p}_2 . Таким чином, перепад тиску Δp визначається зовнішнім навантаженням і забезпечується залежністю тиску на виході з дроселя, що підводить p'_e і мінімального тиску в камері $p_{2\min}$ від величини зазору h .

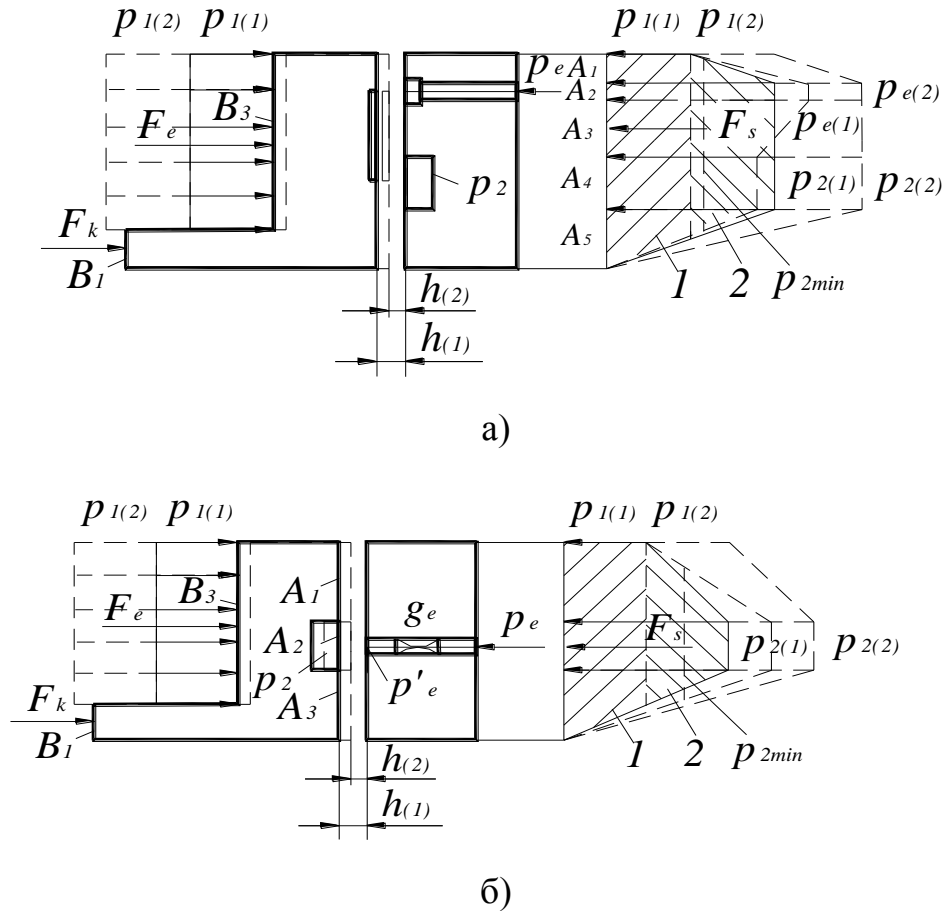


Рисунок 2.7 – Діаграми тиску на торцевих поверхнях кілець запірною імпульсного ущільнення

2.2.3 Результати числового моделювання і обчислювального експерименту

Виконано моделювання нестационарного потоку газу в зазорі торцевих запірних імпульсних ущільнень з безперервним підводом і з внутрішніми живильниками. Використовувався нестационарний ротор-статор інтерфейс у програмі Ansys CFX. На рисунку 2.6 (а, б) представлені повні трьохвимірні області ротора та статора. Розрахункова гекса сітка дорівнювала 1.5 млн. комірок. Для числового моделювання вибрані кільця ущільнень з наступними геометричними розмірами: зовнішній радіус - $r_1 = 64$ мм, внутрішній радіус - $r_3 = 52, 54$ мм, ущільнювальний зазор $h = 3,10$ мкм, глибина камери $a = 2,0.3$ мм, глибина живильника $b = 1,0.05$ мм.

Моделювання було виконано для одного повного обороту кільця. Модель робочого середовища – повітря як ідеальний газ. Розглядалась стискальність і тепловий стан потоку газу. Частота обертання - $n = 1500, 15200$ об/хв. Граничні умови: величина запірного тиску $p_e = 0.19, 0.32, 0.37, 2.6$ МПа, величина тиску на виході $p_3 = 0$ МПа, величина ущільнювального тиску визначалась із залежності:

$$p_1 = (F_s - F_k)/A_c. \quad (2.3)$$

Сила гідростатичного тиску в зазорі F_s визначалась при числовому моделюванні на кожній рівноважній ітерації.

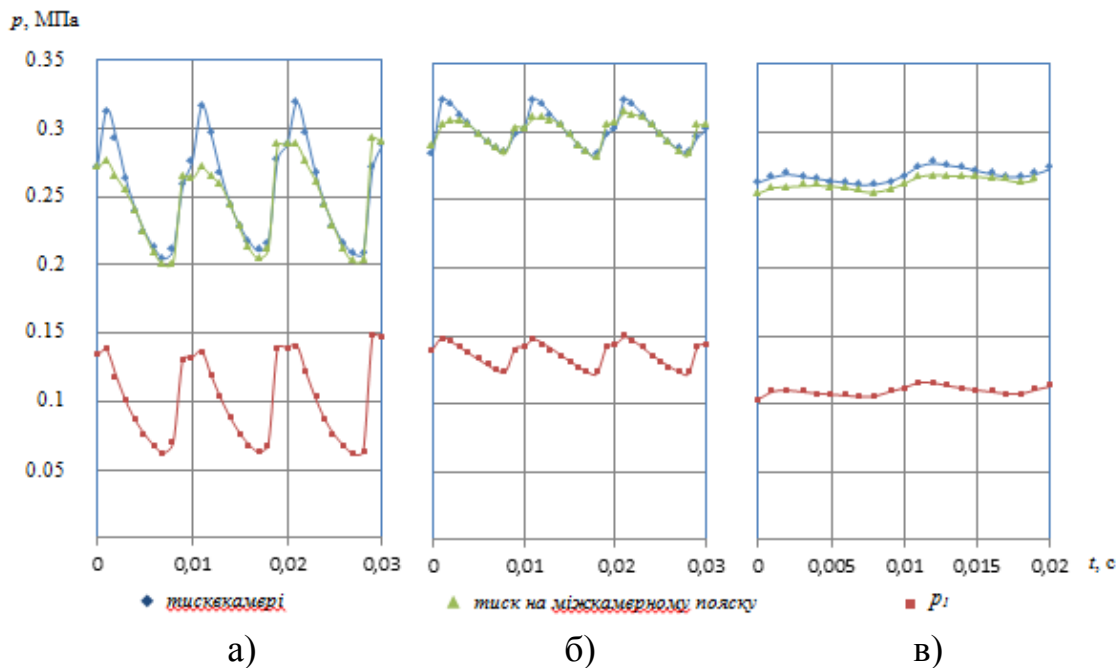


Рисунок 2.8 – Осцилограми тиску в торцевій парі запірного торцевого імпульсного ущільнення с внутрішніми живильниками

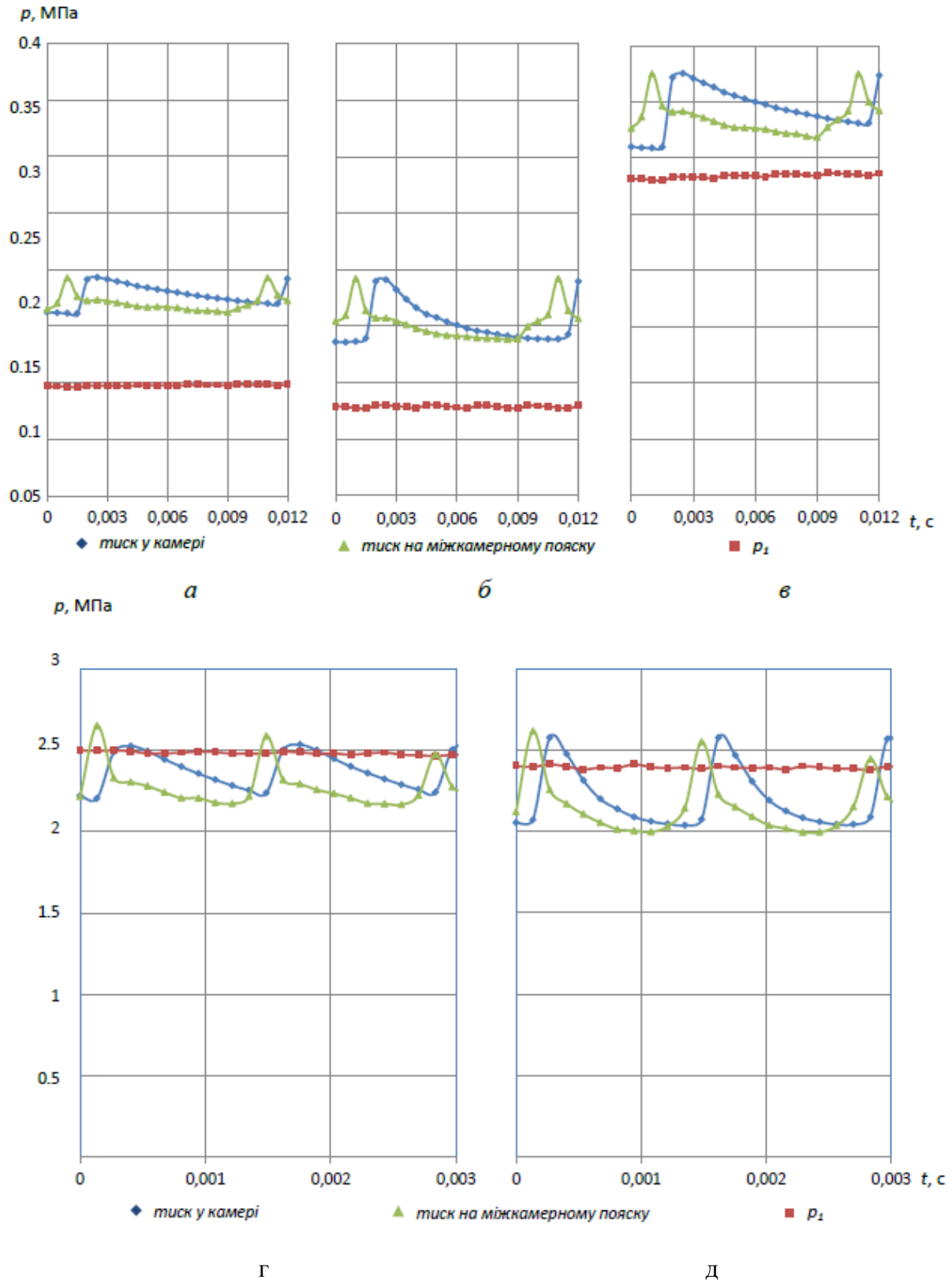


Рисунок 2.19 – Осцилограми тиску в торцевій парі запірною імпульсного ущільнення з безперервним підводом

