

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО

(підпис)

_____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерна механіка», на тему: Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання з підвищеною несучою здатністю.

Здобувача групи КМ.м-21 ВАНЖУЛИ Артура Юрійовича.

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Артур ВАНЖУЛА
(підпис)

Керівник: завідувач кафедри, к.т.н., доцент Андрій ЗАГОРУЛЬКО _____
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра: с.65, рис.52 , джерел 40 .

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

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

Методи досліджень – числове моделювання методом скінченних об'ємів і скінченних елементів для розв'язання рівнянь гідродинаміки та тепломасообміну, числовий аналіз.

В даній роботі вирішуться наступні задачі: розробка розрахункової моделі упорного підшипника ковзання на основі розв'язання термогідродинамічної задачі змащення; розробка методики комп'ютерного моделювання задачі термогідродинаміки упорного підшипника ковзання; числовий аналіз теплового стану гідродинамічного упорного підшипника ковзання та порівняння результатів експерименту з результатами розрахунку; дослідження упорного підшипника ковзання з підвищеною несучою здатністю та його порівняння з традиційною конструкцією.

ТЕРМОГІДРОДИНАМІЧНА ЗАДАЧА, УПОРНИЙ ПІДШИПНИК,
ПІДВИЩЕНА НЕСУЧА ЗДАТНІСТЬ, КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ,
ANSYS CFX.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ВСТУП | 6 |
| 1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ..... | 8 |
| 1.1. Гідродинамічний упорний підшипник ковзання | 8 |
| 1.1.1. Типова будова гідродинамічного упорного підшипника ковзання . | 9 |
| 1.1.2. Принцип роботи гідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання | 12 |
| 1.1.3. Змащення гідродинамічного упорного підшипника ковзання..... | 14 |
| 1.1.4. Врівноваження і допуски в підшипнику | 15 |
| 1.2 Способи підвищення несучої здатності..... | 17 |
| 1.3. Числове моделювання упорного підшипника ковзання | 28 |
| 1.3.1. Аналіз турбулентного потоку | 28 |
| 1.3.2. Термопружно гідродинамічна модель для упорних підшипників з ламінарним потоком..... | 29 |
| 1.3.3. Детальний термічний аналіз з ламінарним потоком | 30 |
| 1.3.4. Вплив пружних деформацій в гідродинамічних упорних підшипниках із фіксованою геометричною формою..... | 30 |
| 1.4. Висновки | 31 |
| 2. ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ | 32 |
| 2.1 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання..... | 32 |
| 2.2 Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними..... | 36 |
| 2.3 Висновки | 42 |
| 3 ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ТЕРМОНАВАНТАЖЕНОЇ ЗОНИ..... | 43 |
| 3.1 Розрахункова модель упорного підшипника ковзання з охолодженням термонавантаженої зони..... | 43 |
| 3.2 Результати числового розрахунку | 46 |
| 3.3 Висновки | 52 |
| 4 ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З МАСЛОЗ'ЄМНИМ СКРЕБКОМ | 53 |

| | |
|---|----|
| 4.1 Розрахункова модель упорного підшипника ковзання з маслоз'ємним скребком..... | 53 |
| 4.2 Результати числового розрахунку..... | 55 |
| ВИСНОВКИ..... | 61 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 62 |

ВСТУП

Упорні підшипники ковзання визначають сучасні інженерні рішення, що забезпечують ефективність, стійкість та довговічність в роботі механічних систем. Гідродинамічні упорні підшипники ковзання ефективно працюють при великих осьових навантаженнях, де важливо забезпечити надійну підтримку та стійкий робочий процес. Застосування гідродинамічних упорних підшипників розповсюджене в різних галузях, включаючи енергетику, нафтогазову промисловість, важку промисловість та інші області, де важлива стабільність роботи при великих навантаженнях.

