

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: «Аналіз динаміки упорного підшипника ковзання»

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в механіці

Виконав: студент групи КМ-71

Гусєв С.А.

Керівник: доц. Загорулько А.В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А.В.

Суми 2021

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1. Аналіз існуючих конструкцій та методів розрахунків упорних підшипників ковзання.....	6
1.1 Режими тертя підшипників ковзання.....	9
1.2 Види руйнування і критерії працездатності.....	10
1.3 Змащення підшипників ковзання.....	12
1.4 Підшипники кочення. Загальна характеристика.....	13
1.5 Різновиди підшипників ковзання.....	13
1.6 Умовні позначення підшипників.....	13
1.7 Матеріали підшипників ковзання.....	15
1.8 Ущільнення підшипників.....	16
1.9 Розрахунок підшипників по динамічній вантажопід'ємності.....	17
2. Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника.....	19
2.1 Експериментальні дослідження теплового стану упорного підшипника ковзання.....	19
2.2 Результати чисельного розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними.....	24
2.3 Висновки.....	28
3. Розрахунок підшипників.....	30
3.1 Розрахунок коефіцієнтів жорсткості та демпфування.....	30
3.2 Модель єдиного ступеня свободи (SDOF).....	32
3.2 Геометричні конфігурації підшипників.....	34
3.3 Характеристики сетки.....	35
3.4 Гранічні умови.....	36
Висновки.....	49
Перелік джерел посилань.....	43

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра: 43 с., 16 рис., 15 джерел.

Підшипники з рідкою плівкою широко використовуються в промисловості, забезпечуючи довговічну та надійну роботу на високі значення несучої здатності, що супроводжуються низькими втратами на тертя. Головною перевагою гідродинамічні плівкові підшипники рідини над іншими типами підшипників - це їх посилена динамічна поведінка, особливо при перехідних або ударних навантаженнях. В даний час застосовується системний підхід до виявлення динаміки коефіцієнти геометричних конфігурацій упорного підшипника з використанням моделювання CFD високої складності дані ще не встановлені. Тому вкрай необхідно розробити метод, здатний оцінювати динамічні характеристики складних конструкцій підшипників і дозволяють оцінити відповідь підшипника при перехідних навантаженнях. У цій роботі пропонується обчислювальний підхід для оцінки коефіцієнти жорсткості та демпфування упорних підшипників ThermoHydroDynamic на основі CFD (THD) чисельна модель підшипника розроблена і використана для виконання початкового стаціонарного стану моделювання при заданій швидкості обертання та тяговому навантаженні, а також подальше перехідне моделювання при збільшення або зменшення тягових навантажень. Перше моделювання використовується для розрахунку жорсткості коефіцієнт підшипника при заданих умовах, тоді як останні відповідно обробляються для оцінки коефіцієнта демпфування підшипника при різних значеннях прискорення ротора. Процедура повторюється при різних робочих умовах, отримуючи карту підшипник.

Нарешті, генерується одна модель ступеня свободи, яка використовує обчислені значення динамічних коефіцієнтів для оцінки перехідних характеристик підшипників за будь-якої заданої історії тягового навантаження. Запропонована методологія застосовується для порівняння характеристик динамічного відгуку звичайний конічний упорний підшипник із секторними накладками та текстурований конічний упорний підшипник однакові основні розміри.

УПОРНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, ПЛІВКА РІДИНИ, КОЕФІЦІЄНТ ЖОРСТКОСТІ, КОЕФІЦІЄНТ ДЕМПФУВАННЯ, ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, CFD

ВСТУП

Сьогодні застосування підшипників тяги вимагає великих вимог конструкції ефективності, щоб мінімізувати втрати на тертя. З цією метою підшипники менших основних розмірів вибрані, що призводить до більш навантажених конструкцій, які працюють при менших значеннях мінімальної плівки товщина. Таким чином, динамічна поведінка таких підшипників, стає суттєвим фактором конструкції процесу, щоб уникнути контакту через ударні навантаження. Перехідна реакція упорних підшипників під ударні навантаження залежать від жорсткості та демпфування коефіцієнти, які є функцією спрацьовування підшипника параметри (швидкість обертання, тяга, навантаження, температура). Для оцінки цих коефіцієнтів, а потрібно встановити систематичний метод. Останнім часом через збільшену обчислювальну потужність доступні обчислювальні методи виявились а допустима альтернатива експериментальним методам, які є дорогий і складний у налаштуванні. Завдяки комплексу обчислення, що беруть участь у фізиці задачі, наявна література є зовсім недавно. Дві основні підходи до обчислювальних методів передбачають обидва використання рівнянь Рейнольдса або повного Нав'є - Рівняння Стокса (N-S). Рівняння Рейнольдса такі отримані з рівнянь N-S шляхом введення певних припущення щодо спрощення фізики задачі. Тому їх простіше вирішити, але їх результати менш точні. Дослідження, проведене Storteig and White [1] конічні упорні підшипники вирішили проблему Рейнольдса рівняння з використанням одновимірної техніки скінченних елементів встановлення ефекту переносу гарячої олії для обчислення його динамічні коефіцієнти. Результати показали відносно хороша збіжність з коефіцієнтами, обчисленими за допомогою 2D методи. Підшипники. Опори, їх види, характеристика. Підшипники ковзання. Загальні відомості. конструкції підшипників

ковзання. Підшипникові матеріали. Види тертя. розрахунок підшипників ковзання. Підшипники кочення, їх характеристики, область застосування. Класифікація і конструкція. Система позначень. Види пошкодження і критерії розрахунку. Розрахунок підшипників кочення по динамічній і статичній вантажопідйомності

САНД

1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ УПОРНИХ ПІДШПНИКІВ КОВЗАННЯ

Підшипники, що працюють за принципом тертя ковзання, називаються підшипниками ковзання. Найпростішим підшипником ковзання є отвір, розточене безпосередньо в корпусі машини, в яке зазвичай вставляють втулку (Вкладиш) з антифрикційного матеріалу

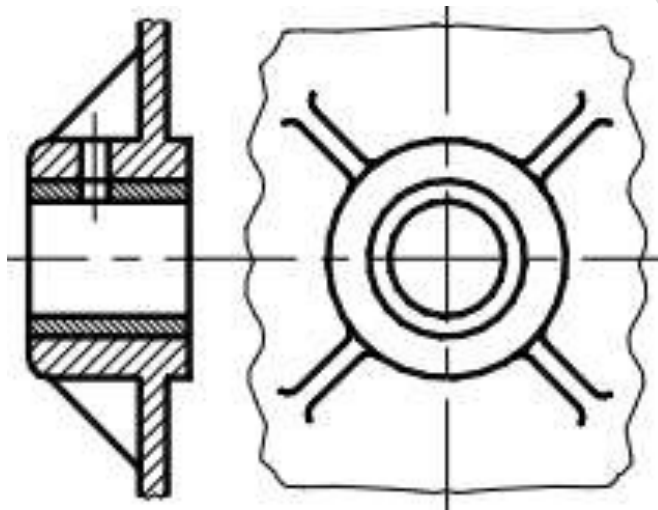


Рисунок 1.1-Підшипником ковзання

Різновиди підшипників ковзання За характером сприйманого навантаження підшипники поділяються на наступні види:

1. Радіальні, що сприймають тільки радіальне навантаження.
2. Радіально-наполегливі, що сприймають радіальну і осьову навантаження.
3. Завзяті, що сприймають тільки осьову навантаження.

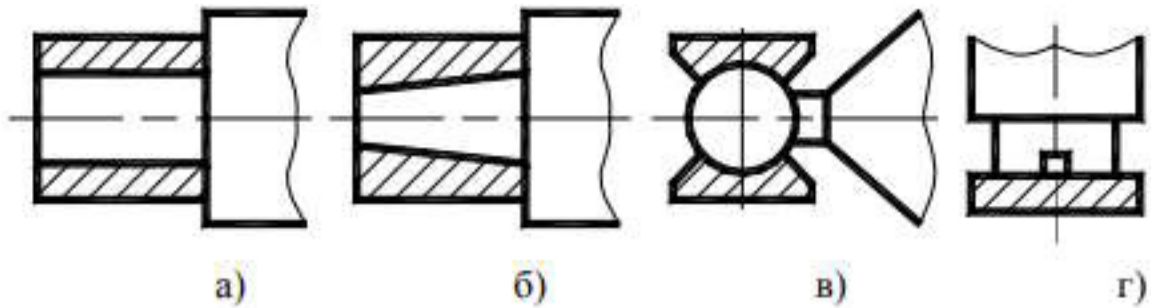


Рисунок 1.2-Опорні поверхні підшипників ковзання

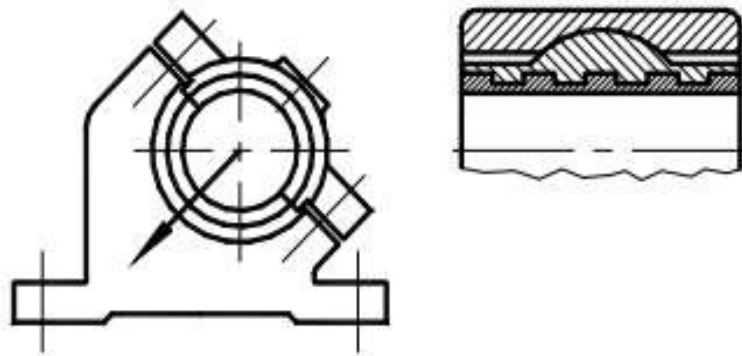


Рисунок 1.3-Роз'ємний самоустановлювальний підшипник

Переваги підшипників ковзання: надійно працюють в високошвидкісних приводах; здатні сприймати великі ударні і вібраційні навантаження внаслідок демпфуючого дії масляного шару; забезпечують високу точність установки вала; працюють безшумно; мають малі габарити в радіальному напрямку; роз'ємні підшипники допускають установку їх на шийки колінчастих валів; можливість використання при роботі в агресивному середовищі.

