

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

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**бакалавра**

**на тему**

**Дослідження динамічних характеристик  
упорного підшипника ковзання**

Виконав: студент 4 курсу групи КМ–81/1

Ванжула А.Ю.

Рівень підготовки: бакалавр

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в  
механіці

Керівник: доцент Загорулько А.В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А.В.

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра: с.54, рис. 26, табл.1, джерел 52.

Об'єкт дослідження – гідродинамічні та теплові процеси, що відбуваються в мастильному шарі упорних підшипників ковзання високообертових відцентрових машин.

Мета роботи – встановлення закономірностей між трибологічними характеристиками, геометрією і робочими параметрами та визначення динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування упорного гідродинамічного підшипника ковзання за допомогою комп'ютерного моделювання.

Методи досліджень – числовий метод скінченних об'ємів і скінченних елементів для розв'язання рівнянь гідродинаміки та тепломасообміну, теорії пружності та контактної взаємодії; числові методи планування експерименту для визначення теоретичних залежностей.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: розробка розрахункової моделі упорного підшипника ковзання на основі розв'язання термогідродинамічної задачі змащення; розробка методики комп'ютерного моделювання задачі термогідродинаміки упорного гідродинамічного підшипника ковзання.

ТЕРМОГІДРОДИНАМІЧНА ЗАДАЧА, УПОРНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, КОЛОДКА, КОЕФІЦІЄНТ ЖОРСТКОСТІ, КОЕФІЦІЄНТ ДЕМПФУВАННЯ.

## ЗМІСТ

Вступ.....	6
1. Аналіз літератури .....	8
1.1 Основні різновиди підшипників.....	8
1.1.1 Підшипники кочення .....	9
1.1.1.1 Класифікація підшипників кочення.....	10
1.1.1.2 Матеріали для виготовлення підшипників кочення.....	14
1.1.1.3 Види руйнувань та критерії працездатності підшипників кочення .....	14
1.1.2 Підшипники ковзання.....	15
1.1.2.1 Класифікація підшипників ковзання .....	18
1.1.2.2 Матеріали для виготовлення підшипників ковзання .....	22
1.1.2.3 Види руйнувань та критерії працездатності підшипників ковзання .....	23
1.2 Гідродинамічне змащування упорного підшипника .....	25
1.3 Коефіцієнти жорсткості і демпфування.....	30
1.4 Висновок .....	33
2. Дослідження упорного колодкового підшипника ковзання.....	34
2.1 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання.....	34
2.1.1 Результати числового розрахунку статичних характеристик .....	37
2.2 Розрахунок динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування .....	42
2.2.1 Розрахункова модель з осьовими коливаннями .....	42
2.2.2 Розрахунок коефіцієнтів жорсткості та демпфування .....	44
2.3 Висновок .....	46
Висновки .....	47
Список використаної літератури .....	49

## ВСТУП

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

Упорні підшипники ковзання широко використовуються в промисловості, забезпечуючи довговічну і надійну роботу при високих значеннях вантажопідйомності, що супроводжуються низькими втратами на тертя. Основною перевагою гідродинамічних підшипників перед іншими типами підшипників є їх покращена динамічна поведінка, особливо при перехідних навантаженнях. В даний час існують поодинокі публікації щодо визначення динамічних коефіцієнтів для різних геометричних конфігурацій упорних підшипників із використанням сучасних програмних комплексів обчислювальної гідродинаміки. Тому існує необхідність розробки методів, здатних оцінити динамічні характеристики нових конструкцій упорних підшипників ковзання.

У цій роботі запропоновано обчислювальний підхід для оцінки коефіцієнтів жорсткості та демпфування упорного підшипника ковзання. Розроблена розрахункова модель упорного підшипника ковзання на основі розв'язання термогідродинамічної задачі змащення, яка використовується для виконання за допомогою числових методів планування експерименту початкового стаціонарного розрахунку несучої здатності та теплового стану при заданій швидкості обертання. Використовуючи нестационарний розрахунок та змінюючи частоти збурення осьових коливань диску отримано залежності сили реакції масляного шару підшипника. За моделлю осьових

коливань з одним ступенем вільності оцінені динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфірування.

Робота складається з двох розділів.

У першому розділі коротко описано інформацію про різні види підшипників. Проведено аналіз літератури з дослідженнями гідродинамічного змащування, коефіцієнтів жорсткості і демпфування упорного підшипника ковзання.

У другому розділі представлено метод побудови розрахункової моделі на основі розв'язання термогідродинамічної задачі змащення. Також в цьому розділі подано результати розрахунків залежності максимальної температури колодки, масової витрати, несучої здатності, моменту тертя, динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування упорного колодкового підшипника.

## 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ

### 1.1 Основні різновиди підшипників

Підшипник – технічний пристрій, який є частиною опори, що знижує тертя в рухомих частинах працюючих машин, механізмів і приладів, що забезпечує обертання, хитання або лінійні переміщення їх валів та осей і сприймає радіальні, осьові та радіально-осьові навантаження і передає його на інші частини конструкції. Частина опори, що сприймає суто осьові навантаження, називається підп'ятником.

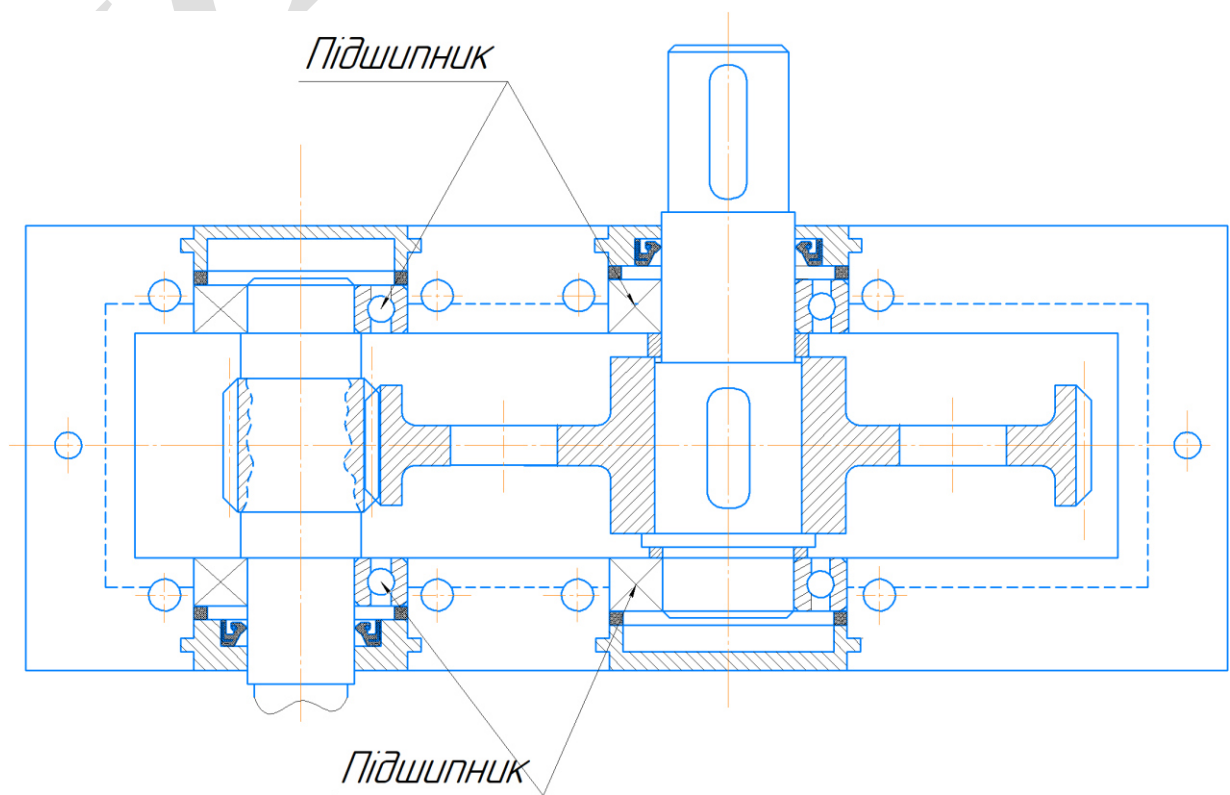


Рисунок 1.1 – Підшипники виконують функцію опори валів

Підшипники поділяються на:

- контактні ( мають поверхні, що труться ) – підшипники кочення і ковзання;
- безконтактні ( поверхні не труться) – магнітні підшипники.

Основні типи які застосовуються в машинобудуванні - це підшипники кочення та підшипники ковзання.

### 1.1.1 Підшипники кочення

Підшипники кочення - це опори деталей, що обертаються або коливаються, що використовують елементи кочення (кульки або ролики) і працюють на основі тертя кочення.

Підшипники кочення складаються з наступних деталей (рис. 1.2): 1 – зовнішнього кільця ; 2 – внутрішнього кільця; 3 – тіл кочення (кульок або роликів), які котяться по доріжках кочення кілець; 4 – сепаратора, що відокремлює та утримує тіла кочення у зібраному стані.

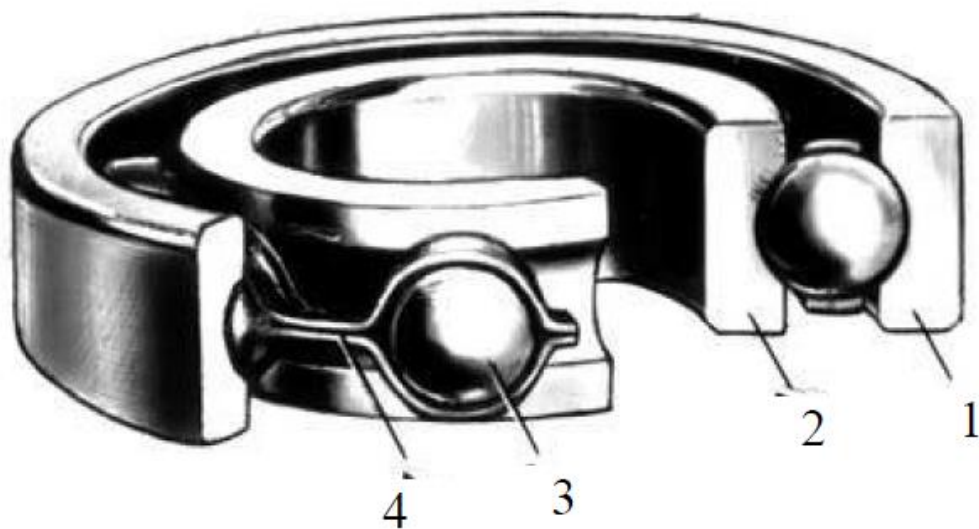


Рисунок 1.2 – Принципова схема опори з підшипником кочення

Основне застосування має змійковий сепаратор, у підшипниках з високою точністю обертання застосовують масивні сепаратори (цілісні, або клепані).

Основні переваги підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання:

- 1) малий коефіцієнт тертя  $f = 0,0015 - 0,006$ , а отже, менші моменти сил тертя і відповідно температури в підшипнику;
- 2) малі габарити за шириною;
- 3) високий ступінь стандартизації;
- 4) низькі вимоги до матеріалу і термічної обробки валів;

- 5) незначна витрата кольорових металів і мастильних матеріалів;
- 6) простота обслуговування підшипників.

Недоліки:

- 1) низька довговічність при великих частотах обертання та вібраційних і ударних навантаженнях;
- 2) низька демпфувальна здатність;
- 3) значні габарити за діаметром.

Шарикопідшипники швидкохідніші та дешевші від роликкових, які мають вищу навантажувальну здатність, потребують жорстких валів і самі більш жорсткі, ніж шарикопідшипники.

Голчасті підшипники використовують при:

- 1) дуже стиснених радіальних габаритах;
- 2) колових швидкостях валу до 5 м/с;
- 3) коливальних рухах (муфти карданних валів, поршневі пальці).

#### **1.1.1.1 Класифікація підшипників кочення**

Класифікація підшипників кочення групує останні наступним ознаками: за формою тіл кочення, за напрямом сприйманого навантаження, за кількістю рядів тіл кочення, за самовстановлюваністю, за радіальним габаритним розмірам, по ширині одного і того ж діаметра, за рівнем точності.

За формою тіл кочення розрізняють:

- кулькові підшипники (рис. 1.3 а). Вони найбільш швидкісні;
- роликкові підшипники мають велику вантажопідйомність.

Залежно від форми роликів бувають:

- з циліндричними короткими роликами (рис. 1.3 б);
- циліндровими довгими роликами (рис. 1.3, в);
- голчастими роликами (рис. 1.3 г);
- бочкоподібними роликами (рис. 1.3, д);
- конічними роликами (рис. 1.3, е);



- комбінованими роликами (рис. 1.3, ж), з невеликою опуклістю поверхні (7-30 мкм на бік);
- крученими або порожнистими роликами (рис. 1.3, з).

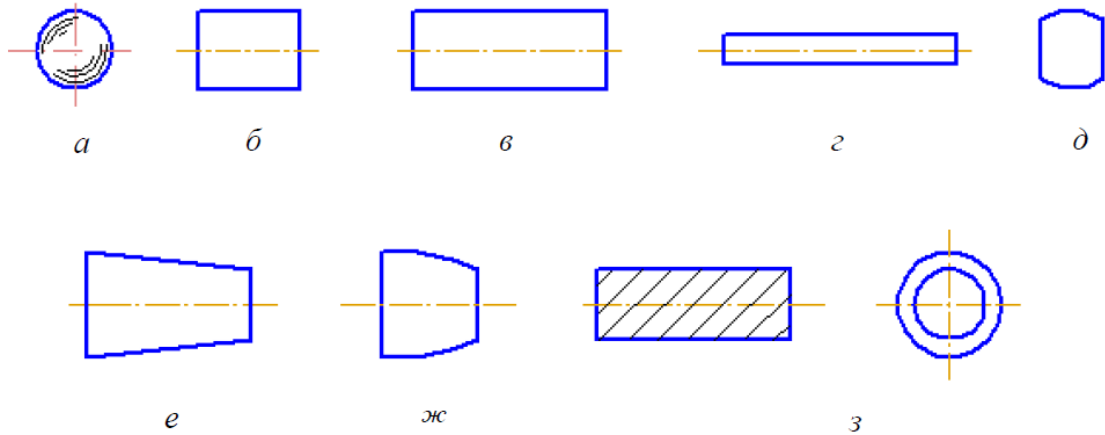


Рисунок 1.3 – Форми тіл кочення

У напрямку сприйманого навантаження виготовляють:

- радіальні підшипники, призначені для сприйняття радіальних сил; деякі типи можуть сприймати і осьові сили.