Модернізація високообертових відцентрових машин може призвести до збільшення осьового навантаження, яке діє на упорний підшипник. Зазвичай збільшення несучої здатності підшипника досягається за допомогою збільшення радіальних розмірів підшипника під час проектування. Проте, при модернізації роторного обладнання такий підхід часто не можливий, тому виникає потреба в застосуванні інших методів для збільшення несучої здатності упорних підшипників ковзання. Проблема підвищення несучої здатності та покращення упорних підшипників ковзання є предметом численних науково-технічних досліджень. В даний час існують поодинокі публікації щодо комп'ютерного моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання з підвищеною несучою здатністю. Тому існує необхідність розробки методів з використанням сучасних програмних комплексів обчислювальної гідродинаміки, за допомогою яких можна проаналізувати трибологічні характеристики нових конструкцій упорних підшипників ковзання.

У цій роботі запропоновано обчислювальний підхід для аналізу теплового стану та несучої здатності упорного підшипника ковзання на основі розв'язання термогідродинамічної задачі змащення. Розроблено розрахункові моделі для трьох конструкцій підшипника: традиційної конструкції, з

охолодженням термонавантаженої зони, з маслороз'ємними скребками. Для трьох конструкцій упорного підшипника були встановлені закономірності між робочими параметрами та трибологічними характеристиками, а також порівняно між собою.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Гідродинамічний упорний підшипник ковзання

Гідродинамічні упорні підшипники є важливими компонентами в різних механічних системах, призначених для підтримки осьових навантажень. На відміну від традиційних упорних підшипників, які базуються на тілах кочення, гідродинамічні упорні підшипники працюють за принципом змащення рідинною плівкою, щоб мінімізувати тертя та забезпечити ефективну роботу.

Переваги гідродинамічних упорних підшипників включають їх здатність працювати на високих обертах, сприймати великі осьові навантаження та забезпечувати чудові характеристики демпфування. Вони менші, дешевші, потребують менше обслуговування, служать довше та ефективніші. Їх саморегулююча здатність та знижений знос роблять їх придатними для вимогливого промислового застосування, де надійність і довговічність є вирішальними. Ці підшипники відіграють важливу роль у машинах, які працюють при великих осьових навантаженнях, наприклад, у роторних машинах, таких як турбіни, компресори, насоси та морські силові установки. Винахід, що зробив можливим будувати сучасні високотехнологічні та ефективні машини[1].

Конструкції гідродинамічних упорних підшипників охоплюють різні фактори, включаючи геометрію підшипника, обробку поверхонь колодок та вибір мастила. Інженери ретельно розглядають такі параметри, як в'язкість масла, швидкість і умови навантаження, щоб оптимізувати роботу цих підшипників для конкретних застосувань. Крім того, гідродинамічні упорні підшипники можуть бути з самоустановлювальними колодками або фіксованої геометрії, кожен з яких пропонує унікальні переваги залежно від вимог.



Рис. 1.1 – Вузол гідродинамічного упорно-опорного підшипника[2]

Підшипники передають навантаження ротора на фундамент або опору машини. Гідродинамічні підшипники передають навантаження на плівку мастила, що самовідновлюється. Упорні підшипники сприймають осьові навантаження. Радіальні навантаження сприймаються підшипниками ковзання. Машину та підшипник можна класифікувати як горизонтальні або вертикальні залежно від орієнтації вала. Підшипники можуть бути суцільними для монтажу на кінці вала або роздільними для монтажу навколо вала.

1.1.1. Типова будова гідродинамічного упорного підшипника ковзання

Гідродинамічний упорний підшипник ковзання типової конструкції (див. рис. 1.2) включає декілька ключових елементів для забезпечення ефективної роботи та підтримки осьових навантажень[3].

