

УДК 621.67: 621.51
КП
№ 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
2017.12.22

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

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

А.В. Загорулько

2017

Рукопис закінчений 21 грудня 2017 р.

Результати роботи розглянуті науковою радою університету, протокол від 28.12.2017 р. № 4

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР		А.В. Загорулько
Провідний науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	22.12.2017	(розд. 1,2,3 висновки)
Відповідальний виконавець		С.М. Гудков
Старший науковий співробітник		
канд. техн. наук	22.12.2017	(розд. 2,3 висновки)
Провідний науковий співробітник		В.А. Марцинковський
засл. діяч науки і техніки України		
докт. техн. наук, професор	22.12.2017	(розд. 2,3 висновки)
Старший науковий співробітник		С.М. Ванєєв
канд. техн. наук, доцент	22.12.2017	(розд. 1,2 висновки)
Молодший науковий співробітник		С.О. Міщенко
	22.12.2017	(розд. 2,3)
Молодший науковий співробітник		Д.О. Кайота
	22.12.2017	(розд. 3)
Молодший науковий співробітник		Д.В. Лісовенко
	22.12.2017	(розд. 2)
Лаборант		Я.І. Сапожников
	22.12.2017	(розд. 3)
Лаборант		М.О. Пестун
	22.12.2017	(розд. 1)
Лаборант		Д.О. Стремоухов
	22.12.2017	(розд. 1)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 64 с., 39 рис. , 2 табл. , 8 джерел.

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

Об'єкт дослідження – гідро-газодинамічні 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 коливань 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 нерухомою 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 термопружньогідродинамічного 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 пружньогідродинамічного 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 Дослідження упорного підшипника ковзання з підвищеною несучою здатністю.....	8
1.1 Способи збільшення несучої здатності	8
1.2 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання	22
2 Дослідження запірних імпульсних ущільнень для компресорів високого тиску.....	24
2.1 Актуальність теми.....	24
2.2 Принцип роботи вузла ЗІТУ	26
2.3 Розрахунок характеристик ЗІТУ.....	29
2.4 Випробування вузлів ЗІТУ	32
2.5 Статичний і динамічний розрахунок ущільнення з регулятором перепаду тиску.....	36
2.5.1 Конструкція і принцип роботи.....	36
2.5.2 Статичний розрахунок	39
2.5.3 Динамічний розрахунок	44
2.6 Висновки.....	51
3 Числове розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя.....	52
3.1 Висновки.....	62
Висновки.....	63
Перелік джерел посилань.....	64

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 термопружногідродинамічного 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 та про застосування податливого дна з спеціальними прорізами, які за рахунок податливості набивки, формують на контактній поверхні торцевого сальникового ущільнення гідродинамічні структури, що забезпечують зниження тертя, зношування та витоків; гіпотезі про покращення теплового стану та підвищення несучою здатності робочої сторони колодок упорних підшипників за рахунок застосування спеціальної форми маслороз'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 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 задачі пружньогідродинамічного змащення для торцевого сальникового ущільнення з податливим дном;

– розробка методики комп'ютерного моделювання термогазодинамічної задачі з урахуванням надкритичних властивостей змащувального газу.

1 ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З ПІДВИЩЕНОЮ НЕСУЧОЮ ЗДАТНІСТЮ

Помилки конструювання, недосконалі технології виготовлення, зміни технологічних режимів експлуатації турбокомпресорів газової, нафтогазової, хімічної та нафтохімічної промисловості приводили до осьових здвигів роторів. Тому поряд з ефективним урівноваженням роторів, методиками розрахунку осьових сил з урахуванням можливих експлуатаційних режимів, вдосконалення системи зняття статичної електрики, систем захисту і моніторингу осьового зсуву завдання створення високоефективних і надійних упорних підшипників актуальне і сьогодні.

1.1 Способи збільшення несучої здатності

Способи збільшення несучої здатності і надійності роботи упорних підшипників ковзання:

1. Два кола циркуляції мастила.

В існуючих конструкціях упорних підшипників мастило розподіляється, як правило, рівномірно на обидві сторони підшипника - робочу і неробочу. Конструкція упорних підшипників з двома колами циркуляції (рис. 1.1) фірми ТРІЗ дозволяє подавати свіже мастило спочатку в зону робочих колодок в кількості, необхідній для їх охолодження (1-е коло циркуляції), потім, підігріте масло, через канали в корпусі підшипника переводиться на неробочу сторону (2-е коло циркуляції). Така схема подачі дозволяє скоротити до 50% витрати мастила через упорні підшипники [1].

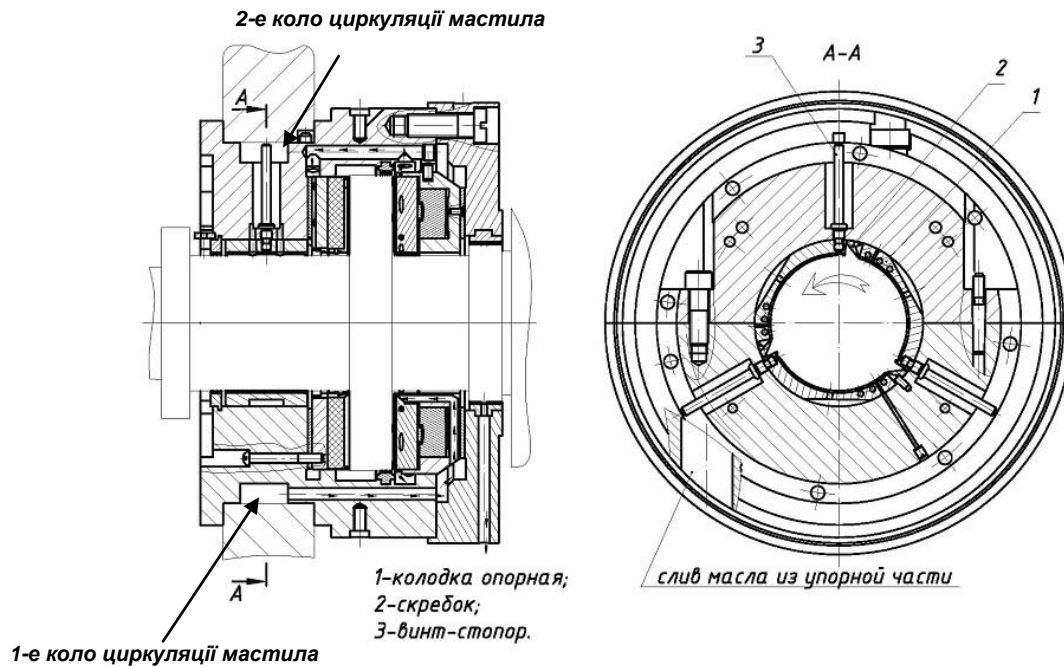


Рисунок 1.1 - Підшипник опорно-упорний з двома колами циркуляції мастила

На неробочій стороні масло додатково нагрівається значно менше через зменшення в'язкості мастила, розігрітою після проходження через робочу сторону. При цьому до 20% зростає несуча здатність упорних підшипників. Цьому сприяє зниження реакції неробочої сторони на робочу, гідростатичне розвантаження і зменшення деформації упорного гребеня завдяки вирівнюванню температурних полів по обидві його сторони.

2. Вирівнююча система кочення для збільшення несучої здатності.

Нерівномірне навантаження колодок може привести до лавиноподібного руйнування колодок упорних підшипників. При використанні традиційних важільних вирівнюючих систем, різниця температури між максимально навантаженої і мінімально навантаженої колодкою досягає 40°C [2]. Таким чином, при температурі мінімально навантаженої колодки 110°C (максимально допустима для колодок з антифрикційним бабітовим шаром) температура максимально навантаженої колодки складе 150°C .

Для забезпечення рівномірного розподілу навантаження між упорними колодками в підшипнику розроблена важільна вирівнююча система кочення фірми ТРІЗ з високими компенсаційними властивостями (рис. 1.2), в якій тертя ковзання між важелями замінено тертям кочення [3], [4]. Максимальна різниця температур між колодками в підшипниках, оснащених такою вирівнюючою системою знижується з 40 °С до 6 °С.

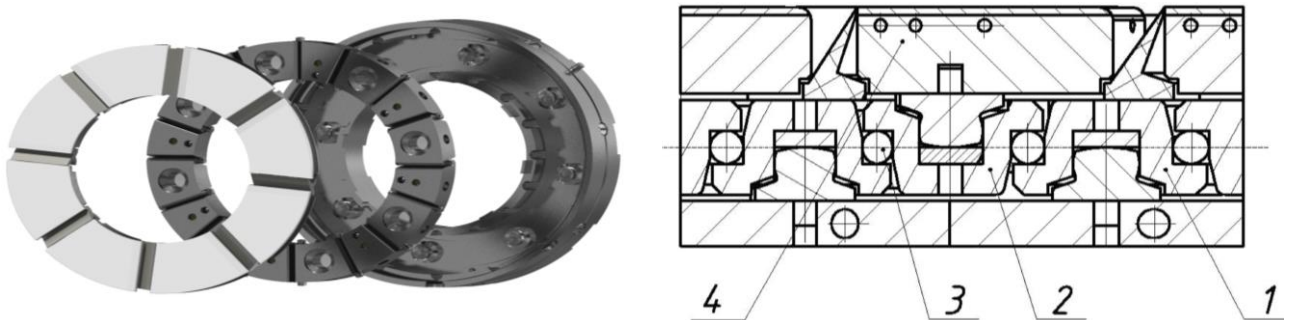


Рисунок 1.2 - Важільна вирівнююча система кочення з високими компенсаційними властивостями

1 - нижній важіль, 2 - верхній важіль, 3 - ролик, 4 - упорна колодка

3. Гідростатичний компенсуючий підвіс.

Більшість упорних підшипників працюють з перекосами. Причинами перекоосу є температурна розцентровка агрегату, викликана нерівномірним подовженням фундаментних колон і різними силовими і тепловими розширеннями ротора і статора, неточності при виготовленні деталей підшипника, а також неточності збірки при монтажі та ремонті. Існуючі способи вирівнювання не ефективні.

Для компенсації температурних і силових деформацій, які призводять до не паралельності несучих упорних поверхонь ротора і підшипника, розроблені різні варіанти упорних підшипників з гідростатичним підвісом фірми ТРІЗ (рис. 1.3). Масло з маслосистеми подається до опорно-упорного підшипника. Через канал в корпусі підшипника і розподільні канали масло підводиться до кожної опорної

колодки. Між обертовим валом і колодкою утворюється мастильний шар. Частина мастила із зони максимального гідродинамічного тиску через отвір потрапляє в карман на спинці колодки, де створюється гідростатичний тиск. Колодка опорна спливає, а тиск мастила дроселюється по спинці колодки.

З кармана з гідростатичним тиском частина мастила через отвори в корпусі підшипника надходить на границю сферичних поверхонь. В результаті цього між зовнішньою сферою сепаратора і сферою корпусу утворюється масляна плівка.

Завдяки наявності плівки на границі сферичних поверхонь забезпечується рівномірне сприйняття упорною частиною осьової сили при виникненні будь-яких перекосів в системі: «ротор-упорний диск-підшипник».

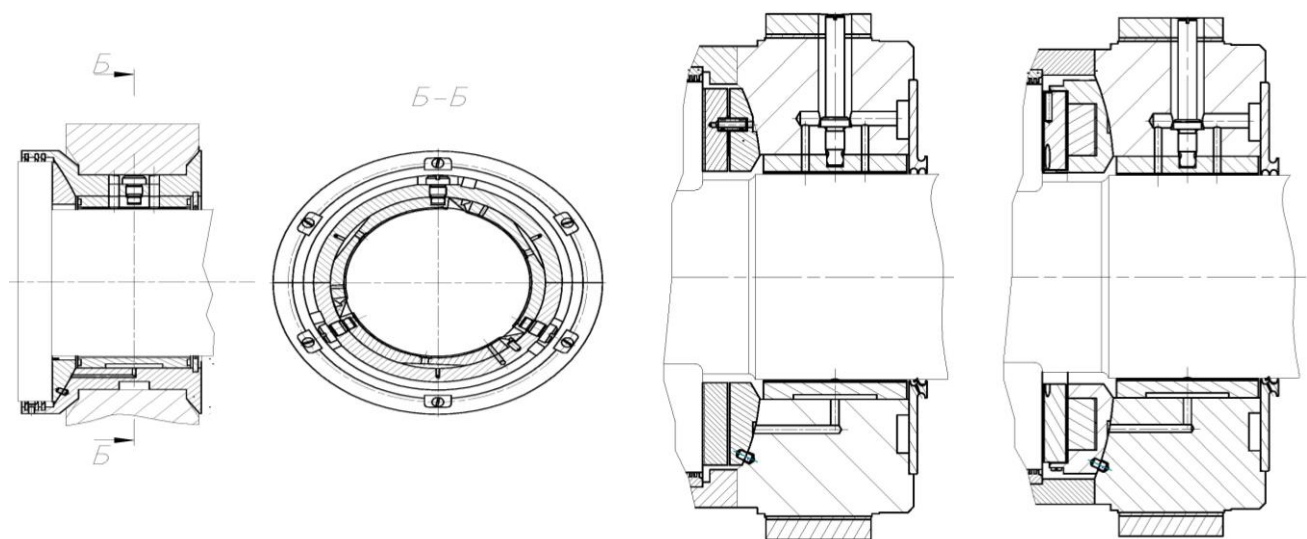


Рисунок 1.3 - Варіанти упорного підшипника з гідростатичним компенсуючим підвісом

4. Багатофункціональні маслоз'ємні скребки.

Установка в міжколодковому просторі упорного підшипника багатофункціональних маслоз'ємних скребок (рис. 1.4.) [5]:

- перешкоджає переносу гарячої масляної плівки з однієї колодки на іншу;
- забезпечує індивідуальне підведення масла в колодки;

- забезпечує індивідуальне відведення масла з колодки;
- збільшує коефіцієнт ефективного заповнення колодками з 0,6 до 0,9;
- забезпечує стікання статичного заряду оберігаючи електроерозійне руйнування несучих поверхонь підшипників.

Завдяки такій конструкції знижується температура несучого масляного клина, підвищується несуча здатність підшипника, запобігається електроерозійний знос колодок.

5. Індивідуальне підведення мастила.

Потік масла організований таким чином, що за рахунок спеціальної форми маслосистеми скребка 12 (рис. 1.4), що утворює в міжколодковому просторі дві нез'єднані між собою порожнини, здійснюється індивідуальне підведення масла до упорних колодок. Таким чином, масло з маслосистеми надходить безпосередньо в колодку, не змішуючись з гарячим маслом.

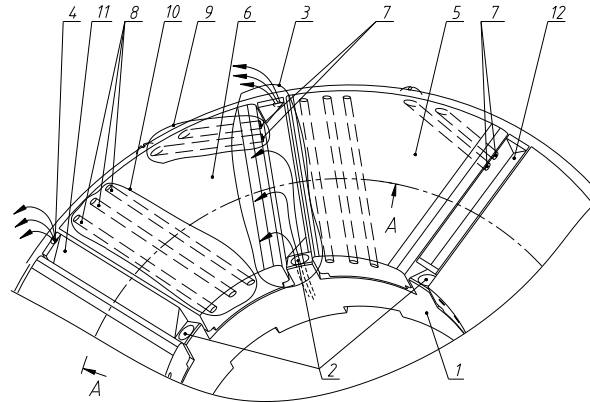
6. Індивідуальне відведення мастила.

Завдяки спеціальній формі маслосистеми скребка, гаряче масло, що знімається скребком з упорного диска, відводиться в канали для зливу масла 4 (рис. 1.4) після кожної колодки, не змішуючись з маслом, що надходить з маслосистеми.

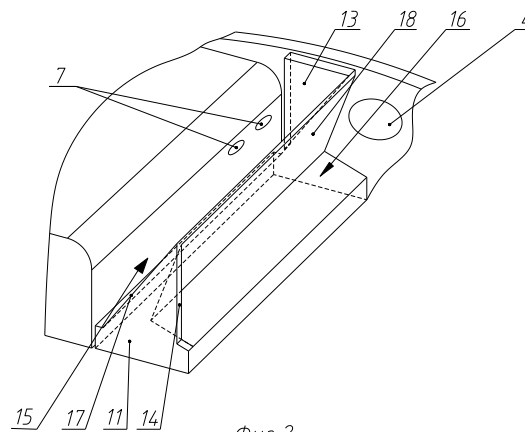
7. Розширення діапазону коефіцієнта заповнення несучими колодками.

Коефіцієнт заповнення (k) представляє собою відношення робочої площі упорних колодок до площі кільця, обмеженого внутрішнім і зовнішнім діаметром колодок, і має суттєвий вплив на несучу здатність упорних підшипників. Підшипники традиційної конструкції витримують найбільше навантаження при значенні $k = 0,6$ [2]. Встановлені в міжколодковому просторі маслосистеми скребки перешкоджають переносу упорним диском гарячого масла з колодки на колодку, тому в таких упорних підшипниках зі збільшенням площі колодок несуча здатність підшипника продовжує збільшуватися. При установці маслосистеми скребків між колодками коефіцієнт заповнення несучої поверхні колодок

збільшується з $k = 0,6$ до значення $do = 0,9$, за рахунок чого на 50% збільшується несуча здатність підшипника в тих же габаритах. Цю зміну ілюструють графіки на рис. 1.5.



Фиг.1



Фиг.2

Рисунок 1.4 - Упорний підшипник з самоустановлюючими колодками

1 - корпус; 2 - канали підведення масла; 3 - міжколодковий простір; 4 - канали відводу масла на злив; 5, 6 - самоустановлюючі упорні колодки; 7 - канали охолоджуючого масла вхідної кромки; 8 - канали охолоджуючого масла термонавантаженої зони; 9 - зона входу в колодку; 10 - термонавантажена зона; 11, 12 - багатофункціональні маслоз'ємні скребки, 13 - перемичка скребка на ділянці зливу, 14 - перемичка скребка на ділянці підведення охолоджуючого масла, 15 - порожнина, що сполучається з каналами підведення охолоджуючого

масла, 16 - порожнина, що сполучається з каналами відведення масла на злив, 17 - спинка скребка, 18 - передня поверхня скребка.