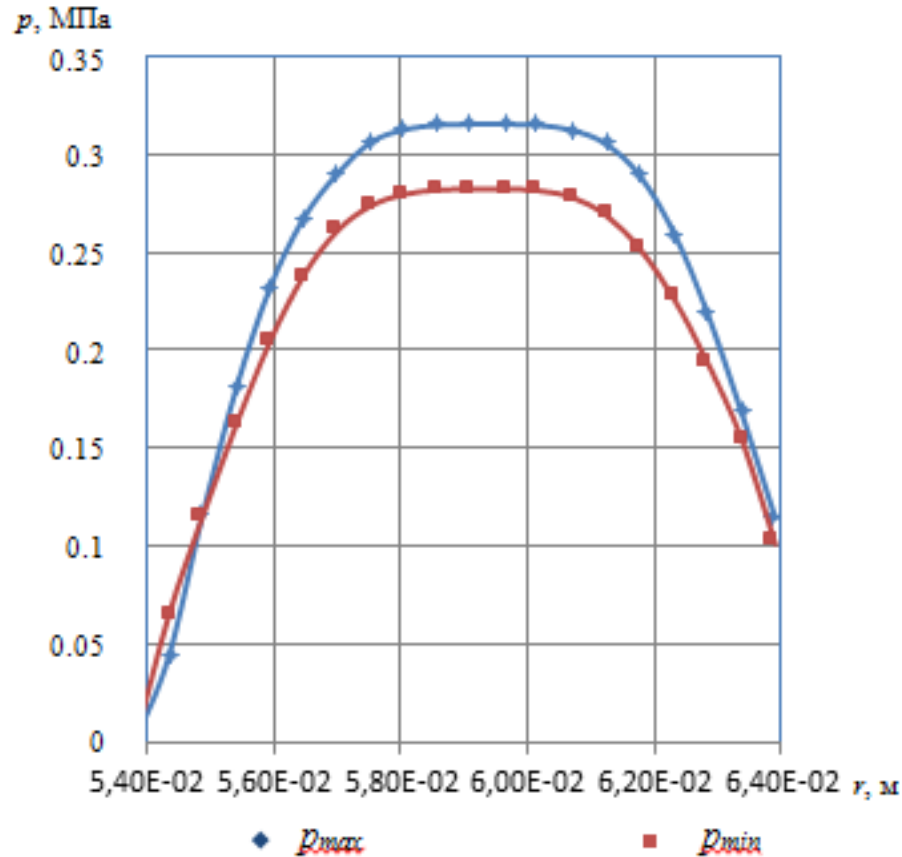


Рисунок 2.10 – Розподіл тиску по радіусу торцевої пари запірною імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками

На рисунках 2.9 а-д представлені пульсації тиску в камерах і на між камерному пояску для запірною торцевого імпульсного ущільнення з безперервним підводом. Порівняння рисунків 2.9, а,б показує, що незначне підвищення в різниці між запірним і ущільнювальним тиском Δp з 0.09 до 0.11 МПа призводить к суттєвому підвищенню зазору h від 3 до 10 мкм та амплітуди пульсацій тиску в камерах від 0.029 до 0.051 МПа. Різниця тиску $\Delta p = 0.09$ МПа, отримана при постійному зазорі $h = 3$ мкм, зберігається зі збільшенням запірною тиску p_e до 0.37 МПа, але при цьому амплітуда пульсацій тиску в камерах збільшується майже удвічі (рис. 2.14в). Аналіз рисунків 2.9г,д показав, що амплітуда пульсацій тиску збільшується до 0.6 МПа при збільшенні величині запірною тиску і з зменшенням глибини камери від 2 до 0.3 мм

(рис. 2.9д), а також дещо зменшується зі збільшенням обертової швидкості до 11200 об/хв.

На рисунку 2.8а-в представлені осцилограми тиску у торцевій парі запірною торцевого імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками. Амплітуда пульсацій тиску знижується зі збільшенням торцевого зазору від 10 мкм (рис. 2.13,а) до 3 мкм (рис. 2.8, б) і глибини живильника від 1 мм (рис. 2.8,а,б) до 0,05мм (рис. 2.13,в).

За рахунок дроселювання тиску у живильнику знижується тиск, який подається в камеру. Розподіл тиску по радіусу пари тертя в різні моменти часу показано на рисунку 2.10.

У цій конструкції ущільнення за рахунок відсутності кільцевої буферної канавки при значному збільшенні буферного тиску може відбутися прорив ущільнювального середовища в атмосферу.

На рисунку 2.9 а-г показане поле гідростатичного тиску на торцевих поверхнях кілець запірною імпульсного ущільнення з безперервним підводом із внутрішніми живильниками у моменти часу, коли живильник з'єднаний з камерою та знаходиться між камерами. Можна замітити, що амплітуда пульсацій тиску в камер і збільшується від 0,032 до 0,12МПа при збільшенні зазору від 3 до 10мкм в ущільненні з внутрішніми живильниками (рис. 2.9 а,б). Сила гідростатичного тиску є пульсуючою, що пов'язано зі зміною поля тиску в залежності від положення підвідного каналу у випадку, коли неоднакова кількість підвідних і живильних каналів (рис. 2.9 в, г). В конструкції запірною імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками можливо підвищити різницю тиску між запірним і ущільнюючим середовищем. У цьому ущільненні буферне середовище «розмазується» по торцевій поверхні живильними каналами, які обертаються. Величина зовнішніх витоків запірною середовища в атмосферу при зазорі 3мкм становить 2,6 л/хв.

Приклад силових деформацій аксіально-рухомого кільця під дією гідростатичного поля тиску, отриманих в газодинамічному розрахунку, приведений на рисунку 2.12. Цей розрахунок був виконаний за допомогою МСЕ в програмі ANSYS Mechanical. Матеріал кільця – силіційований графіт.

2.2.4 Термопружногазодинамічна задача торцевого імпульсного газового ущільнення

Гарантований зазор в безконтактних торцевих ущільненнях забезпечується рівновагою осьових сил, які діють на аксіально-рухому втулку. Теплота, що виділяється в торцевому зазорі в результаті в'язкого тертя шарів газу, викликає нерівномірний нагрів ущільнюючих кілець, внаслідок чого в них виникають температурні напруження. Силові і температурні навантаження викликають деформації ущільнюючих кілець і порушують площинність контактних поверхонь. При мікронних зазорах незначна зміна площинності щілини, у свою чергу, веде до зміни параметрів течії, зокрема, до перерозподілу тиску в зазорі, що, у свою чергу, приводить до зміни величини торцевого зазору. Таким чином, можна виділити чотири основні фізичні явища, які визначають роботу імпульсного торцевого ущільнення: процес газодинамічної течії в торцевій щілині; силове урівноваження аксіально-рухомого кільця; термопружні деформації ущільнюючих кілець; процес відведення фрикційного тепла, який викликає температурні напруження елементів торцевої пари.

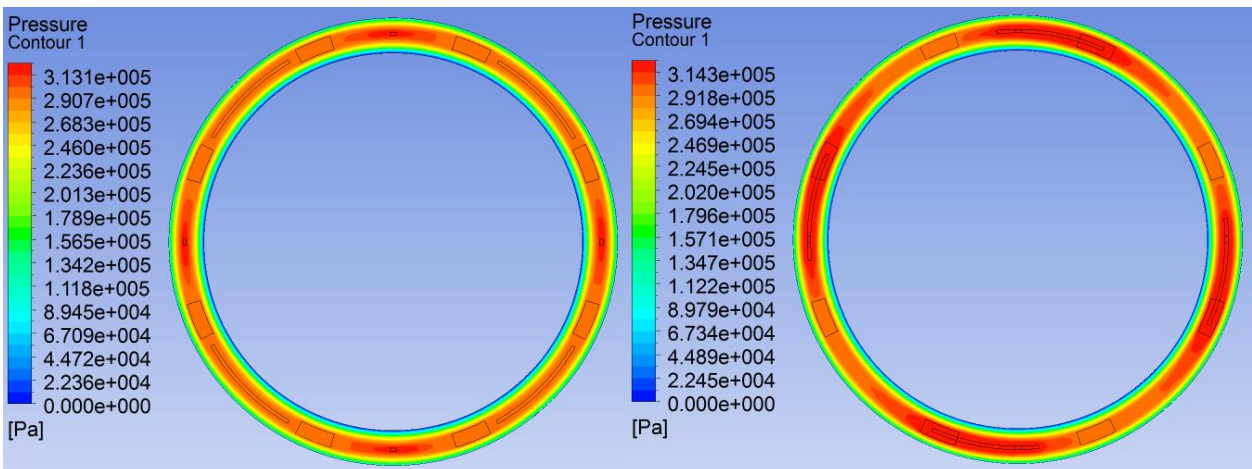
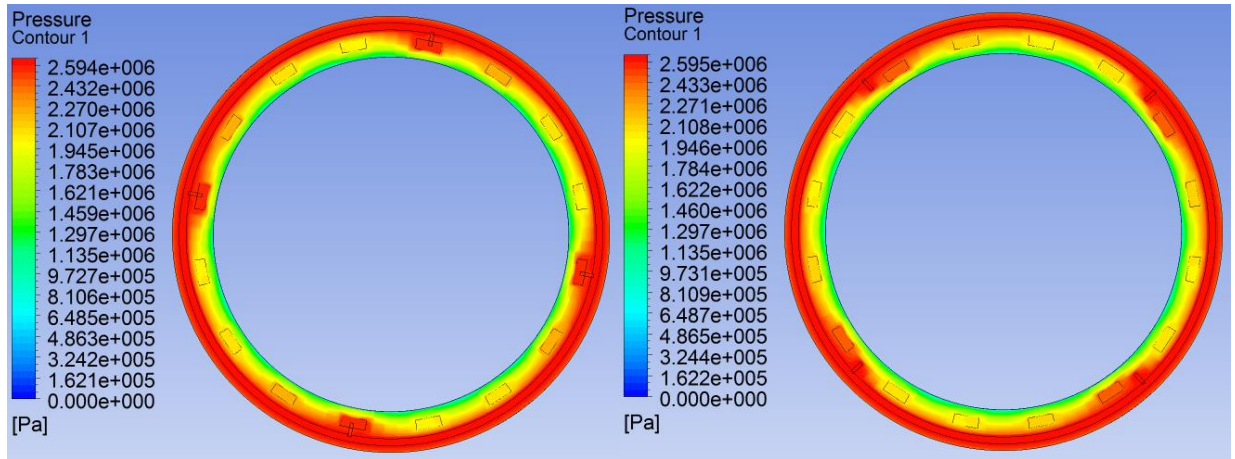