На рис. 1.4 наведено схеми кулькового (рис. 1.4 а), роликового (рис. 1.4, б) та голчастого (рис. 1.4, в) радіальних підшипників;

- упорні підшипники (рис. 1.5), призначені для сприйняття осьових сил;
- радіально-упорні підшипники – шарикопідшипник (рис. 1.6, а) та роликотпідшипник (рис. 1.6 б). Призначені для сприйняття комбінованого (з урахуванням кута нахилу осей тіл кочення  $\alpha$ ) радіального та осьового навантаження. Підшипники регульованих типів без осьової сили працювати не можуть;
- упорно-радіальні підшипники – для сприйняття осьових та невеликих радіальних навантажень.

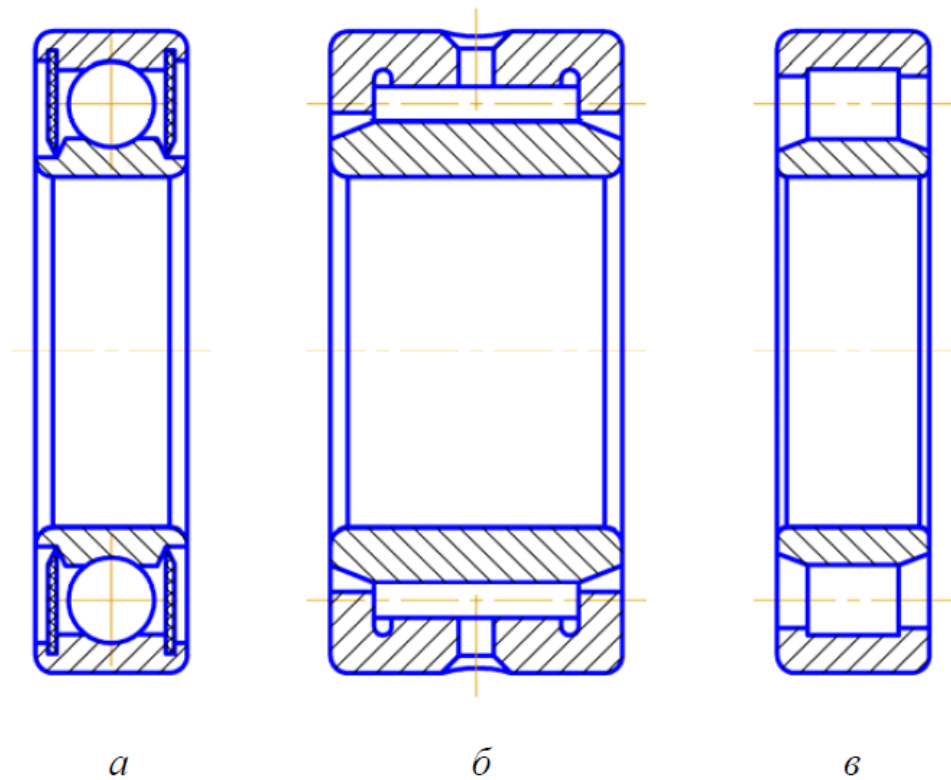


Рисунок 1.4 – Радіальні підшипники кочення

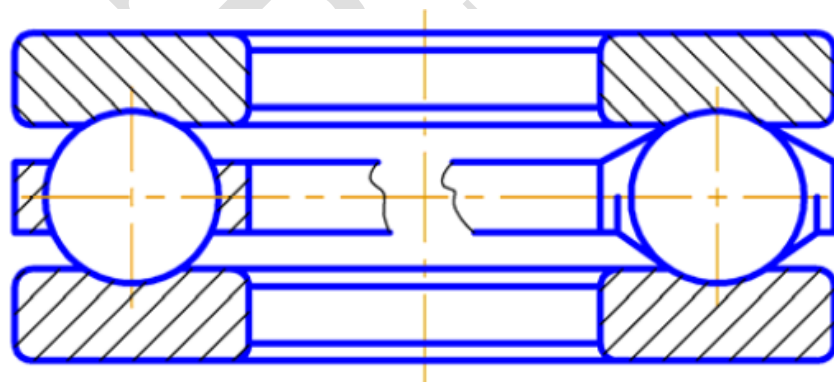


Рисунок 1.5 – Упорний підшипник кочення

За ознакою самовстановлюваності бувають:

- несамовстановлювані підшипники;
- самовстановлювані підшипники. Наприклад, сферичні самовстановлюються при неточному кутовому розташуванні осей валу та отворів в корпусі.

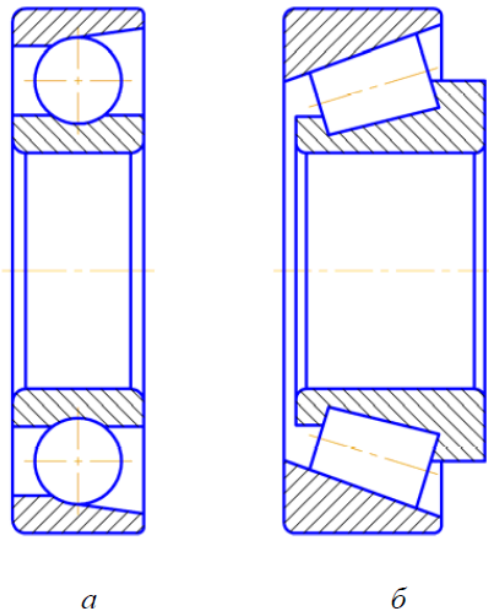


Рисунок 1.6 – Упорно-радіальні підшипники кочення

За кількістю рядів тіл кочення випускають:

- однорядні підшипники ;
- дворядні підшипники;
- багаторядні підшипники.

За радіальними габаритними розмірами виробляють підшипники кочення:

- надлегкі (дві серії);
- особливо легкі (дві серії);
- легкі та легкі широкі ;
- середні та середні широкі ;
- важкі ;
- особливо важкі.

По ширині того самого діаметра підшипники бувають:

- вузькі;
- нормальні;
- широкі;
- особливо широкі.

### **1.1.1.2 Матеріали для виготовлення підшипників кочення**

Кільця та тіла кочення підшипників виготовляють із шарико-підшипникових високо вуглецевих хромистих сталей марок ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, а також із цементованих легованих сталей марок 18ХГТ та 20Х2Н4А. Кільця та тіла кочення підшипників, що працюють при температурі до 100 °С, мають твердість 58–65 HRC. Для роботи в умовах високих температур або агресивних середовищ застосовують спеціальні теплостійкі або корозійностійкі сталі 9Х18, ЕІ347Ш з твердістю 63-67 HRC. За вимоги забезпечити не магнітність підшипників використовують берилеву бронзу.

Сепаратори більшості підшипників виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування. Для високошвидкісних підшипників застосовують масивні сепаратори з латуні, антифрикційних бронз, фторопласту, текстоліту.

В умовах ударних навантажень і при високих вимогах до безшумності підшипників кочення тіла кочення виготовляють із пластмас. При цьому різко знижуються вимоги до твердості кілець.

### **1.1.1.3 Види руйнувань та критерії працездатності підшипників кочення**

Характер та причини відмов підшипників кочення:

1. Втомне фарбування робочих поверхонь кілець і тіл кочення у вигляді раковин або відшаровування під дією змінних контактних напруги. Його зазвичай спостерігають після тривалої роботи. Супроводжується підвищеним шумом та вібраціями.

2. Зминання робочих поверхонь доріжок і тіл кочення (утворення лунок та вм'ятин) внаслідок місцевих пластичних деформацій під дією ударних або значних статичних навантажень.

3. Абразивне зношування внаслідок поганого захисту підшипника від попадання абразивних частинок.

4. Руйнування сепараторів від дії відцентрових сил та впливу на сепаратор різнорозмірних тіл кочення.

5. Руйнування кілець і тіл кочення через перекося кілець або дії великих динамічних навантажень.

Основними критеріями працездатності є:

- довговічність по динамічній вантажопідйомності (розраховують підшипники з частотою обертання кільця  $n \geq 1$  об/хв);
- статична вантажопідйомність (розраховують підшипники, що не обертаються і повільно обертаються, з частотою обертання кільця  $n \leq 1$  об/хв).

### 1.1.2 Підшипники ковзання

Підшипники ковзання – це опори обертових деталей, які працюють в умовах ковзання поверхні цапфи по поверхні підшипника. Найпростішим підшипником ковзання можна вважати втулку (рис. 1.7), посаджену на вал із гарантованим зазором, в якому повинно перебувати мастило.

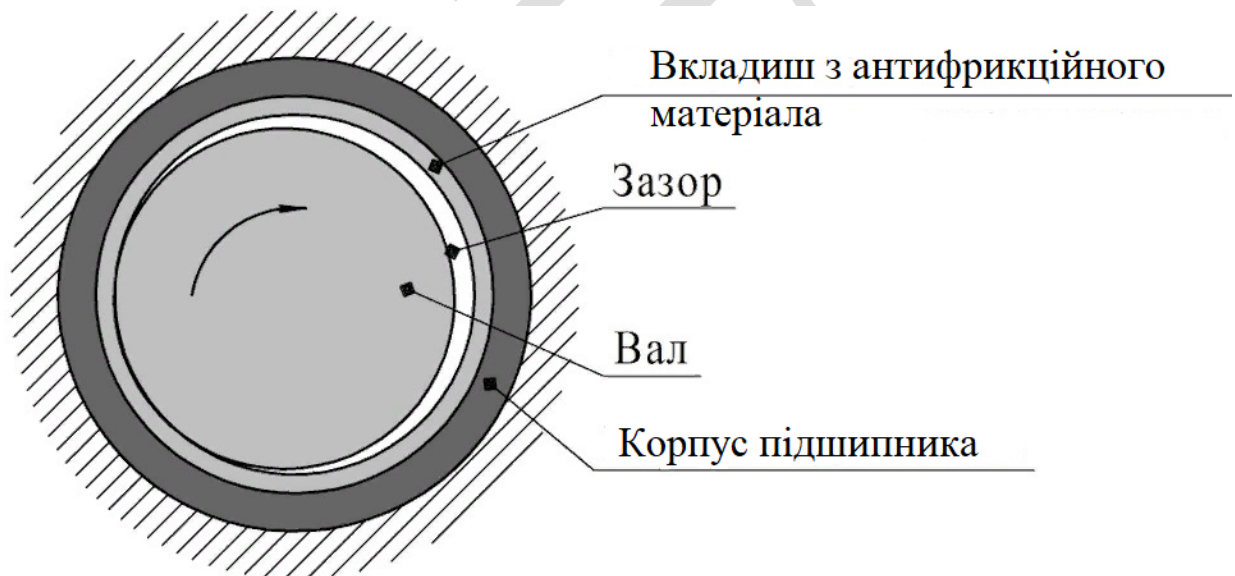


Рисунок 1.7 – Принципова схема підшипника ковзання

Підшипник ковзання є основною частиною опори валу, забезпечує режим обертання валу в умовах відносного ковзання поверхні цапфи валу відповідної поверхні підшипника.

Підшипники ковзання сприймають радіальні та осьові навантаження, прикладені до валу. Від якості опор ковзання багато в чому залежить працездатність машини.

Підшипники ковзання складаються з корпусу, вкладишів (втулок) та змащувальних пристроїв. Опорна ділянка валу називається цапфою. Форма робочої поверхні підшипника ковзання, так само як і форма цапфи валу, може бути циліндричною, конічною, плоскою. Цапфу називають шипом, якщо вона розташована на кінці валу, і шийкою при розташуванні в середині валу (рис. 1.8 а, б).

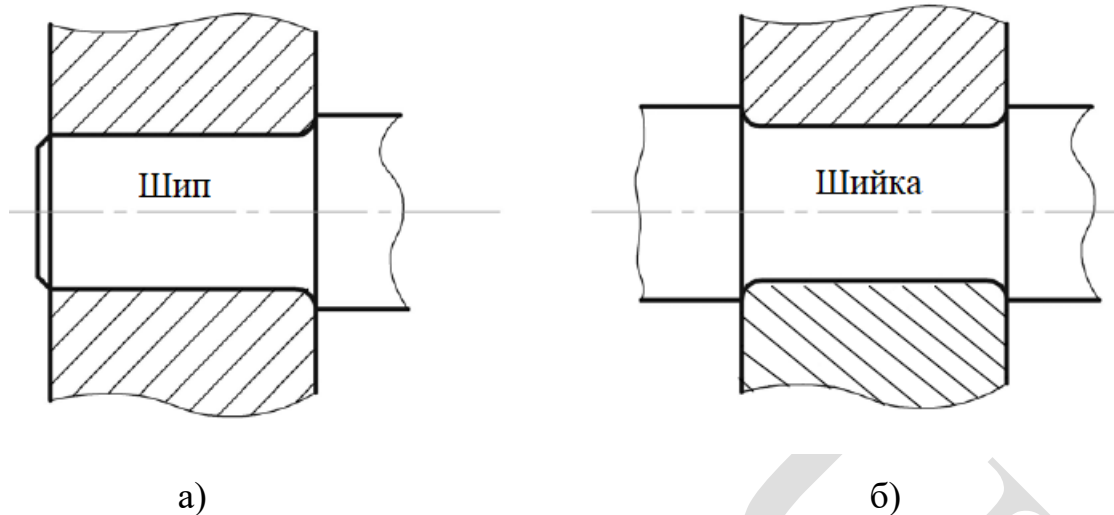


Рисунок 1.8 - Форма робочої поверхні підшипника ковзання: а – шип, б – шийка

Підшипники ковзання сучасних машин характеризуються порівняно невеликою довжиною ( $l/d = 0,4 - 1,0$ , де  $l$  і  $d$  – відповідно довжина і діаметр підшипника, мм), що знижує вимоги до жорсткості валів і до вибору зазору в посадці, який у короткому підшипнику може бути мінімальним шанс заїдання валу в підшипнику при перекосах. Зі збільшенням  $d$  зростає

надійність роботи, проте свобода вибору  $d$  обмежена, оскільки він пов'язаний із міцністю та жорсткістю валу та з його габаритами.