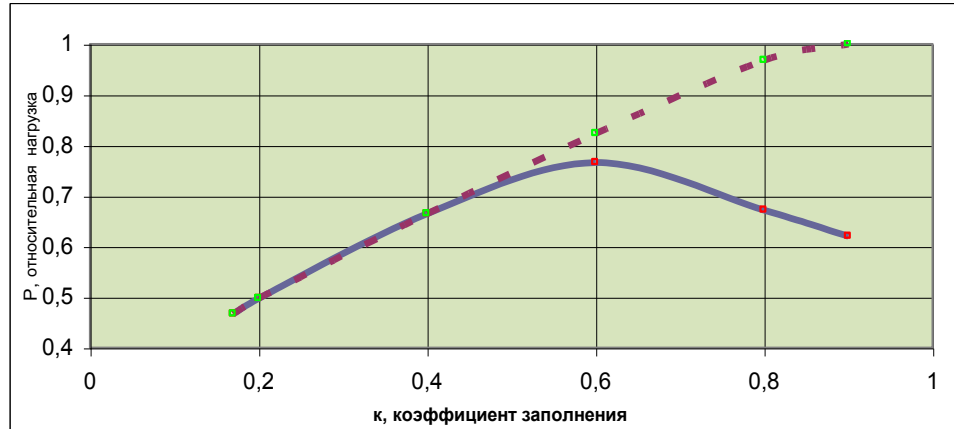


Рисунок 1.5 - Залежність найбільшого навантаження P , яке витримує підшипник, від коефіцієнта заповнення k :

- для підшипників без маслороз'ємних скребок
- - - для підшипників з маслороз'ємними скребками

8. Протектори електроерозійного руйнування.

Для запобігання електроерозійного руйнування підшипників ковзання традиційно застосовуються струмознімачі різної конструкції. Додатково до існуючих систем захисту в якості протекторів електроерозійного руйнування використовуються маслороз'ємні скребки, що встановлюються в підшипниках між колодками. Конструкція скребка розроблена таким чином, що він постійно контактує з корпусом підшипника і ротором машини, навіть якщо зношується в процесі роботи. Тому для запобігання електроерозійного зносу несучих поверхонь використовуються електропровідні маслороз'ємні скребки (рис. 1.6).

9. Гідростатичне розвантаження упорного диска.

Гідростатичне розвантаження упорного диска здійснюється за рахунок різниці епюр тиску на робочій і неробочій стороні підшипника. Для цього весь потік мастила подається під тиском на робочу сторону підшипника, а потім дроселюється в ущільненні над упорним диском зі спеціально підібраним зазором, що гарантує необхідну для охолодження витрату мастила, і надходить на вільний злив. При використанні схеми підведення з двома колами циркуляції (рис. 1.1) частина

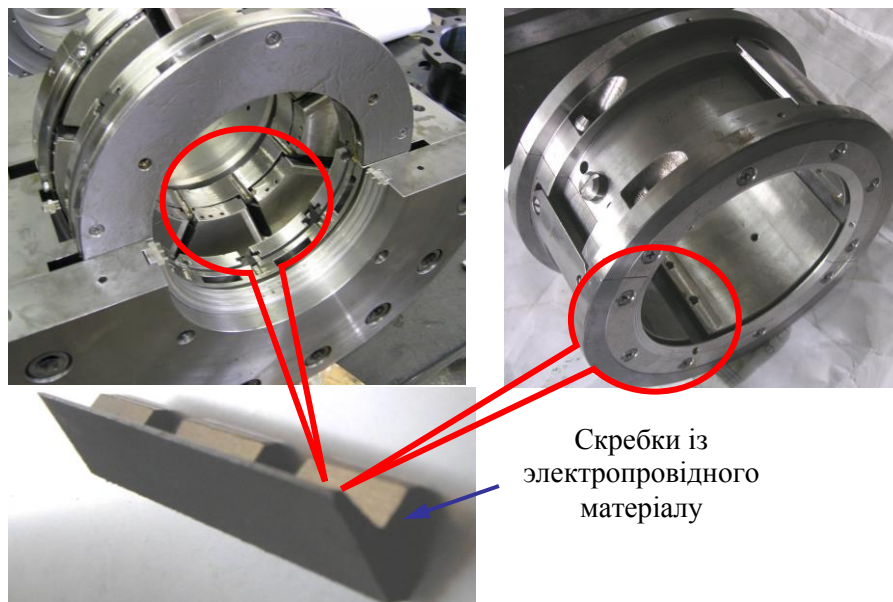


Рисунок 1.6 - Підшипники зі встановленими скребками-протекторами для запобігання електроерозійного зносу

мастила перекладається на неробочу сторону через дросельні отвори. В інших випадках мастило на неробочу сторону подається з опорної частини підшипника, через ущільнення між опорною і упорною частинами опорно-упорного підшипника. Зазор в ущільненні підбирається таким чином, щоб, з одного боку, забезпечити охолодження неробочої сторони, а з іншого, в значній мірі знизити на

ній тиск. Таким чином, при експлуатації робоча сторона упорного підшипника працює під тиском, близьким до тиску подачі мастила, який забезпечує маслосистема, а неробоча - під тиском вільного зливу. За рахунок цієї різниці тисків і реалізується гідростатичне розвантаження упорного диска, що знижує залишкову осьову силу i , в кінцевому підсумку, підвищує несучу здатність підшипника.

10. Радіальне охолодження термічно навантаженої зони колодки.

Індивідуальне підведення масла до упорної колодки організоване таким чином, що частина масла проходить через спеціальні канали 8 у упорній колодці під бабітовим шаром для охолодження термічнонавантаженої зони колодки (рис. 1.4). Завдяки цьому знижується температура несучого гідродинамічного клину і підвищується несуча здатність підшипника.

11. Охолодження упорного диска.

Ще одним конструктивним рішенням, що підвищує несучу здатність, є додаткове охолодження упорного диска. В середині диска виконуються канали, прилеглі до його робочих сторін. При обертанні диска відцентровими силами холодне масло через підвідні канали 4 захоплюється в охолоджуючі канали 2 (рис. 1.7), і через них виходить на периферію диска. Масло, що протікає в каналах 2, охолоджуючи несучу поверхню упорного диска, знижує температуру гідродинамічного шару, тим самим підвищує несучу здатність підшипника.

12. Тангенціальне охолодження периферії колодки для збереження ламінарного режиму течії.

У гідродинамічному шарі упорних підшипників, що працюють в умовах високих температур і частот обертання, може виникати турбулентний режим течії мастила через зниження в'язкості масла і високих окружних швидкостей, особливо на периферії колодки. Відомо, що при турбулентному режимі течії значно знижується несуча здатність гідродинамічних підшипників, зростають втрати потужності і тепловиділення.

Для збереження ламінарного режиму течії масла на вході в гідродинамічний клин на вхідній кромці упорної колодки виконується гіперболічна західна поверхня, що запобігає вихроутворенню. Крім того, спеціально передбачено додаткове охолодження верхньої зони вхідної кромки за рахунок протока частини підводного холодного масла через тангенціальні канали 7 (рис. 1.4), що запобігає зниженню в'язкості масла на вході в колодку і, тим самим, сприяє збереженню ламінарного режиму течії.

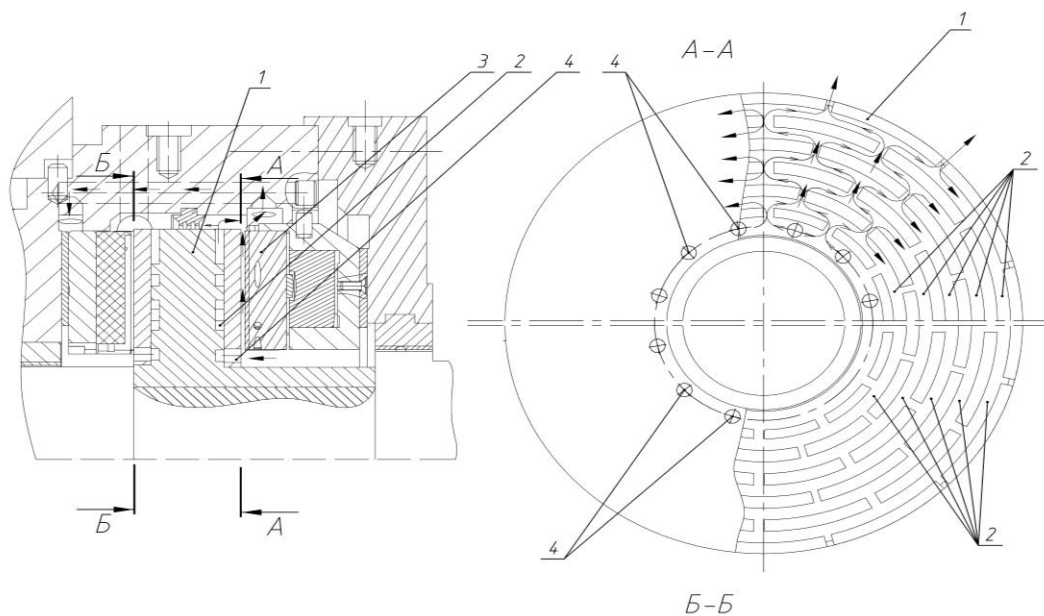


Рисунок 1.7 - Осьовий підшипник з внутрішнім охолодженням упорного диска:

1 - упорний диск; 2 - охолоджуючі канали; 3 - колодка; 4 - підвідні канали

13. Упорний підшипник з реверсивними і неревверсивними колодками.

На практиці нерідко зустрічаються випадки, коли ротор турбомашини розкручується у зворотний бік, і це тягне за собою необхідність використання реверсивних упорних колодок. Однак не завжди несучої здатності підшипника, яка складається тільки з реверсивних колодок, досить для сприйняття навантаження в робочому напрямку обертання.

Як відомо, нереверсивні упорні колодки мають більшу несучу здатність у порівнянні з реверсивними упорними колодками, однак при цьому вони мають практично нульову несучу здатність при зворотному (нерозрахованому) напрямку обертання ротора і не здатні в цьому режимі забезпечити сприйняття осьової сили. Виходом зі сформованої ситуації є проектування упорного підшипника комбінованого типу [5], в якому по черзі встановлені нереверсивні і реверсивні колодки (рис. 1.8).

У такій конструкції при робочому напрямку обертання ротора нереверсивні і реверсивні колодки працюють спільно один з одним, і несуча здатність такого підшипника вище, ніж у аналогічного підшипника з реверсивними колодками. При зворотному обертанні працюють тільки реверсивні колодки, створюючи необхідну для цієї нештатної ситуації несучу здатність. Наведений на рис. 1.8 упорний підшипник має чотири реверсивні колодки і чотири нереверсивні.

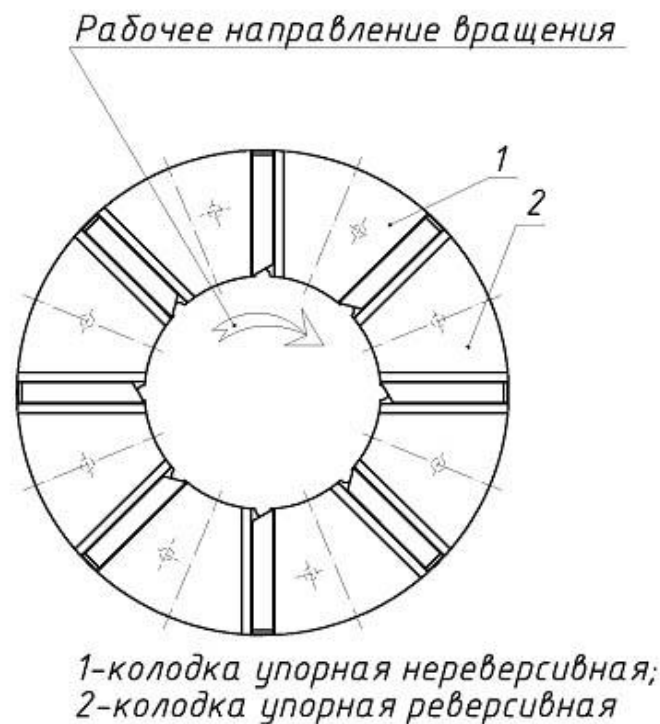


Рисунок 1.8 - Упорний підшипник з реверсивними і нереверсивними колодками

Таким чином, спільна установка в упорному підшипнику нереверсивних і реверсивних колодок дозволяє отримати підшипник, що поєднує високу несучу здатність при прямому напрямку обертання на робочому режимі з необхідною несучою здатністю при зворотному обертанні на нештатних режимах роботи.

14. Реверсивні підшипники з нереверсивними властивостями фірми ТРІЗ.

Іншим способом підвищення несучої здатності реверсивних упорних підшипників є використання реверсивних підшипників з нереверсивними властивостями (рис. 1.9). У таких підшипниках упорні колодки 1 виготовляються з металофторопластової стрічки, які спираються на сепаратор 2, в якому за кожною з колодок виконано по 3 симетрично розташовані кармани 3. Кармани з'єднані з лицьовою стороною колодок отворами 4, через які в процесі роботи в кармани надходить масло з гідродинамічного шару. Тиск в карманах підвищується, і колодка спливає, спираючись в процесі роботи на гідростатичну масляну плівку. Таким чином, на тильній стороні колодки формується епюра гідростатичного тиску, що врівноважує тиск гідродинамічного шару, а точка прикладання рівнодіючої цієї

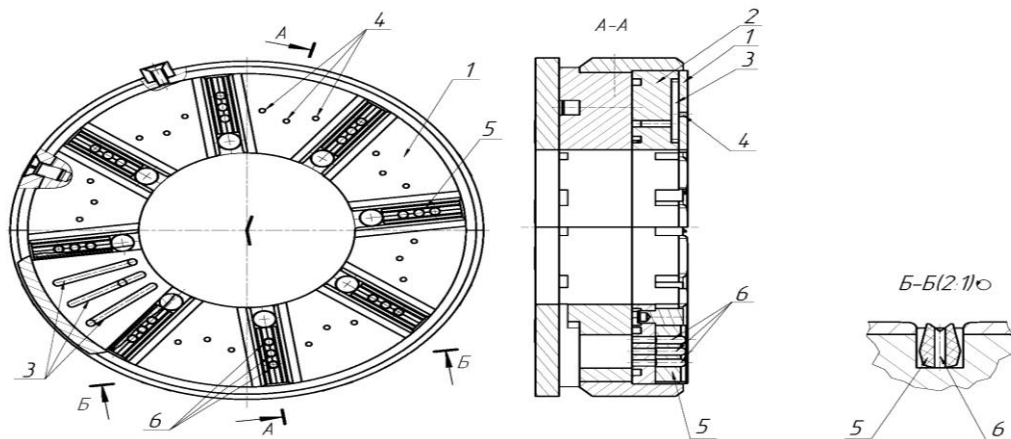


Рисунок 1.9 - Реверсивний упорний підшипник з нереверсивними властивостями
 1 - упорна колодка; 2 - сепаратор; 3 - гідростатичні кармани; 4 - отвори підведення мастила в гідростатичні кармани; 5 - реверсивний маслос'ємний скребок; 6 - канали індивідуального підведення мастила

епюри є точкою опори колодки. Так як кармани і отвори підведення в них мастила розподілені симетрично вздовж довжини колодки, тиску, що передаються в кармани з епюри гідродинамічного тиску, в різних карманах будуть різними і будуть зростати по ходу руху мастила, в результаті чого координата рівнодіюча епюри гідростатичного тиску буде зміщена в окружному напрямку в бік виходу з колодки на відносну величину 0,55 ... 0,6, що відповідає відносній координаті опори нереверсивній колодки. Завдяки цьому підшипник має високу несучу здатність, властиву нереверсивним колодкам. При зміні напрямку обертання за рахунок симетричного розташування карманів епюри гідродинамічного і гідростатичного тиску відповідно перерозподіляться, координата опори колодки зміститься в протилежну сторону, і несуча здатність підшипника збережеться на колишньому рівні. Таким чином, дане рішення дозволяє поєднувати реверсивність підшипника з високою несучою здатністю нереверсивними колодок в обох напрямках.

15. Реверсивні маслоз'ємні скребки.

Для забезпечення реверсивної роботи підшипника між колодками встановлюються реверсивні маслоз'ємні скребки 5 (рис. 1.9), конструкція яких дозволяє їм виконувати свої функції незалежно від напрямку обертання ротора.

16. Регулярний профіль несучої поверхні.

В [6] запропоновано новий спосіб формування методом електроерозійного легування (ЕЕЛ) на поверхнях тертя вкладишів підшипника спеціального рельєфу, що підвищує надійність роботи за рахунок збільшення несучої здатності. Для чого на несучу поверхню вкладишів підшипників ковзання методом ЕЕЛ наносять за допомогою електрода-інструменту шари в різних напрямках. Крім того, на бічних і вихідному краях формуються смуги додаткового мікрорельєфу (рис. 1.10). Слід зазначити, що формування регулярного мікрорельєфу забезпечується самим процесом ЕЕЛ.

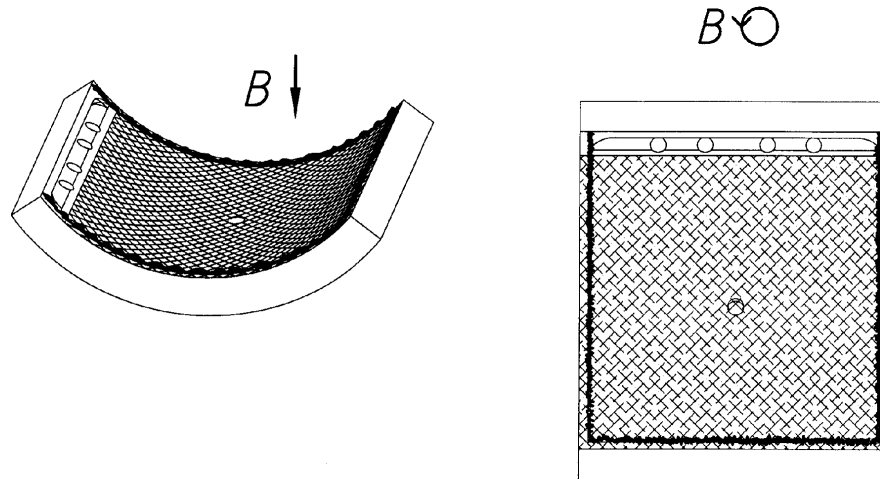


Рисунок 1.10 - Вкладиш підшипника з мікрорельєфом і додатковими смугами мікрорельєфу поверхні

17. Периферійний ущільнювальний пояс.