Рисунок 2.11 – Поле гідростатичного тиску на торцевій поверхні запірною імпульсного ущільнення: з безперервним підводом (а, б) і з внутрішніми живильниками (в, г)

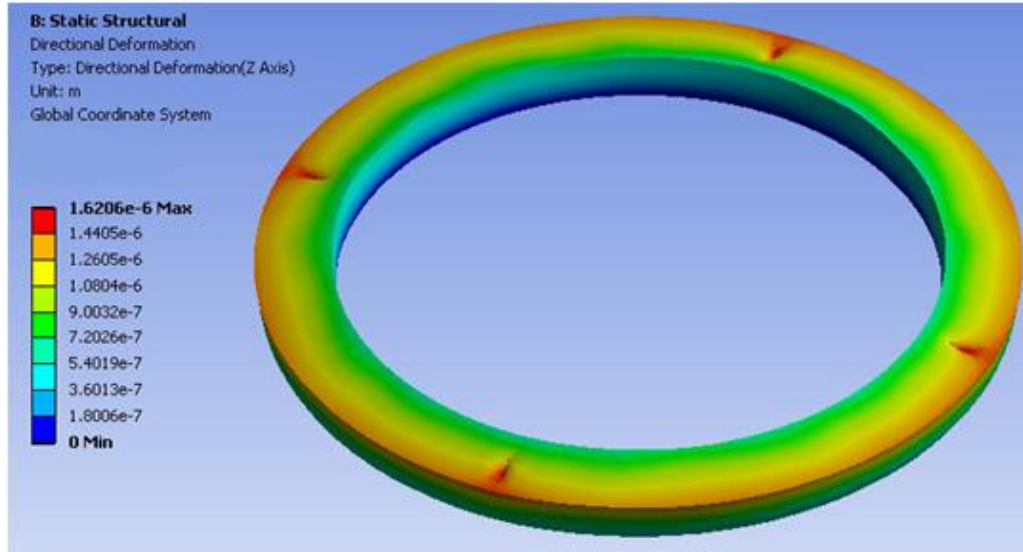
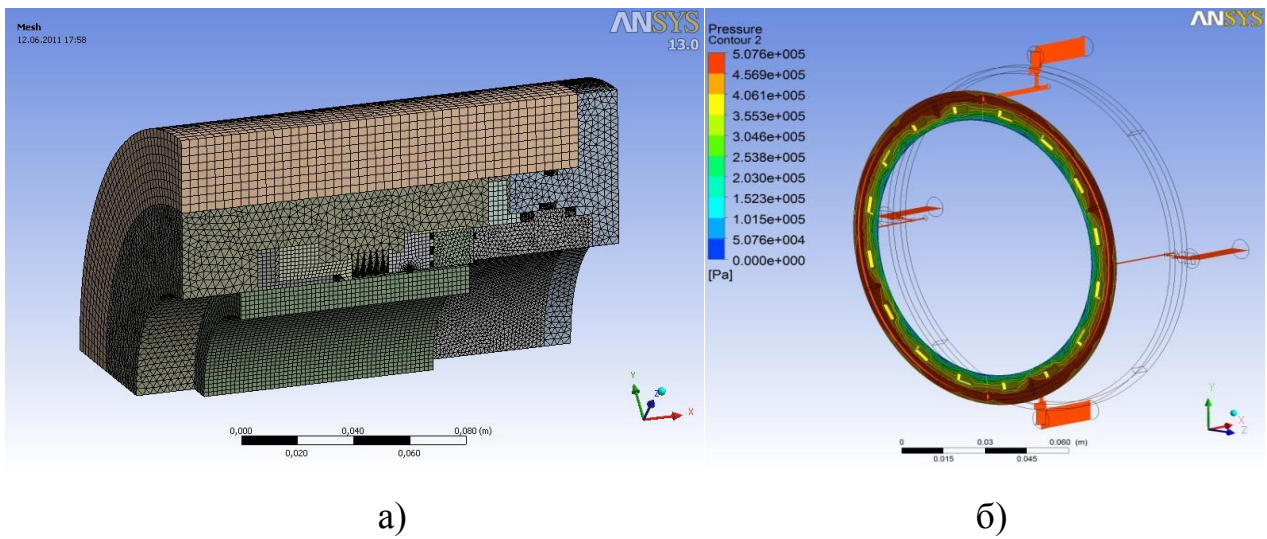
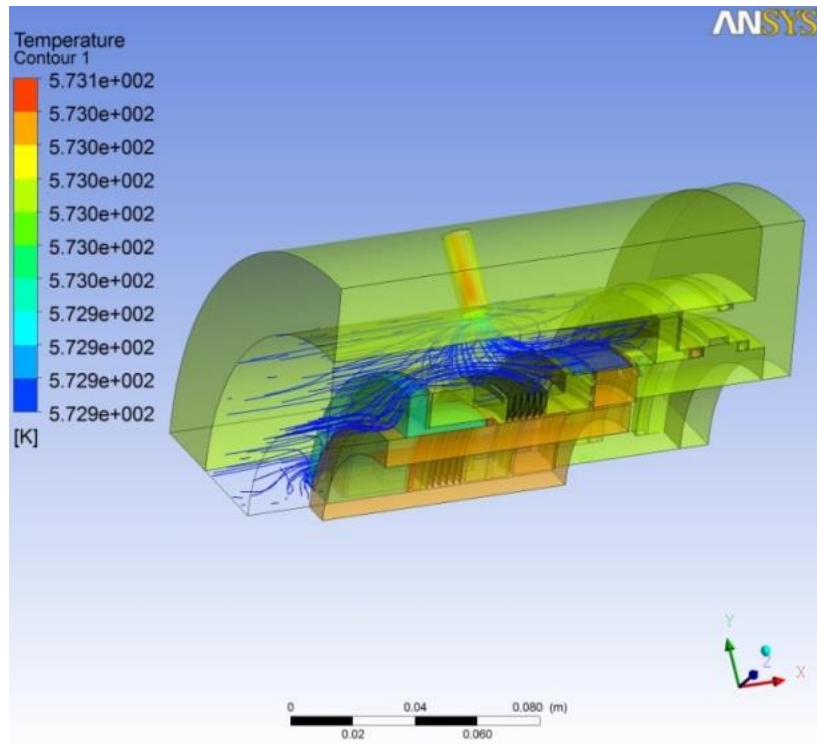


Рисунок 2.12 – Силві деформації аксиально-рухомого кільця запірнього імпульсного ущільнення з безперервним підводом





в)

Рисунок 2.13 – Розрахункова тетра сітка а)
і результати розв’язання нестационарної б) і теплової задач в)

Сумісний математичний опис розглянутих процесів складає термопружну газодинамічну задачу. Така задача розв’язувалась чисельно за допомогою програмного комплексу ANSYS. На початку розв’язувалась нестационарна задача течії газу у зазорі запірною імпульсного ущільнення, потім теплова задача з урахуванням течії охолоджуючого середовища.

2.3 Опис експериментальної установки для дослідження запірних імпульсних торцевих ущільнень

Експериментальна установка (рис. 2.14) виконана на основі консольного насоса K180/90, до якого кріпиться корпус установки. Вал установки приводиться в обертання асинхронним двигуном, а частота обертання регулюється

тиристорним перетворювачем частоти. В ущільнюючу камеру подається робоче середовище з тиском p_1 . Датчики тиску встановлюються в аксіально-рухомому кільці: один між живильниками, інший - в затворній канавці. Сумарні витрати запірною середовища вимірюється ротаметром. Зазор в торцевому імпульсному ущільненні вимірюється за допомогою струменовихрового датчика. Температура в парі тертя контролюється термодатчиком.

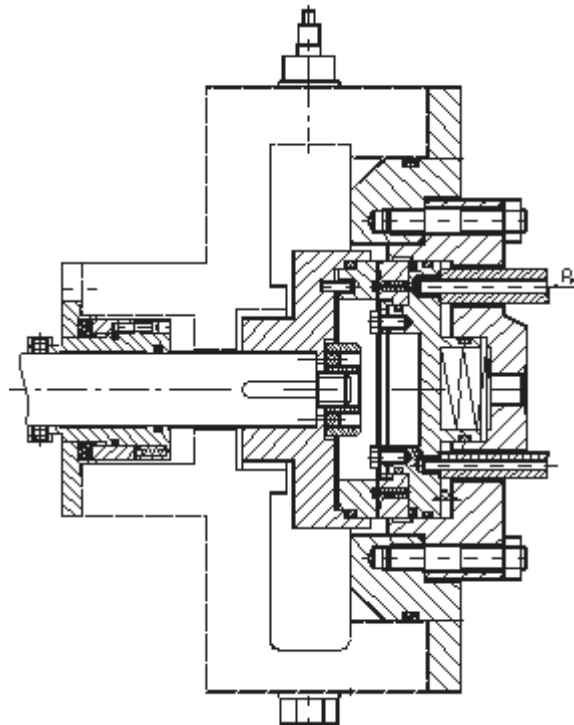


Рисунок 2.14 – Схема експериментальної установки

2.4 Методика проведення експериментальних досліджень

Експерименти проводяться при частоті обертання валу 1000, 2000, 3000 об/хв і тиску ущільнювального середовища 0,05-0,5 МПа. Тиск запірною середовища змінюється в діапазоні від 0,05 до 0,7 МПа. Робоче середовище - вода при температурі $\approx 200^{\circ}\text{C}$. В якості запірною середовища може використовуватися повітря.

Методика експериментів полягає в наступному:

а) на стоянці, тобто без обертання валу, встановлюється значення коефіцієнта навантаження, встановлюється мінімальне значення ущільнюючого середовища, рівне 0,05 МПа, при різниці тисків між запірним і ущільнюючим середовищем, рівному 0,1 МПа, і забезпечується пуск установки з виходом на режим 1000 об/хв;

б) змінюючи запірний тиск з кроком 0,05 МПа до максимального значення (0,5 МПа) при мінімальному ущільнювальному (0,05 МПа), на кожному з режимів фіксуються всі контрольовані параметри (витоки, тиск, температура);

в) збільшується величина ущільнювального тиску на 0,05 МПа, і при відповідному покроковому підвищенні замикаючого тиску всі необхідні виміри повторюються;

г) змінюється коефіцієнт навантаження, і при відповідній покроковій зміні ущільнювального і запірного тиску всі експерименти повторюються;

д) змінюється частота обертання валу (2000 і 3000 об / хв) і експерименти повторюються.