Короткі підшипники характеризуються швидкою втратою олії, але в них допускаються менші зазори. Крім того, вони забезпечують кращий тепловідведення від тертьових поверхонь. При великій довжині цапф застосовують самовстановлювальні підшипники, сферичні виступи вкладишів яких дозволяють їм самовстановлюватися для усунення перекосів.

Підшипники ковзання застосовують у багатьох галузях техніки. Зазвичай їх використовують у тих випадках, коли застосування підшипників кочення неможливе або недоцільне:

- для опор валів високошвидкісних машин ( $\omega > 500$  рад/с), у режимах роботи яких довговічність підшипників кочення досить низька (центрифуги та інше);
- для валів та осей, до яких ставляться високі вимоги щодо точності монтажу і забезпечення постійного положення осі обертання (шпинделі верстатів, опори механізмів телескопів та інше) ;
- для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення (вали гідротурбін, вали прокатних станів та інше) ;
- у випадках, коли підшипники машини повинні бути роз'ємними (двигуни внутрішнього згоряння, прокатні стани, молоти та інше);
- при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі, де підшипники кочення непрацездатні;
- при потребі малих діаметральних розмірів, наприклад для близько розміщених паралельних валів (годинник, хронометр та інше);
- для тихохідних валів та осей невідповідальних механізмів, де підшипники ковзання простіші за конструкцією і дешевші, ніж підшипники кочення.

Переваги підшипників ковзання:

- мають підвищену довговічність у високошвидкісних механізмах;

- добре сприймають вібраційні та ударні навантаження;
- працюють безшумно;
- мають порівняно малі радіальні розміри;
- допускають встановлення на шийки колінчастих валів.

Недоліки підшипників ковзання:

- у процесі роботи вимагають постійного контролю за станом мастильного матеріалу та можливістю перегріву;
- мають порівняно великі осьові розміри;
- мають значні втрати на тертя в період пуску та при недосконалому мастилi;
- вимагають велику витрату мастильного матеріалу, його очищення та охолодження.

### 1.1.2.1 Класифікація підшипників ковзання

За напрямком сприйманих навантажень підшипники ковзання поділяють на три типи:

- опорні, що призначені для сприйняття радіальних навантажень, тобто перпендикулярних до осі валу (рис. 1.9, а);
- упорні, що призначені для сприйняття осьових навантажень (рис. 1.9, б);
- опорно-упорні, що призначені для сприйняття радіальних і осьових навантажень (рис. 1.9, в).

Залежно від конструкції корпусу підшипники ковзання поділяють на:

- з рознімним корпусом;
- нероз'ємним корпусом;

Залежно від конструкції вкладишів (втулок) підшипники ковзання бувають:

- з регульованим зазором;



- нерегульованим зазором.



Рисунок 1.9 - Підшипники ковзання

В радіальних підшипниках ковзання, антифрикційна поверхня ковзання може бути у вигляді вкладки або втулки. Вкладка (рис. 1.10, а) – це деталь підшипника ковзання, внутрішня поверхня якої є поверхнею тертя, яка має охопат не більше  $180^\circ$  вала. Втулка (рис. 1.10, б) – це деталь підшипника ковзання внутрішня поверхня якої є поверхнею тертя, яка має коловий охопат валу.



Рисунок 1.10 – Антифрикційна поверхня підшипника ковзання

Упорні підшипники ковзання, що служать для фіксації горизонтальних валів в осьовому напрямку і мають незначні навантаження, називають торцевими.

Упорні підшипники ковзання, що встановлюються на вертикальних валах, називаються підп'ятниками.

Упорні підшипники ковзання можуть бути з фіксованим нахилом колодок (рис. 1.11, а) і самовстановлювальними колодками (рис. 1.11, б). Вони використовуються для перенесення осьових навантажень. Ці підшипники працюють за гідродинамічним принципом.

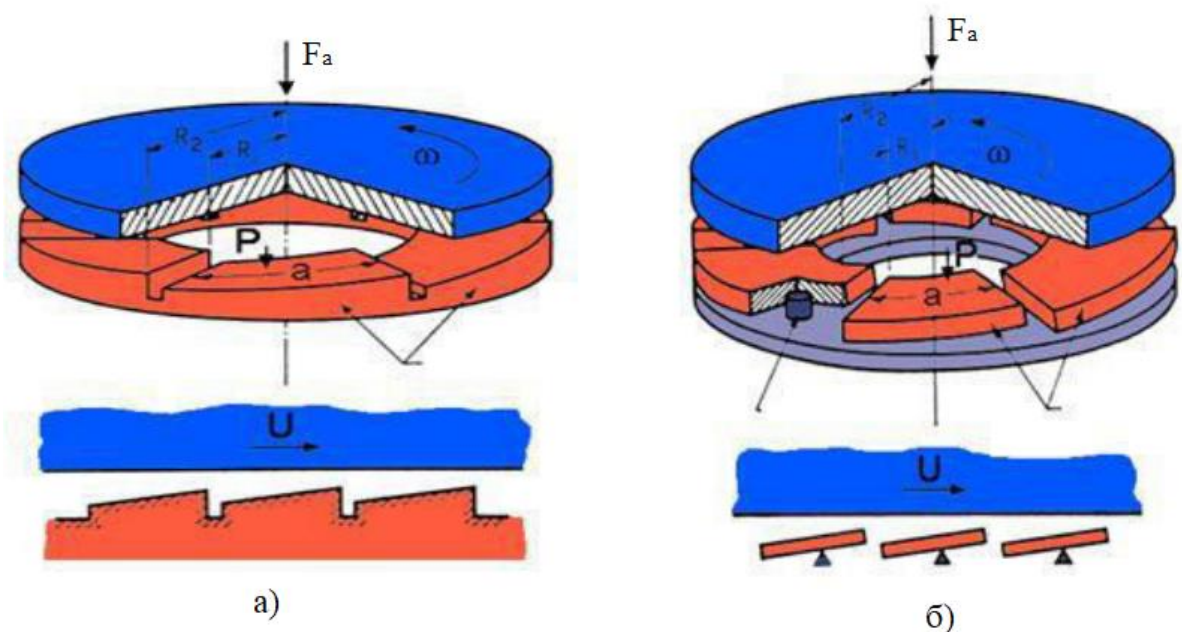


Рисунок 1.11 – Упорний підшипник ковзання з: а – фіксованим нахилом колодок, б – самовстановлювальними колодками

Для підшипників ковзання цапфи можуть бути циліндричними (рис. 1.12, а, б), конічними (рис. 1.12, в) або кулястими (рис. 1.12, г).

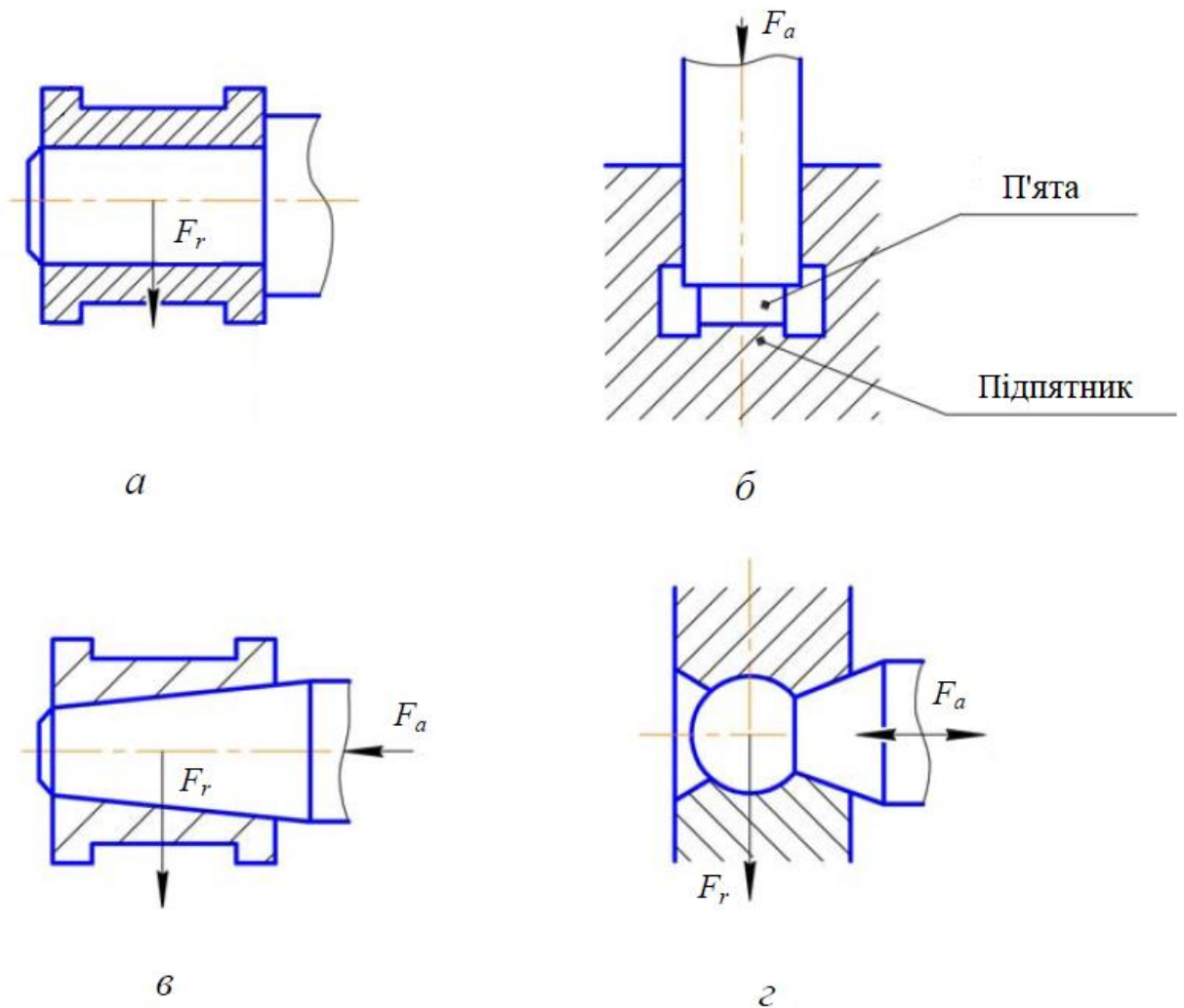


Рисунок 1.12 – Різновиди цапф для підшипників ковзання

Залежно від виду мастила, який використовують в підшипниках ковзання, їх поділяють на:

1 – гідравлічні (рідке мастило):

- **гідродинамічні**, у яких тиск рідкого мастила в зазорі між цапфою і вкладишем створюється за рахунок обертання цапфи;
- **гідростатичні**, у яких тиск рідкого мастила в зазорі створюється додатковим обладнанням;

2 – газові (газове мастило):

- **газодинамічні**, у яких тиск газового мастила в зазорі створюється завдяки обертанню цапфи;
- **газостатичні**, у яких тиск газового мастила в зазорі створюється додатковим обладнанням.

### **1.1.2.2 Матеріали для виготовлення підшипників ковзання**

Основними вимогами до матеріалу вкладиша, є:

1. Мінімальний коефіцієнт тертя у парі з валом.
2. Зносостійкість.
3. Прироблюваність.
4. Змочуваність мастилом.
5. Теплопровідність.

Вкладиші підшипників ковзання бувають металеві, метало-керамічні та неметалічні.

Металеві вкладиші мають найбільше поширення завдяки своїй високій міцності і хорошій теплопровідності.

Металеві вкладиші виконують із бронзи, алюмінієвих сплавів та антифрикційних чавунів. Найкращими антифрикційними властивостями мають олов'яні бронзи Бр010Ф1, Бр04Ц4С17 та інше. Алюмінієві (БрА9Ж3Л та ін.) та свинцеві (БрС30) бронзи застосовують із загартованими цапфами.

Найчастіше використовують бабіти – сплави з вмістом олова, свинцю, сурми та інших., марки Б83, Б90, Б92, БС; вони мають невелику твердість (НВ 20-35) і мало зношують вал.

Вкладиші з бабітовою заливкою застосовують для відповідальних підшипників при важких та середніх режимах роботи (компресори, дизелі та інше).

Бабіт – це сплав на основі олова та свинцю, є одним із найкращих антифрикційних матеріалів. Його заливають тонким шаром на робочу поверхню втулки.

У мало відповідальних тихохідних механізмах використовуються чавунні вкладиші (АЧС-1 та ін.)

Металокерамічні вкладиші виготовляють пресуванням та подальшим спіканням порошків міді або заліза з додаванням графіту, олова або свинцю. Пористість цих вкладишів дозволяє просочувати їх маслом і використовувати їх довго, без підведення мастильного матеріалу. Такі вкладиші застосовують у тихохідних механізмах та у вузлах, важкодоступних для підведення олії.

Неметалічні матеріали застосовують у підшипниках гребних гвинтів, насосів, харчових машин та ін. Матеріал неметалевих вкладишів: текстоліт, фторопласт, дерево слоїсті пластики, гума. Ці матеріали добре приробляються, можуть працювати при змочуванні водою.