Периферійний ущільнювальний пояс (рис. 1.11) формується на внутрішньому, зовнішньому і вихідному краях упорної колодки за допомогою методу ЕЕЛ. Такий ущільнювальний пояс скорочує бічні витіки масла з гідродинамічного клину як в радіальному, так і в окружному напрямі. Це сприяє наповненню епюри гідродинамічного тиску, внаслідок чого підвищується несуча здатність масляної плівки.



Рисунок 1.11 - Колодка підшипника з периферійним ущільнюючим поясом

Застосування технологій фірми TPI3 дозволили істотно збільшити несучу здатність упорних підшипників і знизити питомі витрати мастила при збереженні габаритних розмірів.

1.2 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання

Задача розв'язувалася за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Для моделювання упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони було створено 4 домени (сектор - 1/8 частина упорного підшипника): рідинний домен - проточна частина підшипника з урахуванням скребоків і отворів для охолодження, домени твердих тіл - обертального диску, бабітового покриття, колодки.

В розрахунку використані наступні матеріали: обертальний диск, колодка – сталь, проточна частина – масло TP22, бабітове покриття – Б83.

Розв'язувалася задача гідродинамічного змащення з теплопередачею через тверді тіла. На вільних поверхнях твердих тіл задавався коефіцієнт тепловіддачі $25 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Побудована структурована гекса сітка проточної частини і тетра сітка для твердих тіл.

На рисунку 1.12 представлено поле тисків, температур та ліній течії в упорному підшипнику ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони.

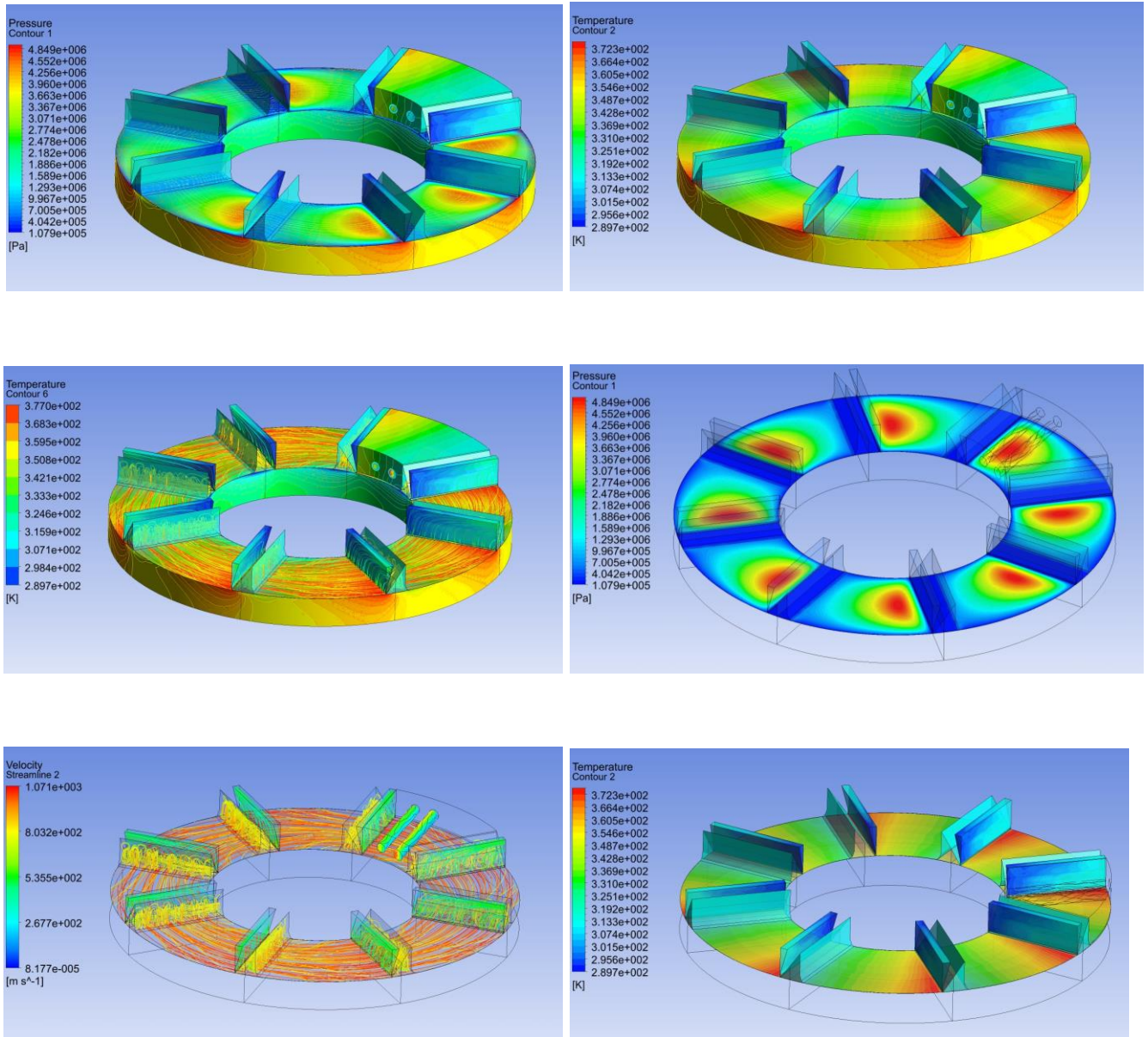


Рисунок 1.12 – Поле тисків, температур і ліній течії в упорному підшипнику
КОВЗАННЯ

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПІРНИХ ІМПУЛЬСНИХ УЩІЛЬНЕНЬ ДЛЯ КОМПРЕСОРІВ ВИСОКОГО ТИСКУ

2.1 Актуальність теми

На підприємстві ПАТ «Азот» (м. Черкаси) в технологічному процесі виробництва карбаміду для стиснення вуглекислого газу використовується мультиплікаторний (багатовальний) компресор поз. К-105 (рис. 2.1). Він був введений в експлуатацію в рамках реконструкції цеху №6 виробництва карбаміду з метою збільшення потужності з 1000 до 1600 т на добу. Компресор представляє собою чотирьохвальну восьмиступінчасту машину, що приводиться електродвигуном. Кожна ступінь складається з вхідного пристрою, улітки з дифузором і робочого колеса. За робочим колесом встановлено торцеве газодинамічне ущільнення для запобігання витоків вуглекислого газу в машинний зал.

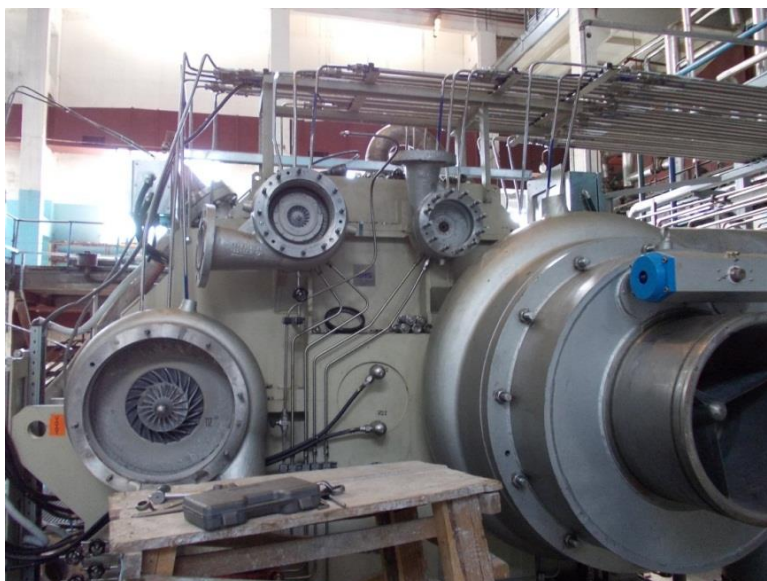


Рисунок 2.1 – Мультиплікаторний компресор поз. К-105

Основною проблемою при експлуатації компресора поз. К-105 є випадки відмови штатних ущільнень на 5-й і 6-й ступені стиснення і, як наслідок, позапланові зупинки компресора. Для усунення цієї проблеми і забезпечення надійної роботи компресорної установки розроблено запірне імпульсне торцеве ущільнення (ЗІТУ) (рис. 2).

Ущільнення спроектовані на робочі параметри 5-ої, 6-ої ступені компресора поз. К-105, зазначені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Параметри експлуатації ущільнення

Параметр	Значення
Ущільнювальний газ	CO ₂ , O ₂ , N ₂ , H ₂
Ущільнювальний тиск, бар	26,8/51
Температура газу в порожнині ущільнення, °C	39...100
Максимальна частота обертання, об/хв	32045
Буферний газ	CO ₂
Бар'єрний газ	повітря
Тиск бар'єрного газу, бар	0,15

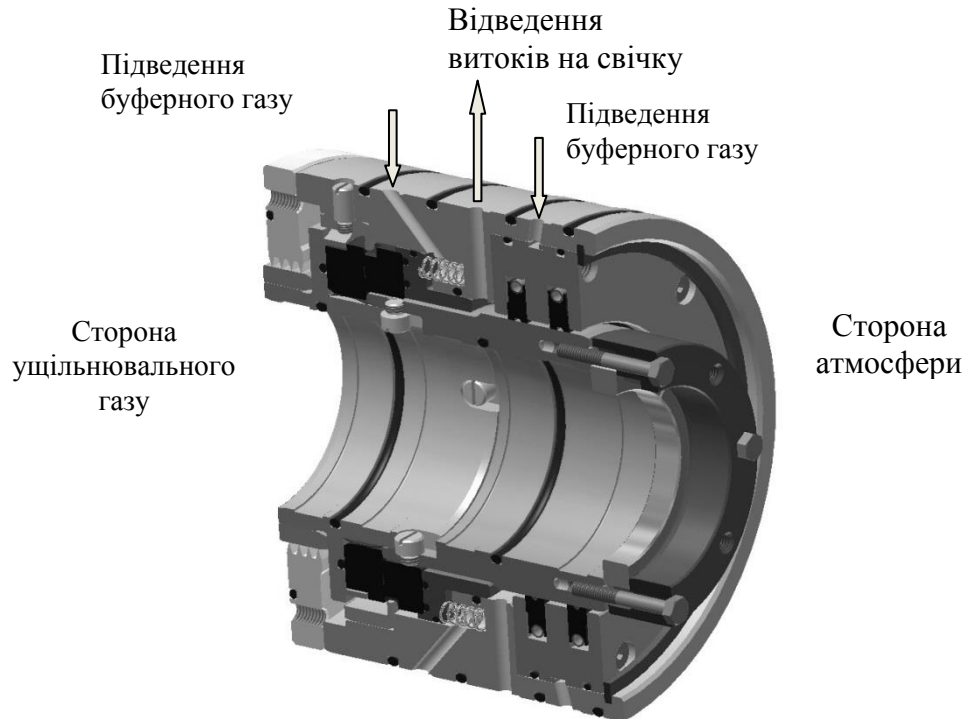


Рисунок 2.2 – Запірне імпульсне торцеве ущільнення

2.2 Принцип роботи вузла ЗІТУ

Конструкція ущільнення (рис. 2.3) компактна і, завдяки імпульсному принципу створення зазору в торцевій парі, здатна зберігати працездатність в широкому діапазоні ущільнювальних тисків.

Вузол ЗІТУ складається з обертового кільця 2, закріпленого на валу за допомогою втулки 1, і рухомого в осьовому напрямку кільця 3, закріпленого в обоймі 4. Кільця 2 і 3 складають пару тертя, початкове стискання якої здійснюється пружинами 5, встановленими в отворах внутрішнього корпусу 6. Кінцеве ущільнення 7 є додатковим ущільнювальним ступенем і призначене для герметизації валу в місці виходу його з корпусу. Це ущільнення, яке самовстановлюється з сегментними графітовими кільцями, стягнутими браслетною пружиною.

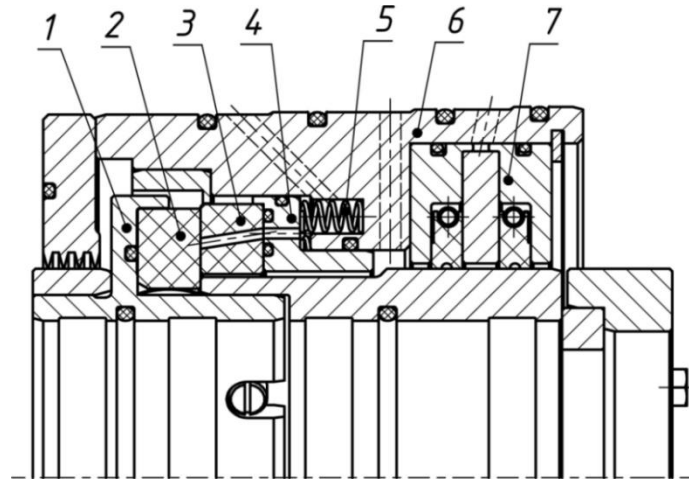


Рисунок 2.3 – Конструкція ЗІТУ

1 – внутрішня втулка, 2 – кільце, що обертається, 3 – аксіально-рухоме кільце, 4 – обойма, 5 – пружина, 6 – внутрішній корпус, 7 – кінцеве ущільнення

Ущільнююча дія відбувається між торцевими поверхнями пари тертя (рис. 2.4) [7]. На робочій торцевій поверхні обертового кільця виконані камери, а в необертальному аксіально-рухомому кільці на радіусі розташування камер виконані підвідні канали (отвори).

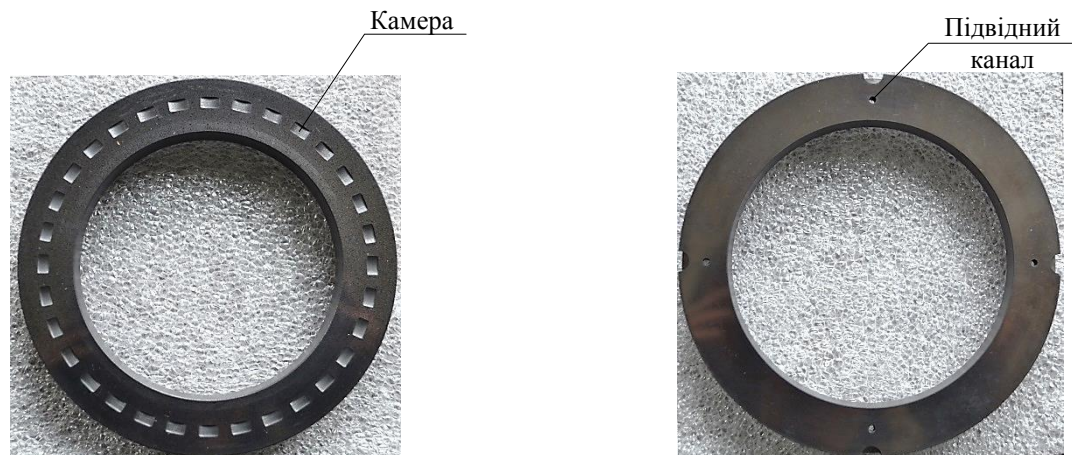


Рисунок 2.4 – Пара тертя ЗІТУ

При обертанні ротора підвідні канали періодично живлять камери, підводячи в ущільнювальну пару буферний газ, тиск якого перевищує тиск ущільнювального газу. Внаслідок цього змінюється баланс осьових сил, що діють на аксіально-рухоме кільце, і робочі поверхні торцевої пари розділяються шаром газу, який запобігає зношенню ущільнюючих кілець під час роботи. Таким чином, між робочими поверхнями пари тертя утворюється торцевий зазор, величина якого залежить від тиску буферного газу і частоти обертання ротора. При сталому тиску і частоті обертання величина зазору підтримується автоматично, так як його збільшення призводить до зменшення тиску в камерах і порушенню балансу сил, які діють на аксіально-рухоме кільце. В результаті цього зазор зменшується до тих пір, поки тиск в камерах не зросте настільки, щоб відновилася рівновага сил, які діють на аксіально-рухоме кільце.

Коли ротор не обертається, тиск зберігається тільки в тих камерах, які збігаються з підвідними каналами, торцевий зазор закривається і ущільнення працює як стоянкове.

Основною перевагою ЗІТУ є відсутність жорстких вимог до фізичних властивостей робочого середовища. Виходячи з досвіду експлуатації, основною причиною відмови штатних ущільнень є наявність рідини в робочому середовищі, що виключається у пропонованій конструкції ущільнення. Радіальні габаритні розміри ЗІТУ менше штатних, що не тільки дозволяє модернізувати компресорну установку без зміни установчих розмірів в корпусі компресора, але і забезпечує менші деформації ущільнювальних кілець і є додатковою перевагою при мікронних зазорах в ущільнюючих парах. ЗІТУ більш прості у виготовленні, ніж газодинамічні ущільнення, у яких профілювання торцевих поверхонь є складною і трудомісткою операцією.

2.3 Розрахунок характеристик ЗІТУ

На сьогоднішній день здійснено чисельне моделювання роботи ЗІТУ. Розроблено математичну модель, методика і програма розрахунку ЗІТУ, заснована на спільному розв'язанні рівнянь балансу витрат через торцевий зазор і балансу сил, що діють на аксіально-рухоме кільце ущільнення. У розрахунку враховуються силові і теплові деформації пар тертя. Метою розрахунку є підбір геометричних параметрів ущільнення, при яких на робочому режимі забезпечується створення гарантованого торцевого зазору в кілька мікрон і мінімальні витоки буферного газу. Оскільки величина торцевого зазору підтримується саморегулюванням, при розрахунку важливо домогтися того, щоб у всьому діапазоні експлуатації ущільнення не відбувалося як повне розкриття і втрата герметичності ущільнення, так і закриття торцевого зазору, що також може привести до виходу з ладу ущільнення. Розрахункові характеристики ЗІТУ наведені в таблиці 2.2. Результати комп'ютерного моделювання газодинамічної задачі в зазорі запірною імпульсного ущільнення та силові і температурні деформації кільця наведені на рисунках 2.5 і 2.6.