Недоліки підшипників ковзання: в процесі роботи вимагають постійного нагляду через високі вимоги до мастил і небезпеки перегріву; великі габарити в осьовому напрямку; велика витрата мастильного матеріалу; необхідність застосування дорогих і дефіцитних антифрикційних матеріалів для

вкладишів застосування: для валів з ударними і вібраційними навантаженнями (молоти, поршневі машини); для колінчастих валів, коли потрібні роз'ємні підшипники; для валів великих діаметрів, для яких відсутні підшипники кочення; для високошвидкісних валів, коли підшипники кочення непридатні (центрифуги, шліфувальні верстати і ін.); при особливо високих вимогах до точності роботи вала (шпинделі верстатів і ін.); для близько розташованих валів; в тихохідних машинах (через простоту конструкції і дешевизни); при роботі в воді і агресивних середовищах, в яких підшипники кочення непрацездатні; в машинах, де є обмеження по рівню шуму (підводні човни). ККД підшипників ковзання $\eta = 0.95-0.99$. Конструкції підшипників ковзання досить різноманітні. Основні елементи підшипника – корпус і вкладиш (втулка). Бувають підшипники роз'ємні і нероз'ємні. Підшипники з самоустановлюючимися вкладишами компенсують непаралельності осей вала і розточування в корпусі, забезпечують рівномірний розподіл навантаження в підшипнику.

1.1 Режими тертя підшипників ковзання

У підшипниках ковзання розрізняють сухе, граничне, полужідкостное і рідинне тертя, що переходять одне в інше зі зміною кутової швидкості обертання валу. Сухе тертя виникає при відсутності змащення або в разі, коли граничні плівки в місцях підвищеного тиску руйнуються. Супроводжується підвищеним зносом, коефіцієнт тертя $f = 0.2-0.3$. Граничне тертя передбачає тертя в присутності дуже тонкого (близько 0.1 мкм) шару мастила. Швидкість ковзання не перевищує 0.1 м / с, також спостерігається підвищений знос.

Полужідкостное тертя характеризується частковим контактом між нерівностями поверхонь, коли частина мікровиступів розділена шаром масла, а інша частина - лише граничними плівками. Рідинним називається тертя, при якому поверхні тертя деталей повністю розділені рідким мастилом. При цьому

значно знижується тертя і зношування робочих поверхонь. Спостерігається при високих окружних швидкостях, коли масло захоплюється в клиновий зазор між цапфою і вкладишем і через гідродинамічної підйомної сили цапфа спливає над поверхнею вкладиша вала, а також при дії спеціально створеного гідростатичного тиску в підшипнику. Умовою існування режиму рідинного тертя є перевищення товщини шару мастила між валом і вкладишем суми висот нерівностей їх поверхонь. Рідинне тертя найсприятливіший, тому що коефіцієнт тертя $f = 0.001 - 0.005$ за практичної відсутності зносу.

1.2 Види руйнування і критерії працездатності підшипників ковзання

Абразивне зношування виникає в процесі граничного і сухого тертя при малих швидкостях, пуску і зупинці, а також з-за попадання абразивних частинок в мастило. Заїдання виникає при перегріванні підшипника через зменшення в'язкості масла з досягненням температури $t = 120-130^{\circ}\text{C}$. Граничні плівки руйнуються, виникають ділянки металевого контакту і осередки їх схоплювання, внаслідок підшипник виходить з ладу. Втомне викришування поверхонь вкладишів зустрічається рідко, в основному при циклічних навантаженнях (поршневі двигуни). Знос і заїдання - основні причини виходу з ладу підшипників з граничним і напіврідинним тертям. Тому основні критерії працездатності таких підшипників - зносостійкість і стійкість проти заїдання. Підшипники рідинного тертя працюють практично без зносу, якщо не порушується режим мастила. Основним критерієм їх працездатності є мінімальна товщина h шару мастила, що виключає контакт микронеровностей цапфи і вкладиша. Додатковим критерієм працездатності є середня температура нагрівання масла в робочій зоні. Розрахунок підшипників з напіврідинним і граничним тертям. Це підшипники тихохідних машин з частими пусками і зупинками, поганими умовами мастила. Розрахунок проводять за двома показниками:

1. Середньому тиску між цапфою і вкладишем: $P = Fr / (dl) \leq [P]$, де Fr - радіальне навантаження на підшипник; d і l - діаметр і довжина цапфи; $[P]$ - допустиме тиск, який визначається в залежності від матеріалу вала і вкладиша. Розрахунок по P гарантує невидавлювання мастила і являє собою розрахунок на зносостійкість. 2. За твором $[PV]$:

V - окружна швидкість цапфи. $[PV]$ визначається в залежності від матеріалів валу і вкладиша і характеризує питому роботу сил тертя. Розрахунок по $[PV]$ гарантує нормальний тепловий режим і стійкість проти заїдання. Підп'ятники ковзання розраховуються за аналогічною методикою, але з огляду на гірших умов відведення теплоти допустимі значення $[P]$ і $[PV]$ зменшуються на 20 - 30%. МАТЕРІАЛИ вкладишів підшипників ковзання турбін.

До матеріалів вкладишів висувають такі вимоги:

1. Висока зносостійкість і опірність заїдання. При цьому для забезпечення більш повільного зносу цапфи її поверхню гартують, тому що заміна вала значно дорожче заміни вкладиша.
2. Висока опірність ударним навантаженням і втоми.
3. Низький коефіцієнт тертя.
4. Висока теплопровідність і низький температурний коефіцієнт лінійного розширення.

Вкладиші виконують з наступних матеріалів:

1. Бронза (олов'яна, алюмінієва, свинцева).
2. Бабіти (сплави Sn, Pb, Zn, Cu, Al) є одними з кращих матеріалів для відповідальних підшипників при середніх і важких режимах роботи, однак вони дорогі, тому ними заливають тільки тонкі робочі поверхні (≤ 0.5 мм).
3. Антифрикційні чавуни, які використовують для тихохідних передач при малих і середніх навантаженнях.
4. Неметалічні (текстоліт, деревно-шаруваті пластики, пластмаси -

фторопласт, капрон, нейлон), які мають низький коефіцієнт тертя, високу зносостійкість. Використовуються для підшипників гідротурбін, апаратів хімічної промисловості.

5. Комбіновані (пористі метали, просочені пластмасою, пластмаси з наповнювачем).

1.3 Змащення підшипників ковзання

Мастило підшипників ковзання необхідна для: зменшення втрат енергії, забезпечення зносостійкості, відведення тепла, видалення продуктів зносу, запобігання від корозії. Мастильні матеріали бувають: тверді (графіт, слюда); пластичні (літол, солідол, консталін); рідкі (органічні і мінеральні масла); газоподібні (повітря і ін. гази).

Мастильний матеріал подається до підшипника в його ненавантажену область в зазор між цапфою вала і вкладишем. Розподіл мастила по довжині підшипника здійснюється за допомогою мастильних канавок, які перебувають на поверхні вкладиша (рис. 13.4).

За характером подачі мастильних матеріалів до поверхонь, що труться розрізняють пристрої періодичного (прес-маслянки і ковпачкові маслянки) і безперервного (гнотові маслянки і мастильні кільця) дії.

Найкращим способом мастила є циркуляційна мастило, при якій профільтровану і охолоджене масло подається за допомогою спеціального насоса під тиском в зону тертя.

1.4 Підшипники кочення. Загальна характеристика

Підшипники кочення в даний час мають найбільше поширення. Найчастіше підшипник кочення складається з зовнішнього кільця 1,

внутрішнього кільця 2, тел кочення 3 (кульок або роликів) і сепаратора⁴, що розділяє і направляючого тіла кочення. Підшипники кочення стандартизовані і виготовляються в масовій кількості. Діаметри підшипників знаходяться в діапазоні 1-3000 мм, маса - від 0.5 до 3500 кг. В СРСР вироблялося в рік більше одного мільярда підшипників.

1.5 Різновиди підшипників кочення

За формою тіл кочення підшипники кочення бувають кулькові і роликіві, причому ролики бувають циліндричними, конічними, бочкоподібними, голчастими і крученими. За кількістю рядів тіл кочення - одно-, дво-, чотири- і багаторядні. У напрямку сприйманого навантаження діляться на радіальні (Сприймають переважно радіальне навантаження), радіально-наполегливі (Сприймають радіальну і осьову навантаження), наполегливі, що сприймають осьову навантаження. За здатністю самовстановлюється діляться на несамоустановлювані і самоустановлювані, що допускають деякий відносний перекис кілець.