### **1.1.2.3 Види руйнувань та критерії працездатності підшипників ковзання**

Обов'язковою умовою роботи підшипника ковзання є наявність масляного шару між поверхнями, що труться, для утворення якого в посадці повинен забезпечуватися гарантований зазор. У підшипниках має місце рідинне, напіврідинне, граничне тертя та сухе.

Найменші втрати ( $f \cong 0,001-0,003$ ) та найменший знос спостерігається при рідинному терті. При ньому втрати визначаються коефіцієнтом тертя  $f$  в потоці рідини, що надійно розділяє поверхні, що труться.

Рідинне тертя виникає лише у спеціальних підшипниках при дотриманні певних умов. Більшість підшипників ковзання працюють в умовах напіврідинного тертя, а в періоди пуску та зупинки – в умовах граничного тертя.

Граничне тертя характеризується дуже тонким шаром адсорбованої плівки (вимірюється в мілімікронах), що розділяє поверхні, які труться. Коефіцієнт тертя значно більший ніж при напіврідинному і менше ніж при сухому тертю. В важконавантажених високооберткових машинах граничне тертя спричиняє перегрів , розплавлення заливки (вкладиша), схоплювання і заїдання підшипника.

Напіврідинне (змішане) тертя виникає в результаті недостатньої подачі мастила або за порушення умов для гідродинамічного змащування . При такому терті поверхні валу і підшипника контактують мікронерівностями. Коефіцієнт тертя при напіврідинному змащуванні значно вищий, ніж при рідинному, і як результат виділення тепла в підшипнику більше.

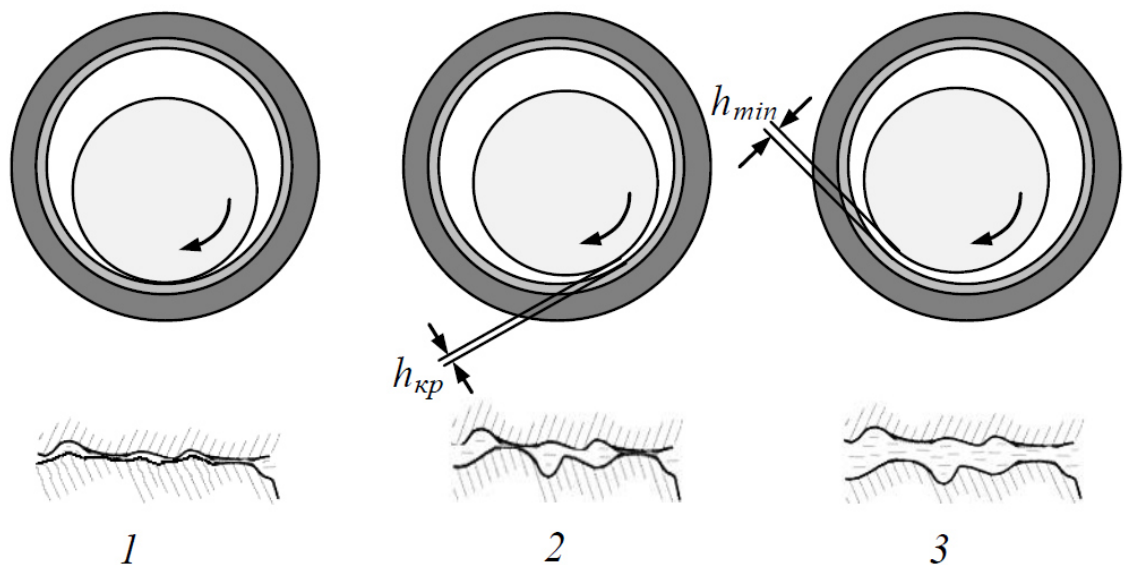


Рисунок 1.13 – Діаграма Герсі – Штрибека

- 1 – зона граничного тертя; 2 – зона напіврідинного (змішаного) тертя;  
3 – зона рідинного тертя

Сухе тертя може бути при відносному русі твердих сухих поверхонь. Такий режим тертя в чистому вигляді можна зустріти в підшипниках на газовому змащуванні.

Підшипники ковзання можуть вийти з ладу з наступних причин:

1. Абразивне зношування є результатом роботи підшипників ковзання в умовах граничного (напівпускового) тертя, а також наслідком попадання зі змащенням абразивних частинок.

2. Задирання або заїдання виникають при перегріві через зниження в'язкості масла: масляна плівка місцями розривається, утворюється металевий контакт з температурними піками. Причиною заїдання можуть бути перекося валів, а також перевантаження, які також призводять до видавлювання мастила.

3. Втомне викришування поверхні відбувається досить рідко і в основному характерно при дії навантажень за нульовим (пульсуючим) циклом.

4. Корозія робочих поверхонь. Критеріями працездатності підшипників в умовах недосконалого мастила (гранична та напіввідинна) є зносостійкість та опір заїдання. Для рідинного тертя таким критерієм є збереження мінімальної товщини масляного шару при заданих режимах роботи (кутова швидкість, питомий тиск, температура та в'язкість олії).

## **1.2 Гідродинамічне змащування упорного підшипника**

Після експериментів Towera [6] в 1883 р., гідродинамічні підшипники були офіційно введені в літературу, і в 1886 р. Reynolds [7], спрощує рівняння Нав'є-Стокса з припущеннями про постійну в'язкість, геометрією тонкої плівки, граничні умови ковзання і малі масові сили. Рівняння Рейнольдса з його численними варіаціями протягом багатьох років та внеском багатьох дослідників, як і раніше, залишається потужним інструментом для кількісної оцінки робочих параметрів трибологічних контактів.

У 1946 р. Fogg [8] представив результати свого експерименту з паралельними упорними підшипниками. Він дійшов висновку, що упорні підшипники з плоскими паралельними колодками можуть витримувати навантаження того ж порядку, що й упорні підшипники з самовстановлювальними колодками. Ці результати суперечать класичній теорії змащення через відсутність зони сходження. Таким чином він припустив, що підвищення тиску є результатом теплового розширення мастила при її проходженні через навантажені ділянки підшипника. Розширення рідини може спотворити профіль швидкості підшипника, як у підшипнику з постійним об'ємним потоком. Пізніше ця теорія названа теорією «ефекту теплового клина». Під час обговорення цієї статті [8] Swift припустив, що тиск, створюваний на упорний підшипник з паралельними колодками, був результатом термічної деформації геометрії колодки. У тому ж обговоренні Бауер припустив, що скіс передньої кромки в основному відповідає за вантажопідйомність.

Salama [9] вивчав вплив макрошорсткості на роботу упорних підшипників з паралельними колодками. Він дійшов висновку, що у поясненні Fogg [8] не враховуються ефекти стисливості та побічних витоків, тоді як теорія Swift застосовна лише до біметалічних підшипників. Після експериментів з штучною макрошорсткістю підшипників, він дійшов висновку, що механізм підвищення тиску в упорних підшипниках з паралельними колодками полягає в наявності областей, які сходяться і розходяться, що утворюються при механічній обробці поверхні.

У 1958 р. Cameron і Wood [10] формалізували ефект теплового клина Fogg. Вони розрахували теплове розширення області мастила, припускаючи незначне розсіювання тепла через тверді ділянки та постійну температуру по глибині рідини. Вони кількісно оцінили теоретичну вантажопідйомність на одиницю довжини паралельного підшипника.



Пізніше Cameron [11] сформулював та застосував теорію в'язкого клина для упорних підшипників з паралельними колодками. Він передбачав постійну температуру поверхні колодки та лінійне збільшення температури диска (ротора). Він розглянув два сценарії: один із високою (гарячою) та один із низькою (холодною) температурою колодки. Для обох сценаріїв температура диска (ротора) лінійно змінюється від низької (холодної) до високої (гарячої). Він пояснив, що в першому сценарії мастило поблизу колодки має нижчу в'язкість, ніж поблизу диска (ротора), що призводить до опуклого профілю швидкості за відсутності будь-якого градієнта тиску. В кінці (по потоку) зони контакту, де колодка та диска (ротора) однаково гарячі, профіль швидкості повинен бути лінійним. Це суперечить закону збереження маси; таким чином, має існувати позитивний градієнт тиску на вході та негативний на виході. Так само він пояснив другий сценарій. Закінчуючи порівнянням з ефектом теплового клина, він підтримав, що в'язкісний клин може створювати величину, що дорівнює вантажопідйомності гідродинамічного клина, яка значно вища, ніж передбачена тепловим клином.

У 1955 р. Lewicki [12] припустив, що тиск в упорному підшипнику з паралельними колодками створюється за рахунок ефекту в'язкого напірного тиску. Він дійшов висновку, що підйомна сила створюється в області передньої кромки підшипника. У своїх розрахунках він нехтував ефектами інерції. З цього питання було проведено додаткову аналітичну роботу. Зокрема, Pan [13] включив у свою модель інерційну складову та успішно передбачив тиск у вхідному каналі. Більше того, Tīrei [14] змодельював явище з потенційним перебігом, нехтуючи таким чином ефектом в'язкого тарана. В 1988 році Neckelman і Ettles [15] провели експерименти, щоб визначити важливість напірного тиску. Вони встановили, що з великої товщині плівки температура всередині підшипника майже постійна. Це призвело до ефективної геометрії плівки, на якій підшипник працює відповідно до теорії

Lewicki. Вони припустили, що, коли товщина плівки зменшується, в'язкістий клин ініціює виникнення ефект напірного тиску на краю. Нарешті вони дійшли висновку, що як в'язкість, так і ефект інерції необхідно враховувати для моделювання та оцінки упорного підшипника з паралельними колодками. Більше того, в 1990 р. Taniguchi та іншим [16] вдалося експериментально визначити вплив напірного тиску в підшипниках ковзання з самовстановлюваними колодками.

Dowson і Hudson [17], а також Hunter і Zienkiewicz [18] довели, що зміна температури, отже і в'язкості плівки, відіграють істотну роль у несучій здатності упорного підшипника. Вони також зазначили, що зміна густини не така важлива, як зміна температури в області мастила. Ettles і Cameron [19] додали, що термічна деформація твердих частин більш впливає на механізм наростання тиску упорного підшипника з паралельними колодками, підтримуючи теорію Swifta як пояснення результатів Fogga. Neal [20] визначив, що основним механізмом підвищення тиску є термічна деформація колодки. Крім того, Ettles і Cameron [19] підтримали, що ефект в'язкісного клину і крайового напірного тиску є основними компонентами початкової несучої здатності, в той час як вплив теплової деформації невеликий. Щойно теплові деформації стають досить великим, ефект в'язкісного клину стає незначним. Currie, Brockley, і Dvorak [21], після проведення серії експериментів, також дійшли висновку, що основною складовою несучої здатності упорного підшипника з паралельними колодками є тепла деформація, яка створює звужувальну геометрію, відповідальна за підвищення тиску.

У 1970 р. Ettles [23] експериментально досліджував явище відведення гарячого мастила. Він наголосив на важливості цього явища для теплового потоку в області мастила. Як він пояснив, велика частина мастила, що потрапляє на передню кромку колодки підшипника, є гарячим мастилом, що надходить з області виходу попередньої колодки. Щоб вирішити цю

проблему, більшість відповідних досліджень використовували спрощені моделі змішування для оцінки точної температури на вході колодки. Нещодавно Zouzoulas і Papadopoulos [24] змоделивали одну живлячу масляну канавку наполовину спереду і наполовину ззаду колодки і наклали періодичні умови, таким чином, зумівши оцінити відведення гарячого мастила без спрощення змішувальної моделі.

Robinson і Cameron [25] вдалося змінити порядок величини ефекту теплового виявлення. Вони прийшли до висновку, що:

а) двомірний підхід недостатньо для точного прогнозування робочих характеристик підшипника;

б) для отримання точних результатів необхідно трьохмірне урівняння енергії в усіх областях;

в) навіть при дуже низьких оборотах швидкостей, теплові деформації створюють несучі здатність підшипника.

Було опубліковано багато додаткових обчислювальних досліджень для кількісної оцінки ефектів кожної висловленої теорії. У більшості досліджень використовуються рівняння Рейнольдса для дво- або тривимірної області мастила в поєднанні з рівнянням енергії для твердих частин [26], оскільки теплові ефекти, є основною причиною несучої здатності упорних підшипників з паралельними колодками. Rohde і Oh [27] використали рівняння Рейнольдса і створили термоеластогідродинамічну (ТЕНД) модель. Вони прийшли до висновку, що вплив температури на в'язкість є більш важливим, ніж термічні та механічні деформації для упорних підшипників ковзання з похилими колодками. Brockett, Barrett, та Allaire [28] підтвердили наведені вище результати за допомогою підходу кінцевого об'єму ТЕНД моделі Рейнольдса. Вони дійшли висновку, що підхід ТЕНД демонструє незначні відмінності від простої термогідродинамічної (ТНД) моделі. El-Saie і Fenner [29, 30] детально вивчили теплообмін в упорному підшипнику з самовстановлювальними колодками та запропонували методи наближеного

змішування для температури на вході, щоб врахувати відведення гарячого мастила. Вони використали ці наближення для порівняння ТЕНД з експериментальними результатами для упорного підшипника з вісьма самовстановлювальними колодками і хорошою температурною кореляцією. Monmousseau, Fillon і Frene [31] використали ТЕНД модель опорних підшипників з самовстановлювальними колодками і дійшли висновку, що реалістичне теплове моделювання має виняткове значення, і що оцінка термопружної деформації значно підвищує точність результатів моделі. Той самий підхід і результати були опубліковані для різних застосувань [32–34]. Основними їх завданнями є дослідження теплових граничних умов, термічної та механічної деформації колодки та ротора, а також теплових властивостей мастила. За останні кілька років, після збільшення доступності обчислювальної потужності, було опубліковано кілька досліджень, які розв’язують рівняння Нав’є-Стокса [35–38], в основному щодо конфігурацій підшипників з самовстановлювальними колодками.