В ході експериментів постійно контролюються температура торцевої пари, що потрібно для контролю умови безконтактної роботи ущільнення, так як виникнення контакту супроводжується різким підвищенням температури.

Для вимірювань тиску використовуються компактні пьезо-резисторні датчики тиску фірми Endevco. Разом з перетворювачем сигналу і підсилювачем вони складають стаціонарний вимірювальний комплекс. Датчики розташовуються безпосередньо на аксіально-рухомому кільці пари тертя, на лінії подачі запірного середовища і в корпусі випробувальної камери. На базі наявного в лабораторії «Гермомеханіки та вібродіагностики» аналогово-цифрового перетворювача і спеціально створеного програмного забезпечення. Це дозволяє вести одночасну запис відразу з декількох підключених до стенду датчиків, причому не тільки датчиків тиску, а й датчиків температури, оборотів валу та зазору. В якості вимірювача частоти обертання валу використовується універсальний вимірювальний прилад Vibroport фірми Schenk. Для виміру величини зазору між

двома торцевими поверхнями, одна з яких рухається відносно іншої, використовується мініатюрний датчик відстані та відповідний перетворювач.

2.5 Аналіз отриманих результатів

Вимірювання тиску в одній з камер ущільнення показали, що пік тиску відповідає моменту проходження підвідного каналу через камеру, при цьому число цих піків за один оборот валу відповідає числу живильників. Коли камера ізольована від підвідного каналу тиск в ній зменшується, причому нижнє значення тиску тим менше, чим більше торцевий зазор. Величина торцевого зазору і відповідно витрки запірною середовища значно залежать від величини перепаду тисків між запірним і ущільнювальним середовищем та швидкістю ковзання валу.

Зі збільшенням частоти обертання валу частота і амплітуда імпульсів збільшується. Різниця між величинами амплітуд імпульсів за один оборот валу говорить про зміну величини зазору по колу кільця, що пояснюється недостатньою рухливістю обертового кільця. При невеликих перепадах тиску амплітуда імпульсів тиску наближається до нуля, а сама величина тиску в камері мало відрізняється від запірною.

Вплив дроселів з маленькою провідністю на роботу ущільнення можна пояснити режимом неповного заповнення камер (камери не встигають заповнитися за час проходження живильника над камерою) і великим впливом опору дроселя на максимальний тиск в камерах.

У підсумку можна виділити основні отримані залежності, що описують роботу затворного імпульсного торцевого ущільнення:

- 1) залежність відносного зазору від тиску запірною середовища імпульсного торцевого ущільнення при номінальній частоті обертання.

З графіків видно, що вплив опору дроселів на картину зміни зазору в парі тертя від тиску запірного середовища характерно для живильників з діаметром дроселя менше 0,1 мм.

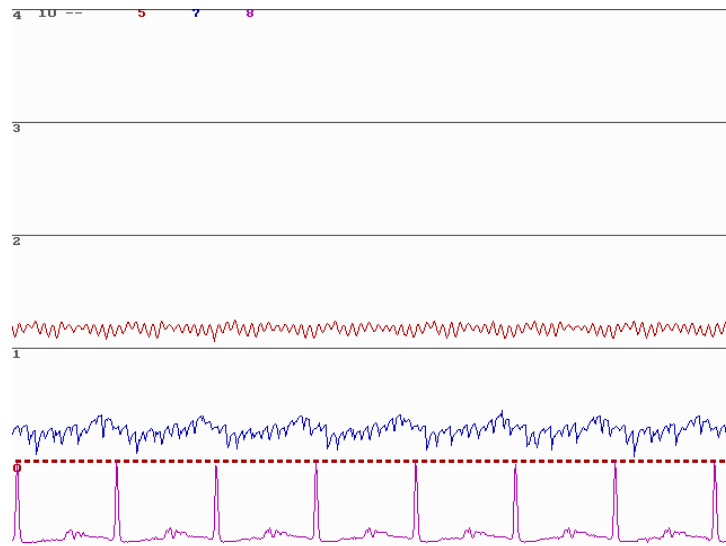
2) вплив ущільнювального тиску на зазор в парі тертя імпульсного торцевого ущільнення.

Графіки показують, що зазор в ущільненні менш схильний до змін від ущільнювального тиску, ніж від запірного.

3) вплив частоти обертання ротора на зазор в парі тертя імпульсного торцевого ущільнення.

4) залежність коефіцієнта гідростатичної жорсткості від величини опору дроселя (діаметра).

5) залежність коефіцієнта гідростатичної жорсткості від обсягу камер затворного ІТУ.



$n=2500$ об/хв, $p_l=0,2$ МПа, $p_e=0,3$ МПа, $k=0,9$, $q_2=1560$ мл/г

Рисунок 2.15 – Осцилограми тисків в торцевій парі затворного імпульсного ущільнення

2.6 Висновки

1. В результаті проведених досліджень отримано ряд технічних рішень (способів), спрямованих на підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень (ТІУ), які здійснюються на етапі конструкторської та технологічної підготовки виробництва, шляхом найбільш раціонального вибору і поєднання матеріалів кілець в парі тертя, а також формування на їх контактуючих поверхнях спеціальних зносостійких покриттів.

2. Виконано комп'ютерне моделювання нових конструкцій запірних імпульсних ущільнень: розв'язання нестационарної течії газу та визначення. Підтверджено можливість використання методів числового розв'язання рівняння Нав'є-Стокса (CFD розрахунок в програмі ANSYS CFX) для розрахунку робочих характеристик торцевих безконтактних ущільнень.

3. В ході експериментальних досліджень були отримані відповідні залежності, які можуть частково описати вплив гідравлічного опору живильників на автоматичне саморегулювання зазору в залежності від величини запірного тиску і підтвердити основні положення математичної моделі гідродинамічних процесів, що відбуваються в торцевій парі затворного імпульсного торцевого ущільнення.

3 РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ

3.1. Актуальність проблеми. Постановка задачі

Сучасна обчислювальна техніка дозволила вирішити багато завдань гідродинаміки проточних частин лопатевих машин, зокрема, відцентрових насосів [17]. В результаті, з'явилася можливість оптимізувати геометрію проточних каналів і звести до можливого мінімуму гідравлічні втрати, і тим самим, підвищити гідравлічні ККД насосів. Подальше підвищення загального ККД можливо, перш за все, за рахунок зниження об'ємних втрат, тобто протікання через кінцеві і міжступеневі шпаринні ущільнення. У відцентрових насосах ці протікання досягають 10% номінальної подачі насоса [18], тому проблема їх зменшення не втрачає актуальності.

Одним із способів зменшення об'ємних втрат є застосування в якості передніх ущільнень робочих коліс шпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами (рис. 3.1). Такі ущільнення [19,20] створюються послідовно розташованими дроселями, коефіцієнт гідравлічних втрат яких приблизно дорівнює сумі коефіцієнтів втрат всіх дроселів. Відповідно зменшується протікання через ущільнення. Розрахунок ущільнень обмежується оцінкою втрат через кільцеві дроселі з нерухомими стінками. При цьому використовуються емпіричні значення коефіцієнтів місцевих втрат і втрат на тертя по довжині каналу.

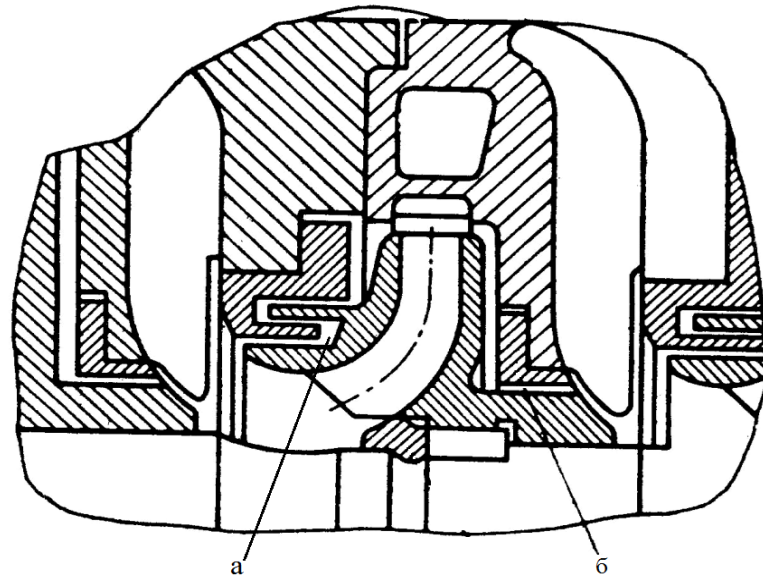


Рисунок 3.1 – Проміжна ступінь відцентрового насоса: а - трьохшпаринне переднє ущільнення робочого колеса, б - заднє одношпаринне ущільнення

У другій половині минулого століття при створенні високонапірних живильних насосів виявилася здатність багатошпаринних ущільнень викликати автоколивання ротора з амплітудами порядку величини радіального зазору [21]. Ця обставина змусила по-новому підходити до вибору конструкції і до розрахунку багатошпаринних ущільнень, особливо для високооберткових насосів високого тиску. Зокрема, такі ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують втрати, а й виконують функції гідродинамічних опор, тому важливим завданням розрахунку є визначення не тільки гідростатичних, але і неконсервативних сил, що діють на ротор з боку потоку рідини в дроселюючих каналах. Нечисленні роботи [20,22] в цій області враховують тільки потенційні гідростатичні сили, а при визначенні сили в парних шпаринах допущена помилка в знаку.

Збільшення кількості дроселюючих каналів в ущільненнях багатоступеневих відцентрових насосів пов'язане з ускладненням збірки і підвищенням вимог до точності виготовлення. У зв'язку з цим ущільнення з числом шпарин більше трьох практично не використовуються і тому тут не розглядаються.

Розрахункові схеми (перетини площиною, перпендикулярною осі опор при $z=0$) з основними позначеннями і системами координат показані на рисунку 3.1.