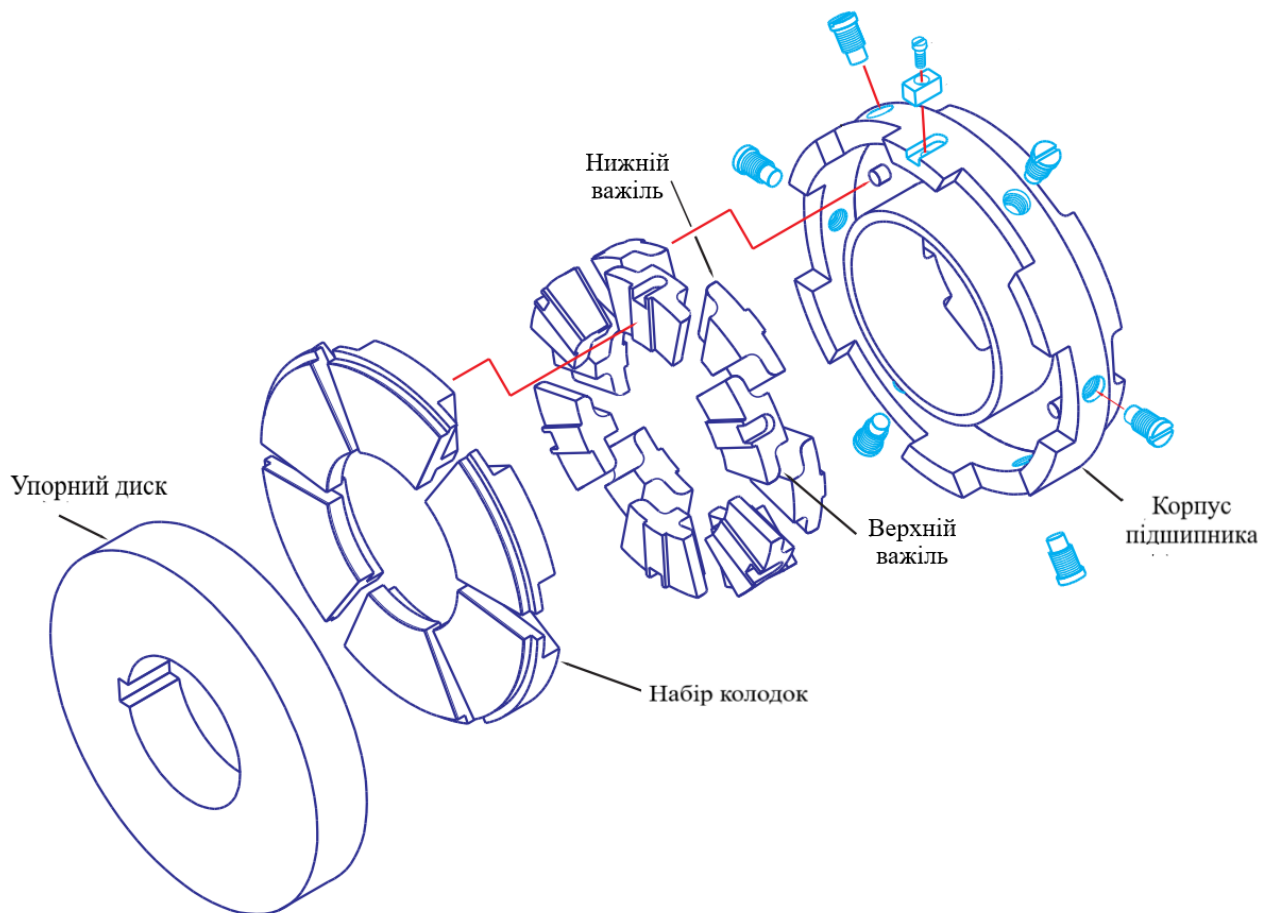


Рис. 1.2 – Схема упорного підшипника ковзання в розборі[3]

Основні компоненти такого підшипника включають:

1. **Упорний диск.** Упорний диск передає осьове навантаження від ротора до колодок через мастильну плівку. Це може бути окрема деталь закріплена на валу за допомогою шпонки та гайки або термоусадочної посадки, або вона може бути невід'ємною частиною валу. Поверхні диска мають бути плоскими та гладкими, але не настільки гладкими, щоб перешкоджати адгезії мастила до поверхні.