Таблиця 2.2 - Розрахункові характеристики ЗІТУ 5-ї і 6-ї ступені компресора поз. К-105

Початкові дані	
Параметр	Величина
Частота обертання, об/хв	32045
Газова стала середовища, Дж/кг	188,80
Показник адіабати	1,31
Температура газу, К	351
Зовнішній діаметр ущільнення, мм	102

Продовження таблиці 2.2

Зовнішній діаметр камер, мм	92	
Внутрішній діаметр камер, мм	86	
Діаметр розташування живильників, мм	89	
Діаметр резинового ущільнення, мм	86	
Внутрішній діаметр ущільнення, мм	82	
Діаметр живильника, мм	1,5	
Кількість живильників	4	
Глибина камери, мм	0,3	
Ширина камери, мм	4	
Кількість камер	24	
Сила стискання пружин, Н	171,6	
Ступінь компресора	5-я	6-я
Ущільнювальний тиск, МПа	2,78	5,2
Тиск на виході з ущільнення, МПа	0,12	0,11
Динамічна в'язкість, Па·с	$0,185 \cdot 10^{-4}$	$0,196 \cdot 10^{-4}$
Результати розрахунку		
Максимальний тиск в камері, МПа	2,6	4,87
Середній тиск в камері, МПа	2,39	4,37
Мінімальний тиск в камері, МПа	2,19	3,87
Торцевий зазор, мкм	5,3	4,9
Витоки газу через ущільнення, нл/хв	44,6	111
Втрати потужності на тертя, Вт	240	275

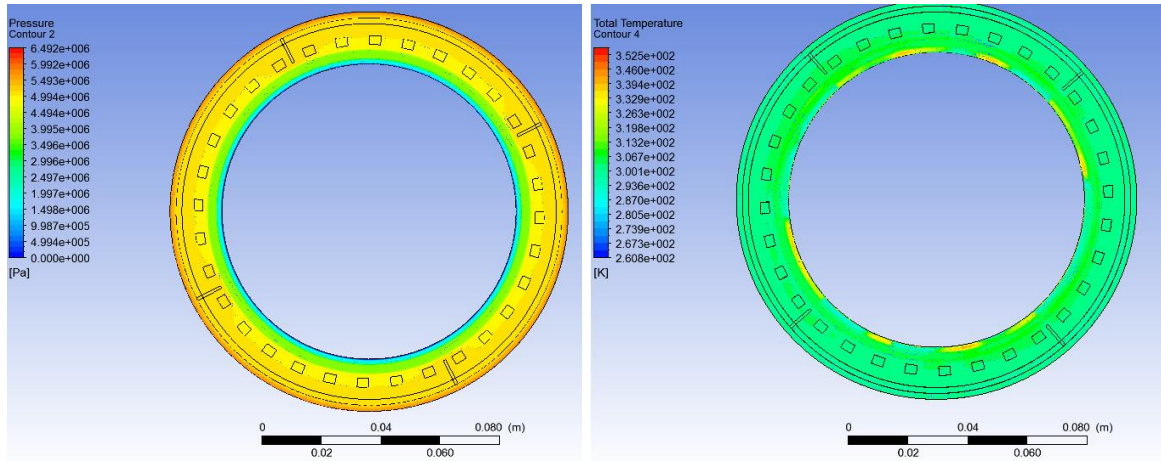
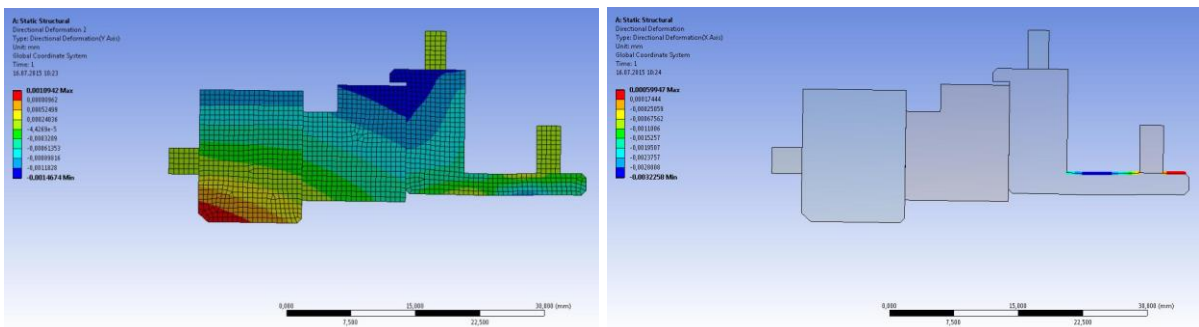
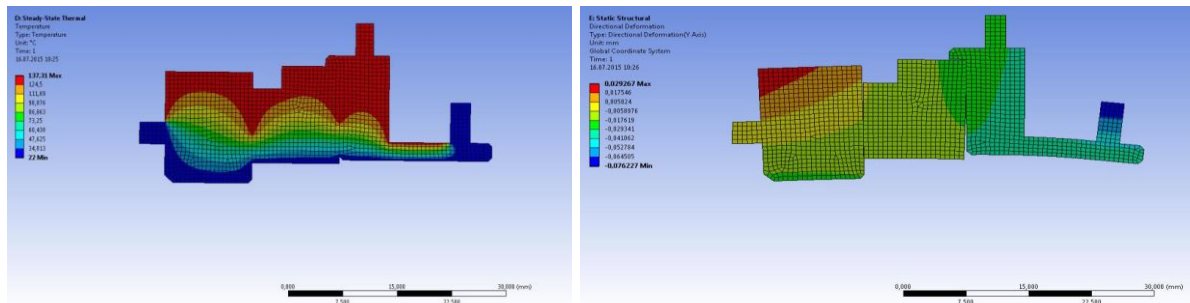


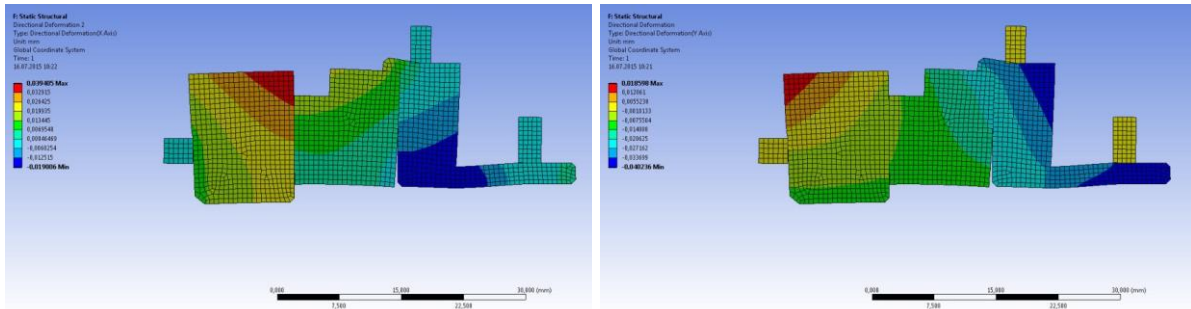
Рисунок 2.5 – Поля тиску і температур на торцевій поверхні запірного імпульсного ущільнення



a)



b)



с)

Рисунок 2.6 – Осьові і радіальні деформації кілець запірною імпульсного ущільнення: а) силові деформації, б) поле температур і осьові температурні деформації, с) сумарні силові і температурні деформації

2.4 Випробування вузлів ЗІТУ

На даний момент проведені попередні відпрацювання та випробування імпульсного ущільнення на експериментальному стенді [8] при наступних робочих параметрах: частота обертання валу - до 10000 об/хв, тиск робочого середовища (повітря) - 5 МПа. Результати досліджень показали, що протягом усього експерименту забезпечується достатня герметичність ущільнюючого вузла (витоки становлять 37 нл/хв), а температура в парі тертя не перевищує 45 °С (матеріали пари тертя: вуглеграфіт – сталь 30Х13).

Для визначення фактичних характеристик імпульсного ущільнення в зоні високого тиску і частот обертання, підтвердження матеріалів пар тертя, перевірки основних теоретичних положень розрахунку фірмою ТРІЗ розроблений стенд натурних випробувань ЗІТУ.

Стенд включає в себе: випробувальний блок 1; блок керування 2 (забезпечення регулювання і вимірювання необхідних параметрів, система

підготовки буферного газу); система трубої обв'язки з запірною арматурою 3 (рис. 2.7). Привід вала станда здійснюється від електродвигуна ЕД 200.

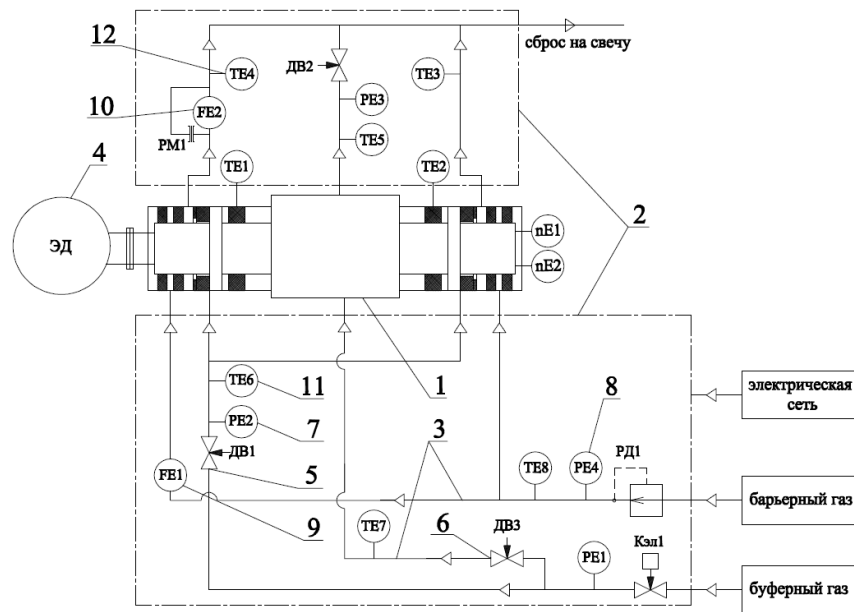


Рисунок 2.7 - Принципова схема випробувального стану ЗІГУ

Загальний вигляд випробувального блоку показаний на рисунку 2.8 і являє собою встановлений на рамі зовнішній корпус, в якому знаходяться дві випробувальні камери для вузлів ЗІГУ. Камери утворені внутрішніми корпусами, торцевими кришками і валом, який встановлений в зовнішньому корпусі на радіальному і радіально-упорному підшипниках кочення.

Необхідні умови роботи випробовуваних ущільнень забезпечуються системою підготовки газу. Для її функціонування використовується газ, відібраний з лінії нагнітання компресора (вуглекислий газ). Вентиллями 5 і 6 задаються тиски, що імітують ущільнювальний і буферний тиск працюючого компресора (рис. 2.7). Очищений газ після вентилля 5 під тиском, який контролюється за допомогою манометра 7, надходить в торцеві пари випробовуваних ущільнень. В кінцеві ущільнення випробовуваних вузлів під потрібним тиском, який контролюється манометром 8, надходить бар'єрний газ

(повітря). Витрати бар'єрного газу, що підводиться вимірюється за допомогою ротаметра 9. Сумарні витрати бар'єрного та буферного газу вимірюється ротаметром 10 і відводяться на свічку. Контроль температури буферного газу, що подається в випробовувані ущільнення, проводиться за допомогою датчика температури 11. Температура витоків газу фіксується датчиком 12.

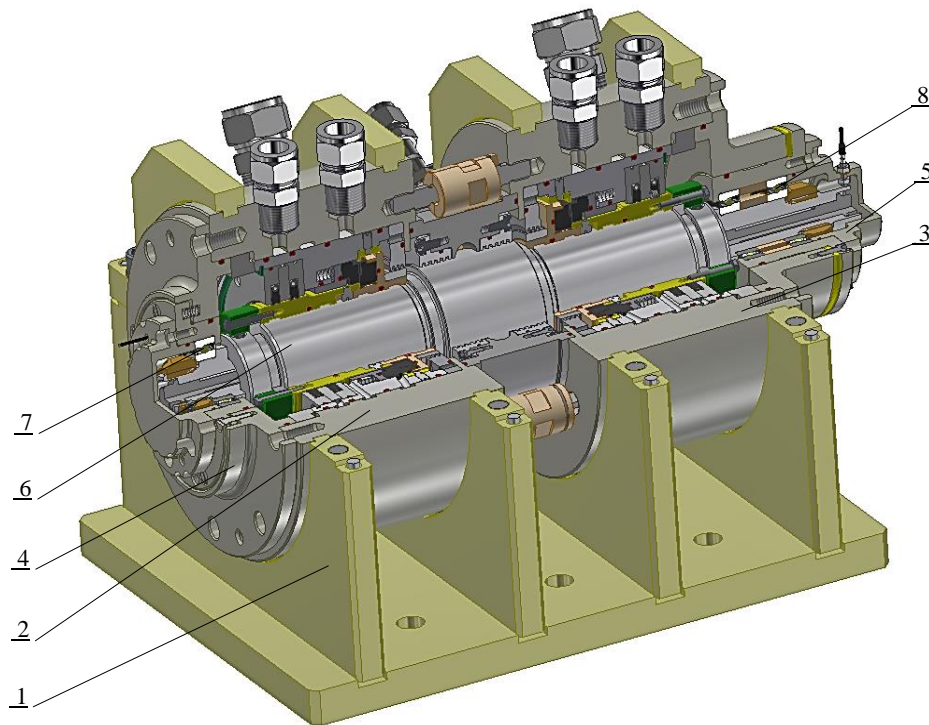


Рисунок 2.8 - Випробувальний блок стенду

1 - зовнішній корпус, 2, 3 - внутрішній корпус, 4, 5 - кришки,
6 - вал, 7, 8 - підшипники

Блок управління (рис. 2.9) дозволяє плавно регулювати тиск, що подається на ущільнення, контролювати вимірювані параметри в реальному часі, а також забезпечує захист обладнання при критичних параметрах.

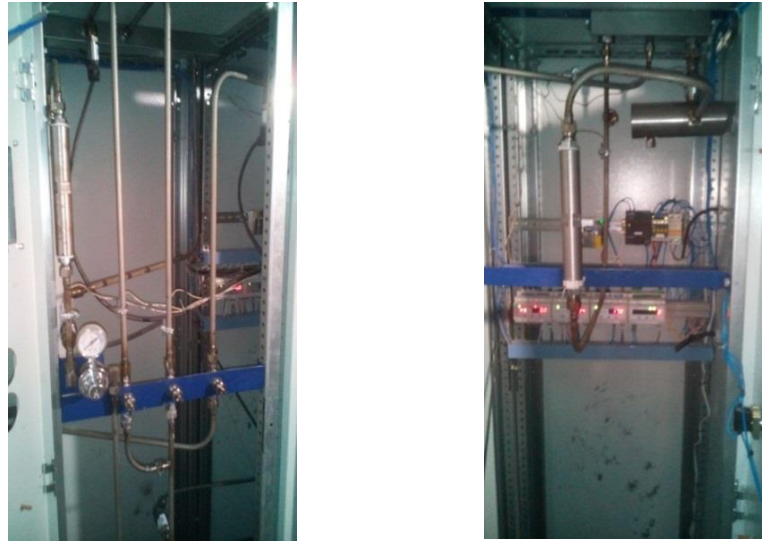


Рисунок 2.9 - Блок управління стенду

Контрольовані в ході випробувань параметри виводяться на екран панельного програмованого логічного контролера (рис. 2.10). За допомогою контролера здійснюється запис параметрів на зовнішній носій.

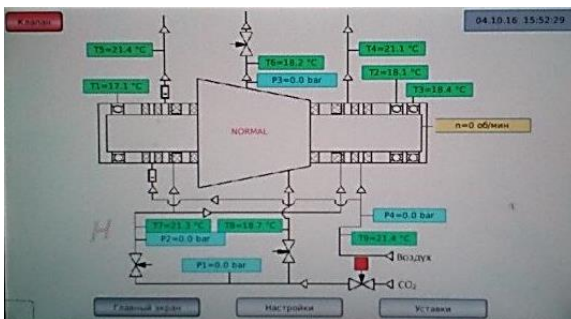


Рисунок 3.10 - Показання логічного контролера

Заплановані випробування на ПАТ «Азот» (м. Черкаси) при робочих параметрах експлуатації компресорного агрегату. Результати випробувань дозволять

визначити оптимальні геометричні співвідношення основних елементів конструкції ЗІТУ і провести доведення ущільнень для багатовального компресора.

2.5 Статичний і динамічний розрахунок ущільнення з регулятором перепаду тиску

2.5.1 Конструкція і принцип роботи

Імпульсне здвоєне ущільнення з підведенням запираючої рідини або газу показано на рисунку 2.11. На опорному кільці 1 ущільнення розташовані замкнуті камери 3, і кільцева буферна канавка 2, до якої через декілька зовнішніх живильників 5 підводиться запираюче середовище з тиском p_e . На обертовому диску 4 зроблено декілька (2-4) замкнутих радіальних каналів 6. За короткий час $t_1 = \alpha/\omega$, протягом якого радіальний живильник 6, який обертається, проходить повз окремої камери, в ній стрибкоподібно підвищується тиск до значення p_{2max} . Імпульс тиску на часовому відрізку t_1 викликає стиснення запираючого середовища в камері. Протягом часу $t_2 = T - t_1$ ($T = 2\pi/(i\omega)$, (i - число обертових живильників 6) камера 3 ізольована від кільцевої канавки 2 і від тиску запірного середовища. За цей час стиснуте в камері середовище порівняно повільно витікає через малий (2 ...4 мкм) торцевий зазор, і тиск в камері зменшується до мінімальної величини, яка тим менше, чим більше торцевий зазор. В результаті, осереднений за період тиск в камерах 3 і, відповідно, розкриваюча зазор сила тиску тим менше, чим більше зазор.

Таким чином, між зазором і розкриваючою зазор силою існує негативний зворотний зв'язок. Тому ущільнення можна розглядати як статичну систему автоматичного регулювання.