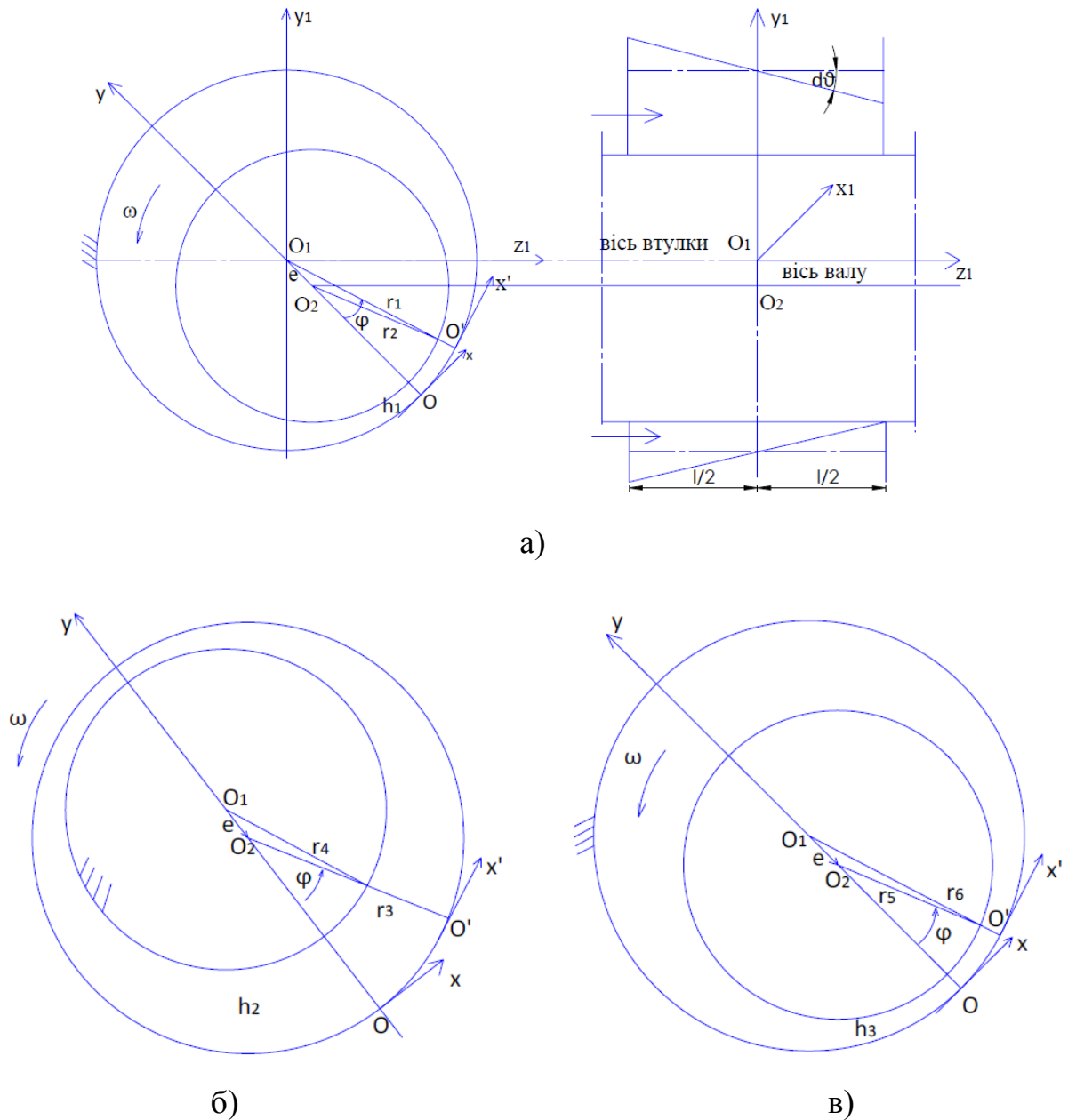
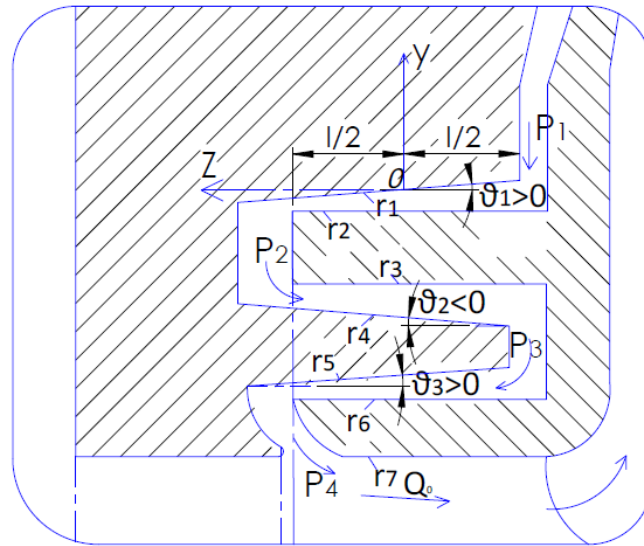
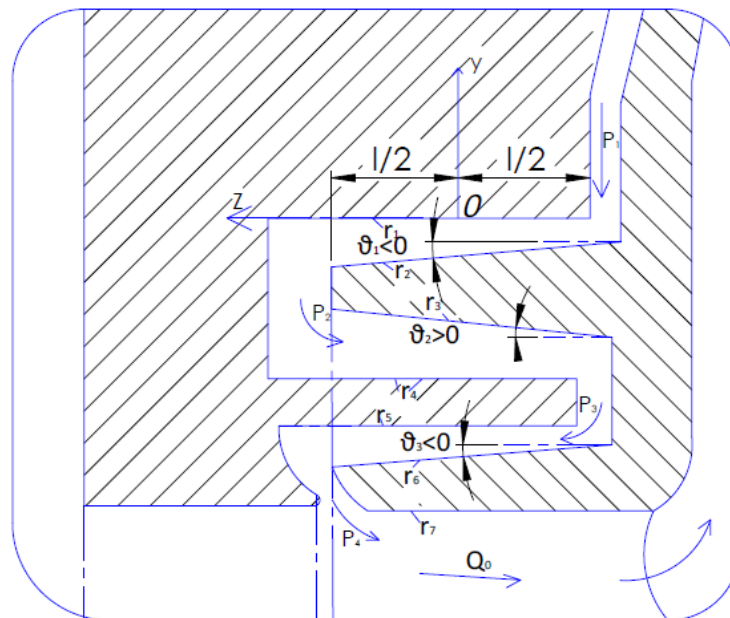


Рисунок 3.1 – Розрахункові схеми трьох послідовно розташованих кільцевих дроселів: а - перша шпарина, б - друга шпарина, в - третя шпарина

Схематичне зображення осьового перерізу вузла трьохшпаринного ущільнення зі збільшеними зазорами приведено на рисунку 3.2 (вісь ротора зміщена вниз відносно осі опор) а - перша шпарина, б - друга шпарина, в - третя шпарина.



а)



б)

Рисунок 3.2 – Осьовий переріз вузла трьохшпаринного ущільнення

а)- $\vartheta_1 > 0; \vartheta_2 < 0; \vartheta_3 > 0$, б)- $\vartheta_1 < 0; \vartheta_2 > 0; \vartheta_3 < 0$

Обчислення витрат і радіальних гідродинамічних сил проводиться для автотельної області турбулентної течії в дроселюючих каналах. Саме такий режим характерний для ущільнень багатоступеневих відцентрових насосів.

З радіальних сил, що виникають у кільцевих дроселях, розглядаються сили, обумовлені напірним потоком F_p і потоком витіснення: дисипативна сила F_d і циркуляційна сила F_c . Інерційні сили (гіроскопічна і сила інерції), зважаючи на їх відносно малі значення, не враховуються. Використовуються лінеаризовані вирази радіальних сил, отримані в роботі [20] для одношпаринного ущільнення як з внутрішнім, так і з зовнішнім обертовими і коливальними циліндрами. Вихідним рівнянням течії в'язкої нестисливої рідини в каналі прийнято рівняння Рейнольдса розподілу тиску в короткому кільцевому каналі з відповідними граничними умовами.

3.2 Проекції сил в нерухомій системі координат і їх складання

Проекції сил, що діють на ротор, для трьох послідовно розташованих каналів (нумерація каналів по напрямку течії) в нерухомій системі координат мають вигляд [4]

$$\begin{aligned}
 F_{px1} &= -k_{p1}(\theta_1 + \chi_1)x, & F_{py1} &= -k_{p1}(\theta_1 + \chi_1)y, \\
 F_{px2} &= -k_{p2}(\theta_2 + \chi_2)x, & F_{py2} &= -k_{p2}(\theta_2 + \chi_2)y, \\
 F_{px3} &= -k_{p3}(\theta_3 + \chi_3)x, & F_{py3} &= -k_{p3}(\theta_3 + \chi_3)y; \\
 F_{dx1} &= -k_{d1}\dot{x}, & F_{dx2} &= -k_{d2}\dot{x}, & F_{dx3} &= -k_{d3}\dot{x}, \\
 F_{dy1} &= -k_{d1}\dot{y}, & F_{dy2} &= -k_{d2}\dot{y}, & F_{dy3} &= -k_{d3}\dot{y}; \\
 F_{cx1} &= -\omega k_{c1}y, & F_{cx2} &= -\omega k_{c2}y, & F_{cx3} &= -\omega k_{c3}y, \\
 F_{cy1} &= \omega k_{c1}x, & F_{cy2} &= \omega k_{c2}x, & F_{cy3} &= \omega k_{c3}x.
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Циліндричні стінки всіх трьох кільцевих каналів в початковому положенні співвісні, тому узагальнені координати і узагальнені швидкості для всіх каналів однакові.

У наведених формулах використані наступні позначення:

$$k_{pi} = \pi \frac{l_i R_i}{2H_i} \Delta p_i \left[\frac{H}{M} \right], k_{di} = \pi R_i \frac{\mu l_i^3}{12H_i^3} 5 \cdot 10^{-3} \operatorname{Re} \left[\frac{H \cdot c}{M} \right] k_{ci} = 0,5 \kappa_i k_{di} \left[\frac{H}{M} \right],$$

$$q_0 = 10 \left(\frac{\Delta p_i H_i^3}{\rho l_i} \right)^{0,5} \left[\frac{M^2}{c} \right], \operatorname{Re} = \frac{2\rho q_0}{\mu}, \chi_i \approx \frac{1}{1+0,02l_i/H_i}, \theta_i = \frac{g l_i}{2H_i};$$
(3.2)

$$R_1 = 0,5(r_1 + r_2), R_2 = 0,5(r_3 + r_4), R_3 = 0,5(r_5 + r_6);$$

$$H_1 = r_1 - r_2, H_2 = r_3 - r_4, H_3 = r_5 - r_6;$$

$i = 1, 2, 3$ – номери каналів, ρ, μ - питома густина і динамічна в'язкість рідини, $\kappa_i = 2\omega_{mi}/\omega$ - коефіцієнт закрутки потоку в i -му каналі, ω_{mi} - середня по товщині зазору кутова швидкість рідини, ω - частота обертання ротора, χ - відносний коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат; $r_k..(k = 1, 2, ..6)$ - середній по довжині каналу радіус k - і стінки.