1.6 Умовні позначення підшипників

Умовні позначення підшипників необхідні для їх маркування і відповідних вказівок в техдокументації. Підшипник кочення маркують шляхом нанесення на торець кільця ряду чисел і букв, встановлених ГОСТ 319. Порядок відліку цифр ведеться справа ліворуч. Перші дві цифри праворуч позначають внутрішній діаметр підшипника (від 20 до 495 мм), поділений на 5. Підшипники з внутрішнім діаметром 10 мм позначається через 00; 12 мм - 01; 15 мм - 02; 17 мм - 03. Основне умовне позначення підшипників кочення ведеться цифрами за такою схемою (табл.14.1): Приклад позначення підшипника: 208 - кульковий радіальний (0)

легкої серії (2) з внутрішнім діаметром 40 мм (5x8). Найбільш дешевими і поширеними в машинобудуванні є кулькові радіальні однорядні підшипники, здатні сприймати також осьову навантаження в обох напрямках, якщо вона не перевищує однієї третини радіального навантаження. Контакт кульки з кільцями здійснюється за деякою дузі α (рис. 1.4), тому поряд з тертям кочення в шарикопідшипниках (рис. 1.4) спостерігається тертя ковзання, що створює додатковий знос і втрати. Для роликів підшипників спостерігається тільки тертя кочення, що зменшує втрати і знос в порівнянні з підшипниками. Роликовий підшипник з короткими циліндричними роликами допускає тільки радіальне навантаження, володіючи підвищеною здатністю навантаження і довговічністю (рис. 1.4).

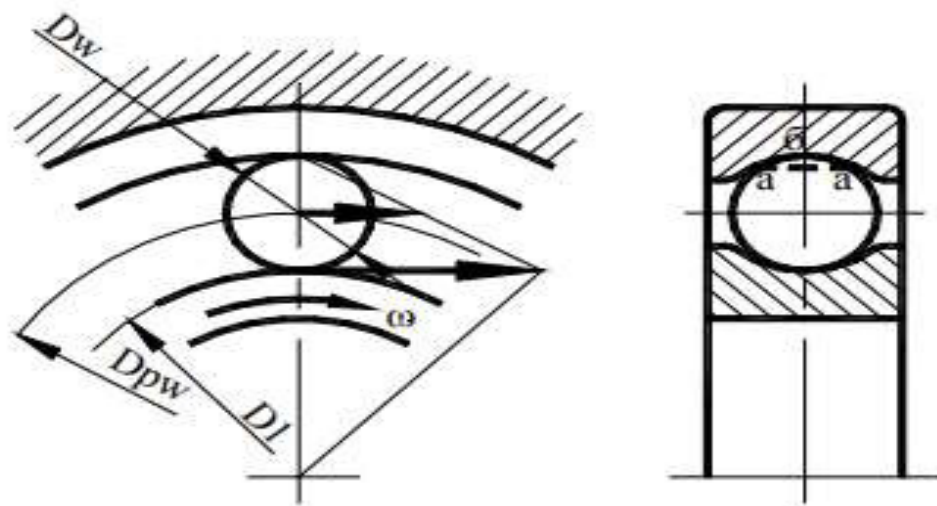


Рисунок 1.4 - Кінематика підшипника

Конічний роликовий підшипник сприймає радіальне і осьове навантаження (радіально-упорний підшипник), має велику навантажувальну здатність. Якщо кут контакту $\alpha \geq 45^\circ$, то підшипник називається упорно-радіальним (рис. 14.3в). Сферичний кульковий підшипник має сферичну доріжку кочення на зовнішньому кільці (рис. 14.3г), завдяки чому допускає значне

(До $2 - 3^\circ$) кутовий зсув кілець. Крім перерахованих, існують такі типи підшипників: Радіально-наполегливі - сприймають радіальні F_r і осьові F_a навантаження (Рис. 14.3д); наполегливі однорядні (рис. 14.3е) - сприймають осьове навантаження тільки в одному напрямку; дворядні - в двох; голчасті підшипники призначені тільки для сприйняття радіальних навантажень (часто використовуються в карданних валах).

1.7 Матеріали підшипників кочення

Тіла кочення і кільця виготовляють з високовуглецевих хромистих підшипникових сталей ШХ15, ШХ15СГ і ін. З термообробкою до твердості 61 - 66 HRCe і подальшими шліфуванням і поліруванням (11кл.- $R_a = 0.63$). Сепаратори штампують з низьковуглецевої листової сталі. Для швидкохідних підшипників (окружна швидкість $v > 10 - 15$ м / с) виготовляють масивні сепаратори з бронзи, латуні, текстоліту, капрону і т. п.

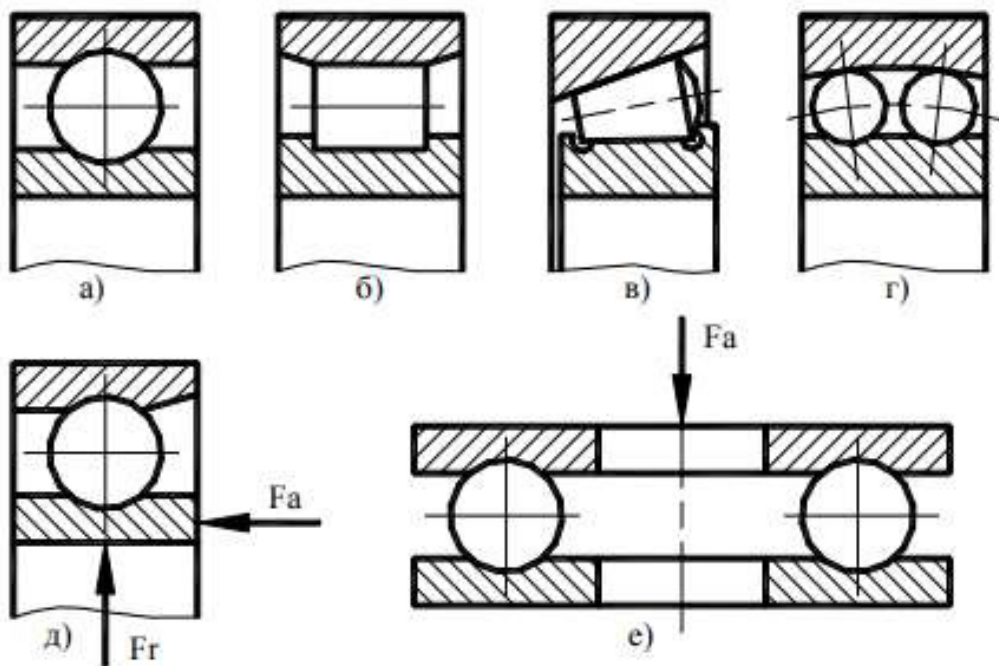


Рисунок 1.5-Основні види підшипників

Існує п'ять класів точності: (в порядку підвищення точності): P0, P6, P5, P4, P2. Допускається і цифрове позначення - 0, 6, 5, 4, 2.

1.8 Види руйнування і критерії працездатності підшипників кочення

1. Втомне викришування робочих поверхонь тіл і доріжок кочення відбувається внаслідок дії на них циклічних контактних напруг. Втомне викришування є основним видом руйнування підшипників.

2. Пластичні деформації у вигляді вм'ятин (лунок) на доріжках кочення спостерігаються в невращаючихся і тихохідних підшипниках ($n \leq 1 \text{ хв-1}$) при дії на них великих статичних і ударних навантажень.

3. Задири робочих поверхонь кочення через недостатню мастила або занадто малих зазорів через неправильне монтажу.

4. Абразивний знос внаслідок поганої захисту підшипника від попадання пилу.

5. Руйнування сепараторів від дії відцентрових сил і впливу на сепаратор тіл кочення. Цей вид руйнування є основною причиною втрати працездатності швидкохідних підшипників.

6. Розколювання кілець і тіл кочення через перекося при монтажі або великих динамічних навантажень. Головні критерії працездатності підшипників кочення: усталостна контактна міцність і стійкість до пластичних деформацій. Тому розрізняють наступні види розрахунку підшипників кочення:

1) на довговічність по динамічній вантажопідйомності - для запобігання втомного викришування;

2) по статичній вантажопідйомності - для запобігання пластичної деформації.

1.9 Розрахунок підшипників по динамічній вантажопід'ємності

Підшипники підбирають за умовою: $S_{паспортн.} \geq S_{расчетн.}$,
де S - динамічна вантажопідйомність. Паспортна динамічна вантажопідйомність - постійне навантаження, при якій не менше 90% ідентичних підшипників, що працюють в однакових умовах, повинні досягти або перевищити 1 млн. оборотів без ознак втомного руйнування (наводиться в довідниках).

Розрахункову динамічну вантажопідйомність визначають за емпіричною формулою $S = P L^\alpha$, де P - еквівалентна динамічна навантаження, Н; L - довговічність (ресурс) підшипника, млн. оборотів; α - показник ступеня ($\alpha = 3$ для кулькових і $\alpha = 3.33$ для роликів підшипників). де X - коефіцієнт радіального навантаження; Y - коефіцієнт осевого навантаження; V - коефіцієнт обертання (для внутрішнього кільця $V = 1$, зовнішнього кільця $V = 1.2$); F_r, F_a - радіальна і осева навантаження, Н; K_B - коефіцієнт безпеки (для редуктора $K_B = 1.3-1.5$); K_t - температурний коефіцієнт (При t до $100^\circ C$ $K_t = 1$).

Для стандартних редукторів загального призначення встановлена наступна базова довговічність підшипників (90% -ний технічний ресурс): 10 000 ч - для зубчастих редукторів і 5 000 ч - для черв'ячних редукторів.

Еквівалентне динамічне навантаження P обчислюють за формулою

Для циліндричних роликів підшипників $F_a = 0, X = 1$; для наполегливих підшипників $F_r = 0, Y = 1$; для кулькових радіальних, радіально-наполегливих і конічних роликів $X = 1; Y = 0$, якщо $F_a / V F_r \leq e$ (розрахунок ведеться тільки по радіальному навантаженні). При дії осевого навантаження кільця підшипника зміщуються від середнього положення з вибіркою радіального зазору, що до деякого значення $F_a / V F_r \leq e$ сприяє більш рівномірному розподілу навантаження по тілах кочення, тому осева навантаження не впливає на значення еквівалентної.