### **1.3 Коефіцієнти жорсткості і демпфування**

Сьогодні упорні підшипники вимагають високоефективних конструкцій, щоб мінімізувати втрати на тертя. З цією метою вибираються підшипники з меншими основними розмірами, що призводить до більш навантажених конструкцій, які працюють при нижчих значеннях мінімальної товщини плівки. Таким чином, динамічна поведінка таких підшипників стає важливим фактором процесу проектування, щоб уникнути контакту через ударні навантаження.

Перехідна характеристика упорних підшипників при ударних навантаженнях залежить від коефіцієнтів жорсткості та демпфування, які залежать від параметрів роботи підшипника (частоти обертання, осьового

навантаження, температури мастила). Для оцінки цих коефіцієнтів необхідно встановити систематичний метод.

Останнім часом через збільшення доступної обчислювальної потужності обчислювальні методи зарекомендували себе як гідна альтернатива експериментальним методам, які є дорогими і складними в налаштуванні. Через складні обчислення, пов'язані з фізикою проблеми, доступна література зовсім нова. Два основні підходи до обчислювальних методів включають використання рівнянь Рейнольдса чи повних рівнянь Нав'є-Стокса. Рівняння Рейнольдса виводяться з рівнянь Нав'є-Стокса шляхом запровадження певного спрощення фізики завдання. Тому їх простіше вирішувати, та їх результати менш точні.

У дослідженні, проведеному Storteig і White [39] на упорних підшипниках з конічною кромкою, було вирішено рівняння Рейнольдса з використанням одномірного методу кінцевих елементів з урахуванням ефекту відведення гарячого мастила для розрахунку його динамічних коефіцієнтів. Результати показали відносно добрий збіг з коефіцієнтами, розрахованими двовимірними методами.

Zhu і Zhang [40] досліджували перехідну осьову реакцію колодкового упорного підшипника, використовуючи метод кінцевих різниць для вирішення рівняння Рейнольдса. Результати підкреслили важливість нелінійного аналізу і що динамічні коефіцієнти сильно залежать від початкової товщини плівки. Nica [41] у своїй роботі зумів пов'язати рівняння Рейнольдса із рівнянням енергії, і рівнянням теплопровідності. Він дійшов висновку, що вплив розподілу температури має вирішальне значення з метою оцінки роботи підшипника. У довідці [42] Jang і Lee представили два методи, які зазвичай використовуються для розрахунку коефіцієнтів жорсткості та демпфування. Перший, що розглядається як метод фізичних збурень, полягає в диференціації сил по кінцевих переміщеннях (для жорсткості) та кінцевих швидкостей (для демпфування). Незважаючи на

простоту методу, він потребує значних обчислювальних витрат, а точність залежить від амплітуди збурення. Останній є математичним методом збурення та використовує метод кінцевих елементів на збуреному рівнянні Рейнольдса. В [43] Srikanth та ін. використовували метод кінцевих різниць для вирішення рівняння Рейнольдса та розрахунку тиску в масляній плівці упорних підшипників з самовстановлювальними колодками. Варіації товщини плівки та осьової швидкості дозволяють розрахувати коефіцієнти жорсткості та демпфування.

Papadopoulos та інші [44] запропонували обчислювальний метод визначення жорсткості та коефіцієнтів демпфування упорних підшипників за допомогою Computational Fluid Dynamics (CFD). Метод враховує як поступальний рух ротора, так і нахил навантажувального диска. Встановлено гідродинамічну модель у стаціонарному режимі (постійна швидкість обертання та мінімальні значення товщини плівки). Згодом було вимушене поступальне або кутове мікрозбурення, що змінило осьову та кутову швидкості. Коефіцієнт демпфування розраховували за відношенням різниці вантажопідйомності (для поступального руху) або середнього моменту (для кутового руху) до зміни швидкості. Нарешті, модель була введена в новий стаціонарний стан, що дозволило розрахувати коефіцієнт жорсткості, використовуючи мінімальні зміни товщини плівки замість швидкості. Запропонований метод був застосований для гладких і текстурованих підшипників з результатами, що підтвердили опубліковані дані. В [45] динамічні коефіцієнти пелюсткових упорних підшипників розраховувалися за допомогою інструментів CFD шляхом надання ротору синусоїдального руху. Snyder і Braun [46] вивчали різницю між нестационарними рівняннями Рейнольдса та Нав'є-Стокса на простому підшипнику ковзання при гармонійному навантаженні. Аналогічні процедури були реалізовані [47, 48] щодо динамічного коефіцієнта підшипників ковзання. Підхід, аналогічний підходу, запропонованому Papadopoulos та ін [44], був використаний в [49]

Vieira і Cavalca, які вирішили рівняння Рейнольдса замість рівнянь Нав'є-Стокса для визначення динамічних коефіцієнтів як для осевого, так і для кутового руху тіла конічного упорного підшипника.

#### 1.4 Висновок

Підшипник є опорною частиною працюючих машин, механізмів і приладів, що забезпечує обертання, хитання або лінійні переміщення їх валів та осей. В машинобудуванні найчастіше використовують підшипники кочення та ковзання, дуже рідко використовують магнітні підшипники. Тому було розглянуто принцип роботи і будови, різновиди, матеріали з яких виготовляють, види руйнувань та критерії працездатності підшипників кочення та ковзання. Основною відмінністю між підшипником кочення і підшипником ковзання є, за яким принципом вони працюють. Підшипники ковзання працюють на використанні принципу тертя кочення, а підшипники кочення в свою чергу на принципі тертя ковзання. Саме ця відмінність впливає на принципову конструкцію, матеріали для виготовлення, умови використання і так далі.

Було проведено аналіз літератури гідродинамічного змащення від першої появи гідродинамічного підшипника в роботі Towera [1] в 1883 р. до сучасних наукових робіт. В сучасних дослідженнях для аналізу упорних підшипників використовують, як термоеластогідродинамічні (ТЕНД), так і термогідродинамічні моделі (ТНД) .

Також проаналізовано, методи оцінки коефіцієнтів жорсткості та демпфування упорних підшипників ковзання. Загалом ці методи будуються на рівняннях Рейнольдса та Нав'є-Стокса . Сучасним є Computational Fluid Dynamics (CFD) метод. Цей чисельний метод дає змогу при обчисленні коефіцієнтів жорсткості та демпфування враховуючи поступальний рух ротора і кутові переміщення навантажувального диска.

## **2. ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ**

Упорні підшипники ковзання широко використовуються в промисловості, забезпечуючи довговічну і надійну роботу при високих значеннях вантажопідйомності, що супроводжуються низькими втратами на тертя. Основною перевагою гідродинамічних підшипників перед іншими типами підшипників є їх покращена динамічна поведінка, особливо при перехідних навантаженнях. В даний час існують поодинокі публікації щодо визначення динамічних коефіцієнтів для різних геометричних конфігурацій опорних підшипників із використанням сучасних програмних комплексів обчислювальної гідродинаміки. Тому існує необхідність розробки методів, здатних оцінити динамічні характеристики нових конструкцій упорних підшипників ковзання.

### **2.1 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання**

Для розрахункового дослідження використали програмний комплекс ANSYS CFX [50, 51], яка використовує гібридний метод скінченного об'єму з функціями форми з методу скінченних елементів для дискретизації рівнянь (рівняння Нав'є – Стокса, осереднені за Рейнольдсом). Розв'язувалася задача гідродинамічного змащення у рідинному мастильному шарі (ламінарна течія) з теплопередачею між твердими тілами підшипника і мастильним шаром. Розглядався сектор – 1/8 частина упорного колодкового підшипника ковзання, який включав: опорний диск, мастильний шар, колодку та корпус підшипника (рис. 2.1).



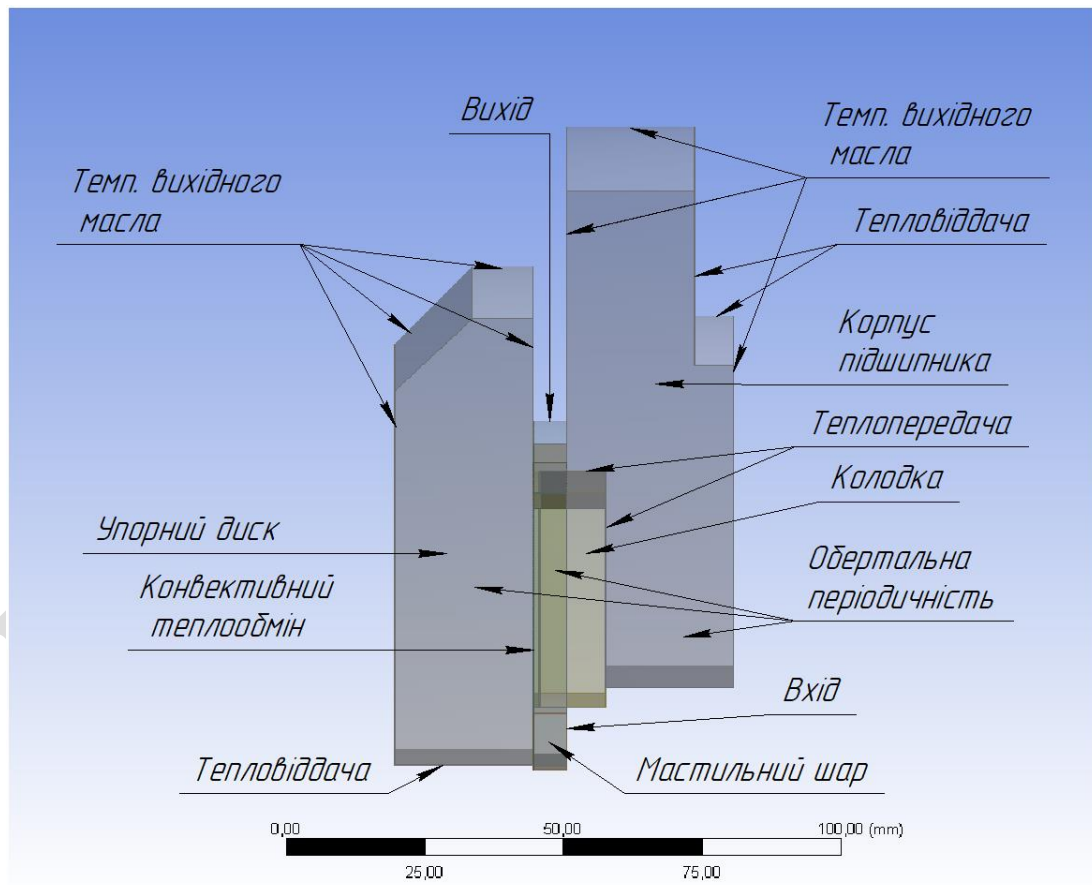


Рисунок 2.1 – Розрахункова модель та граничні умови

Для елементів розрахункової моделі були використані наступні матеріали: обертальний диск, колодка – сталь, антифрикційне покриття – бабіт, мастильний шар – масло ТП22. Основні термодинамічні властивості мастила: питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина змінювалися в залежності від тиску та температури та задавалися емпіричними залежностями. Щоб імітувати присутність інших деталей підшипника, на деяких поверхнях корпусу підшипника і упорного диска (див рис. 2.1) задавався коефіцієнт тепловіддачі  $150 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  з зовнішньою температурою  $298 \text{ К}$ . На інших зовнішніх стінках упорного диску та корпусу підшипника були задані граничні умови температури вихідного масла.

На вході і виході мастила було задано відкриті граничні умови (Opening), температура подачі масла, яка дорівнює  $315 \text{ К}$ , тиск подачі масла  $0,15 \text{ МПа}$ . На бічних частинах сектору моделі задані граничні умови

обертальної періодичності. Між мастильним шаром і опорним диском та колодкою задані граничні умови конвекційного теплообміну. Між колодкою і корпусом підшипника задані граничні умови теплопередачі. Колодка мала постійний кут нахилу, який становив  $0,03^\circ$ . На стінці мастильного шару зі сторони опорного диску задавалась обертальна швидкість від 1500 об/хв до 9500 об/хв.

Геометрія розрахункової моделі показана на рисунку 2.2 і була побудована в ANSYS DesignModeler.