2. **Колодка.** Колодка – це деталь (вузол), що не жорстко закріплена в корпусі підшипника і може нахилитись на певний кут при цьому утворюючи гідродинамічний клин. Колодка має три основні елементи (тому його зазвичай називають вузлом):

I. **Бабіт.** Бабіт - матеріал з високим вмістом олова, металургійно скріплений з корпусом. Як і у випадку з упорним диском, поверхня бабіту

повинна бути гладкою та рівною порівняно з товщиною плівки. Бабіт — це м'який матеріал (порівняно з валом), який виконує дві функції: він затримує та вбирає забруднювачі, щоб ці частинки не забили чи не пошкодили ротор. Це також захищає вал від значного пошкодження, якщо зовнішні умови призводять до розриву плівки та контакту металічних частин.

II. Тіло колодки. Воно є основною частиною на якій розміщений бабіт і опора колодки. Матеріал, як правило, сталь. Іноді використовується бронза (з бабітом або без нього) залежно від застосування. Для зниження температури бабіту використовується хромована мідь.

III. Опора колодки. Опорна поверхня є сферичною, що забезпечує деяку свободу обертання. Шарнір дозволяє колодці обертатися та формувати гідродинамічний клин. Він може складатися як єдине ціле з тілом колодки, так і бути окремою частиною запресованою в тіло.

3. Корпус підшипника. Корпус вільно утримує колодки, щоб забезпечити деяку свободу повороту. Він може мати канали для подачі мастила та містити елементи для адаптації до зміщення колодок. Корпус підшипника закріплено шпонкою або болтами до корпусу машини, щоб запобігти прокручуванню підшипникового вузла.

4. Врівноважувальна система. Врівноважувальна система — це серія важелів, призначених для компенсації виробничих допусків шляхом більш рівномірного розподілу навантаження між опорами колодок. Вирівнюючі важелі компенсують незначні прогини корпусу або несумісність упорного диску і стінкою корпусу.

5. Мастило. Мастило є ще одним важливим елементом підшипника (див. рис. 1.4). Навантаження передаються від упорного диска до колодок підшипника через мастило, яке розділяє деталі та запобігає контакту металу з металом. Мастило також служить для відведення тепла, викликаного тертям в підшипнику.