При $F_a / VFr > e$ значення коефіцієнтів X і Y визначаються по каталогу на підшипники (e - допоміжний коефіцієнт, зазначений в каталозі).

При визначенні осьових навантажень F_a , що діють на радіально-наполегливі підшипники, крім зовнішньої осьової сили F_a слід враховувати осьові складові S реакцій підшипників, що виникають під дією радіальних навантажень F_r . Ці складові обчислюються за формулами: Розрахункова осьова навантаження R а на кожен з двох радіально-наполегливих підшипників вала (встановлених «враспор» або «врястяжку» визначається наступним чином:

- визначають осьові складові S радіальних навантажень;
- знаходять алгебраїчну суму всіх осьових сил, що діють на кожен підшипник; при цьому осьові сили, що навантажують даний підшипник, вважають позитивними (> 0), а розвантажують його - негативними (< 0);
- визначають сумарне навантаження на підшипник, якщо отримана сума більше нуля, то навантаження на підшипник дорівнює сумі всіх зовнішніх осьових сил

Радіальні реакції в радіально-наполегливих підшипниках прикладені до вала в точці перетину його осі з нормаллю до середини поверхні контакту тіла кочення з зовнішнім кільцем підшипника. Силм F і S парного підшипника (без урахування власної осьової складової S).

Для захисту від забруднень ззовні і від витікання мастила застосовують зовнішні уплотнюючі пристрої: манжетні ($v < 15$ м / с), повстяні ($v < 5$ м / с), лабіринтові і щілинні (для будь-яких швидкостей). Щілини і лабіринти заповнюються густими мазями.

При пластичному змащенні використовують внутрішні ущільнюючі пристраї відцентрового типу у вигляді виступаючих за стінку корпусу мазедерживаючіє кілець, при попаданні на які краплі рідкого масла відкидаються відцентровими силами і не вимивають мастила з підшипника.

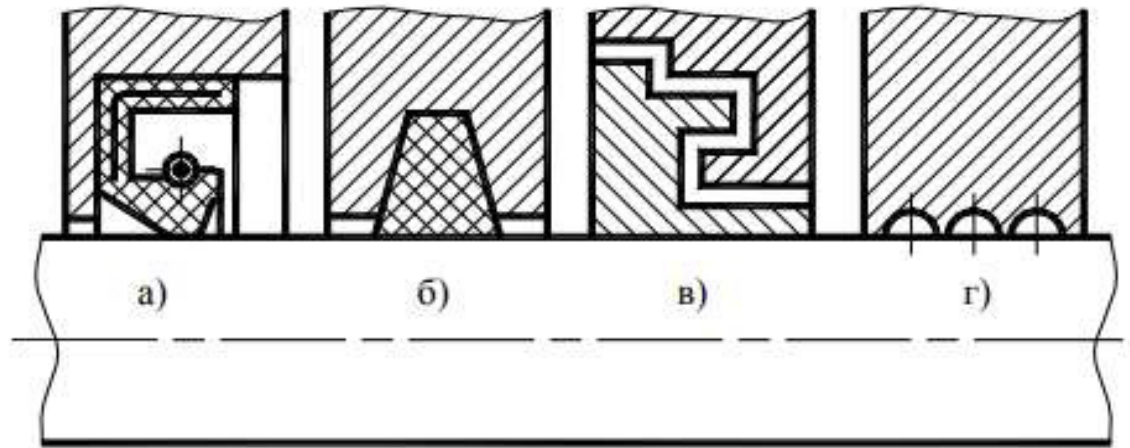


Рисунок 1.6-Ущільнення підшипників

2. АНАЛІЗ ТЕПЛОВОГО СТАНУ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ

2.1 Експериментальні дослідження теплового стану упорного підшипника ковзання

Випробування упорного підшипника проводилися на спеціалізованому модернізованому стенді випробувань дослідних модельних відцентрових ступенів відповідно до програми і методики випробувань. Перед складанням дослідного вузла був виконаний обмір колодок підшипника, в ході якого були виміряні товщина і шорсткість колодок [1]. На рисунку зображено схему експериментальної установки. Дослідний вузол підшипника складається з корпусу 2, в якому встановлені колодки 1 та упорного диску 3. Упорний диск закріплений на валу 5 і обертається разом з ним. Під час роботи установки диск 6 за рахунок сили тиску в навантажувальній камері 4 передає навантаження на колодки 1 упорного підшипника. Для створення мастильного клину та режиму гідродинамічного змащення між колодками і опорним диском організоване незалежне підведення мастила 8 до кожної колодки, які мають можливість повертатися на необхідний кут та самовстановлюватися в залежності від осьового навантаження та частоти обертання валу. 1.2 а показано дослідний вузол упорного підшипника. Підшипник складається з 8 колодок, які мають бабітове покриття товщиною 1 мм. 1.2 б окремо показано колодки з встановленими в них термопарами, а місце 7 встановлення термопар.

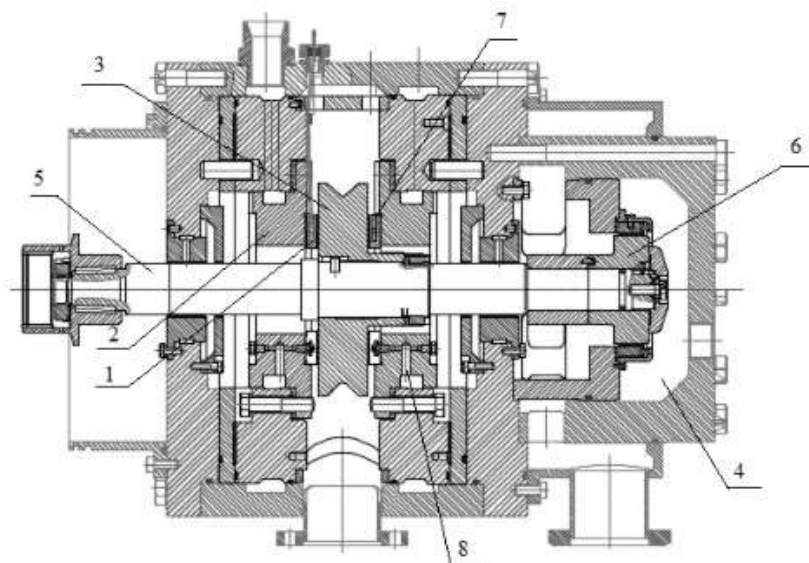
Експериментальне дослідження конструкції упорного восьми колодкового підшипника ковзання проводилось на спеціальній установці метою перевірки працездатності та визначення основних робочих характеристик на наступних режимах:

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

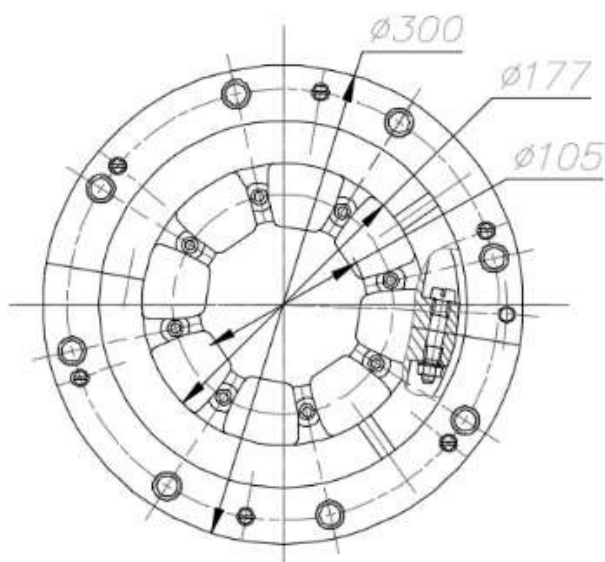
2) Тиск мастила на вході в підшипник змінюється в діапазоні від 0,05 до 0,15 МПа при постійній частоті обертання ротора 9500 об/хв. для тиску мастила в навантажувальній камері 1,0 і 3,1 МПа (осьова сила змінювалася в межах від 12986 Н до 41257 Н).

В ході експериментального дослідження фіксувалися значення обертального моменту при стабілізованому режимі на блоці вимірювання крутильного моменту (БВКМ), встановленому на приводі стенду, в момент пуску вала при різних тисках в навантажувальній камері. Крім того, датчиками температури (термопарами), встановленими в кожній колодці, вимірювалась величина середньої температури та витратоміром (ротаметром) фіксувалась витрата мастила через підшипник.