Суми однойменних проєкцій запишемо у вигляді функцій узагальнених координат і швидкостей

$$\begin{aligned}
F_{px} &= \sum_{i=1}^3 F_{pxi} = -K_p x, & F_{py} &= \sum_{i=1}^3 F_{pyi} = -K_p y, \\
F_{dx} &= \sum_{i=1}^3 F_{dxi} = -K_d \dot{x}, & F_{dy} &= \sum_{i=1}^3 F_{dyi} = -K_d \dot{y}, \\
F_{cx} &= \sum_{i=1}^3 F_{cxi} = -\omega K_c y, & F_{cy} &= \sum_{i=1}^3 F_{cyi} = \omega K_c x;
\end{aligned} \tag{3.3}$$

$$K_p = k_{p1}b_1 + k_{p2}b_2 + k_{p3}b_3, \quad b_i = \theta_i + \chi_i \tag{3.4}$$

$$K_d = k_{d1} + k_{d2} + k_{d3}, \quad K_c = 0,5(k_{d1}\kappa_1 + k_{d2}\kappa_2 + k_{d3}\kappa_3).$$

Коефіцієнти (3.4) представляють собою сумарні коефіцієнти потенційних (K_p), дисипативних (K_d) і циркуляційних (ωK_c) сил.

Коефіцієнти потенційних сил (коефіцієнти гідростатичної жорсткості) пропорційні дроселюючому на даному зазорі перепаду тиску. Для його визначення потрібно користуватися умовою суцільності, на підставі якої витрати через всі послідовно з'єднані канали однакові: $Q_1 = Q_2 = Q_3$. При цьому в першому наближенні використовуємо формули витрат для автотельної області турбулентної течії без урахування ексцентриситету і частоти обертання стінок і їх радіальних коливань:

$$Q_i = 2\pi R_i q_{0i}, \quad q_{0i} = 10 \left(\frac{H_i^3}{\rho l_i} \Delta p_i \right)^{0,5} \tag{3.5}$$

де q_{0i} - витрата через канал одиничної ширини $R_i d\varphi = 1$ i -го каналу, на якому дроселюється перепад тиску Δp_i . Тиски p_2, p_3 в торцевих камерах майже постійні по колу, так як порушення осової симетрії, обумовлені

ексцентриситетом кільцевих каналів, вирівнюються в камерах порівняно великого об'єму.

Виразимо витрати через окремі дроселі через турбулентні провідності

$$Q_i = g_i \sqrt{\Delta p_i}, \quad g_i = 20\pi \left(\frac{R_i^2 H_i^3}{\rho l_i} \right)^{0.5}. \quad (3.6)$$

Використовуємо дві рівності $Q_1^2 = Q_2^2$, $Q_2^2 = Q_3^2$, з яких, після підстановки (3.6) і виразів

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2, \quad \Delta p_2 = p_2 - p_3, \quad \Delta p_3 = p_3 - p_4, \quad (3.7)$$

отримаємо рівняння відносно тисків p_2, p_3 :

$$\begin{aligned} (g_1^2 + g_2^2)p_2 - g_2^2 p_3 &= g_1^2 p_1, \\ -g_2^2 p_2 + (g_2^2 + g_3^2)p_3 &= g_3^2 p_4. \end{aligned}$$

За формулами Крамера знаходимо тиски в торцевих камерах

$$p_2 = \frac{g_1^2 (g_2^2 + g_3^2) p_1 - g_2^2 g_3^2 p_4}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}, \quad p_3 = \frac{g_1^2 g_2^2 p_1 + (g_1^2 + g_2^2) g_3^2 p_4}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}$$

і перепади тиску на ущільнюючих зазорах:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2 = \frac{G^2}{g_1^2} \Delta p_0, \Delta p_2 = p_2 - p_3 = \frac{G^2}{g_2^2} \Delta p_0, \Delta p_3 = p_3 - p_4 = \frac{G^2}{g_3^2} \Delta p_0 \quad (3.8)$$

В останніх формулах введена еквівалентна провідність трьох послідовно з'єднаних турбулентних дроселів:

$$G = \sqrt{\frac{g_1^2 g_2^2 g_3^2}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}}. \quad (3.9)$$

Тепер сумарний коефіцієнт гідростатичної жорсткості трьохшпаринного ущільнення набуває вигляду:

$$K_p = \frac{\pi}{2} \Delta p_0 G^2 \left(\frac{b_1 l_1 R_1}{g_1^2 H_1} + \frac{b_2 l_2 R_2}{g_2^2 H_2} + \frac{b_3 l_3 R_3}{g_3^2 H_3} \right).$$

Для двохшпаринного ущільнення, коли $g_3 \rightarrow \infty$, потрібно в формулах (3.2) прийняти $k_{p3} = k_{d3} = 0$, а формули (3.9) і (3.10) перетворюються до вигляду

$$G^{(2)} = \sqrt{\frac{g_1^2 g_2^2}{g_1^2 + g_2^2}}, \quad K_p^{(2)} = \frac{\pi}{2} \Delta p_0 G^{2(2)} \left(\frac{b_1 l_1 R_1}{g_1^2 H_1} + \frac{b_2 l_2 R_2}{g_2^2 H_2} \right). \quad (3.11)$$

Оцінку витрат можна отримати за формулами (3.6) для одного з каналів, використовуючи відповідний цьому каналу перепад тиску (3.8), або за формулою

$$Q = G \sqrt{\Delta p_0}, \quad (3.12)$$

в якій витрати виражені через ущільнюваний перепад тиску і еквівалентну провідність (3.9) послідовних дроселів.

3.3 Рівняння радіальних коливань одномасового неврівноваженого ротора

Розглянемо неврівноважений одномасовий ротор в жорстких опорах з одним трьохшпаринним ущільненням. Сила тяжіння не враховується. Рівняння руху в проекціях на осі нерухомої системи координат з урахуванням сил (3.3) для радіальних коливань мають вигляд [25]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + K_d\dot{x} + K_p x + \omega K_c y &= ma\omega^2 \cos \omega t, \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky + K_d\dot{y} + K_p y - \omega K_c x &= ma\omega^2 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (3.13)$$

Відповідну однорідну систему представимо у вигляді

$$\begin{aligned} \ddot{x} + 2n_d\dot{x} + \Omega^2 x + \omega 2n_c y &= 0, \\ \ddot{y} + 2n_d\dot{y} + \Omega^2 y - \omega 2n_c x &= 0, \end{aligned} \quad (3.14)$$

де

$$2n_d = (c + K_d)/m, \quad 2n_c = K_c/m, \quad \Omega^2 = (k + K_p)/m = \omega_0^2 + \omega_p^2. \quad (3.15)$$

Рівняння (3.14) використовуємо для оцінки стійкості радіальних коливань. Загальне рішення цих рівнянь: $x = B_x e^{\lambda t}$, $y = B_y e^{\lambda t}$. Підставивши рішення в (3.14), отримаємо систему алгебраїчних рівнянь відносно амплітуд ($t > 0$):

$$\begin{aligned}(\lambda^2 + 2n_d\lambda + \Omega^2)B_x + 2\omega n_c B_y &= 0, \\ -2\omega n_c B_x + (\lambda^2 + 2n_d\lambda + \Omega^2)B_y &= 0.\end{aligned}$$

Умовою існування відмінних від нуля рішень є рівність нулю визначника системи, розкривши який прийдемо до характеристичного рівняння

$$a_0\lambda^4 + a_1\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda + a_4 = 0,$$

де

$$a_0 = 1, a_1 = 4n_d, a_2 = 4n_d^2 + 2\Omega^2, a_3 = 4n_d\Omega^2, a_4 = 4\omega^2 n_c^2 + \Omega^4. \quad (3.16)$$

За критерієм Рауса-Гурвіца для стійкості системи 4-го порядку необхідно і достатньо, щоб всі коефіцієнти (3.16) характеристичного рівняння були позитивними, і щоб виконувалася нерівність $a_1 a_2 a_3 > a_0 a_3^2 + a_1^2 a_4$. З урахуванням (3.15) і (3.16) остання нерівність набуває вигляду

$$n_d^2 \Omega^2 > n_c^2 \omega^2 \quad \text{або} \quad \omega < \frac{n_d}{n_c} \Omega = \frac{c + K_d}{K_c} \sqrt{\frac{k + K_p}{m}}. \quad (3.17)$$

Таким чином, розширюють область стійкості сумарні жорсткість і демпфування, а дестабілізуючий ефект надає циркуляційна сила.

Практичний інтерес представляє оцінка стійкості для випадку, коли ущільнюваний перепад тиску пропорційний квадрату частоти обертання:

$\Delta p_0 = B\omega^2$, де $B = \Delta p_n / \omega_n^2$, Δp_n , ω_n - номінальні значення ущільнюваного перепаду тиску і частоти обертання $\Delta p_0 = \Delta p_n \omega^2 / \omega_n^2$. Підставивши значення

$\Delta p_0 = \Delta p_n \omega^2 / \omega_n^2$ і $K_p = K_{pn} \omega^2 / \omega_n^2$ в умову стійкості (3.17), отримаємо

$$\omega < \frac{n_d}{n_c} \omega_0 / \sqrt{1 - \left(\frac{n_d}{n_c} \cdot \frac{\omega_0}{\omega_n} \right)^2 \cdot \frac{K_{pn}}{k}} . \quad (3.18)$$

Якщо параметри ущільнення обрані так, що знаменник (3.18) рівний нулю, межа стійкості відсувається в нескінченність: при будь-якій досяжній частоті обертання ротор зберігає стійкість.

Повернемося до вимушених коливань, описуваних системою (3.13). Помноживши друге рівняння на уявну одиницю і склавши рівняння почленно, отримаємо з урахуванням (3.15) спресовану форму з комплексною змінною $z = x + iy$:

$$\ddot{z} + 2n_d \dot{z} + \Omega^2 z - i\omega 2n_c z = a\omega^2 e^{i\omega t} . \quad (3.19)$$

Розв'язок рівняння має вигляд $z = z_a e^{i(\omega t + \varphi)}$. Після його підстановки і скорочення на $e^{i\omega t}$, отримаємо алгебраїчне рівняння з комплексними коефіцієнтами

$$\left[\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2 + i\omega 2(n_d - n_c) \right] z_a e^{i\varphi} = a\omega^2 , \quad (3.20)$$

в якому комплексне число в квадратних дужках

$$D(i\omega) = U + i\omega V, \quad U = \omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2, \quad V = 2(n_d - n_c) \quad (3.21)$$

є власним оператором системи ротор-ущільнення.