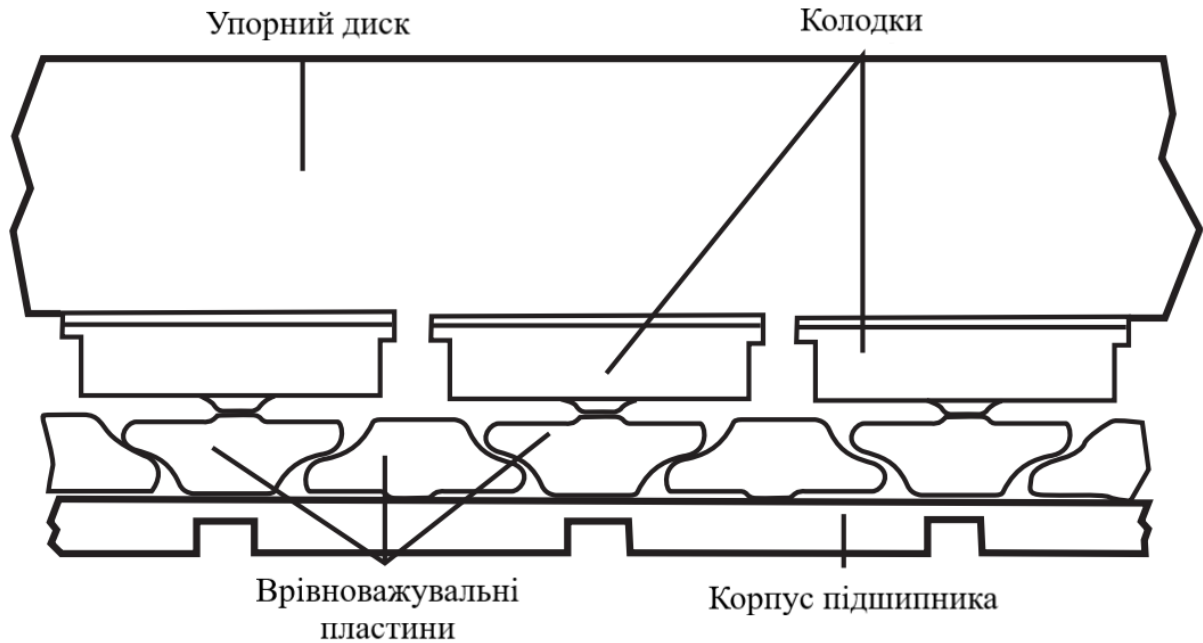


Рис. 1.3 – Схема упорного підшипника ковзання[3]

1.1.2. Принцип роботи гідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання

Принцип роботи гідродинамічних упорних підшипників ковзання базується на використанні руху рідини для утворення тонкої плівки між ковзаючими поверхнями (рис. 1.4), яка виникає при взаємодії рухомого об'єкта, наприклад, ротора, та статичної поверхні колодок підшипника. Основна ідея полягає в тому, що рідина, яка знаходиться між цими поверхнями, утворює плівку, яка використовується для зниження тертя та підтримки аксіальних навантажень[4].

Основні етапи принципу роботи гідродинамічних упорних підшипників ковзання включають:

- 1. Подача змащувальної рідини.** У системі гідродинамічного упорного підшипника ковзання, зазвичай, використовується спеціальна змащувальна рідина, така як олива. Ця рідина подається в область між поверхнею вала та упорною поверхнею підшипника.

2. **Рух упорного диска.** Під час обертання вала, виникає рух рідини в напрямку обертання. Цей рух спричиняє подачу рідини в зазор між поверхнями упорного диска та колодки.

3. **Утворення плівки.** В результаті руху рідина утворює тонку плівку (гідродинамічний клин) між поверхнями упорного диска та колодки підшипника. Ця плівка існує завдяки гідродинамічним силам, які виникають при русі рідини.

4. **Підтримка навантаження.** Створена гідродинамічна плівка фактично відокремлює поверхню упорного диска та поверхні колодок, надаючи підтримку для осьових навантажень. Гідродинамічний тиск утримує вал у стабільному положенні та запобігає прямому контакту метал-метал.

5. **Регулювання гідродинамічної плівки.** Гідродинамічні упорні підшипники ковзання можуть адаптуватися до змінних умов навантаження шляхом регулювання товщини гідродинамічної плівки та кута колодки. Це дозволяє їм ефективно функціонувати в різних режимах роботи.