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



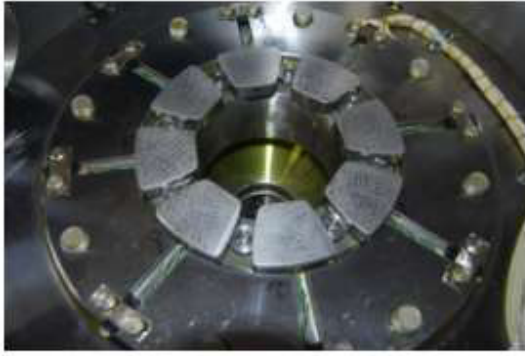
а)



б)

Рисунок 2.1 – Схема експериментальної установки (а) та упорного підшипника (б)

(1 – колодки; 2 – корпус підшипника; 3 – упорний диск;
4 – навантажувальна камера, 5 – вал, 6 – навантажувальний диск,
7 – місце встановлення датчиків температури, 8 – підведення мастила)



а)



б)

Рисунок 2.3 – Дослідний вузол упорного підшипника (а)
та колодки з встановленими в них термопарами (б)

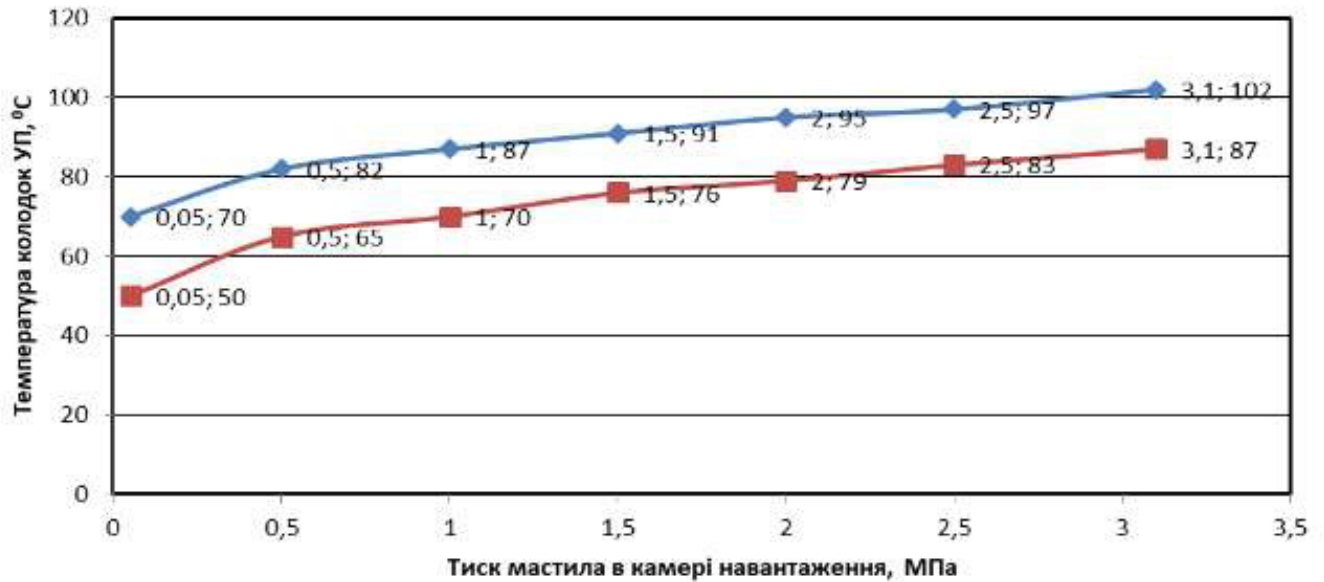


Рисунок 2.4 – Залежність між середньою температурою колодок УП і тиском мастила в камері навантаження при частоті обертання валу 9500 об/хв. і температурах мастила на вході в підшипник від 39 до 41 °C і 65 °C

Таблиця 2.1- Чисельний розрахунок теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання

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

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

гексаедричну сітку. По товщині мастильного шару було задано 10 елементів. В результаті розрахункова сітка складалася приблизно з 1,5 млн. гексаедричних елементів. Було задано відкриті граничні умови на вході і виході (Opening), температура подачі масла, яка дорівнює 60°C , тиск подачі масла $0,15\text{ МПа}$, тиск на виході з підшипника 0 МПа . На бічних частинах сектору моделі задані граничні умови обертальної періодичності. Між мастильним шаром і опорним диском та колодкою задані граничні умови конвективного теплообміну. Між колодкою і корпусом підшипника граничні умови теплопередачі. Задавалась обертальна швидкість від 1000 об/хв до 9500 об/хв на стінці мастильного шару зі сторони опорного диску. Протилежна стінка була нерухомою та мала постійним кут нахилу колодки, який становив $0,01^{\circ}$. Під час розрахунку змінювалась мінімальна товщина мастильного шару від 4 до 20 мкм в залежності від частоти обертання валу при постійному навантаженні. Основні термодинамічні властивості мастила: питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина змінювалися в залежності від тиску та температури та задавались емпіричними залежностями. Для спрощення розрахункової моделі та розрахунків на зовнішніх стінках опорного диску та корпусу підшипника були задані граничні умови адіабатної

2.2 Результати чисельного розрахунку та їх порівняння за експериментальними даними

Тепловий стан мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання представлено на рисунку 2.5 а,б. Як видно з результатів, зі збільшенням частоти обертання валу значно підвищується максимальна та середня температура нагріву колодки, поле температур дещо зміщується і нагріває також мастило в міжколодковому просторі. Таким чином, мастило в міжколодковому

просторі не встигає охолоджуватися і на вхід наступної колодки поступає вже достатньо перегрітим, що не дозволяє підвищити несучу здатність підшипника.

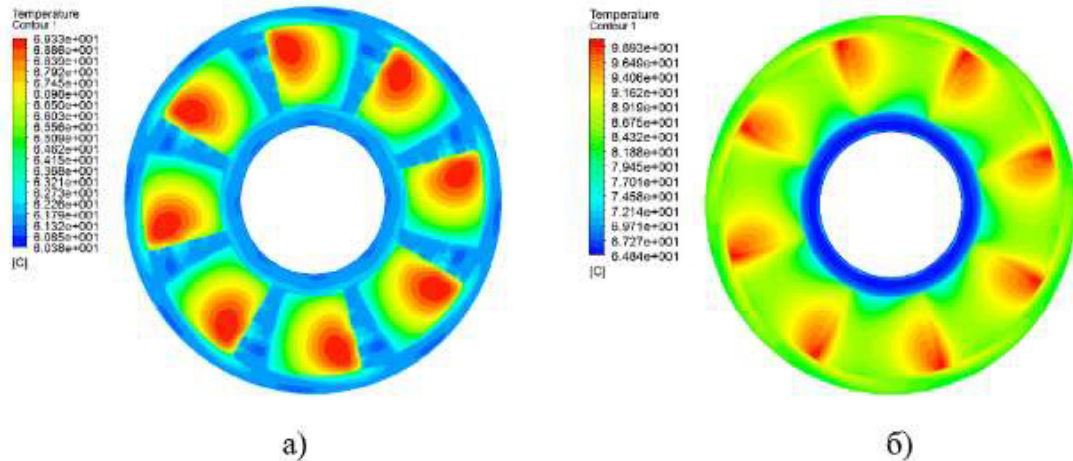


Рисунок 2.5 – Поле температур мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 2.6 а,б) зі збільшенням частоти обертання валу навпаки зменшується, це пов'язано зі збільшенням мінімальної товщини мастильного шару (рис. 2.5), але площа максимального поля тиску збільшується (наповненість епюри мастильного клину), що забезпечує підтримання постійного осевого навантаження.