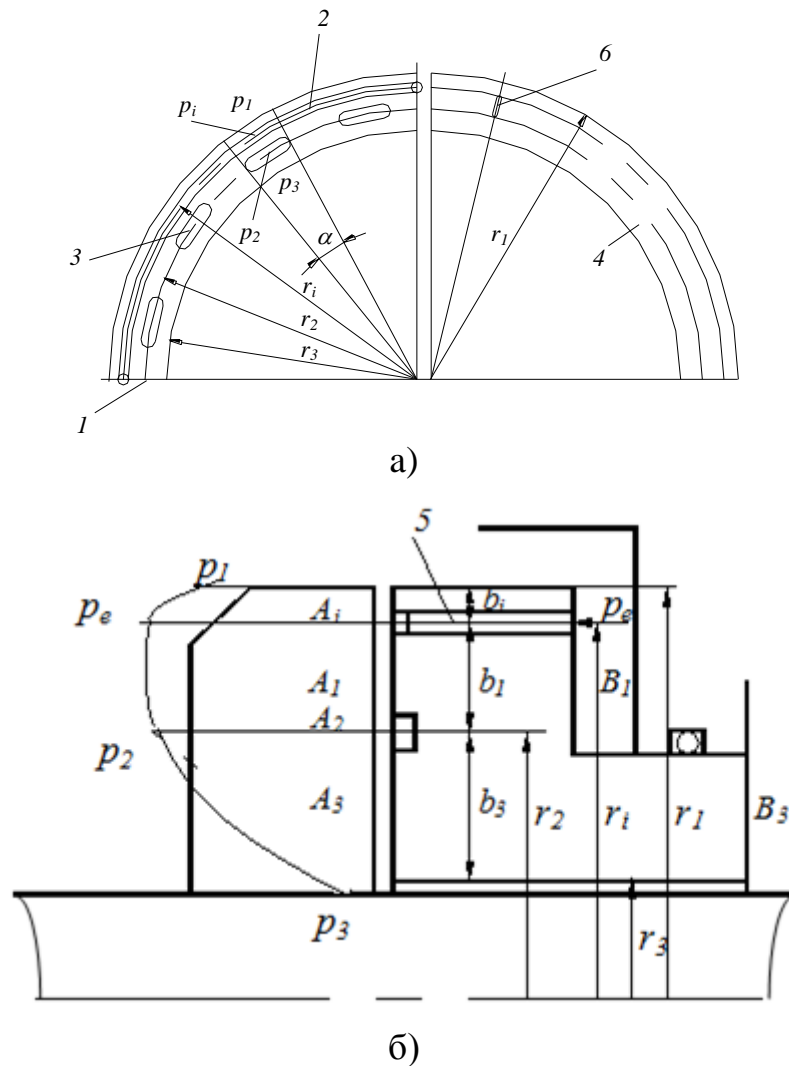


Рисунок 2.11 - Запірне імпульсне ущільнення з внутрішніми живильниками:
торцева пара (а) і схема розподілу тисків (б)

На рисунку 2.12 представлена розрахункова схема модернізованої односідельної конструкції регулятора перепаду тиску. Принцип його роботи полягає в наступному. На вхід регулятора перепаду тиску подається очищене запірне середовище з тиском p_{ex} . У верхню камеру 1 підводиться технологічний газ з тиском p_1 . Налаштування на заданий перепад тиску dp здійснюється регулюванням зусилля пружини 2. При рівності сил діючих з боку верхньої 1 і нижньої камер 4 рухома частина регулятора 5 знаходиться в рівновазі,

забезпечуючи необхідний робочий перепад тиску dp . При підвищенні, наприклад, вхідного тиску $p_{вх}$, який дроселюється на прохідному перерізі сідла золотника 6. У нижній камері 4 підвищується тиск і збільшується зусилля, що діє на чутливий елемент (мембрану) 3. Рухома частина золотника переміщується вгору в осьовому напрямку, зменшуючи прохідний перетин. Збільшення гідравлічного опору прохідного перетину сідла золотника призводить до зниження редукованого тиску p_k до заданого. При цьому знову відновлюється осьова рівновага рухомої частини регулятора. Таким чином, між неврівноваженою силою $F_s = F_i - F_1$, що діє на мембрану, яка змінює розмір прохідного перерізу золотника, і величиною осьового переміщення h рухомої частини регулятора існує негативний зворотний зв'язок.

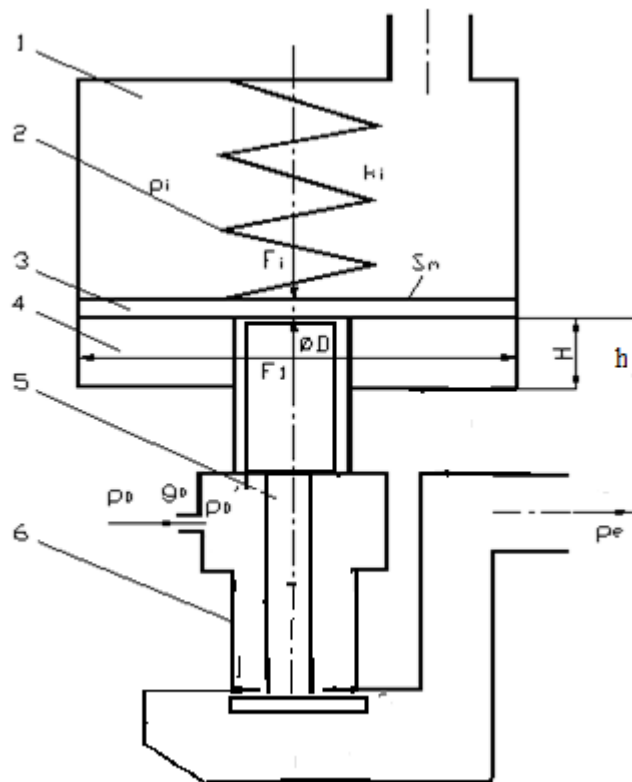


Рисунок 2.12 - Розрахункова схема модернізованої конструкції односідельного регулятора перепаду тиску

Таким чином, затворне імпульсне ущільнення з регулятором перепаду тиску можна розглядати як систему автоматичного регулювання, для якої торцевий зазор - регульована величина, сила $F_s(x)$, яка розкриває зазор - регулюючий вплив. Ущільнювальний тиск p_1 , тиск на виході p_3 , тиск запираючого середовища на вході в регулятор p_{ex} і частота обертання ω - зовнішні впливи.

2.5.2 Статичний розрахунок

Статичні характеристики ущільнення - залежності торцевого зазору та внутрішніх і зовнішніх витрат - визначаються з рівняння рівноваги аксіально-рухомого кільця. При цьому тиск в камерах, від якого залежить сила тиску на внутрішню торцеву поверхню, визначається з рівнянь балансу масових витрат. Для газового тракту, показаного на рисунку 2.13,

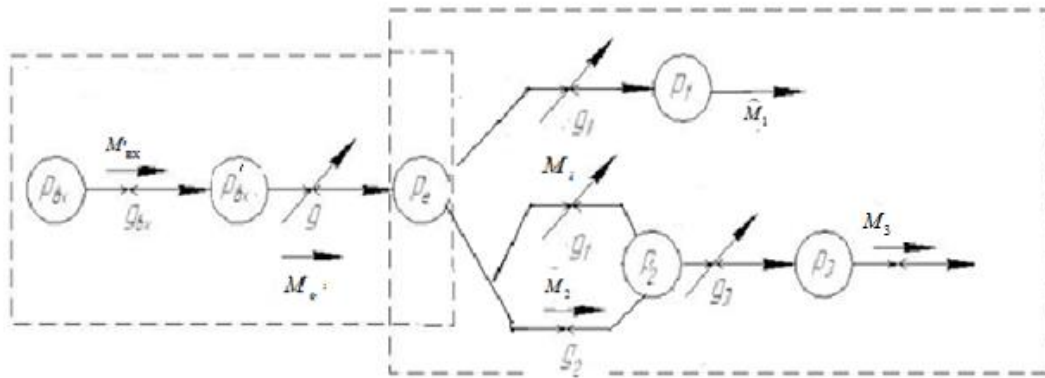


Рисунок 2.13 – Схема газового тракту

$$M_e = M_i + M_1, \quad M_1 + M_2 = M_3, \quad M_{ex} = M_e \quad (2.1)$$

де для ламінарних режимів течії

$$M_e = g_e(p_e'^2 - p_e^2), \quad M_i = g_i(p_e^2 - p_1^2), \quad M_1 = g_1(p_e^2 - p_2^2), \quad M_3 = g_3 p_2^2, \quad M_{ex} = g_{ex}(p_e^2 - p_e'^2) \quad (2.2)$$

$M_2 = g_2(p_e^2 - p_2^2)$ - витрата стиснення в камерах при стрибкоподібному збільшенні в них тиску до $p_e = p_{2\max}$, тобто до тиску на виході з живильників. Умовна провідність стиснення при номінальній частоті обертання

$$g_{2n} = \frac{Vi\omega_n}{\pi kRT}, \quad g_2 = g_{2n}\Omega, \quad V = bH, \quad (2.3)$$

i – число живильників, що обертаються, V – об'єм камери, b – площа основи, H – глибина камери. Провідності торцевих дроселів

$$g_i = g_{in}u^3, \quad g_1 = g_{1n}u^3, \quad g_3 = g_{3n}u^3, \quad u = x/x_n, \quad (2.4)$$

$$g_{in} = \frac{\alpha r_1 x_n^3}{12\mu b_i}, \quad g_{1n} = \frac{\alpha r_1 x_n^3}{12\mu b_1}, \quad g_{3n} = \frac{\alpha r_2 x_n^3}{12\mu b_3}; \quad g_e = \frac{\pi r_e^4}{8\mu l_e};$$

x_n - оптимальне, бажане значення торцевого зазору, g_e - провідність ламінарних трубчастих (довжина l_e , радіус r_e) дроселів [8].

Запишемо рівняння осьової рівноваги рухомої частини регулятора перепаду тиску

$$S_m(p_1 - p_e) - k_r(\Delta_1 + h) = 0, \quad (2.5)$$

де S_m - площа мембрани, p_e - тиск на виході і в нижній камері регулятора, p_1 - тиск у верхній камері регулятора, h - осьове переміщення золотника, Δ_1 - початкове стискання пружин.

Лінеарізуємо рівняння (2.1) з урахуванням виразів витрат (2.2), наведемо до виду (для скорочення запису будемо опускати знак варіації, пам'ятаючи про те, що в

якості змінних розглядаються малі відхилення від їх значень, що відповідають рівноважному стану)

$$\begin{aligned}
 g_b(2p_{b0}p_b - 2p'_{b0}p'_b) &= g_{en}(p_{e0}^2 - p_{e0}^2)3h_0^2\left(\frac{S_m}{k_r}(p_1 - p_e) + \Delta_1\right) + \\
 &+ g_{en}h_0^3(-2p_{e0}p_e + 2p'_{b0}p'_b), \\
 g_{en}(p_{e0}^2 - p_{e0}^2)3h_0^2\left(\frac{S_m}{k_r}(p_1 - p_e) + \Delta_1\right) &+ g_{en}h_0^3(-2p_{e0}p_e + 2p'_{b0}p'_b) = \beta_1u + \quad (2.6) \\
 &+ u_0^3(2g_{in}(p_{e0}p_e - p_{10}p_1) + 2g_{1n}(p_{e0}p_e - p_{20}p_2)), \\
 3u_0^2g_{1n}(p_{e0}^2 - p_{20}^2)u + g_{2n}(p_{e0}^2 - p_{20}^2)\Omega &+ (g_{1n}u_0^3 + g_{2n}\Omega_0)2(p_{e0}p_e - p_{20}p_2) = \\
 = 3u_0^2g_{3n}p_{20}^2u + g_{3n}u_0^32p_{20}p_2
 \end{aligned}$$

З цієї системи рівнянь, користуючись формулами Крамера, знайдемо запірний тиск і осереднений за період між двома послідовними вприсками тиск в камерах, коефіцієнти чисельно знаходимо за допомогою програми MathCAD:

$$p_e = a_1p_1 + b_1p_b + c_1u + d_1\Omega \quad (2.7)$$

$$p_2 = a_2p_1 + b_2p_b + c_2u + d_2\Omega,$$

Тепер можна вчислити регулюючий вплив, тобто силу, що розкриває торцевий зазор:

$$F_s = \frac{1}{2}(A_i + 2A_e + A_1)p_e + \frac{1}{2}(A_1 + 2A_2 + A_3)p_2 + \frac{1}{2}A_i p_1.$$

Останній доданок не залежить від торцевого зазору. Введемо позначення

$$S_e = \frac{1}{2}(A_i + 2A_e + A_1), \quad S_2 = \frac{1}{2}(A_1 + 2A_2 + A_3), \quad (2.8)$$

$$F_s = F_u + \frac{1}{2}A_i p_1, \quad F_u = S_e p_e + S_2 p_2;$$

F_u - складова розкриваючої зазор сили, яка залежить від торцевого зазору. Наведемо вираження сили до безрозмірного вигляду, розділивши почленно на $A_n p_n$, де $A_n = B_1 + B_3$, а p_n - середнє робоче (номінальне) значення ущільнюваного тиску:

$$\varphi_s = \frac{F_s}{A_n p_n} = \varphi_u + \frac{A_i}{2A_n} \psi_1, \quad \varphi_u = \bar{S}_e \psi'_e + \bar{S}_2 \psi_2; \quad (2.9)$$

$$\bar{S}_e = \frac{S_e}{A_n}, \quad \bar{S}_2 = \frac{S_2}{A_n}, \quad \psi_m = \frac{p_m}{p_n}.$$

Підставивши тиски (2.7) с урахуванням (2.4), отримаємо безрозмірний регулюючий вплив

$$\varphi_u = \bar{S}_e \left(a_1 p_1 + b_1 p_b + \frac{c_1}{p_n} u + \frac{d_1}{p_n} \Omega \right) + \bar{S}_2 \left(a_2 p_1 + b_2 p_b + \frac{c_2}{p_n} u + \frac{d_2}{p_n} \Omega \right) \quad (2.10)$$

Користуючись виразом сили, яка залежить від зазору (2.10) можна вчислити коефіцієнт гідростатичної жорсткості

$$\kappa_s = \frac{\partial \varphi_s}{\partial u} = \frac{\partial \varphi_u}{\partial u} = \bar{S}_e \frac{c_1}{p_n} + \bar{S}_2 \frac{c_2}{p_n}. \quad (2.11)$$

Ущільнення є статично стійким, тобто в заданому діапазоні змінення ущільнювального і запірного тиску торцевий зазор зберігає близьке до оптимального значення, так як $c_1 < 0$ і $c_2 < 0$, то і $k_s < 0$.

Для визначення статичної характеристики - залежності величини торцевого зазору від ущільнюється тиску - запишемо рівняння осьової рівноваги аксіально-рухомого кільця, тобто рівність нулю сумарної осьової сили

$$F = F_u - F_c - F_k, \quad F_c = -\frac{1}{2}A_1p_1 + B_1p_1, \quad F_k = k(\Delta + x). \quad (2.12)$$

Оскільки $x \ll \Delta$, в статичному розрахунку будемо приймати $F_k = k\Delta$.

В безрозмірному вигляді $\varphi = \varphi_u - \varphi_c$ або з урахуванням (2.10)

$$\varphi = \bar{S}_e \left(a_1 p_1 + b_1 p_b + \frac{c_1}{p_n} u + \frac{d_1}{p_n} \Omega \right) + \bar{S}_2 \left(a_2 p_1 + b_2 p_b + \frac{c_2}{p_n} u + \frac{d_2}{p_n} \Omega \right) + \bar{B}_1 \psi_1 + k_1 = 0, \quad (2.13)$$

де

$$\varphi_c = \bar{B}_1 \psi_1, \quad (2.14)$$

$$\bar{B}_1 = \frac{1}{A_n} \left[\left(B_1 - \frac{A_i}{2} \right) \right], \quad k_1 = \frac{k\Delta}{A_n p_n}.$$

З останнього рівняння знаходимо

$$u = -p_n \frac{(a_1 \bar{S}_e + a_2 \bar{S}_2 + \bar{B}_1) \psi_1 + (b_1 \bar{S}_e + b_2 \bar{S}_2) \psi_b + \frac{1}{p_n} (d_1 \bar{S}_e + d_2 \bar{S}_2) \Omega + k_1}{c_1 \bar{S}_e + c_2 \bar{S}_2}. \quad (2.15)$$

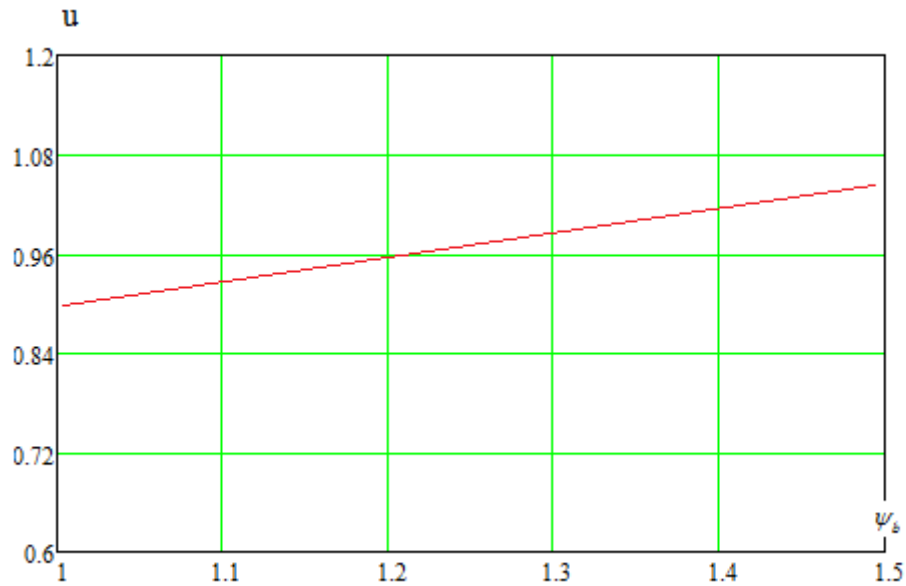


Рисунок 2.14 – Статичні характеристики

2.5.3 Динамічний розрахунок

В цьому випадку друге рівняння (2.1) балансу масових витрат доповнюється витратою витіснення M_v і умовною витратою стиснення M_p , обумовленою коливаннями середнього тиску в камерах через осьові коливання аксіально-рухомого кільця:

$$M_1 + M_2 = M_3 + M_v + M_p, \quad M_v = A_n \dot{x} = A_n x_n \dot{u}, \quad M_p = \frac{V}{kRT} \dot{p}_2. \quad (2.1')$$