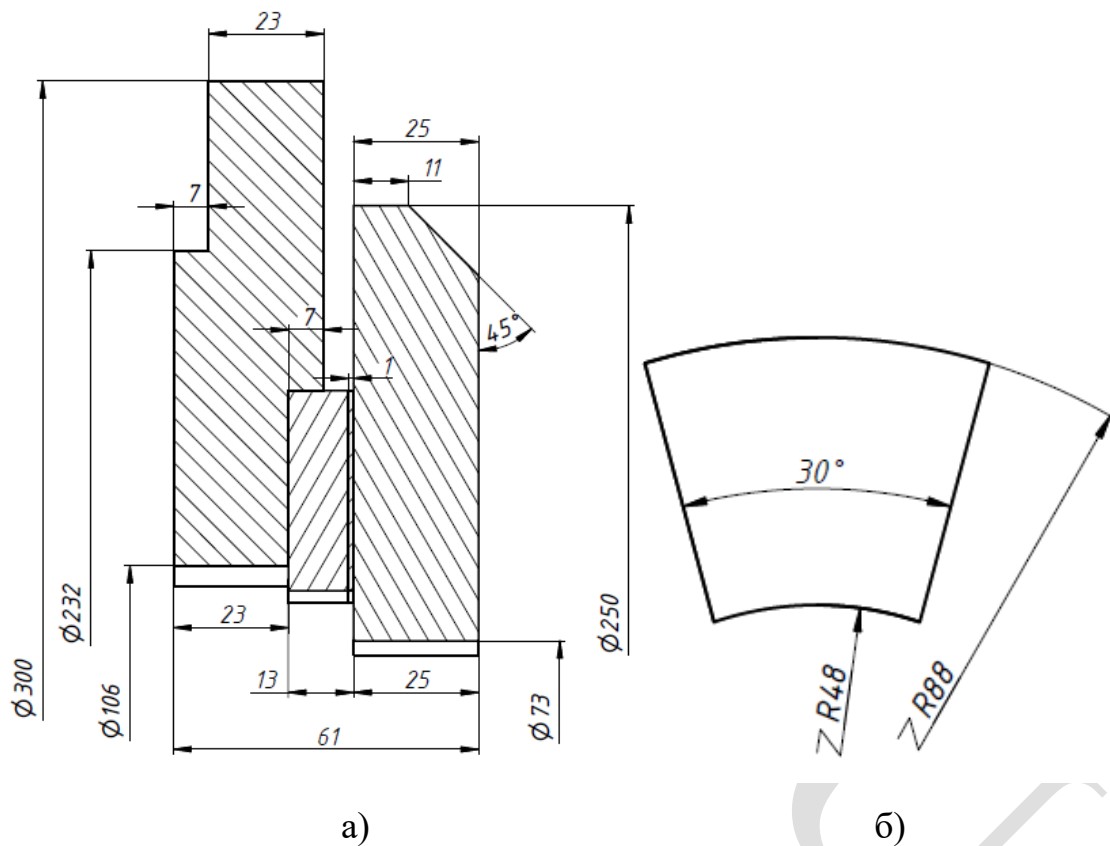


Рисунок 2.2 – Геометрія твердих тіл розрахункової моделі: а – в зборі;  
б – колодки

Розрахункову сітку (рис. 2.3) було створено в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу MultiZone, який дозволяє побудувати структуровану гекса сітку. Щоб побудувати якісну гекса сітку мастильний шар було розділено на 9 елементів. В результаті розрахункова сітка сектора підшипника налічує приблизно з 1,2 млн. елементів.

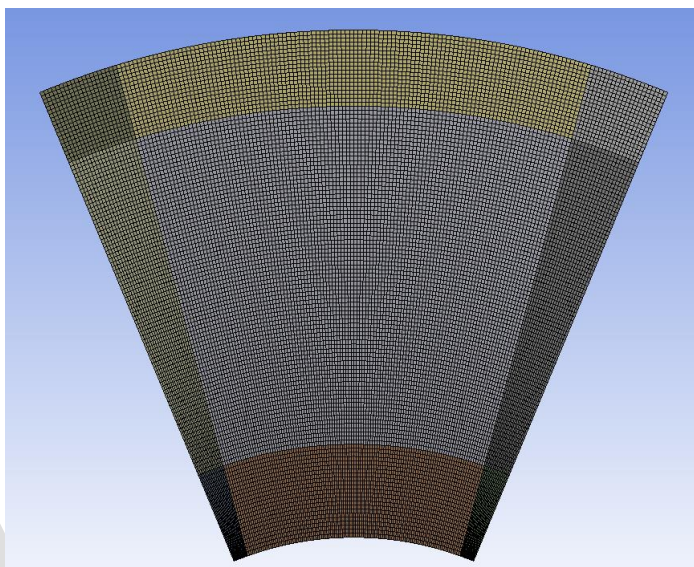


Рисунок 2.3 – Розрахункова сітка мастильного шару

### 2.1.1 Результати числового розрахунку статичних характеристик

Результат розрахунку теплового стану колодок (бабітового покриття) упорного колодкового підшипника ковзання представлено на рисунку 2.4 а, б. Як видно з результатів на рисунку 2.5, зі збільшенням частоти обертання валу значно підвищується максимальна та середня температура нагріву колодки.

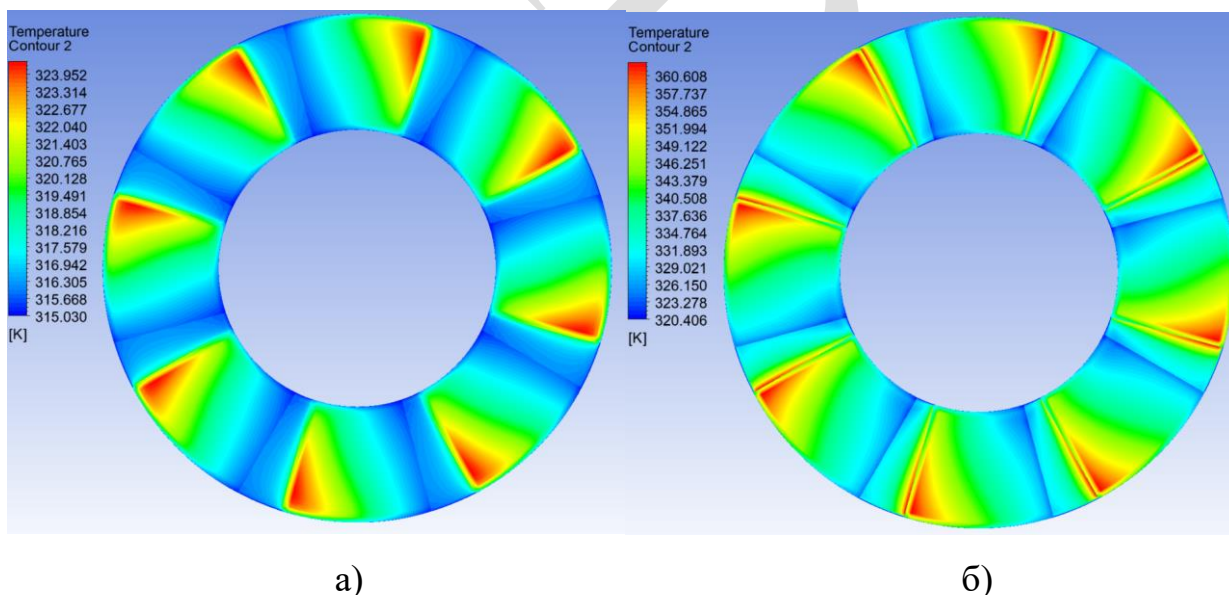


Рисунок 2.4 – Поле температур бабітового покриття упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Як ми бачимо з рисунку 2.5 максимальна температура за заданих граничних умов і частоті обертання валу 9500 об/хв має значення 361,8 К (88,8°C) . При даній температурі працездатність бабітового покриття забезпечена.



Рисунок 2.5 – Залежність максимальної температури колодок від частоти обертання валу

На рисунку 2.6 представлено тепловий стан мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання, а на рисунку 2.7 представлена залежність максимальної температури мастильного шару від частоти обертання валу. Максимальна температура мастила ТП22 при 9500 об/хв дорівнює 362,8 К (89,8°C), що є допустимим для даної марки мастила, хоча значно впливає на в'язкість.

Якщо порівняти результати на рисунках 2.5 і 2.7 то різниця максимальних температур колодки і мастила може дорівнювати від 0 К до 1 К залежно від частоти обертання валу.

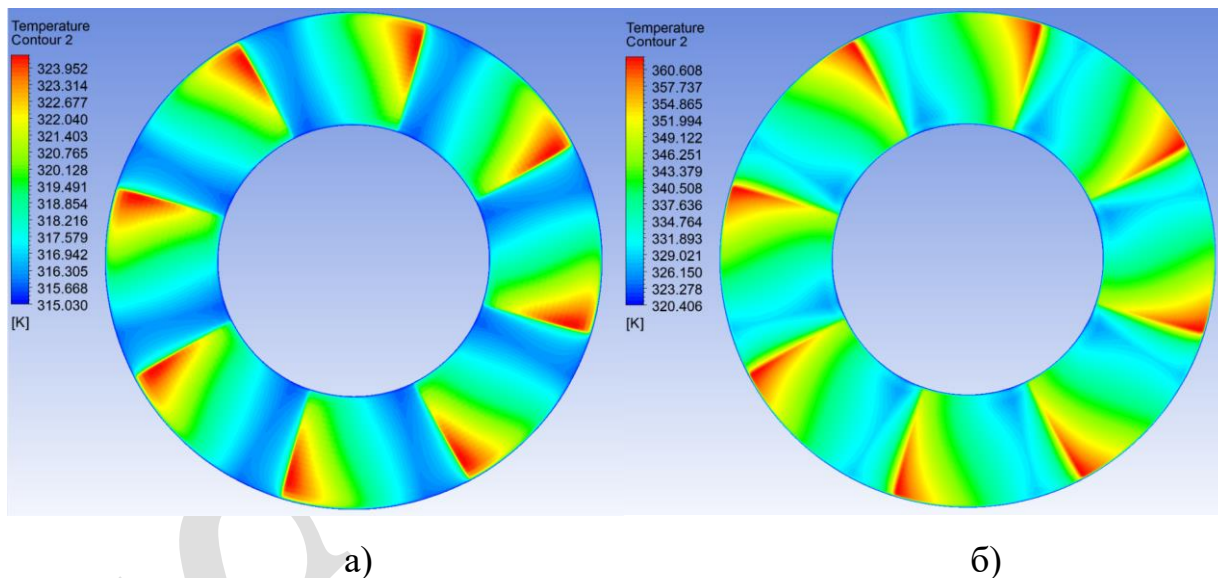


Рисунок 2.6 – Поле температур масляного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)



Рисунок 2.7 – Залежність максимальної температури мастильного шару від частоти обертання валу

На рисунку 2.8 представлено поле тиску в мастильному шарі упорного колодкового підшипника ковзання, а на рисунку 2.7 представлена залежність максимального тиску від частоти обертання валу.

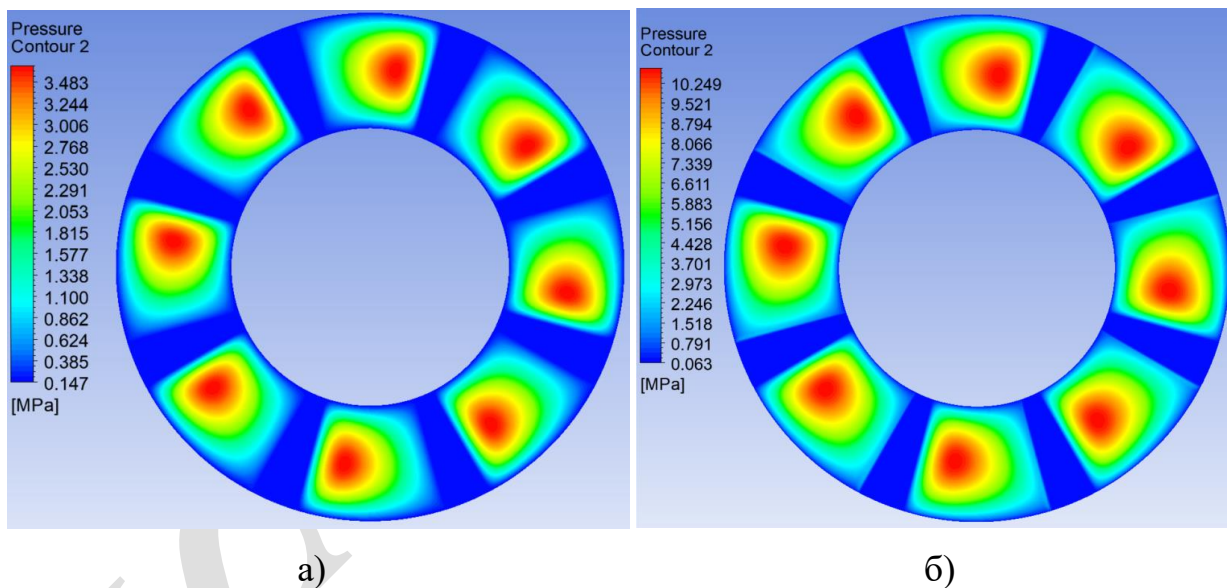


Рисунок 2.8 – Поле тиску масляного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 2.8 ) збільшується зі збільшенням частоти обертання валу. Площа максимального тиску змінюється не суттєво.

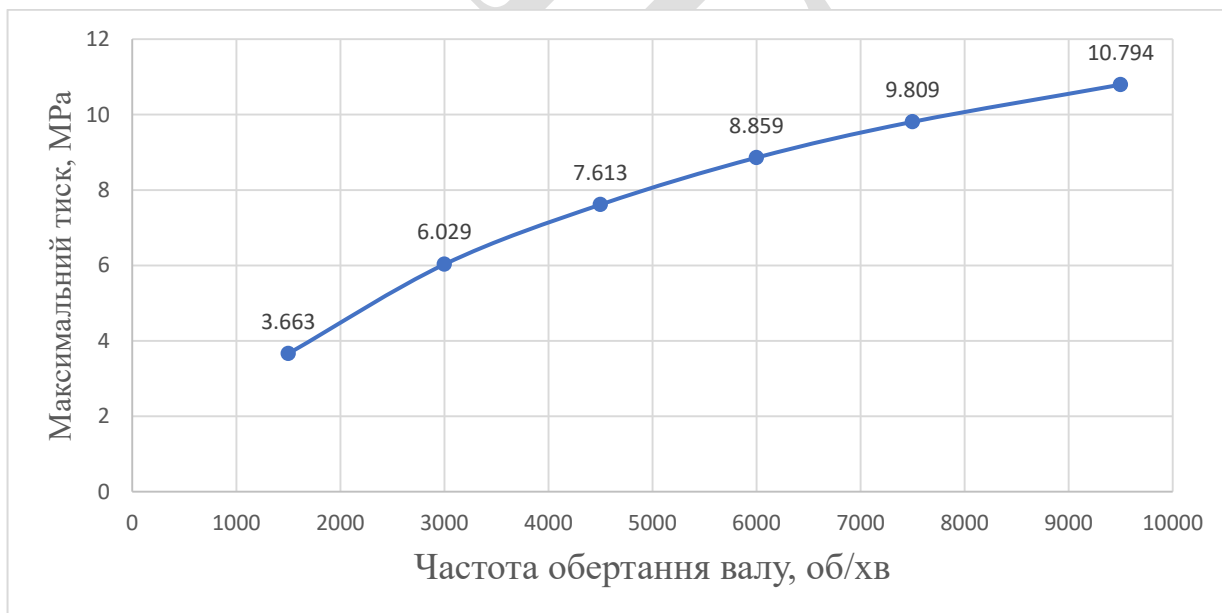


Рисунок 2.9 – Залежність максимального тиску в масляному шарі від частоти обертання валу

На рисунку 2.10 показана залежність несучої здатності від частоти обертання валу і як ми бачимо то після 4500 об/хв несуча здатність збільшується не так інтенсивно.