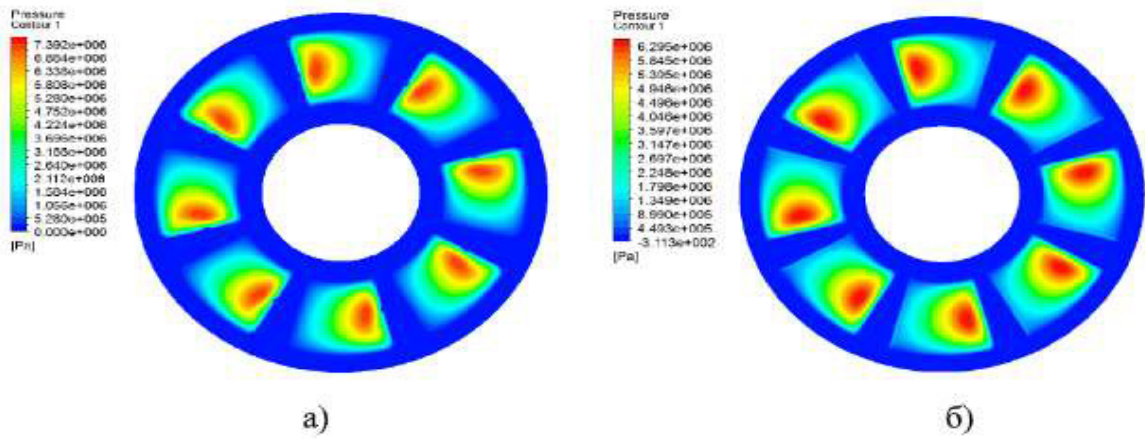


Рисунок 2.6– Поле тиску мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

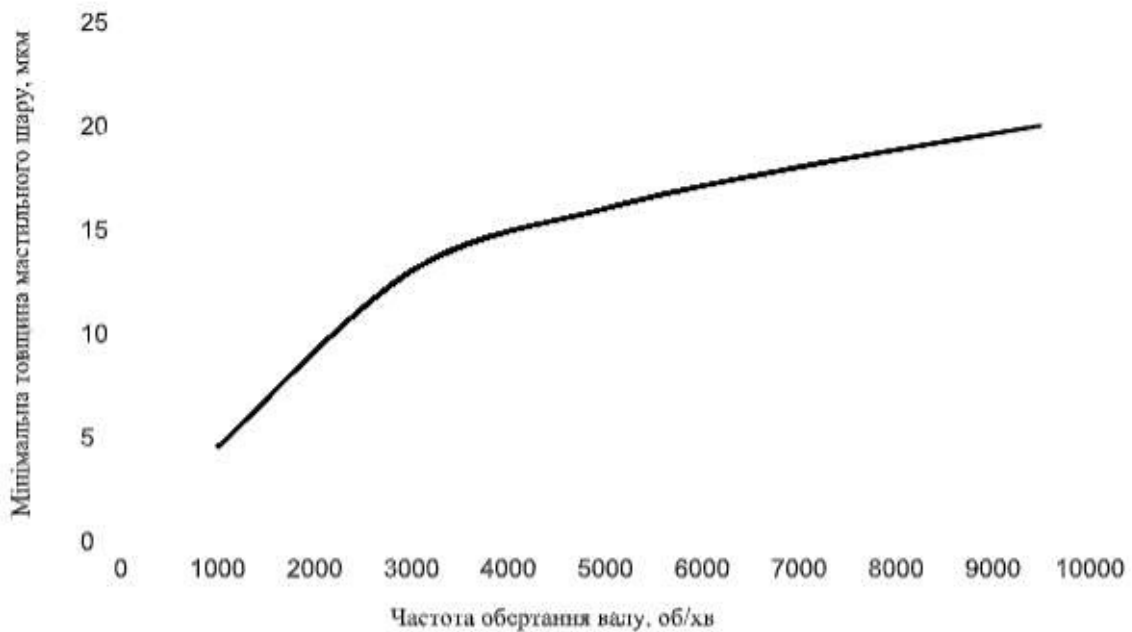


Рисунок 2.7– Залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу

Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання представлений на рисунку 2.8 а,б. Очевидно, що нагрівання підшипника відбувається за рахунок нагріву мастила у

мастильному шарі. Чим більше частота обертання валу, тим більше прогріваються опорний диск, колодка і корпус підшипника. Конвективного охолодження за рахунок подачі свіжого мастила у міжколодковий простір недостатньо для зменшення температури нагріву підшипника. Необхідно застосовувати інші конструктивні заходи по охолодженню поверхні колодок підшипника.

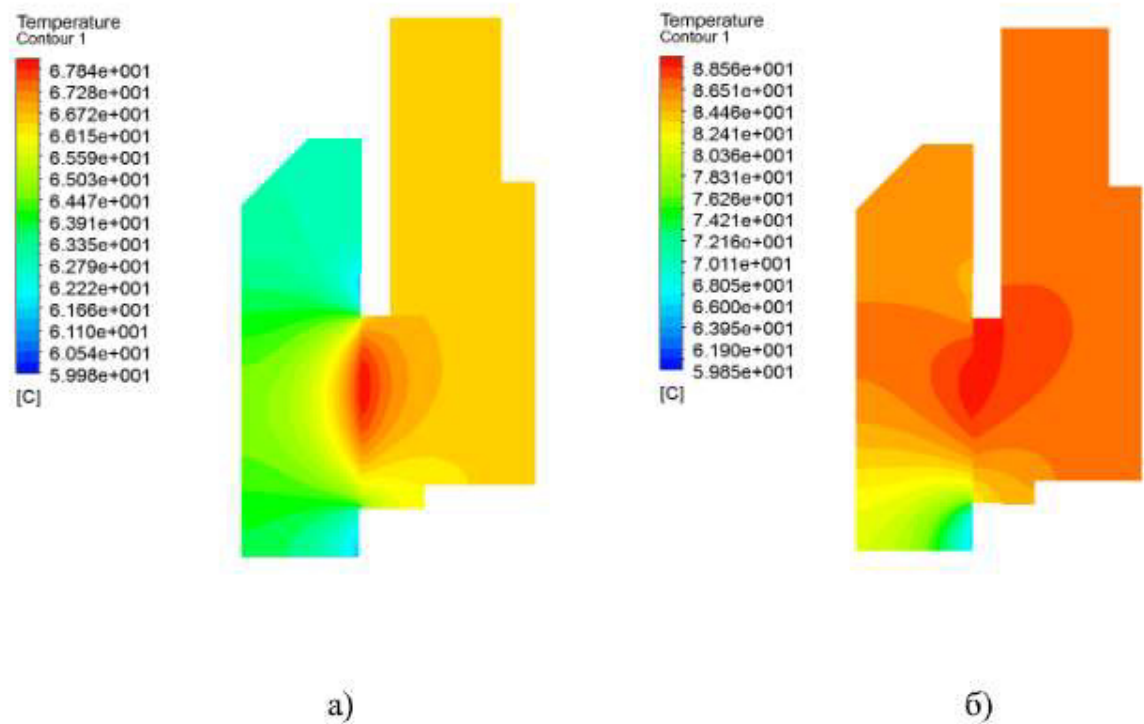


Рисунок 2.8– Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними (рис. 2.9) показало достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

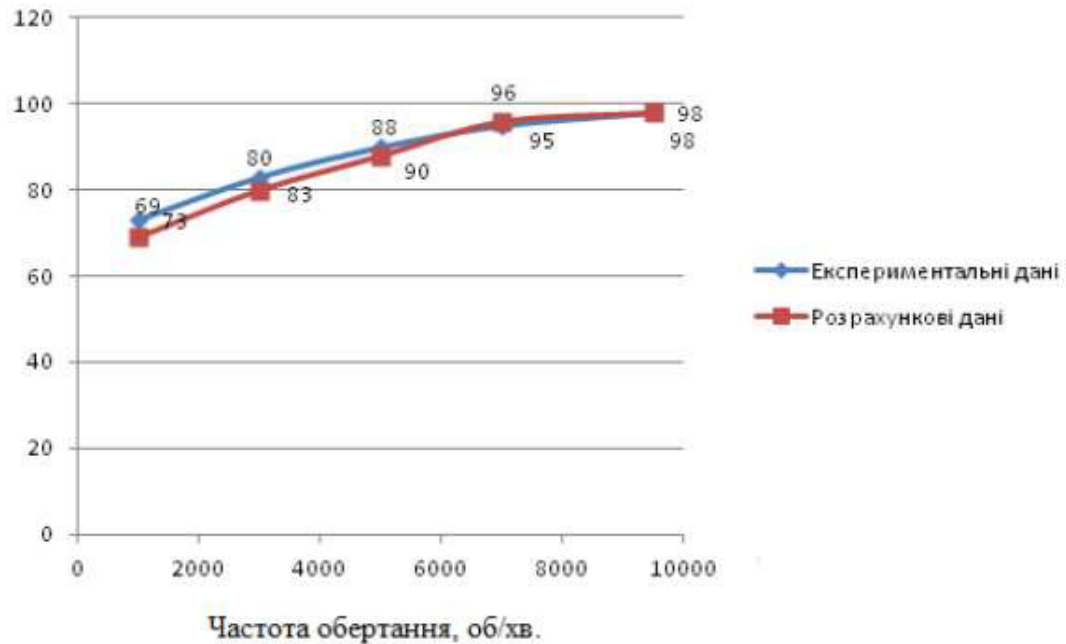


Рисунок 2.9– Залежність середньої температури колодок від частоти обертання валу

2.3 Висновки

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

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

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

3. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

3.1. Розрахунок коефіцієнтів жорсткості та демпфування

Для того, щоб розрахувати жорсткісні і демпфувальні коефіцієнти упорного підшипника плівки рідини, термо- гідродинамічний (THD) аналіз CFD підтримується повітропровід.

Аналіз складається моделювання стаціонарного стану з подальшим перехідним процесом. У стаціонарному стані підшипник встановлюється постійним мінімальна товщина плівки h і навантаження F_{static} становить визначається. Це дозволяє розрахувати коефіцієнт жорсткості (закон Гука), рівняння

$$k(h; \omega) = \frac{F_{static}}{h}$$

В результаті коефіцієнт жорсткості базується на кон-стабільна мінімальна товщина плівки і не включає будь-які динамічні аспекти, які включені до коефіцієнт. Процедуру повторюють для різних мінімальні значення товщини плівки для створення а коефіцієнт жорсткості до мінімальної товщини плівки функція. Згодом для кожної мінімальної товщини плівки враховується при розрахунку коефіцієнта жорсткості, а збурення мінімальної товщини плівки від попередній стан стійкого стану (початковий стан) in_{ed} , використовуючи дві перехідні моделі. У першій моделі ротор прискорюється осьово з постійним прискоренням-до певного зсуву Δx (а саме 0,1 мкм) з початкового стану, щоб підійти до майданчика, призводить до збільшення генерованої сили. Модель розглядає той самий профіль прискорення для відведення ротора від колодки,

зменшуючи що генерує силу. Через нульову початкову осьову швидкість осьовий рух можна описати наступним чином:

$$h = h|_{t=0} + \frac{1}{2} \ddot{x} \cdot t$$

Значення перехідної сили F_{trans} , що є результатом кожного перехідного моделювання, вважається сформованим за допомогою статичної частини, яка була обчислена методом стаціонарне моделювання та динамічна частина, як вона з'являється в наступному рівнянні:

$$F_{trans}(h + \Delta x, \dot{x}, \ddot{x}; \omega) = F_{static}(h + \Delta x, \omega) + F_{dynamic}(h + \Delta x, \dot{x}, \ddot{x}; \omega)$$

Динамічна частина загальної сили використовується для розрахунку пізній динамічний коефіцієнт, як він з'являється в рівнянь і призводить до коефіцієнта затухання для кожного перехідного моделювання:

$$C_{distancing}(h, \dot{x}, \ddot{x}, \omega) = \frac{C_{distancing,dynamic}}{\dot{x}} = \frac{F_{distancing,dynamic}}{\ddot{x} \cdot t}$$

$$C_{distancing}(h, \dot{x}, \ddot{x}, \omega) = \frac{F_{approaching,dynamic}}{\dot{x}} = \frac{F_{approaching,dynamic}}{\ddot{x} \cdot t}$$

Як продемонстровано з результатів, наведених у таблиці 1. Отримані коефіцієнти демпфування не залежать від значення зміщення збурення. Демпфування коефіцієнти для конічного підшипника при постійній мінімальна товщина і прискорення плівки були розраховано для трьох різних збурень.