Відношення реакції до зовнішнього гармонійного впливу представляє частотну передаточну функцію $W(i\omega)$:

$$W(i\omega) = \frac{z_a}{a\omega^2} e^{i\varphi} = A_*(\omega) e^{i\varphi(\omega)} = \frac{I}{U(\omega) + i\omega V(\omega)}; \quad A_* = \frac{z_a}{a\omega^2}. \quad (3.22)$$

Розділивши дійсну і уявну частини передавальної функції, отримаємо

$$W(i\omega) = A_*(\omega) e^{i\varphi(\omega)} = U_I(\omega) - i\omega V_I(\omega), \quad (3.23)$$

$$U_I = U / (U^2 + \omega^2 V^2), \quad V_I = \omega V / (U^2 + \omega^2 V^2).$$

Амплітуда $A_* = \frac{\omega^2}{\sqrt{U^2 + \omega^2 V^2}}$ і фаза $\varphi = -\arctg \omega \frac{V}{U}$: цього комплексного числа представляють амплітудну і фазову частотні характеристики. В даному випадку інерційного збудження, щоб надати амплітуді безрозмірний вид, в якості амплітудної характеристики приймемо відношення $A = z_a / a = \omega^2 A_*$. Як впливає з (3.21) - (3.23),

$$A(\omega) = \omega^2 A_* = \frac{\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2)^2 + \omega^2 [2(n_d - n_c)]^2}}, \quad (3.24)$$

$$\varphi(\omega) = -\arctg \omega \frac{V}{U} = -\arctg \omega 2 \frac{n_d - n_c}{\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2}.$$

Останнім формулами можна надати більш наглядний вигляд, використовуючи позначення показника згасання $\xi = (n_d - n_c) / \Omega$ і безрозмірної частоти обертання $\nu = \omega / \omega_0$. З цими позначками формули (3.24) приймають вид

$$A(\nu) = \frac{\nu^2}{\sqrt{\left(1 + \frac{\omega_p^2}{\omega_0^2} - \nu^2\right)^2 + (2\xi\nu)^2}}, \quad \varphi(\nu) = -\operatorname{arctg} \frac{2\xi\nu}{1 + \frac{\omega_p^2}{\omega_0^2} - \nu^2}. \quad (3.25)$$

3.4 Чисельна оцінка вібраційних характеристик

Числовий аналіз для оцінювання впливу шпаринних ущільнень будемо проводити для одноступінчатого консольного насоса (рис 3.3).

Вихідні дані: $a=197\text{мм}$; $b=94\text{мм}$; параметри ротора: $d=10\text{мм}$; приведена маса ротора $m=4,6\text{ кг}$; модуль пружності матеріалу валу $E=2 \cdot 10^{11}\text{Па}$; номінальна робоча частота обертання ротора $\omega_n=300\text{ рад/с}$, коефіцієнт зовнішнього демпфування не враховуємо: $c=0$.

Параметри ущільнень:

Трьохшпаринне ущільнення: $R_1=0.044\text{м}$; $R_2=0.041\text{м}$; $R_3=0.038\text{м}$; $l_1=0.021\text{м}$; $l_2=0.011\text{м}$; $l_3=0.02\text{м}$; $H_1=0.2 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_2=0.4 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_3=0.2 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $\xi=0,05$.

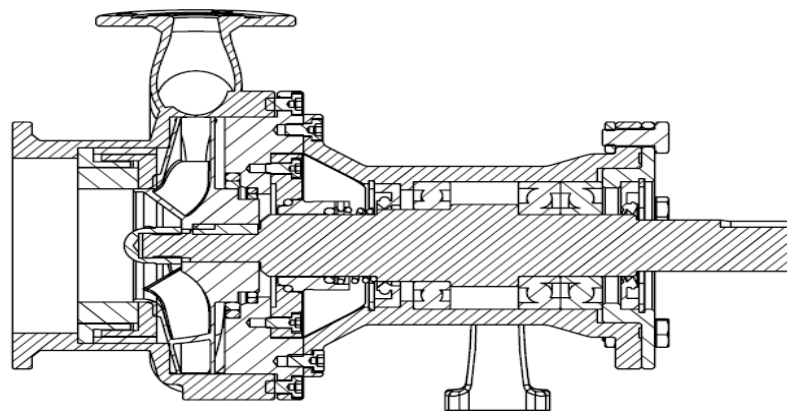


Рисунок 3.4 – Консольний насос

Двохшпаринне ущільнення: $R_1=0.044\text{м}$; $R_2=0.041\text{м}$; $l_1=0.021\text{м}$; $l_2=0.011\text{м}$; $H_1=0.2 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_2=0.4 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $\xi=0,05$.

Одношпаринне ущільнення: $R_1=0.044\text{м}$; $l_1=0.021\text{м}$; $H_1=0.2\cdot 10^{-3}\text{м}$; $\xi=0,05$.

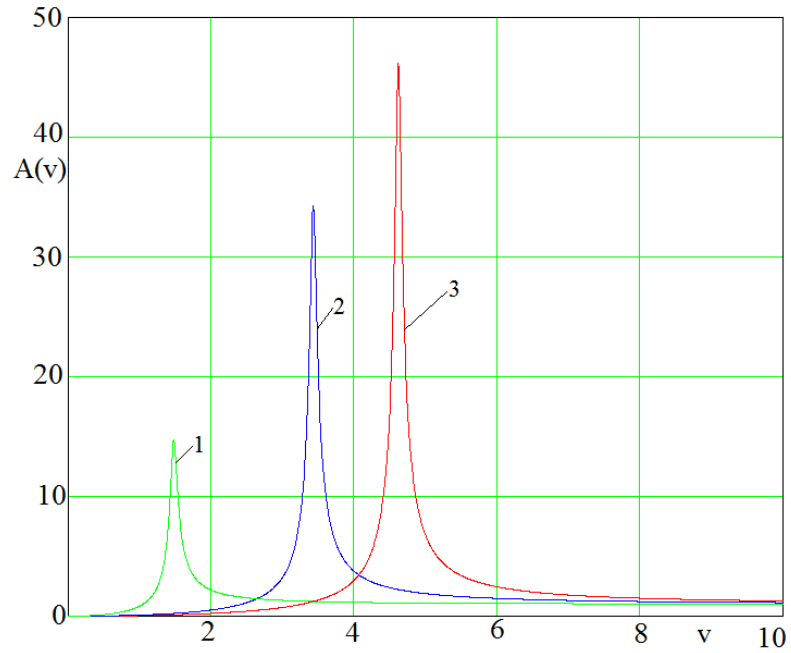
Номинальний перепад тиску на ущільненнях, $\Delta p_n=4\text{МПа}$. Перекачувана рідина – вода, температура 20С° , густина $\rho=10^3\text{Па}\cdot\text{с}$. Режим руху рідини – автомодельна область турбулентної течії.

Числові значення коефіцієнтів радіальних сил при паралельних шпаринах приведені в таблиці 3.1. На рисунку 3.4 показані частотні характеристики, побудовані для трьох ущільнень.

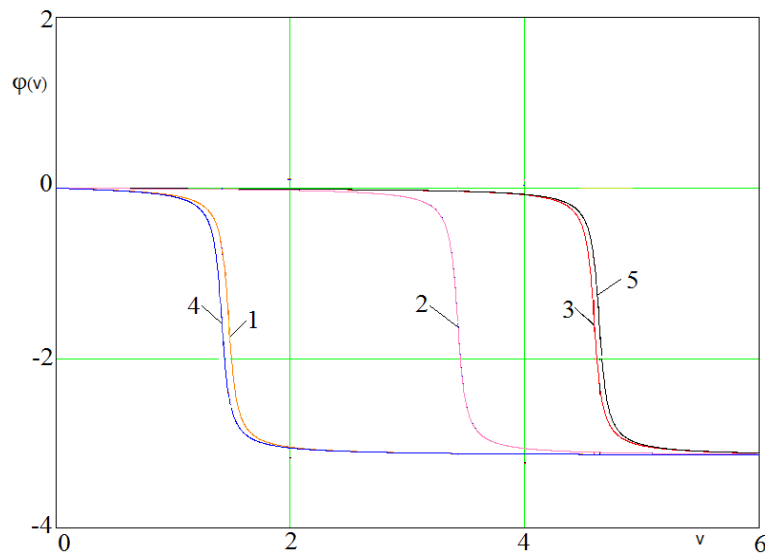
Таблиця 3.1 - Коефіцієнти радіальних сил

Типи ущільнень	Результати розрахунків			
	k_p $\left[\frac{H}{M}\right]$	k_d $\left[\frac{H\cdot c}{M}\right]$	k_c $\left[\frac{H}{M}\right]$	Q (M^3/c)
Одношпаринне	$3.96\cdot 10^6$	$1\cdot 10^3$	268	$3.4\cdot 10^{-3}$
Двохшпаринне	$4.11\cdot 10^6$	$1.1\cdot 10^3$	274	$3.3\cdot 10^{-3}$
Трьохшпаринне	$8.46\cdot 10^6$	$2\cdot 10^3$	506	$2.3\cdot 10^{-3}$

В таблиці 3.2 наведені результати обчислення коефіцієнтів жорсткості трьохшпаринного ущільнення при перепаді тиску 4 МПа для п'яти випадків параметра конусності. Амплітудні та фазові частотні характеристики для трьохшпаринного ущільнення при різних θ в безрозмірному вигляді приведені на рисунку 3.5.