Виразивши витрати через перепади тиску (2.2), приведемо рівняння балансу до вигляду

$$\frac{V}{kRT} \dot{p}_2 + [(g_{1n} + g_{3n})u^3 + g_{2n}\Omega]p_2^2 = (g_{1n}u^3 + g_{2n}\Omega)p_e^2 - A_n x_n \dot{u}. \quad (2.2')$$

Отримано нелінійне диференціальне рівняння першого порядку відносно усередненого тиску в камерах. Лінеарізуємо його, переходячи до рівняння в варіаціях:

$$\frac{V}{kRT} \delta \ddot{p}_2 + 2g_{s0} p_{20} \delta \dot{p}_2 = -A_n x_n \delta \dot{u} - \frac{3}{u_0} [(g_{10} + g_{30}) p_{20}^2 - g_{10} p_{e0}^2] \delta u + \\ + (g_{10} + g_{20}) 2p_{e0} \delta p_e + g_{2n} (p_{e0}^2 - p_{20}^2) \delta \Omega,$$

де $g_{s0} = g_{10} + g_{20} + g_{30}$, $g_{10} = g_{1n} u_0^3$, $g_{30} = g_{3n} u_0^3$, $g_{20} = g_{2n} \Omega_0$. Для скорочення запису будемо опускати знак варіації, пам'ятаючи про те, що в якості змінних розглядаються малі відхилення від їх значень, що відповідають рівноважному стану. Ці значення відзначені нульовими індексами і визначаються статичним розрахунком. З огляду на зроблене зауваження, переходячи до безрозмірних тисків і вводячи оператор диференціювання за часом $p = \frac{d}{dt}$, отримаємо лінеарізоване рівняння

$$(T_2 p + 1) \psi_2 = -(\tau_2 p + \kappa_2) \mu + k_e \psi_e + k_2 \Omega, \quad (2.16)$$

де сталі часу і коефіцієнти передачі мають вигляд:

$$T_2 = \frac{V}{2kRT p_{20} g_{s0}}, \quad \tau_2 = \frac{A_n x_n}{2p_{20} p_n g_{s0}}, \quad \kappa_2 = \frac{3g_{20} g_{30} p_{e0}}{2p_{20} u_0 g_{s0}^2} (\psi_{e0}), \quad (2.17)$$

$$k_e = (g_{10} + g_{20}) \frac{p_{e0}}{p_{20}}, \quad k_2 = g_{2n} \left(\frac{p_{e0}}{p_{20}} \psi_{e0} - \psi_{20} \right).$$

Лінеаризоване рівняння руху золотника односідельного регулятора перепаду тиску в осьовому напрямку з урахуванням зміни тиску за рахунок стиснення або розрядження газу у верхній і нижній камерах записується у вигляді

$$mh_0\Delta\ddot{H} + k_r h_0 \cdot \Delta H = S_m \Delta p_1 - S_m \Delta p_e \quad (2.18)$$

де h_0 і H - початкове і безрозмірне переміщення золотника; $\Delta p_e, \Delta p_1$ - прирощення тиску у верхній і нижній камерах.

Рівняння руху золотника в стандартній символічній формі

$$(T_0^2 p^2 + \chi_1) \cdot \Delta H = -\Delta \varphi, \quad (2.19)$$

де $T_0^2 = mh_0/S_m p_n$ - інерційна постійна часу об'єкта регулювання, $\chi_1 = k_1 h_0/S_m p_n$ - ступінь нерівномірності, $\Delta \varphi = \frac{S_m \Delta p_e}{S_m p_n} - \frac{S_m \Delta p_1}{S_m p_n}$ - безрозмірна осьова сила, що діє на рухому частину регулятора. Підставимо в перше рівняння (2.1) ΔH із формули (2.19). Отримаємо в результаті :

$$(T_{0e} p + \chi_{1e}) \psi_e = -\beta_2 (T_0 p + \chi_1) u + k_{21} (T_0 p + \chi_1) \psi_2 + k_{b1} (T_0 p + \chi_1) \psi_b + k_{11} \psi_1. \quad (2.20)$$

Рівняння динаміки автоматичного регулятора отримаємо, підставивши у вираз (2.10) для сили φ_u тиск ψ_2 , який визначається диференціальним рівнянням (2.16). В результаті

$$(T_2 p + 1) \varphi_u = -\bar{S}_2 (\tau_2 p + \kappa_2) u + [\bar{S}_e (T_2 p + 1) + k_e \bar{S}_2] \psi_e + k_2 \bar{S}_2 \Omega. \quad (2.21)$$

З рівняння (2.21) знайдемо безрозмірну динамічну жорсткість системи, що представляє собою передаточну функцію регулятора за помилкою:

$$W_2(p) = \frac{\varphi_u}{u} = -\bar{S}_2 \frac{\tau_2 p + \kappa_2}{T_2 p + 1}. \quad (2.22)$$

У сталому стані $p = \frac{d}{dt} = 0$, $W_2(0) = -\bar{S}_2 \kappa_2 = \kappa_s$. Для гармонійно змінних процесів $p = i\omega$, тому частотна передаточна функція регулятора є комплексним числом

$$W_2(i\omega) = U_2(\omega) + i\omega V_2(\omega),$$

де

$$U_2(\omega) = \bar{S}_2 \frac{\kappa_2 + T_2 \tau_2 \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}, \quad V_2(\omega) = \bar{S}_2 \frac{\tau_2 - T_2 \kappa_2}{1 + T_2^2 \omega^2}. \quad (2.23)$$

Дійсна частина U_2 представляє пружну, а уявна частина V_2 демпфуючу складову регулюючого впливу або динамічної жорсткості. Динамічну жорсткість можна використовувати для оцінки власної частоти осьових коливань аксіально рухомого кільця, а також для перевірки його динамічної стійкості. Зокрема, якщо немає зовнішнього демпфірування ($c = 0$), то умова $V_2 > 0$ або $\tau_2 > T_2 \kappa_2$ є необхідною умовою стійкості.

Рівняння осьових коливань аксіально-рухомого кільця має вигляд

$$m\ddot{x} = F_u - F_c - F_k - c\dot{x},$$

а переходячи до рівняння в варіаціях і до безрозмірною операторної формі ($\delta F_k = k\delta(\Delta + x) = kx_n \delta u$, $\Delta = \text{const}$, $\delta\Delta = 0$; знак варіації опускаємо),

$$(T^2 p^2 + 2\xi T p + \kappa_1)u = \varphi_u - \varphi_c, \quad (2.24)$$

де c – коефіцієнт зовнішнього в'язкого тертя,

$$\kappa_1 = \frac{kx_n}{A_n p_n}, \quad T^2 = \frac{mx_n}{A_n p_n}, \quad 2\xi = \sqrt{\frac{c^2 x_n}{mA_n p_n}}. \quad (2.25)$$

Підставивши в рівняння (2.24) значення φ_u із (2.21) і φ_c , отримаємо рівняння динаміки системи

$$D(p)u = [\bar{S}_b(T_2 p + 1) + k_b \bar{S}_2] \psi_b - \bar{B}_1(T_2 p + 1) \psi_1 + k_2 \bar{S}_2 \Omega; \quad (2.26)$$

власний оператор системи

$$D(p) = d_0 p^3 + d_1 p^2 + d_2 p + d_3, \quad (2.27)$$

де

$$d_0 = T^2 T_2, \quad d_1 = T^2 + 2\xi T T_2, \quad d_2 = 2\xi T + \bar{S}_2 \tau_2 + \kappa_1 T_2, \quad d_3 = \kappa_1 + \kappa_2 \bar{S}_2. \quad (2.28)$$

За рівнянням (2.28) можна побудувати частотні передаточні функції ущільнення за всіма зовнішніми впливами ψ_b, ψ_1, Ω :

$$W_b(i\omega) = \frac{u}{\psi_b} = \frac{\bar{S}_b(T_2 i\omega + 1) + k_b \bar{S}_2}{D(i\omega)}, \quad W_1(i\omega) = \frac{u}{\psi_1} = -\bar{B}_1 \frac{T_2 i\omega + 1}{D(i\omega)}, \quad (2.29)$$

$$W_\Omega(i\omega) = \frac{u}{\Omega} = \frac{k_2 \bar{S}_2}{D(i\omega)};$$

$$D(i\omega) = U + i\omega V, \quad U = d_3 - d_1\omega^2, \quad V = d_2 - d_0\omega^2. \quad (2.30)$$

Розділивши дійсні і уявні частини частотних передаточних функцій, знайдемо відповідні амплітудні $A_i(\omega)$ і фазові $\varphi_i(\omega)$ частотні характеристики:

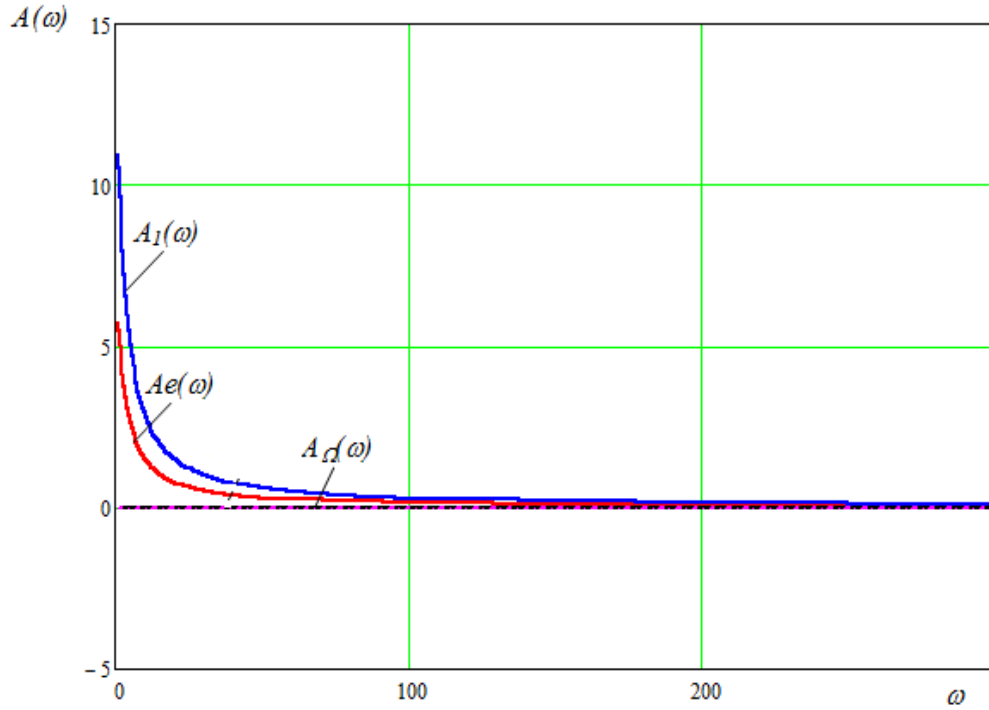
$$A_b(\omega) = \sqrt{\frac{(\bar{S}_b + k_b \bar{S}_2)^2 + \omega^2 \bar{S}_b^2 T_2^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \varphi_b(\omega) = \arctg \omega \frac{U \bar{S}_b T_2 - V(\bar{S}_b + k_b \bar{S}_2)}{U(\bar{S}_b + k_b \bar{S}_2) + \omega^2 V \bar{S}_b T_2};$$

$$A_1(\omega) = \sqrt{\frac{1 + \omega^2 T_2^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \varphi_1(\omega) = -\arctg \omega \frac{U T_2 - V}{U + \omega^2 V T_2};$$

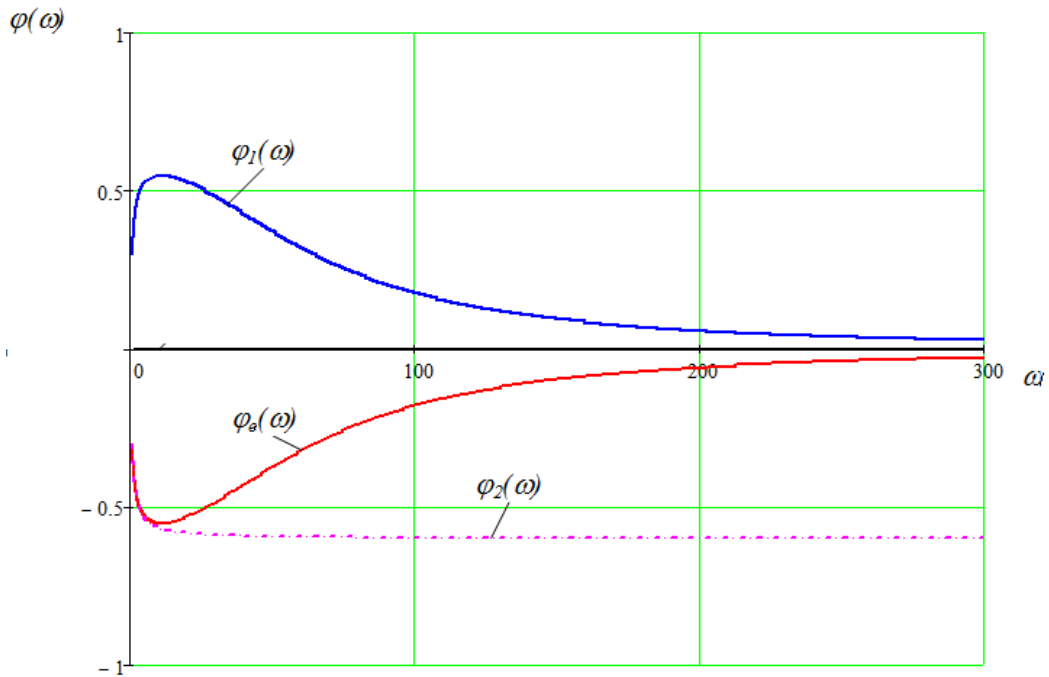
(2.31)

$$A_\Omega(\omega) = \frac{k_2 \bar{S}_2}{\sqrt{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \varphi(\omega) = -\arctg \omega \frac{V}{U}.$$

Формули (2.31) дозволяють визначити реакцію аксіально-рухомого кільця на можливі гармонійні коливання відповідних зовнішніх впливів, виявити небезпечні області частот і підібрати параметри ущільнення так, щоб амплітуди коливань кільця не виходили за допустимі межі.



a)



б)

Рисунок 2.15 - Амплітудні (а) і фазові (б) частотні характеристики ущільнення

2.6 Висновки

Статичний розрахунок показав, що використання регулятора перепаду тиску спільно з затворним імпульсним ущільненням з внутрішніми живильниками забезпечує стабільну роботу цього ущільнення, тобто величина торцевого зазору мало змінюється при зміні тиску запірною середовища.

Амплітудні частотні характеристики запірною імпульсному ущільнення з регулятором перепаду тисків показують, що небезпечних областей частот не виявлено, амплітуди коливань кільця не виходили за допустимі межі.

3 ЧИСЛОВЕ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧІ ПРУЖНОГІДРОДИНАМІЧНОГО ЗМАЩЕННЯ ТОРЦЕВИХ САЛЬНИКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ З ГІДРОДИНАМІЧНИМ РОЗВАНТАЖЕННЯМ ПАРИ ТЕРТЯ

Розрахунок торцевого сальникового ущільнення (ТСУ) зводиться до розв'язання задачі гідропружності, яка дозволяє розглянути взаємний вплив рідини і контактуючих з нею кілець ущільнення. Розв'язання такої задачі досить складне та потребує спільного вирішення рівнянь теорії пружності та гідромеханіки за допомогою чисельних методів, що реалізовані в сучасних програмних комплексах.

Використовувався універсальний програмний комплекс ANSYS, в якому реалізований зв'язок між аналізом напружено-деформованого стану (НДС) і гідродинамічним розрахунком у вигляді технології Fluid-Structure Interaction (FSI).

Алгоритм задачі FSI полягає в ітеративному розв'язанні задач для деформованого тіла і для області течії з використанням вирішувачів ANSYS Structural і CFX. Вирішувачі ANSYS Structural і CFX можуть бути запущені як одночасно, так і один за одним при виконанні внутрішнього циклу. Зовнішній цикл (MF Time Step) описує процес розв'язання пов'язаної задачі в часі, а внутрішні цикли (Stagger Iteration) контролюють відповідність ANSYS і CFX розв'язань і керують процесом обміну даними. Використовується неявна процедура поєднання двох вирішувачів при розв'язанні FSI задачі. У нашому випадку, в FSI залежними змінними є переміщення сальникової набивки і сила гідродинамічного тиску, що діє на елемент поверхні набивки.

На рисунку 3.1 представлена розрахункова схема ТСУ з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою. Для спрощення розрахунку геометрія кілець ущільнення представлена у вигляді 1/8 частини. Торцеве сальникове ущільнення зі спеціальною формою канавок на дні гнізда обойми (рис.

3.1 а) складається з опорного кільця 1, кільця сальникової набивки 2 і податливого дна 3, в якому виконані канавки трапецієвидної форми (рис 3.1, б).

Для розрахунку приймалися такі геометричні розміри ущільнення:

- $r_1 = 45$ мм - зовнішній радіус набивки;
- $r_2 = 35$ мм - внутрішній радіус набивки;
- $r_3 = 44,5$ мм - зовнішній радіус опорного кільця;
- $r_4 = 35,5$ мм - внутрішній радіус опорного кільця;

Геометричні розміри податливого дна з трапецієвидними канавками:

- $h = 6$ мм - висота трапеції;
- $a, b = 18$ мм, 10 мм - основи трапеції.

Для розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення задавалися розподіл гідростатичного і гідродинамічного тиску в парі тертя, отримані експериментально. Модуль пружності сальникової набивки – 50 МПа, коефіцієнт Пуассона сальникової набивки – 0,4. Модуль пружності опорного кільця – $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона опорного кільця – 0,3.