відсоткова різниця від випадку 0,1 мкм обчислюється лате і знаходиться в межах похибки обчислювальної помилки.

3.2. Модель єдиного ступеня свободи (SDOF)

Перехідний відклик упорного підшипника був попередньо продиктовано єдиною ступенню свободи, сосредоточеной - масова модель, розроблена за допомогою MATLAB / Simulink. В у даному конкретному випадку були розглянуті лише осеві руху.

считается. Раніше отриманий для конкретного підшипника карти коефіцієнтів, сгенерированих за допомогою вищепомянутих встановленої методології та введення в SDOF модель для розчету відновлювальних та демпфіруючих сил при каждый временной шаг. Установка подшипников всегда находится под стан зв'язку та положення покоя дистанції підлокотника был рассмотрен. Ізначально ротор розміщується в положення покоя, таким чином, немає жодної зовнішньої або реакції сила Любая навантаження накладає ротор з цього положення.

на розставанні x , в залежності від великих, зжимається спойте ротор, як показано на малюнку. Відповідно

$$h(t) = h_{rest} - x(t)$$

Рух моделі описується наступним рівнянням:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot h = F(t) \rightarrow \ddot{x}(t) = \frac{1}{m} [F(t) - c \cdot \dot{x} - k \cdot h]$$

В рівнянні m виражає масу ротора, а k и c - коефіцієнти жорсткості та демпфірування, відповідно, розширювані на основі CFD THD вчислительный

підхід. Уравнение SDOF має використовуватися для розписи осевого прискорення ротора при кожен тимчасовий шаг. Нульові початкові умови задаються для зміщення і швидкості. Розрахунок інтегрування часу фіксує швидкість і зміщення в кожен момент часу - шаг. Надалі коефіцієнтів жорсткості та демпфірування виходять з створених карт, а відновлюються демпфуючі сили визначені. Пока жорсткість коефіцієнт вимагає лише мінімальної товщини плернів виділити визначення, коефіцієнт демпфірування також є функцією швидкість і прискорення, як вказано вище.

Термогідродинамічна (THD) модель.

Модель встановлених гармонічних пошуків заснована на цьому розроблений Харитопулосом і др. в решать уравнения Нав'є - Стокса у співпраці з функцією енергії уравнення для навчання теплових ефектів шляхом моделювання сопряжена проблема теплопередачі між смазкою, колодка і ротор. Кавітація, вязкая дисипація і залежність в'язкості смазочного матеріалу від температур також були розглядом. виправлення, виправлення за допомогою CFD-коду ANSYS CFX з несжимаемым потоком без участі гравітаційні та зовнішні телесимулятори.

Рівняння збереження мас:

$$\nabla \cdot \bar{u} = 0$$

Рівняння імпульсу:

$$\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \bar{u}$$

Рівняння енергії в рідинній області:

$$\rho \cdot c_{pf} \cdot \vec{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda_f \cdot \nabla T) - \tau : \nabla \cdot \vec{u}$$

Рівняння енергії в твердій області:

$$\nabla(\lambda_s \cdot \nabla T) = 0$$

де, ρu - вектор швидкості рідини (м с^{-1}), p – тиск рідини (Па), T - температура рідини / твердого тіла (К), τ - тензор вязких напружень (Па), ρ – густина мастила (кг м^{-3}), μ - динамічна в'язкість мастила ($\text{кг / (м} \cdot \text{с)}$), c_{pf} - питома теплоємність мастила ($\text{Дж / (кг} \cdot \text{К)}$), λ_f - теплопровідність мастила ($\text{Вт / (м} \cdot \text{К)}$), λ_s - відповідає теплопровідності прокладки і ротора ($\text{Вт / (м} \cdot \text{К)}$).

3.3 Геометричні конфігурації підшипників

У цьому дослідженні ми розглядали два упорних підшипника. Конструкції, обов'язково мають восьмисекторну конфігурацію площадки. ції, основні геометричні характеристики яких дані в таблиці 2.

Перша конструкція представляє собою площадку з конічною площею, як показано на рисунок 3 (а). У кожній подушці є лінійний клін, у якому тиск розвивається і супроводжується наземною паралеллю к плоскості ротора. Каждая пара послідовних контактних площадок розділені пазом. Підшипник, вибраний в цьому дослідження було проведено на основі параметричного аналізу

(при номінальній мінімальній товщині пленки 20 мкм) для визначення оптимального нахила конуса і протяжність землі для конкретного виміру за допомогою максимізації отношение нагрузки к моменту трения.

Друга конструкція - паралельна текстурована поверхня. підшипник з однаковими головними розмірами (рисунок 3 (б)). Щільність текстурованной

області була встановлено на 80%, обрана конфігурація складається з двадцять чотири ортогональних лунки, чотири в радіальному напрямку і шість в окружному. У текстуровані параметри, а саме текстурированная довжина, ширина, і глибина обрані генетичним алгоритмом оптимізація. Вибрані значення параметрів представлені в таблиці 2 і є оптимальними геометрія, отримана Chalkiopoulos et al.

3.4 Характеристики сетки

Що кається підшипника з конічною землею, структурований сетка, жидкая пленка якої та області подушек зображені на малюнок 4 (а), всього 730 000 елементів було сгенерировано состоят з 121 елемента за окружністю в радіальному направленні, 65 поперек радіального виготовлення і 90 елементів по висоті, 10 з яких внутріфільм. Що стосується текстурированной подушечки підшипника, дослідження сітки Проведено вибір параметрів сітки. Що стосується домену рад, який з'являється разом з рідкою областю на малюнку 4 (b), щільний гексаген використовувалася сітка, що складається з 910 000 ел. ments. Рідка область дискретизується за допомогою шестигранні елементи, які використовують 15 шарів елементів в напрямку товщини плівки, а в продольномі поперечних напрямках, 150 і 60 елементів мають були використані відповідно. Загальна кількість елементів в області рідини і ротора - 340 000 і 350 000, відповідно.

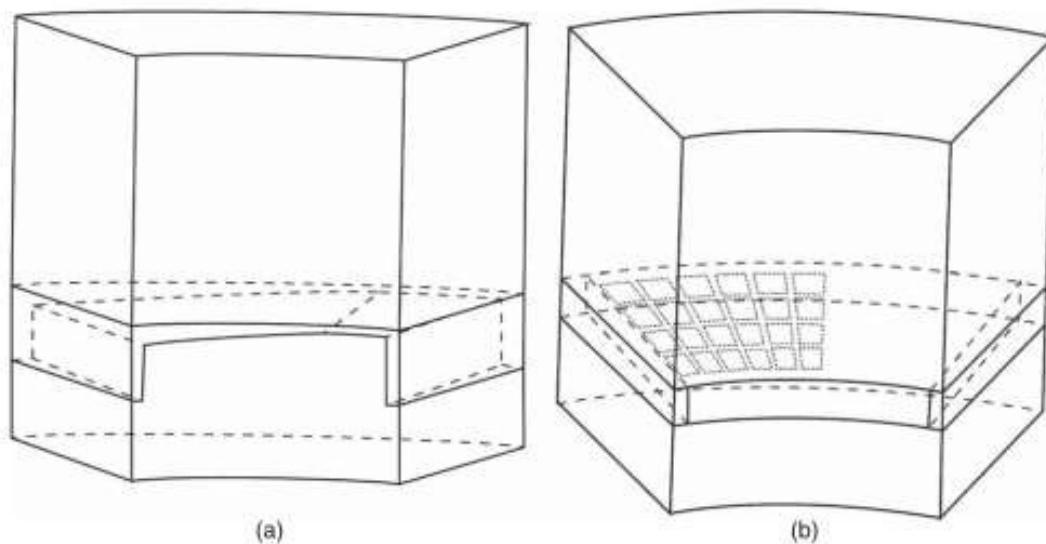


Рисунок 3.1 - Сітка підшипника

3.5 Граничні умови

Обидві конструкції підшипників були смодельованіс ті ж граничні умови. Що стосується рідини домен, внутрішня межа (названа входом) була вважається вхід тиску. Масло подається з постійною тиск, проте, в залежності від розподілу тиску U жідкій сроді масло может вітеснятіся в місця, де тиск вище, чим при подачі значення. З Іншого боку, життездатність вирішується тільки вихід через розетку. Зовнішня сторона канавок прикрити від тела прокладки; таким чином розміщується стеноякій НЕ допускає вітекання масел. Если только один блокнот Розглянуто, сторони смодельовані з інтерфейс періодичності повернення для навчання сусідні колодки. Нарешті, дві стіни нагорі и нижня сторона - інтерфейси ротора та колодок, і нижня сторона - інтерфейси ротора і колодки, відповідно. В обох випадках теплові ефекти биліучтено, враховуючи, що тепловий потік на обидві сторони інтерфейсу однакові. Крім того, поки колодка зафіксована в просторі, ротор обертається, перетягування верхнього шару рідини через протиковзання умова. Отже, рідина має такий жеполе швидкостей як ротор.