а)

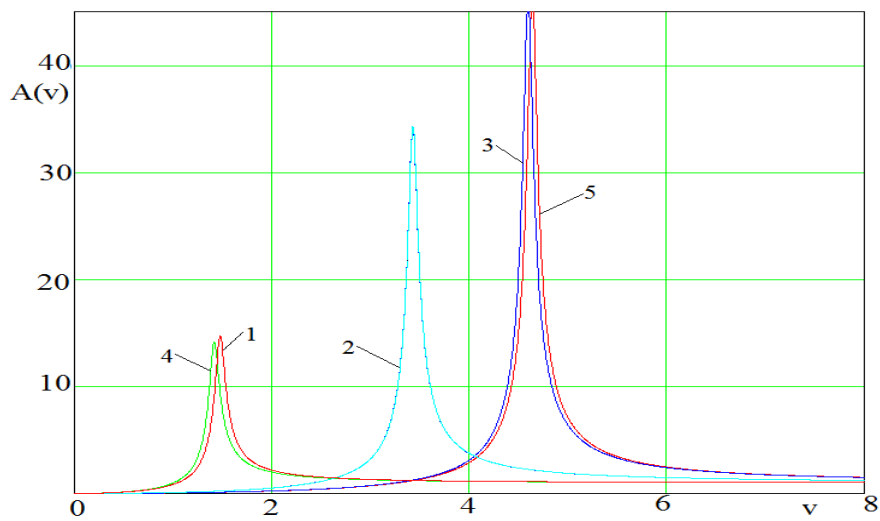


б)

Рисунок 3.4 – Амплітудні (а) та фазові (б) частотні характеристики при постійному перепаді тиску на ущільненнях: 1-одношпаринне; 2-двохшпаринне; 3-трьохшпаринне

Таблиця 3.2 - Коефіцієнти жорсткості трьохшпаринного ущільнення при різних θ

№ п/п	θ	$k_p \left[\frac{H}{M} \right]$
1	0,3;-0,3;0,3	1.59×10^7
2	0;0;0	8.5×10^6
3	-0,3;0,3;-0,3	9.23×10^5
4	0,3;0,3;0,3	1.61×10^7
5	-0,3;-0,3;-0,3	7.87×10^5



a)

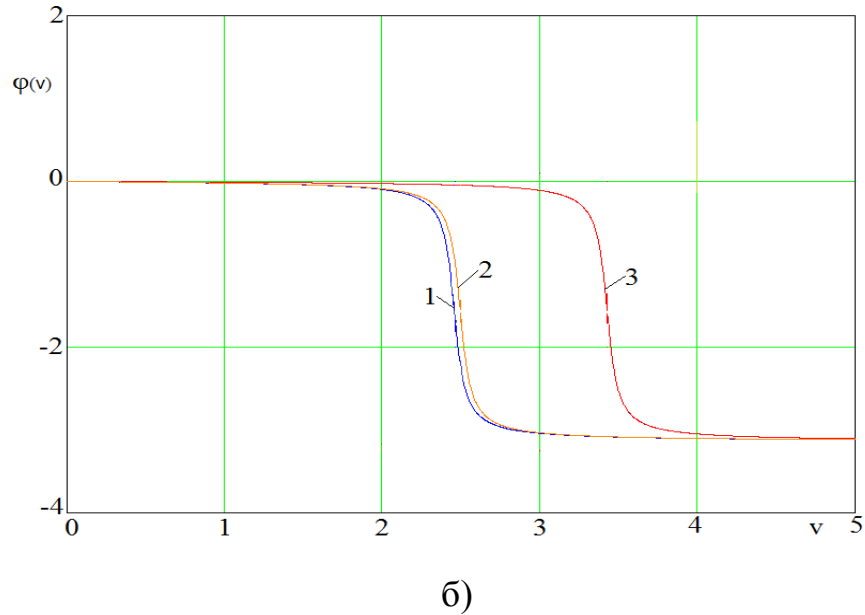


Рисунок 3.5 - Амплітудні (а) і фазові (б) частотні характеристики для

трьохшпаринного ущільнення: $1-\theta_i = \begin{matrix} -0,3 & 0 & 0,3 \\ 0,3 & -0,3 & 0,3 \end{matrix}$; $2-\theta_i = 0$; $3-\theta_i = -0,3$; $4-\theta_i = -0,3$; $5-\theta_i = 0,3$

3.5 Висновки

Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують неконтрольовані витoki перекачуваного середовища, а й виконують функції гідродинамічних опор. Такі системи багато в чому визначають вібраційний стан ротора. Числова оцінка впливу багатошпаринних кільцевих каналів показала, що трьохшпаринне ущільнення зменшує витрати у порівнянні з одношпаринним та двохшпаринним, а коефіцієнт жорсткості підвищується при збільшенні кількості шпарин.

Істотний вплив на амплітуди та фази має конусність кільцевого каналу. Конфузорність $\theta > 0$ підвищує критичні частоти; дифузорність надає зворотний ефект. Тому при проектуванні ущільнень потрібно забезпечувати достатню жорсткість елементів конструкції, щоб уникнути утворення дифузорних каналів.

ВИСНОВКИ

1. Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску мастильного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу. Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі $98\text{ }^{\circ}\text{C}$ дорівнює 41000 Н . Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними показало їх достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає $5,8\%$. Аналіз результатів досліджень показав, що існує можливість підвищення несучої здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок покращення його теплового стану.

2. В результаті проведених досліджень отримано ряд технічних рішень (способів), спрямованих на підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень (ТІУ), які здійснюються на етапі конструкторської та технологічної підготовки виробництва, шляхом найбільш раціонального вибору і поєднання матеріалів кілець в парі тертя, а також формування на їх контактуючих поверхнях спеціальних зносостійких покриттів. Виконано комп'ютерне моделювання нових конструкцій запірних імпульсних ущільнень: розв'язання нестационарної течії газу та визначення. Підтверджено можливість використання методів числового розв'язання рівняння Навьє-Стокса (CFD розрахунок в програмі ANSYS CFX) для розрахунку робочих характеристик торцевих безконтактних ущільнень.

3. Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують неконтрольовані витoki перекачаного середовища, а й виконують функції гідродинамічних опор. Такі системи багато в чому визначають вібраційний стан ротора. Числова оцінка впливу багатошпаринних кільцевих каналів показала, що трьохшпаринне ущільнення зменшує витрати у порівнянні з одношпаринним та двохшпаринним, а коефіцієнт жорсткості підвищується при збільшенні кількості шпарин. Істотний вплив на амплітуди та фази має конусність кільцевого каналу. Конфузорність $\theta > 0$ підвищує критичні частоти; дифузорність надає зворотний ефект. Тому при проектуванні ущільнень потрібно забезпечувати достатню жорсткість елементів конструкції, щоб уникнути утворення дифузорних каналів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Кайота Д.О. Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання / Д.О. Кайота, А.В. Загорулько, С.В. Паненко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2018. – №3 (53).– С.2-7.
2. Марцинковский В.А.. Динамика роторов центробежных машин: монография / В.А. Марцинковский. –Сумы: Сумский государственный университет, 2012.- 563 с.
3. Торцовое уплотнение с регулируемой утечкой: А.с. 446635 F 16 J 15/34 СССР, /К.В. Лисицын, В. А. Марцинковский, Н.В. Перидерий. Опубл. 22.06.74, Бюл. № 7.- 2 с.
4. Москаленко В.В. Характеристики и опыт эксплуатации импульсных торцовых уплотнений // В.В. Москаленко, К.В. Лисицын, В.А. Марцинковский / Труды 6-й техн. конфер. «Уплотнения и вибрационная надежность центробежных машин».- Сумы.- 1991.- С. 41.
5. Martsynkovskyy V. Analysis of buffer impulse seal // V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko, S. Gudkov, S. Mischenko / Procedia Engineering, Volume 39, 2012, pp. 43-50.DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.006.
6. Громыко Б.М. Опыт разработки импульсных торцовых уплотнений для быстроходных турбонасосов // Б.М. Громыко, А.В. Колпаков, А.Е. Чернов / Труды 9-й Международ конф. «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования».- Т.1.- Сумы.-1999.- С. 151-159.
7. Громыко Б.М. Опыт разработки и эксплуатации металлических уплотняющих элементов для работы в широком диапазоне тем-ператур и давлений // Б.М. Громыко, Е.М. Матвеев, И.Д. Постников, и др. / Труды 9-й Международ конф. «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования».- Т.1.- Сумы.-1999.- С. 38-51.
8. Жуков А.Н. Направленный выбор технологии и установление критериев оценки наиболее рационального метода упрочнения колец торцовых уплотнений /

А.Н. Жуков // Компрессорное и энергетическое машиностроение.- №1(47).- 2017.- С. 15-20.

9. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова.- М: Машиностроение, 1986.- 464 с.

10. Захаров Б.С., Захаров И.Б. Уплотнения нефтяных центробежных и поршневых насосов.- М: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2011.- 204 с.

11. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безызносность) /Д.Н. Гаркунов. – М.: «Издательство МСХА» , 2001. – 616с.

12. Тарельник В.Б. Узел торцового импульсного уплотнения / Пат. 170279. Российская Федерация. МПК F16I 15/34 // В.Б. Тарельник, В.С. Марцинковский, А.В. Белоус, А.Н. Жуков, Чеслав Кундера.- Оpubл. 19.04.2017.- Бюл.№ 11.-3с.

13. Тарельник В.Б. Вузол торцового імпульсного ущільнення / Патент на корисну модель № 114075. Україна.- МПК F16I 15/34 // В.Б. Тарельник, В.С. Марцинковський, А.В. Білоус, О.М. Жуков, Чеслав Кундера.- Оpubл. 27.02.2017.- Бюл. № 4.- 3с.

14. Патент Российской Федерации на изобретение № 2187727 С2. 7 F 16 J 15/34. Торцевое импульсное уплотнение. / Громько Б.М., Каторгин Б.И., Кириллов В.В., Колпаков А.В., Марцинковский В.А., Матвеев Е.М, Постников И.Д., Чернов А.Е., Степанова М.А./ Оpubл. 20.08. 2002, Бюл. № 23.- с.

15. К. Джурицкий. Отечественные КМПП с предельной частотой 18 ГГц. Материалы, конструкции, технологии электроника №2.- 2014.- С.162-170.

16. Тарельник В.Б. Повышение надежности и долговечности металлических импульсных торцовых уплотнений. Часть 3 / В.Б. Тарельник, В.С. Марцинковский, А.Н. Жуков // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - №6/2017.- С. 23-26.

17. Problems of Mechanics in Pump and Compressor Engineering. Edited by V. Martsynkovskyy and A. Zahorulko Applied Mechanics and Materials Vol. 630 (2014). © (2014) Trans Tech Publications, Switzerland. -418p. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.630.

18. Лопастные насосы: Справочник/ В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.
19. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е издание. - М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
20. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. – Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2005. – 416 с.
21. 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.
22. Бедчер Ф.С., Ломакин А.А. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил, возникающих в уплотнениях / Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 249-269.
23. Ломакин А.А. Расчет критического числа оборотов ротора и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидромашин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергомашиностроение. 1958, N 4, С. 1-5.
24. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин.- М.: Машиностроение, 1980.-200 с.
25. Марцинковский В.А. Динамика роторов центробежных машин. – Сумы: Сумский государственный университет, 2012. – 562 с.
26. Марцинковский В.А. Новые способы повышения качества торцовых импульсных уплотнений / В.А. Марцинковский, А.В. Белоус, А.Н. Жуков // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2018. – №1 (51). – С.20 -26.
27. Марцинковский В.А. Розрахунок динамічних характеристик багатощпаринних ущільнень / В.А. Марцинковский, О.О. Позовний // Екологічна безпека експлуатації компресорного і насосного обладнання: за наук. ред. О.В. Радионова / Сумський національний аграрний університет. – Суми. – С. 244 -258.