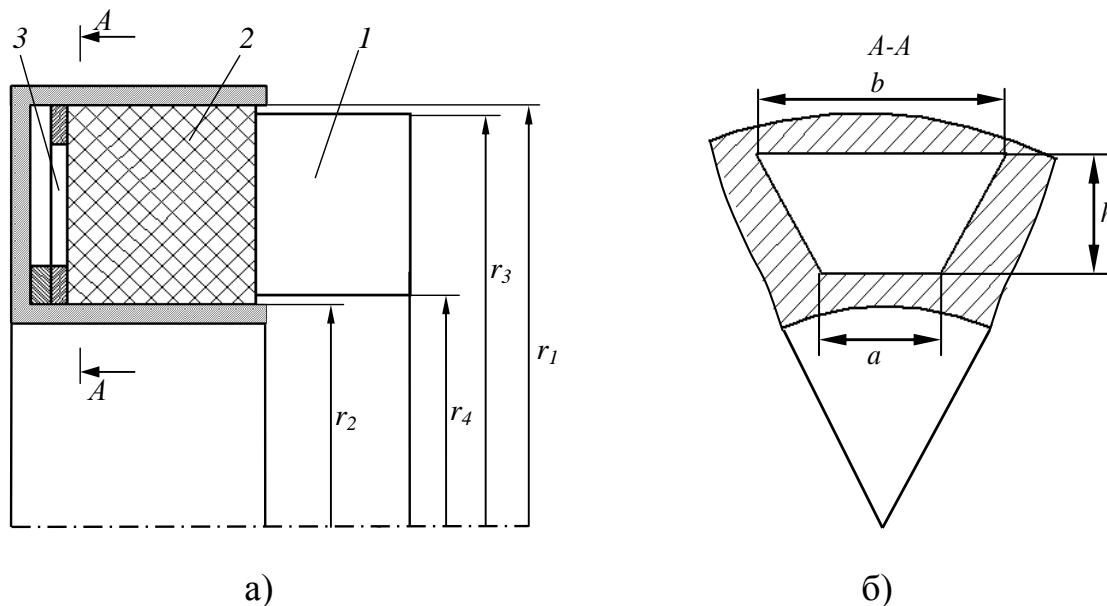


Рисунок 3.1 - Розрахункова схема ТСУ з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою

Розв'язання задачі пружногідродинамічного змещення полягає в послідовному ітеративному розрахунку задач для деформованого тіла і для області течії. На рисунку 3.2 показаний алгоритм розрахунку в програмному комплексі ANSYS.

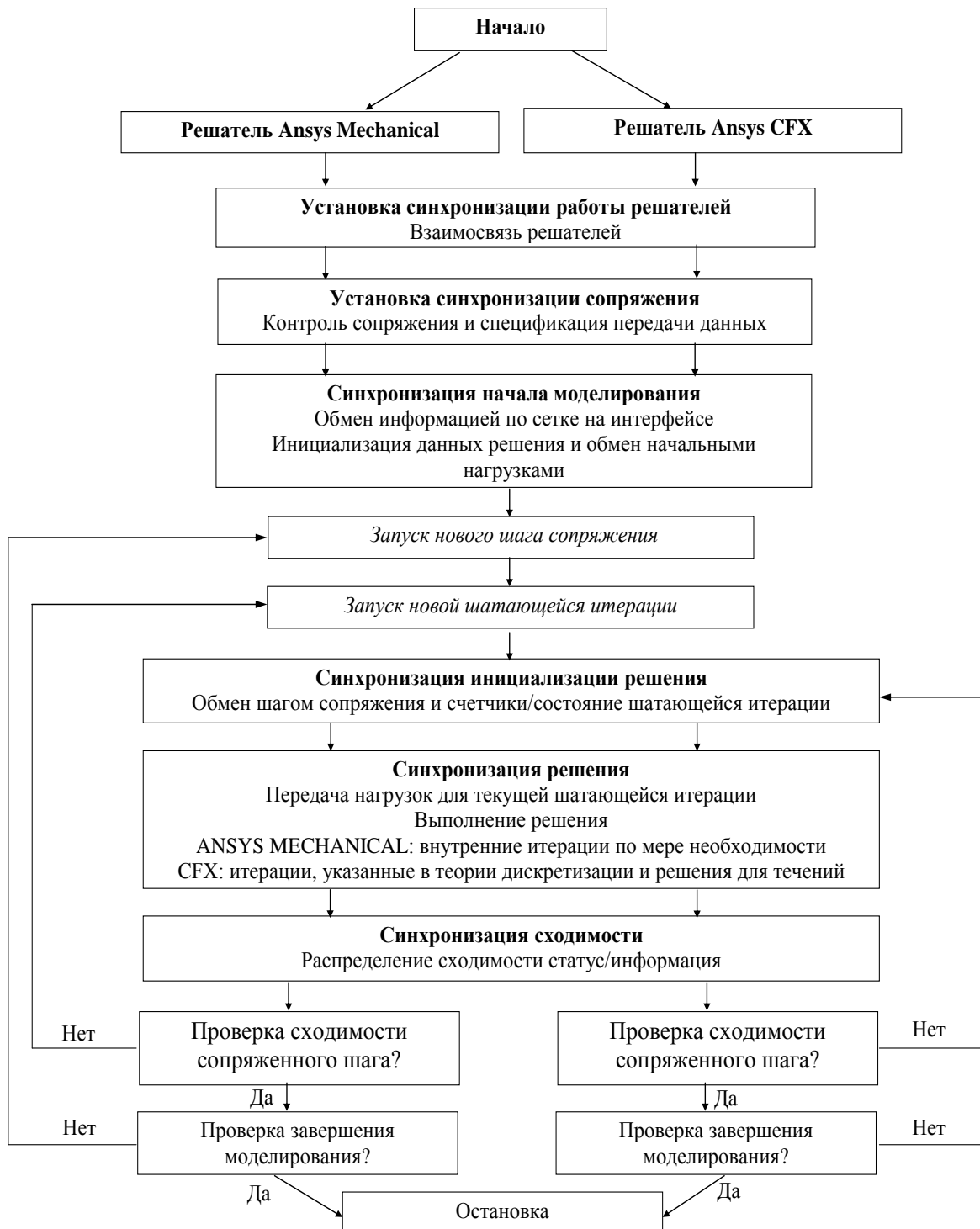


Рисунок 3.2 - Алгоритм розрахунку в програмному комплексі ANSYS

На рисунках 3.3-3.8 представлені результати розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення ТСУ з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою. У статичному положенні сальникова набивка притиснута до опорного диску. Завдяки деформації податливого дна і прогину сальникової набивки в місцях канавок відбувається перерозподіл контактного тиску по ширині пари тертя. При цьому контактний тиск з боку входу збільшується, а на виході зменшується. У місцях прогину сальникової набивки контактний тиск менше, ніж на ділянках між канавками. На рисунку 3.3 представлено розподіл контактного тиску під дією гідростатичного тиску в парі тертя. Як видно з рисунка 3.3 контактний тиск менше початкового і в місцях прогину сальникової набивки дорівнює нулю. На рисунку 3.4 представлено розподіл контактного тиску під дією гідродинамічного тиску в парі тертя. З рисунка видно, що контактний тиск рівномірно розподілений по всій ширині пари тертя і лише в місцях прогину сальникової набивки дорівнює нулю. На рисунку 3.5 показана деформація сальникової набивки і податливого дна, набивка прогинається в місцях трапецієвидних канавок, що виконані в податливому дні.

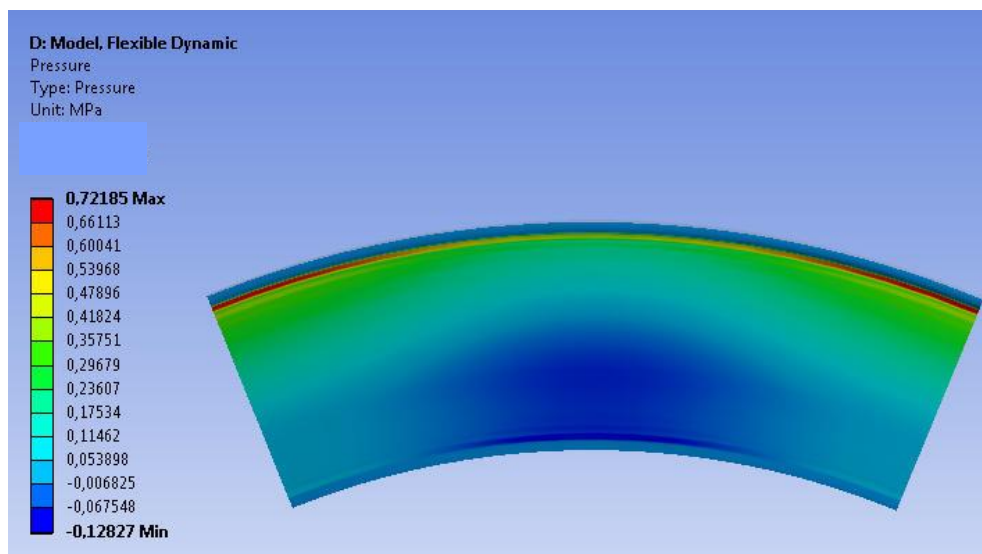
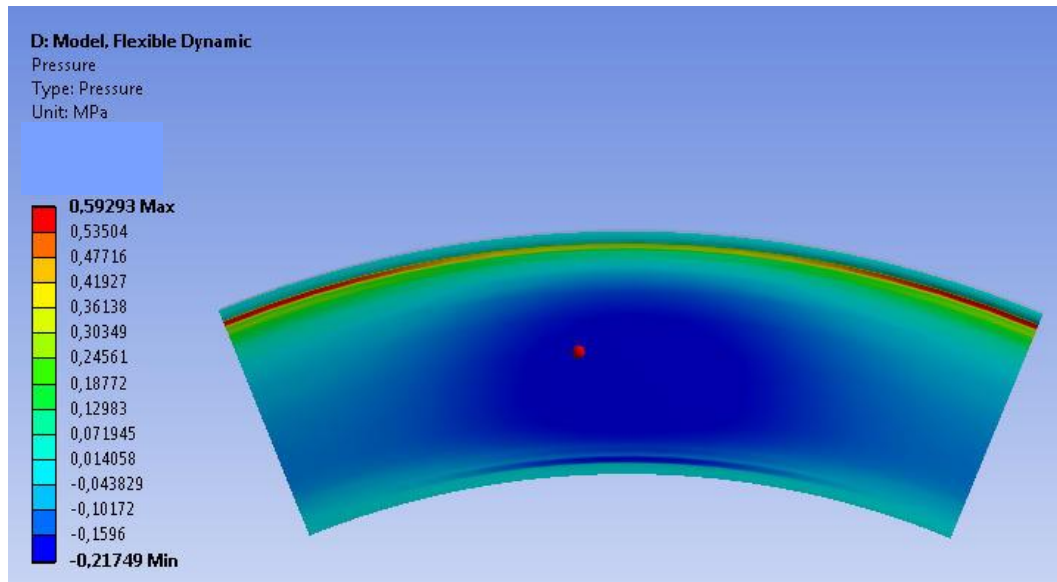
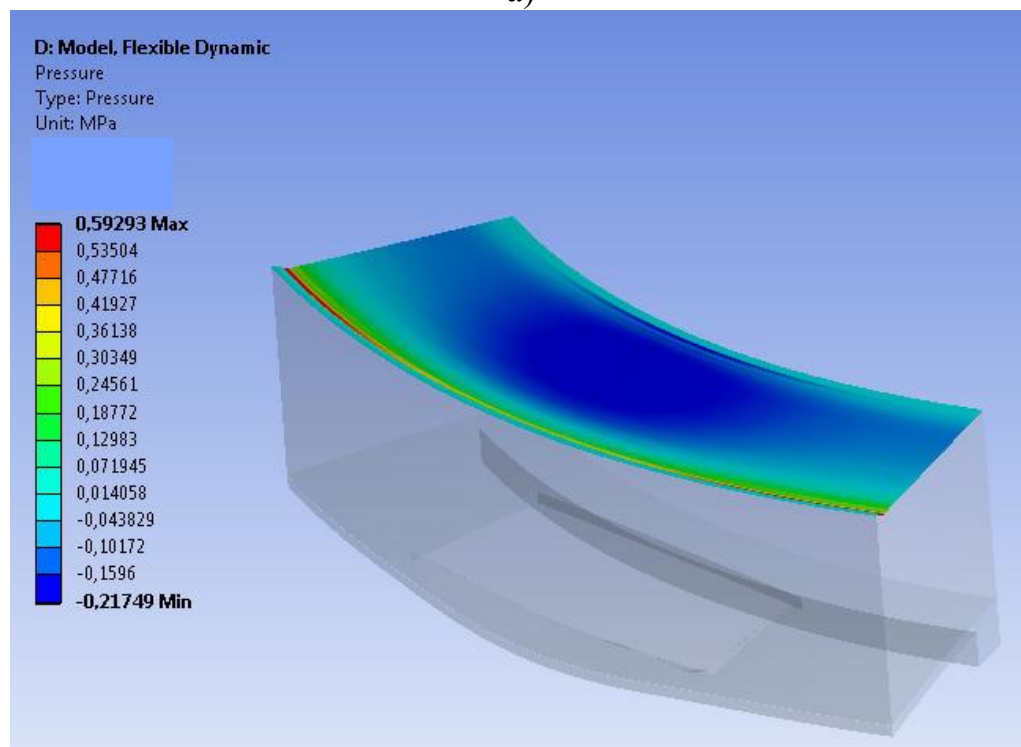


Рисунок 3.3 – Розподіл контактного тиску по ширині пари тертя при дії статичного тиску



а)



б)

Рисунок 3.4 – Розподіл контактної тиску по ширині пари тертя при дії гідродинамічного тиску (а), 3D профіль (б)

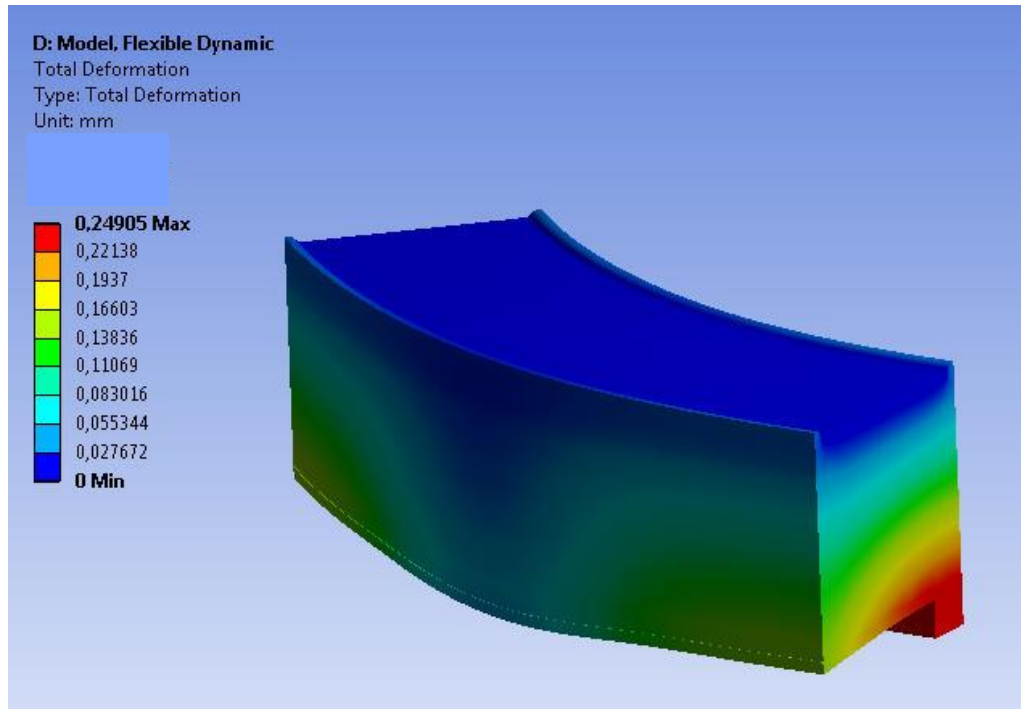


Рисунок 3.5 – Деформації набивки та податливого дна

На рисунках 3.6, 3.7 представлені розподіли зазору і контактного тиску по ширині пари тертя під дією гідродинамічного тиску. Як видно з цих рисунків сальникова набивка, прогинається в місцях трапецієвидних канавок, виконаних на дні обойми. Тим самим утворюючи хвилясту поверхню, яка генерує додаткове гідродинамічний тиск в парі тертя.