Гідродинамічний і теплові граничні умови наведені в таблицях 3 і 4 відповідно, а кордони видно на малюнок 5. 3.4 Теплофізичні властивості матеріалу Мастило, что розглядається в цьому дослідженні, є Масло ISO-VG 46, Теплофізичні характеристики которого вказані в таблиці 5. Усі Властивості, в'язкість, Властивості вважається Незалежності від температур. Віско- залежність температур від температур апроксимірована с помощью рівняння діаграм ASTM, емпіричне уравлення на основе рівнянь МакКоулі та Вальтера: де, ν - кінематична в'язкість (сСт), T температура (K), $a = 9028.65$, $b = 0.6$ is $= 3,526.81$. Кавітація була Створена с помощью модель Релея-Плессета. Тиск пара Було вважається постійною и равною 50 кПа. Обидва ротора и статор вважаю стальними, Теплофізичні Властивості яких представлені в Таблица 6. 3,5 Параметри з однією ступенем свободи 4. Результати На Наступний малюнках динамічних коефіцієнтів урвня

Відображається як функція мінімальної товщина пляшок h_{min} , учітвая номінальна ШВИДКІСТЬ повернення $n = 6000$ об / хв. Усі післядуючі результати були розрахований на одній колодці. Геометрія конічної площади генерує більш Високі значення НАВАНТАЖЕННЯ для Певного мінімуму товщина плівок за порівнянням з текстурованих геометрією аналогічних основних Розмірів при однакових робочих умови. Як Слідство, коефіцієнт жорсткості, розсчитаній за урахуванням (1), вище для сужаючого - підшипник з геометричність землею, як показано на малюнку 7. Що касається коефіцієнт демпфірування, до текстурованих підшипник має значно більший високий демпфіруючий ефект і менше лінійний, чим коефіцієнт конічної площі, як у направлення наближення та віддалення, наскільки це можливо видно на малюнках 8 і 9 відповідно. Динамічні коефіцієнти, отримані в результаті Аналіз CFD використовувався в єдиному ступені: модель свободи для двох конструкцій, оптимізована на $h_{min} = 20$ мкм. Для оцінки методології перехідної навантаження-сценарії, показані на малюнках 6 (a) - (c), були, як видно з порівнянь, покажемо есть некоторые

відмінності, початкова навантаження прогнозується з хороша точність. У сценарії ступінчастою навантаження є тільки 1% постійна різниця навантаження між прикладеною навантаженням і прогнозоване за допомогою методу. У простому \sinus і сума двох сценаріїв синусової функції, основні відмінності відзначаються на піках і западинах. У в обох випадках максимальна помилка становить всього 2% від початкова навантаження. Отже, запропонована методологія може бути довіреною, щоб дати точні результати для динамічних пророкування поведінки. Згодом складна перехідна навантаження була застосовується до SDOF, щоб Передбачити відповідь двох проектує и досліджує їх поведення. Результати показано на малюнках 11-14. Перші два вважають Початкові умови, что обидвоє проекти Встановлені в одному и тому же Мінімальна товщина плівок при складанні двох вважайте ту ж початкову силу. Як показано на малюнку 15, текстурованих дизайн Із-за чим вище коефіцієнт демпфірування, тим менше впливає швидке зміна НАВАНТАЖЕННЯ в обох сценаріях. Однак в в разі однакової початкової мінімальної товщини плівки макс. уявна різниця зміщення вище, так як жорстка коефіцієнт нижче. З іншого боку, коли підданий однакового навантаженні, конструкція з конусоподібної землею працює при більш високій мінімальній товщині плівки, в результаті в зниженому коефіцієнті жорсткості. Отже, максимальна різниця зміщення кінчної площадки становить вище в цьому випадку. Для оцінки результатів разової ступеня безкоштовно-dom, зміщення, що виникло в результаті модель з єдиною ступенем свободи була встановлена в якості вхідних даних для моделювання перехідних процесів для порівняння результуючої навантаження з початковим. Результати, представлені на малюнках 16 (а) і (б) Показати роздріб между перехідною частина в поєднанні з початковим станом вихідної плівки товщиною 20 мкм товщина підшипника з кінчною фаською и стосовно моделям SDOF. Результатіруюцій мінімум функція часу товщина пленерів тоді була дана як вхід у перехідну CFD-модель підшипника та результуюча сила порівнюється з

початкових, як показано на малюнку 10. з початковим. Результати, представлені на малюнках 16 (а) і (б) Показати роздріб между перехідною частина в поєднанні з початковим состоянием исходной малюнку 10. с начальным. Результати, представлені на малюнках 16 (а) і (б) показати розницю між перехідною частиною в сочетании с начальным состоянием исходной пленки толщиной 20 мкм товщина підшипника з кінчною фалійною і прикладно до моделей SDOF. Результатируючий мінімум функція часу товщини пленерів тоді була дана як вхід у перехідну CFD-модель підшипника та результуюча сила порівнюється з початковою, як показано на малюнку 10. від накладеного навантаження і розрахованого через Навантаження методології SDOF-CFD. Результати свідчать про те, що, хоча обидва варіанти слідують тенденція навантаження, результати кінчного підшипника точніше порівняно з фактурним. Більше зокрема, у першому початковому стані кінчно- результати земель майже ідентичні накладеному навантаженню, тоді як у другому початковому стані їх є відмінності, які можуть бути спричинені щільнішими даними набір, зібраний поблизу оптимальної мінімальної товщини плівки ності. Що стосується текстурованого підшипника колодки, результат не настільки точні. Однак цифри представляють результати без постійної частини навантаження. Для Наприклад, пік, показаний на малюнку 16 (а) між 0,02 с і 0,025 с - це приблизно лише на 6%.пленки толщиной 20 мкм товщина підшипника з кінчною фалійною і прикладно к моделям SDOF. Результатируючий мінімум функція часу товщини пленерів тоді була дана як вхід у перехідну CFD-модель підшипника та результуюча сила порівнюється з початковою, як показано на

ВИСНОВКИ

У цій роботі запропоновано процедуру розрахувати перехідну характеристику упорного підшипника за допомогою Аналіз CFD, що включає наступні етапи:

- Розрахунок динамічних коефіцієнтів підшипник з використанням комбінації стаціонарного та перехідні моделювання THD на основі CFD, при різних значення мінімальної товщини плівки, а також ротора напрямки та рівні прискорення.

- Розробка динамічної моделі SDOF, здатної обчислення перехідної реакції підшипника (ротор руху), для заданого тягового навантаження, що змінюється в часі.

- Живлення руху ротора, передбачене SDOF модель, повернувшись до моделі підшипника CFD, та розрахунки характеристик підшипників з використанням часу залежна деформація сітки обчислювальна підхід. Запропонована методологія була застосована до як конічна земля, так і паралельна текстурована текуча плівка упорні підшипники, що дозволяють прогнозувати підшипник реакція при перехідному тяговому навантаженні. Це включає симуляція стаціонарного стану, в якій був ротор встановлюється на певну мінімальну товщину плівки та біт, що полягає у постійному прискоренні руху до або підійти, або відійти від майданчика. Три значення прискорення були розглянуті. Порівняння динамічних показників цих двох несучі конструкції, а саме конічна земля і підвісні упорні підшипники, наступні висновки були намальовані: (a) Конічне підшипник судна зазнає більшої ваги неможливо швидкими змінами навантаження під час текстуровання підшипник демонструє вищу максимальну плівку різниця товщини, коли обидва підшипники встановлені на однакова початкова мінімальна товщина плівки. (b) Якщо на обидва підшипники прикладається однакове навантаження, то текстурований

колодковий підшипник має мінімальний мінімумваріація товщини плівки, оскільки вона працює при менші значення мінімальної товщини плівки. Відзначається, що експлуатаційна мінімальна товщина плівки значення упорних підшипників з часом стають меншими, для покращена ефективність, отже динамічна поведінка аналіз стає все важливішим, щоб уникнути непередбачуваних здатна реакція та збої. Далі, експериментальні про-методи оцінки тимчасової поведінки є обома дорогим і трудомістким, тоді як прямий транс-Моделювання для даного тягового навантаження є практично неможливо через постійне перероблення для розрахунку правильної позиції.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Storteig E and White M 1999 Dynamic characteristics of hydrodynamically lubricated fixed-pad thrust-bearings *Wear* 232 250–5
2. 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
3. Nica A 1971 A thermohydrodynamic method of bearing analysis *Tribology*. 4 218–226
4. 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
5. 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>
6. 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* 134 112502
7. 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/>
8. 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* 6 5
9. 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

<https://waseda.pure.elsevier.com/en/publications/>

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

11. 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

12. Fouflias D, Charitopoulos A, Papadopoulos C, Kaiktsis L and Fillon M 2014 Performance comparison between textured, pocket, and tapered-land sector-pad thrust bearings using computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.* 229 376–397

13. Charitopoulos A, Visser R, Eling R and Papadopoulos C 2018 Design optimization of an automotive turbocharger thrust bearing using a CFD-based THD computational approach *Lubricants* 6 21 2018

14. Papadopoulos C, Nikolakopoulos P and Kaiktsis L 2011 Evolutionary optimization of micro-thrust bearings with periodic partial trapezoidal surface texturing *J. Eng. Gas Turbines Power* 133 012301

15. Chalkiopoulos M, Charitopoulos A, Fillon M and Papadopoulos C 2020 Effects of thermal and mechanical deformations on textured thrust bearings optimally designed by a THD calculation method *Tribol. Int.* 148 106303 Available