Рисунок 2.10 – Залежність несучої здатності від частоти обертання валу

Також, отримано залежності масової витрати мастила та моменту тертя від частоти обертання вала і представлені на рисунках 2.11, 2.12.



Рисунок 2.11 – Залежність масової витрати масла від частоти обертання валу



Рисунок 2.12 – Залежність моменту тертя від частоти обертання валу

## 2.2 Розрахунок динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування

### 2.2.1 Розрахункова модель з осьовими коливаннями

Для того щоб розрахувати динамічні коефіцієнти, в розрахункову модель були задані осьові коливання з одним ступенем вільності на поверхні масляного шару зі сторони упорного диска. На деяких бічних поверхнях масляного шару була задана умова руху сітки - Unspecified, а для всіх інших Stationary.

Осьові коливання були задані рівнянням:

$$x(t) = A \cdot \sin(\omega t) \quad (2.1)$$

де  $A$  – амплітуда коливань,  $\omega$  – частота збудження,  $t$  – час.

Задана амплітуда коливань дорівнює 5 мікрометрів, частота збудження від 50 рад/с до 250 рад/с, при частоті обертання валу 1500 об/хв. В результаті побудовано криві сили реакції масляного шару і переміщення ( наприклад рисунок 2.13 і 2.14 ) при різних частотах збудження.



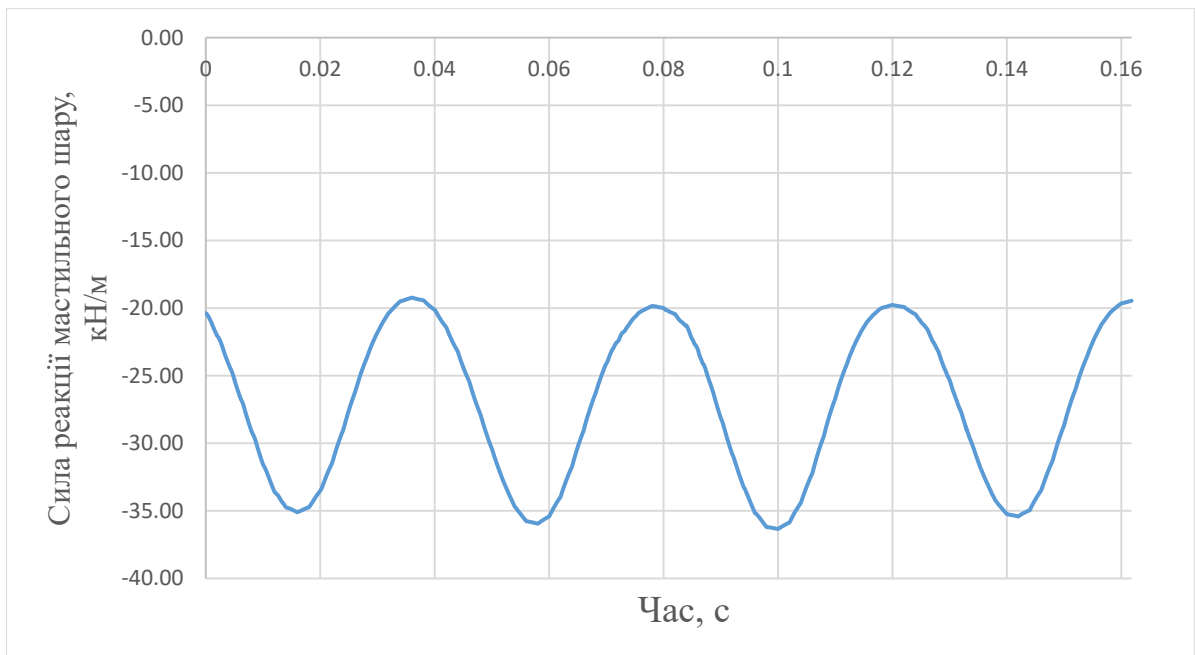


Рисунок 2.13 – Крива сили реакції масляного шару при частоті збудження 150 рад/с і частоті обертання валу 1500 об/хв.

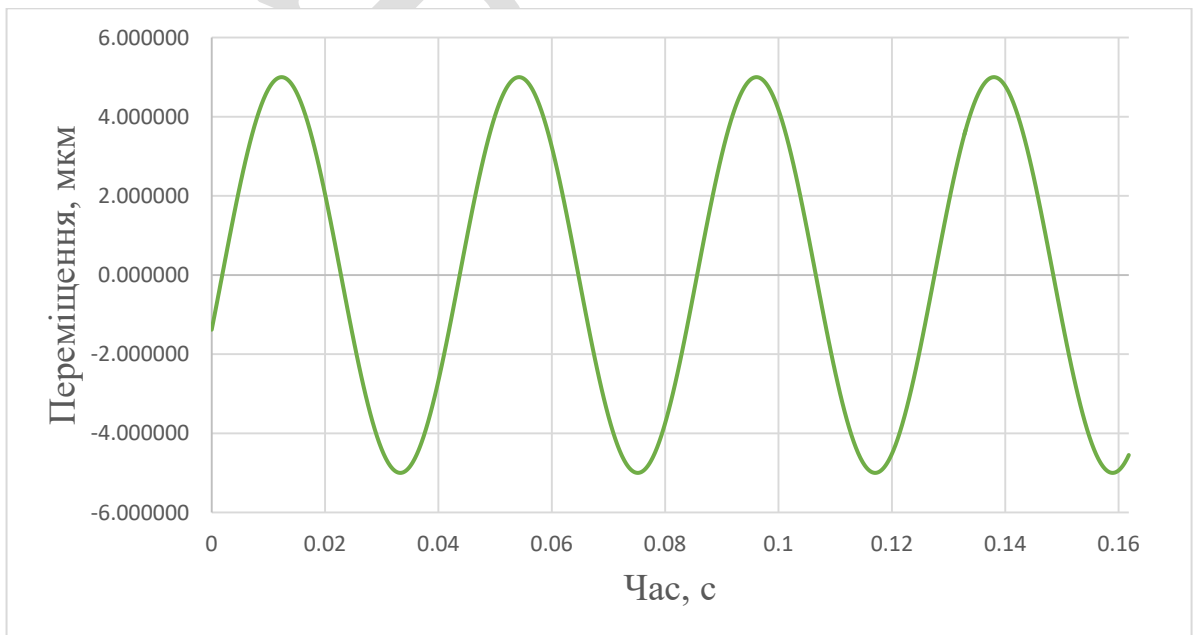


Рисунок 2.14 – Крива переміщення при частоті збудження 150 рад/с і частоті обертання валу 1500 об/хв.

Ми бачимо з рисунків 2.13 і 2.14, що сила реакції передшкочає переміщенню. Це означає, що коефіцієнт жорсткості і демфування має

позитивне значення. Коефіцієнти мають позитивне значення для всіх частот збурення, які були обрані для розрахунків.

### 2.2.2 Розрахунок коефіцієнтів жорсткості та демпфування

Демпфування плівки рідини - це її здатність поглинати енергію і вимірюється в Н·с/м. Аналогічно, жорсткість плівки рідини — це її здатність протистояти деформації за допомогою прикладеної сили, виміряної в Н/м.

Коефіцієнт жорсткості визначаємо за формулою

$$K = \frac{F_k}{x_{max}} \quad (2.2)$$

де  $F_k$  – сила реакції при максимальному переміщенні,  $x_{max}$  – максимальне переміщення.

а коефіцієнт демпфування

$$C = \frac{F_c}{x_{max} \cdot \omega} \quad (2.3)$$

де  $F_c$  – сила реакції при нульовому переміщенні,  $x_{max}$  – максимальне переміщення,  $\omega$  – частота збурення.

Для кожної частоти збурення було знайдено значення  $F_k$  та  $F_c$  і занесено до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Значення  $F_k$  та  $F_c$  за значеннями частоти збурення.

Частота збурення, рад/с	$F_k$ , Н/м	$F_c$ , Н · с/м
50,00	19417,00	21641,00
100,00	30537,00	29569,00
150,00	35221,00	29093,00
200,00	28749,00	28534,00
250,00	27447,00	26570,00

За значеннями таблиці 2.1 було розраховано коефіцієнти жорсткості та демпфування і побудовано залежність від частоти збурення на рисунках 2.15 і 2.16.

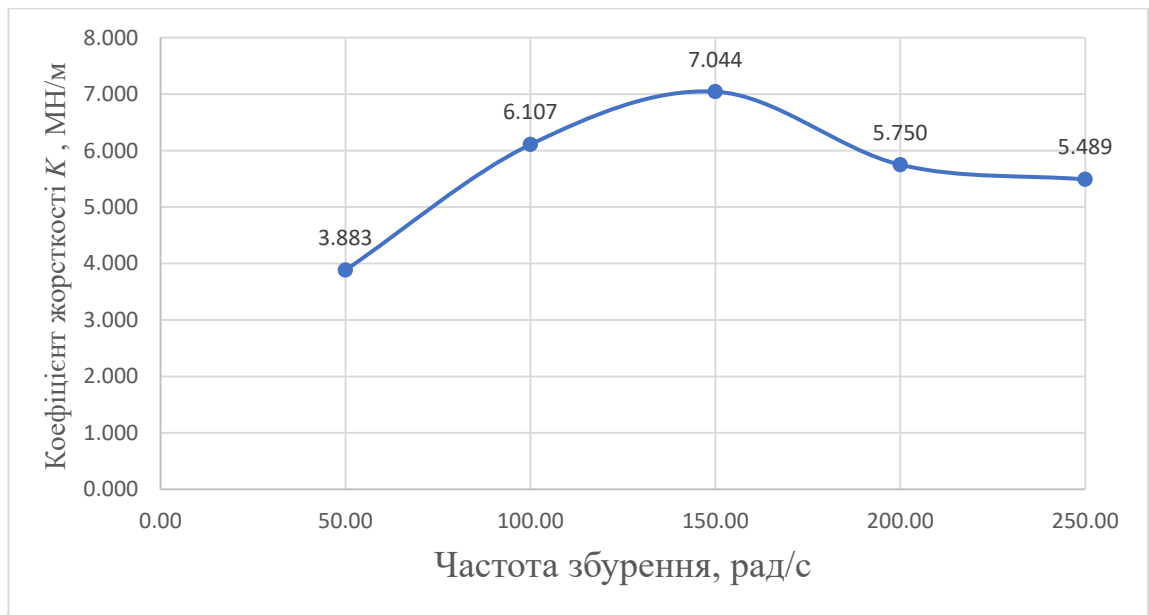


Рисунок 2.15 – Залежність коефіцієнта жорсткості від частоти збурення.

На рисунку 2.15 ми бачимо що, коефіцієнт жорсткості зростає при частоті збурення від 50 рад/с до 150 рад/с, а після поступово зменшується. Це пов'язано зі збігом частоти збурення 150 рад/с і заданої частоти обертання валу яка дорівнює 1500 об/хв або 157 рад/с.

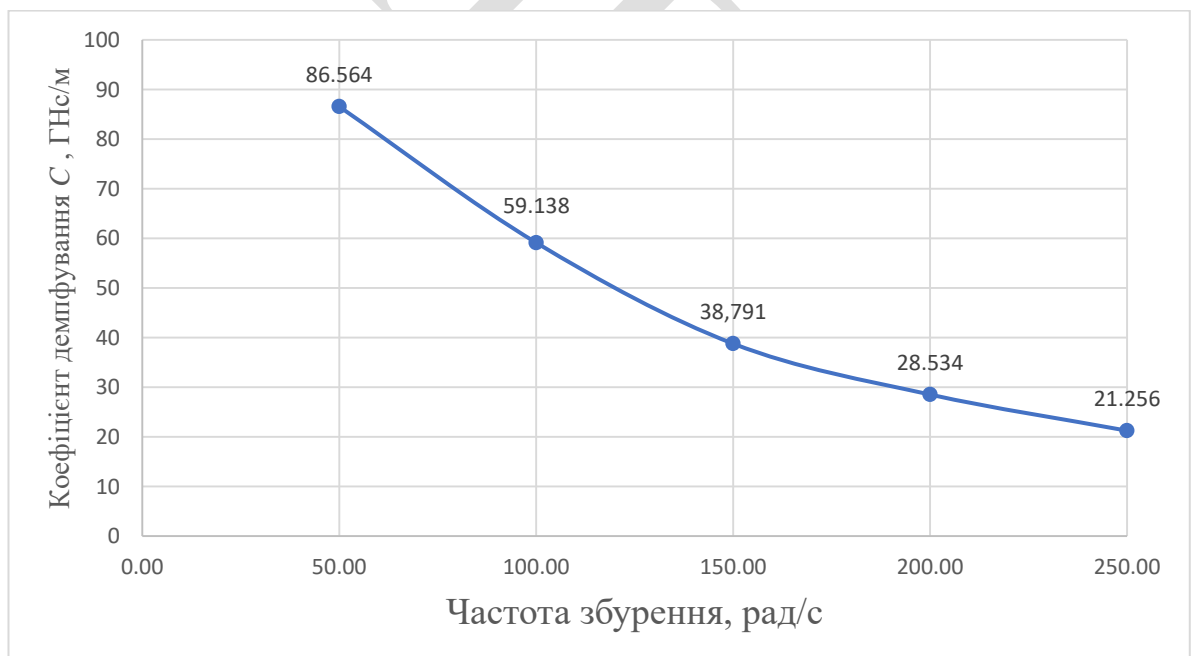


Рисунок 2.16 – Залежність коефіцієнта від частоти збурення.