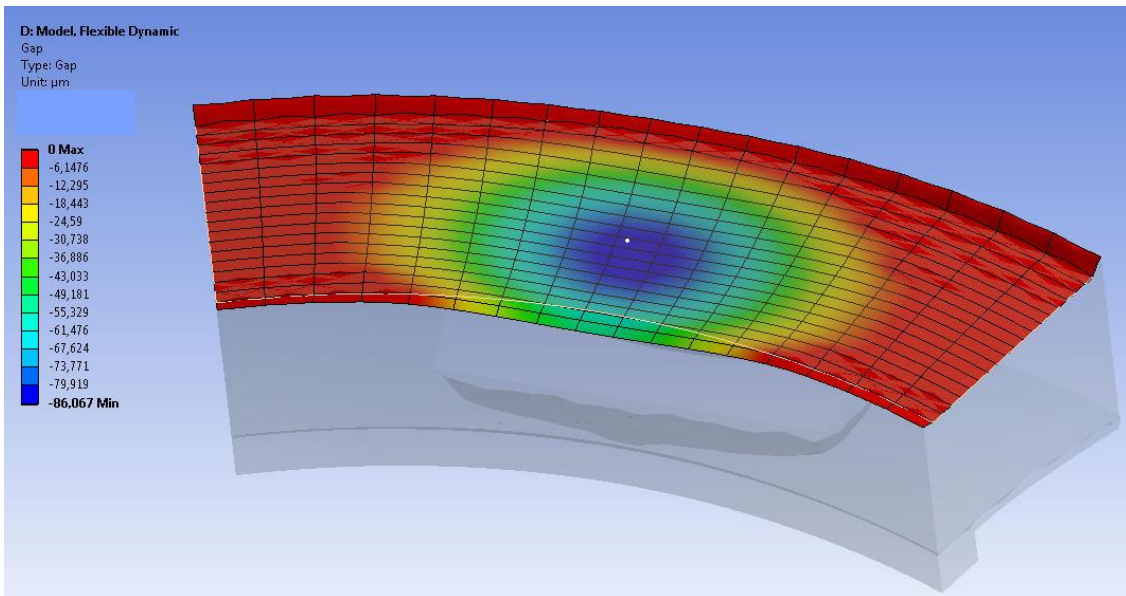


Рисунок 3.6 – Розподіл зазору по ширині пари тертя

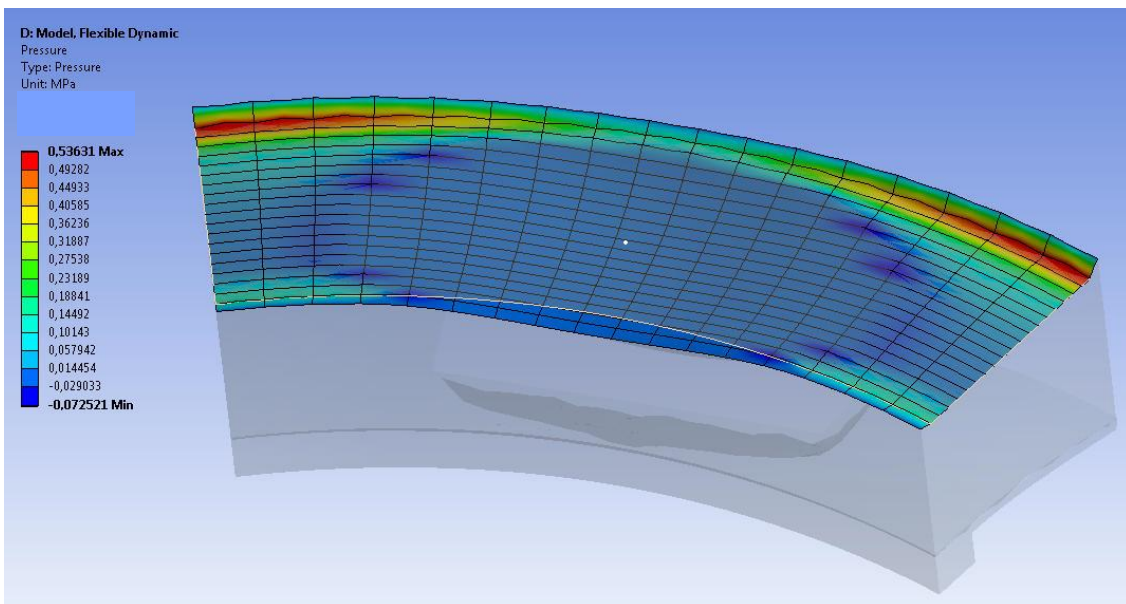


Рисунок 3.7 – Розподіл контактного тиску по ширині пари тертя

На рисунку 3.8 показані графіки зміни контактного тиску по радіусу пари тертя в залежності від гідростатичного і гідродинамічного тисків.

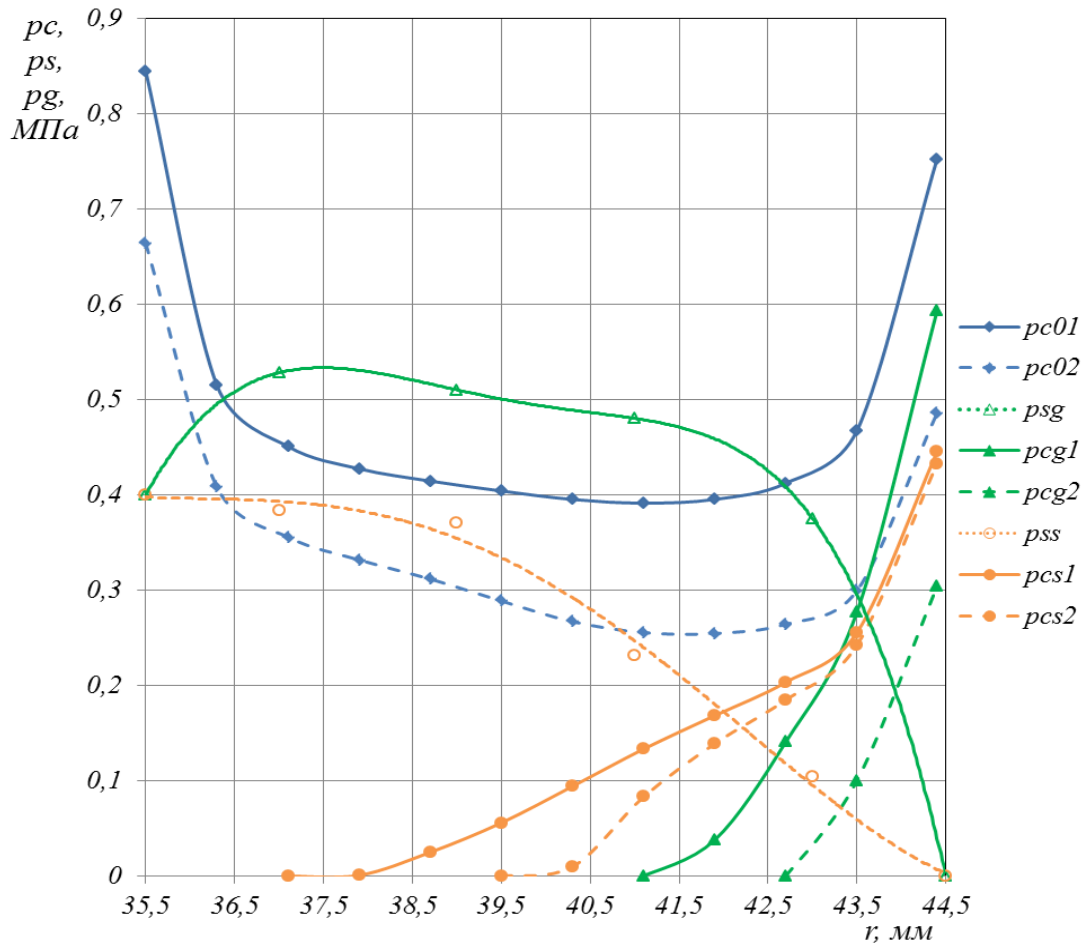


Рисунок 3.8 - Розподіл гідростатичного, гідродинамічного і контактного тисків по ширині пари тертя торцевого сальникового ущільнень з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою

На рисунку 3.8 введені наступні позначення:

- $pc01$ – початковий контактний тиск між канавками;
- $pc02$ – початковий контактний тиск в середній частині канавки;
- psg – гідродинамічний тиск;
- $pcg1$ – контактний тиск між канавками під дією гідродинамічного тиску;
- $pcg2$ – контактний тиск в центрі канавки під дією гідродинамічного тиску;
- pss – гідростатичний тиск;
- $pcs1$ – контактний тиск між канавками під дією гідростатичного тиску;

- $p_{cs} 2$ – контактний тиск посередині канавки під дією гідростатичного тиску.

Також виконано розрахунок конструкції торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками трапецієподібної форми на опорному диску. Для розрахунку задавалися наступними параметрами і геометричними розмірами канавки (рис. 3.9):

- зовнішній радіус набивки – 45 мм;
- внутрішній радіус набивки – 35 мм;
- зовнішній радіус опорного кільця – 44,5 мм;
- внутрішній радіус опорного кільця – 35,5 мм;
- товщина кільця податливого дна – 0,9 мм;
- $b_1 = 0,5$ мм; $b_2 = 5,82$ мм; $c = 3,7$ мм; $h_1 = 0,002$ мм; $h_2 = 0,1$ мм.

Ущільнювальний тиск – 0,4 МПа.

Частота обертання вала – 2000 об/хв.

Модуль пружності сальникової набивки – 50 МПа, коефіцієнт Пуассона сальникової набивки – 0,4.

Модуль пружності опорного кільця – $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона опорного кільця – 0,3.

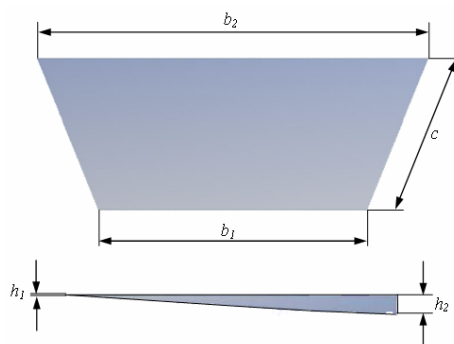


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема канавки

В результаті розрахунку отримані розподілення контактних і гідродинамічних тисків, а також лінії течії в канавці. З рисунків 3.10, 3.11 видно,

що на виході з канавки істотно підвищується гідродинамічний тиск, а також спостерігається зворотне нагнітання частини потоку назад в сторону ущільнювального середовища.

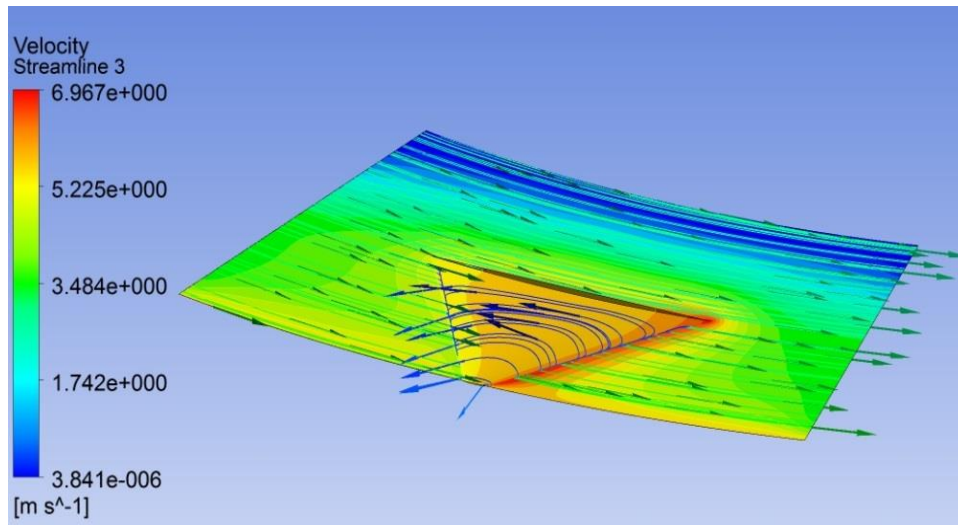


Рисунок 3.10 – Лінії течії в зазорі

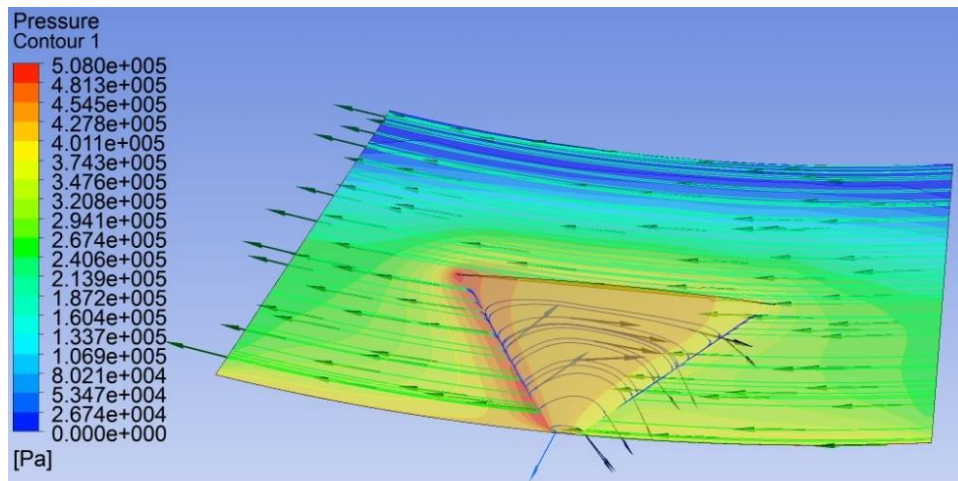


Рисунок 3.11 – Розподілення гідродинамічного тиску в зазорі

На рисунку 3.12 для порівняння показані графіки розподілення контактного і гідродинамічного тисків по радіусу пари тертя торцевого сальника з реверсивними канавками.

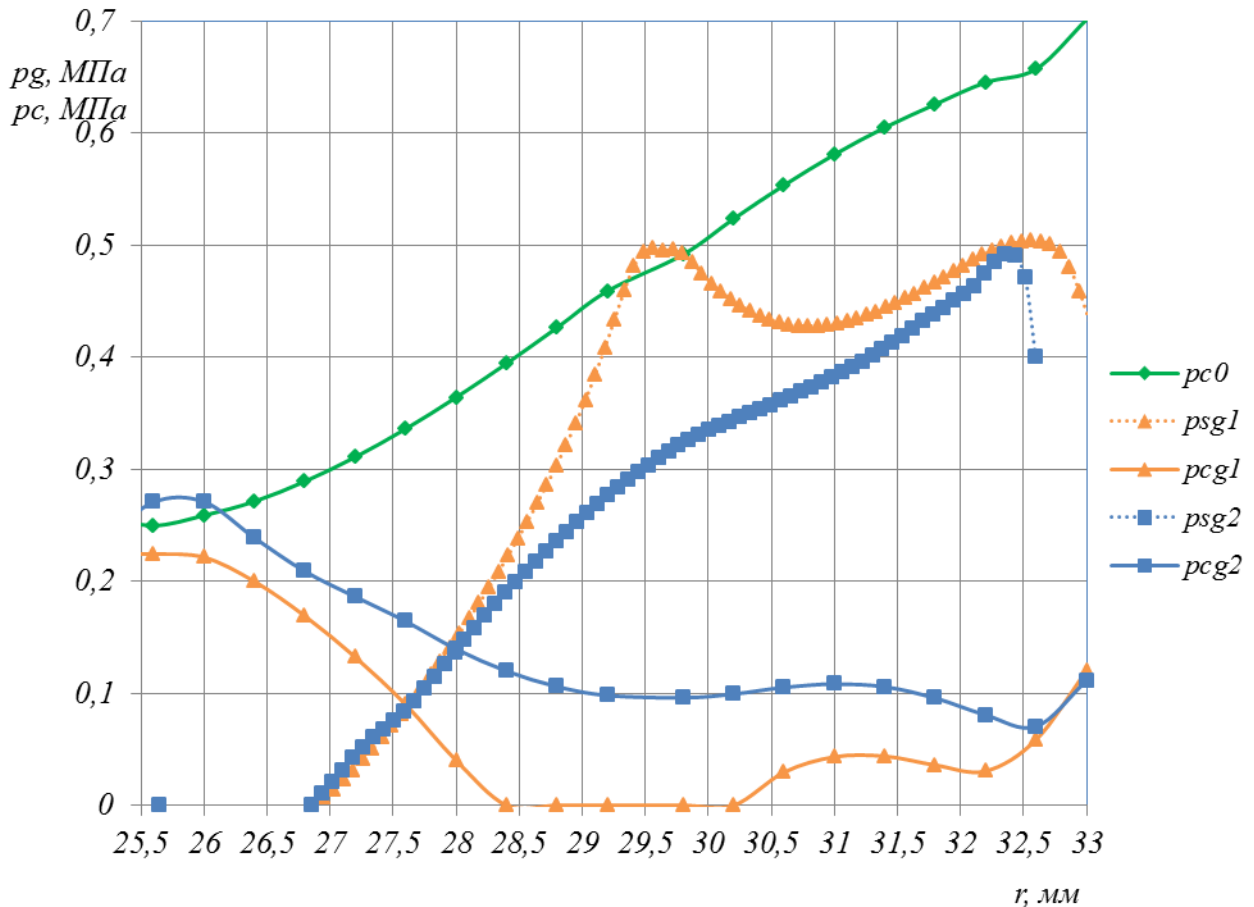


Рисунок 3.12 – Розподіл гідродинамічного і контактного тисків по радіусу пари тертя в торцевому сальнику з реверсивними канавками ($pc0$ – початковий контактний тиск між канавками, $psg1,2$ – гідродинамічний тиск на кромці канавки і між канавками, $pcg1,2$ – контактні тиски на кромці канавки і між канавками).

3.1 Висновки

В даному розділі представлена методика числового розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя за допомогою програмного комплексу ANSYS, результати розрахунків добре узгоджується з експериментальними даними.

ВИСНОВКИ

1. Розроблені конструкції запірних торцевих імпульсних ущільнень для відцентрових компресорів високого тиску та конструкції торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя, а також упорні підшипники ковзання з підвищеною несучою здатністю;
2. Розроблені методики комп'ютерного моделювання задачі термогідропружності для торцевого запірною імпульсного ущільнення і упорного гідродинамічного підшипника зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони;
3. Розроблена методика комп'ютерного моделювання задачі пружньогідродинамічного змащення для торцевого сальникового ущільнення з податливим дном.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Авторское свидетельство №1541442, СССР, 5F16C17/04 Упорный подшипник скольжения. В.С.Марцинковский, Л.В.Черепов, Н.В.Малик, В.И.Юрко, Ю.С. Зинченко
2. Сережкина Л.П., Зарецкий Е.И. Осевые подшипники мощных паровых турбин - М.: Машиностроение, 1988.- 175 с.
3. Патент на винахід 81026, Україна, F16C 17/04. Важільна вирівнювальна система упорного підшипника. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.М.Кучеренко.
4. Патент на изобретение 2305212, Россия, F16C 17/04. Рычажная выравнивающая система упорного подшипника. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.Н.Кучеренко.
5. Патент корисну модель 29014, Україна, F16C32/00. Упорний підшипник. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.І.Юрко, В.М.Кучеренко
6. Патент України № 77906, B23H1/00, 3/00, 5/00. Спосіб обробки вкладишів підшипників ковзання/ Марцинковский В.С. /Опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1.
7. А.И. Шкурко. Перспективы применения уплотнений импульсных. // Труды 14-й международной научно-технической конференции «Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования» - г.Сумы: изд-во СумГУ, 2014.
8. А.В. Загорулько, Д.В. Лісовенко, В.С. Марцинковський. Розробка та дослідження торцевого запірною імпульсного ущільнення відцентрового компресора. // Восточно – Европейский журнал передовых технологий.-2016.- 1/7(79). С.30-39.