На рисунку 2.16 ми бачимо, що зі збільшенням коефіцієнт демпфування поступово зменшується. Коефіцієнт демпфування зменшується при частоті від 50 рад/с до 250 рад/с приблизно в 4 рази. Збіг частоти збурення і частоти коливання валу не вплинув на коефіцієнт демпфування на відміну від коефіцієнта жорсткості.

### **2.3 Висновок**

В програмних комплексах ANSYS DesignModeler, Meshing, CFX було побудовано розрахункову модель упорного колодкового підшипника ковзання. За допомогою числових методів планування експерименту отримані статичні характеристики - залежності максимальної температури колодки, масової витрати, несучої здатності, моменту тертя упорного колодкового підшипника від частоти обертання валу. Побудована криві сили реакції масляного шару від осьових коливань при різних частотах збурення і зі сталою частотою. Знайдено динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування і їх залежність від частоти збурення.

## ВИСНОВКИ

Було розглянуто інформацію про підшипники кочення і ковзання, їх принципову схему, класифікацію, матеріали для виготовлення, критерії працездатності, види руйнувань. Проведено аналіз літератури з дослідженнями гідродинамічного змащування, коефіцієнтів жорсткості і демпфування упорного підшипника ковзання.

Розроблено в програмних комплексах ANSYS DesignModeler, Meshing, CFX розрахункова модель упорного колодкового підшипника ковзання на основі розв'язання термогідродинамічної задачі змащення. Розрахунки несучої здатності, теплового стану масової витрати, несучої здатності, моменту тертя при заданій швидкості обертання проводились за допомогою числових методів планування експерименту. Отримано поля тисків і температур при малій (1500 об/хв) і високій ( 9500 об/хв ) частоті обертання валу. Отримано статичні характеристики - залежності максимального тиску, масової витрати, несучої здатності, моменту тертя максимальної температури колодки та мастила упорного колодкового підшипника від частоти обертання валу. Результати показали збільшення всіх статичних характеристик при збільшенні частоти обертання валу. Несуча здатність дорівнює 68 кН, максимальна температура масла 362,8 К ( 89,8°C ) при частоті обертання валу 9500 об/хв. Після 4500 об/хв несуча здатність збільшується не так інтенсивно.

Для розрахунку динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування в розрахункову модель були задані осьові коливання з однією ступеню вільності. В результаті за отриманими кривими сили реакції та переміщення були розраховані коефіцієнти жорсткості і демпфування. Також отримано залежність коефіцієнтів жорсткості і демпфування від частоти збурення. Результати показали, що при наближенні частоти збурення до частоти обертання валу коефіцієнт жорсткості збільшується, а потім зі збільшенням

частоти збурення зменшується. Коефіцієнт демпфування зі збільшенням частоти збурення зменшується. Тобто, демпфування при малих частотах збурення ефективніше.

SumD U

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Леликов, О. П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин : конспект лекций по курсу «Детали машин» / О. П. Леликов – М. :Машиностроение, 2004. – 440 с.
2. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 600 с.
3. ДСТУ 3012-95 Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення
4. ДСТУ 3012-95. Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення
5. ДСТУ ISO 4378-1:2018 Вальниці ковзання. Терміни та визначення, класифікація та умовні позначки. Частина 1. Конструкція матеріалів для вальниць та їхні властивості
6. B. Tower. “First report on friction experiments”. In: Proceedings of the institution of mechanical engineers 34.1 (1883), pp. 632–659. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1883\_034\_028\_02.
7. O. Reynolds. “On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr . Beauchamp Tower ’ s Experiments , Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil”. In: Philosophical Transactions of the Royal Society of London 177.May (1886), pp. 157–234. DOI: 10.1098/rstl.1886.0005.
8. A. Fogg. “Fluid Film Lubrication of Parallel Thrust Surfaces”. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 155.1 (1946), pp. 49–67. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1946\_155\_011\_02.
9. M.E. Salama. “The Effect of Macro-Roughness on the Performance of Parallel Thrust Bearings”. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 163.1 (1950), pp. 149–161. DOI: 10.1243/pime\_proc\_1950\_163\_019\_02.

10. A. Cameron and W.L.Wood. "Parallel surface thrust bearing". In: ASLE Transactions 1.2 (1958), pp. 254–258. DOI: 10.1080/05698195808972338.
11. A. Cameron. "The viscosity wedge". In: ASLE Transactions 1.2 (1958), pp. 248–253. DOI: 10.1080/05698195808972337.
12. W. Lewicki. "Theory of hydrodynamic lubrication in parallel sliding". In: The Engineer 200 (1955), pp. 939–941. DOI: 10.1016/0043-1648(58)90581-7.
13. C.H.T. Pan. "Calculation of Pressure, Shear, and Flow in Lubricating Films for High Speed Bearings". In: Journal of Lubrication Technology 96.1 (Jan. 1974), pp. 80–94. DOI: 10.1115/1.3451919.
14. N. Tipei. "Flow and Pressure Head at the Inlet of Narrow Passages, Without Upstream Free Surface". In: Journal of Lubrication Technology 104.2 (Apr. 1982), pp. 196–202. DOI: 10.1115/1.3253180.
15. D.D. Heckelman and C.M. Ettles. "Viscous and inertial pressure effects at the inlet to a bearing film". In: Tribology Transactions 31.1 (1988), pp. 1–5. DOI: 10.1080/10402008808981791.
16. S. Taniguchi, T. Makino, K. Takeshita, and T. Ichimura. "A thermohydrodynamic analysis of large tilting-pad journal bearing in laminar and turbulent flow regimes with mixing". In: Journal of Tribology 112.3 (1990), pp. 542–550. ISSN: 15288897. DOI: 10.1115/1.2920291.
17. D. Dowson and J.D. Hudson. "Thermo-Hydrodynamic Analysis of the Infinite Slider Bearing: Part I, The Plane-Inclined Slider Bearing". In: Proc IMechE (1963), pp. 34–44. DOI: 10.1016/0043-1648(63)90302-8.
18. W.B. Hunter and O.C. Zienkiewicz. "Effect of temperature variations across the lubricant films in the theory of hydrodynamic lubrication." In: J. Mech. Engng Sci 2 (1960), p. 52. DOI: 10.1243/JMES\_JOUR\_1960\_002\_009\_02.
19. C.M. Ettles and A. Cameron. "Paper 17: The Action of the Parallel-Surface Thrust Bearing". In: Proceedings of the Institution of Mechanical



Engineers, Conference Proceedings 180.11 (1965), pp. 61–75. DOI: 10.1243/pime\_conf\_1965\_180\_320\_02.

20. P.B. Neal. “Film lubrication of plane-faced thrust pads”. In: Proc. Inst. Mech. Engrs, Lubrication and Wear Convention. Vol. 52. 1963. DOI: 10.1016/0043-1648(63)90293-x.

21. I.G. Currie, C.A. Brockley, and F.A. Dvorak. “Thermal wedge lubrication of parallel surface thrust bearings”. In: Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME 87.4 (1965), pp. 823–830. DOI: 10.1115/1.3650825.

22. C.M. Ettles. “Hydrodynamic thrust bearing study”. PhD thesis. Imperial College, 1965.

23. C.M. Ettles. “Hot oil carry-over in thrust bearings”. In: Industrial Lubrication and Tribology 22.8 (1970), p. 209. DOI: 10.1243/PIME\_CONF\_1969\_184\_373\_02.

24. V. Zouzoulas and C.I. Papadopoulos. “3-D thermohydrodynamic analysis of textured, grooved, pocketed and hydrophobic pivoted-pad thrust bearings”. In: Tribology International 110 (2017), pp. 426–440. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.10.001.

25. C.L. Robinson and A. Cameron. “Studies in hydrodynamic thrust bearings I. Theory considering thermal and elastic distortions”. In: Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences 278.1283 (1975), pp. 351–366. DOI: 10.1098/rsta.1975.0029.

26. C.M. Ettles. “Transient thermoelastic effects in fluid film bearings”. In: Wear 79.1 (1982), pp. 53–71. DOI: 10.1016/0043-1648(82)90203-4.

27. S.M. Rohde and Kong Ping Oh. “A Thermoelastohydrodynamic Analysis of a Finite Slider Bearing”. In: Journal of Lubrication Technology 97.3 (July 1975), pp. 450–460. DOI: 10.1115/1.3452632.

28. T.S. Brockett, L.E. Barrett, and P.E. Allaire. “Thermoelastohydrodynamic analysis of fixed geometry thrust bearings including runner deformation”. In:

Tribology Transactions 39.3 (1996), pp. 555–562. DOI: 10.1080/10402009608983566.

29. Y. El-Saie and R.T. Fenner. “Three-dimensional thermoelastohydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings Part 1: Treatment of bearing deflections and fluid film flow and heat transfer”. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 202.1 (1988), pp. 39–50. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1988\_202\_084\_02.

30. Y. El-Saie and R.T. Fenner. “Three-dimensional thermoelastohydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings Part 2: Application of theory and comparison with experiments”. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 202.1 (1988), pp. 51–62. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1988\_202\_085\_02.

31. P. Monmousseau, M. Fillon, and J. Frene. “Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Tilting-Pad Journal Bearings Under Dynamic Loading”. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 120.2 (Apr. 1998), pp. 405–409. DOI: 10.1115/1.2818137.

32. B.R. Kucinski, K.J. DeWitt, and M.D. Pascovici. “Thermoelastohydrodynamic (TEHD) analysis of a grooved thrust washer”. In: Journal of Tribology 126.2 (2004), pp. 267–274. DOI: 10.1115/1.1645298.

33. X. Jiang, J. Wang, and J. Fang. “Thermal elastohydrodynamic lubrication analysis of tilting pad thrust bearings”. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 225.2 (2011), pp. 51–57. DOI: 10.1177/2041305X10394408.

34. H. Tang, Y. Ren, and J. Xiang. “A novel model for predicting thermoelastohydrodynamic lubrication characteristics of slipper pair in axial piston pump”. In: International Journal of Mechanical Sciences 124-125 (2017), pp. 109–121. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2017.03.010.

35. M. Hartinger, M.L. Dumont, S. Ioannides, D. Gosman, and H. Spikes. “CFD modeling of a thermal and shear-thinning elastohydrodynamic line contact”. In: *Journal of Tribology* 130.4 (2008), pp. 1–16. DOI: 10.1115/1.2958077.
36. L. Zhai, Yongyao L., X. Liu, F. Chen, Y. Xiao, and Z. Wang. “Numerical simulations for the fluid-thermal-structural interaction lubrication in a tilting pad thrust bearing”. In: *Engineering Computations (Swansea,Wales)* 34.4 (2017), pp. 1149–1165. DOI: 10.1108/EC-08-2015-0209.
37. X. Deng, C. Watson, M. He, R. Fittro, and H. Wood. “Comparison of experimental, thermoelastohydrodynamic (TEHD) and thermal, non-deforming computational fluid dynamics (CFD) results for thrust bearings: Part II”. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)* 7 (2018), pp. 1–10. DOI: 10.1115/IMECE201887798.
38. X. Liang, X. Yan, W. Ouyang, R. Wood, and Z. Liu. “Thermo-Elasto-Hydrodynamic analysis and optimization of rubber-supported water-lubricated thrust bearings with polymer coated pads”. In: *Tribology International* 138. March (2019), pp. 365–379. DOI: 10.1016/j.triboint.2019.06.012.
39. Storteig E. and White M. 1999 Dynamic characteristics of hydrodynamically lubricated fixed-pad thrust-bearings *Wear* 232 250–5.
40. Zhu Q. and Zhang W. J. 2003 A preliminary nonlinear analysis of the axial transient response of the sector-shaped hydrodynamic thrust bearing-rotor system *ASME Journal of Tribology* 125 854–858.
41. Nica A. 1971 A thermohydrodynamic method of bearing analysis *Tribology*. 4 218–226.
42. Jang G. and Lee S. 2006 Determination of the dynamic coefficients of the coupled journal and thrust bearings by the perturbation method *Tribol. Lett.* 22 239–246.
43. Srikanth D., Chaturvedi K. and Reddy A. 2009 Modelling of large tilting pad thrust bearing stiffness and damping coefficients *Tribology in Industry* 31 23–28 <http://www.tribology.rs/journals/2009/2009-3-4.html>.

44. Papadopoulos C., Nikolakopoulos P. and Kaiktsis L. 2012 Characterization of stiffness and damping in textured sector pad micro thrust bearings using computational fluid dynamics ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 134112502.

45. Qin K., Jahn I. and Jacobs P. 2016 Prediction of dynamic characteristics of foil thrust bearings using CFD 20th Australasian Fluid Mechanics Conf. (Perth Australia, 5/12–8/12) <https://espace.library.uq.edu.au/view/UQ:4172869781740523776>.

46. Snyder T. and Braun M. 2018 Comparison of Perturbed Reynolds' equation and CFD models for the prediction of dynamic coefficients of sliding bearings MDPI Lubricants 65.

47. Takenaka K., Hayashi T. and Miyagawa K. 2017 Application of CFD analysis for static and dynamic characteristics of hydrodynamic journal bearing Paper presented at the 17th Int. Symp. on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (Maui, United States, 16/12–21/12) (ISROMAC) 2017 .

48. Li Q., Zhang S., Ma L. , Xu Wand Zheng S. 2017 Stiffness and damping coefficients for journal bearing using the 3D transient flow calculation J. Mech. Sci. Technol. 31 2083–2091.

49. Vieira L. and Cavalca K. 2012 Analysis of the influence of force and moment dynamic coefficients on lubricated thrust bearings 10th Int. Conf. on Vibrations in Rotating Machinery 11/09/2012–13/09/2012pp 557–566.

50. Ansys CFX-Solver Theory Guide, Release 12.1, ANSYS Inc., 2009.

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