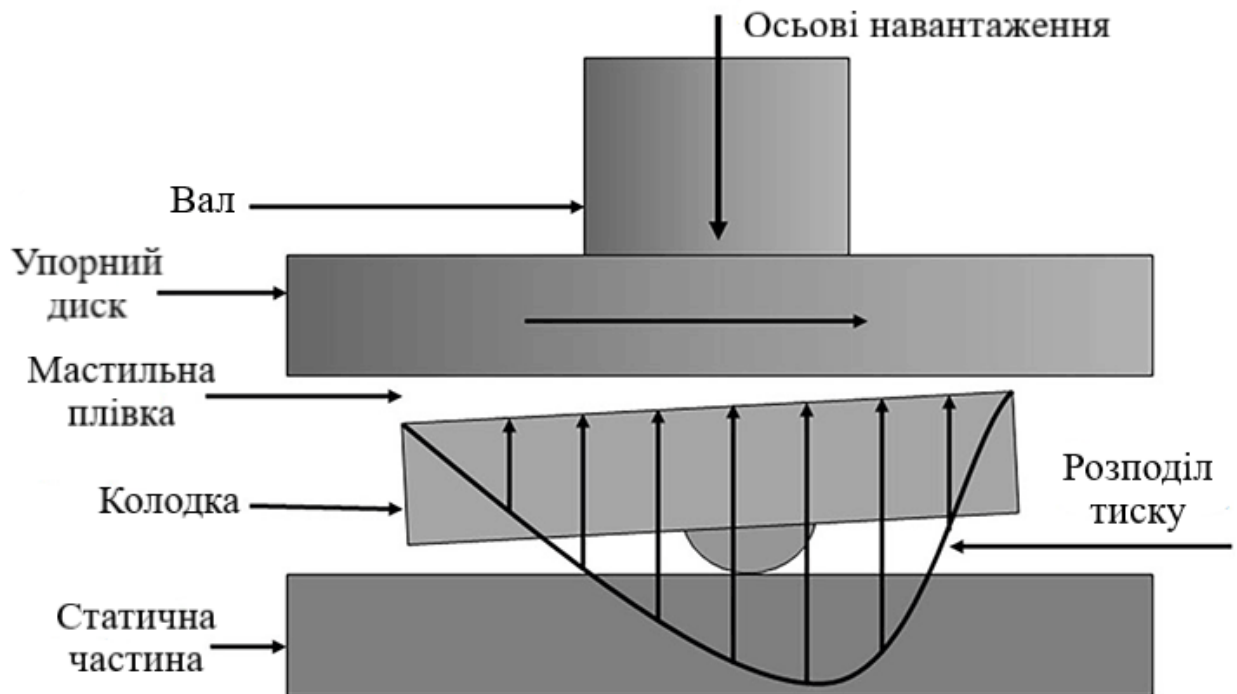


Рис. 1.4 – Схема роботи упорного підшипника ковзання[6]

Узагальнюючи, принцип роботи гідродинамічних упорних підшипників ковзання ґрунтується на створенні гідродинамічної плівки, яка забезпечує надійну підтримку та знижує тертя між поверхнями в умовах високих осьових навантажень.

1.1.3. Змащення гідродинамічного упорного підшипника ковзання

Щоб гідродинамічні підшипники працювали безпечно та ефективно, на поверхнях колодки та упорного диска завжди має бути мастило. Перед тим, як знову потрапити в підшипник, мастило потрібно охолодити, щоб видалити тепло, яке утворюється від тертя. Воно також повинно бути достатньо теплим, щоб вільно текти, і відфільтрованим, щоб середній розмір частинок був меншим за мінімальну товщину плівки[5].

Застосовуються різні методи для забезпечення мастилом опорних поверхонь. Порожнини підшипників можна залити маслом, наприклад, вертикальні підшипники, які знаходяться в масляній ванні. Підшипники також можуть бути забезпечені маслом під тиском із зовнішньої системи змащування. Шлях потоку мастила в гідродинамічному упорному підшипнику ковзання, показано на рис. 1.5. Шлях потоку мастила складається з таких етапів:

1. Мастило надходить у затрубний простір корпусу підшипника.
2. Мастило проходить через радіальні зазори на задній поверхні корпусу підшипника.
3. Мастило протікає через зазор між корпусом та валом.
4. Мастило тече по внутрішньому радіусу упорного диску.
5. Мастило тече між колодкой і упорним диском.
6. На краю упорного диску мастило викидається в простір навколо диску.
7. Мастило виходить тангенціально через нагнітальний отвір.

Для високооберткових підшипників втрати на тертя від зсуву масла та інші «паразитні» втрати починають зростати експоненціально, коли поверхнева

швидкість переходить у турбулентний режим. Пропорційно збільшується кількість необхідного мастила.

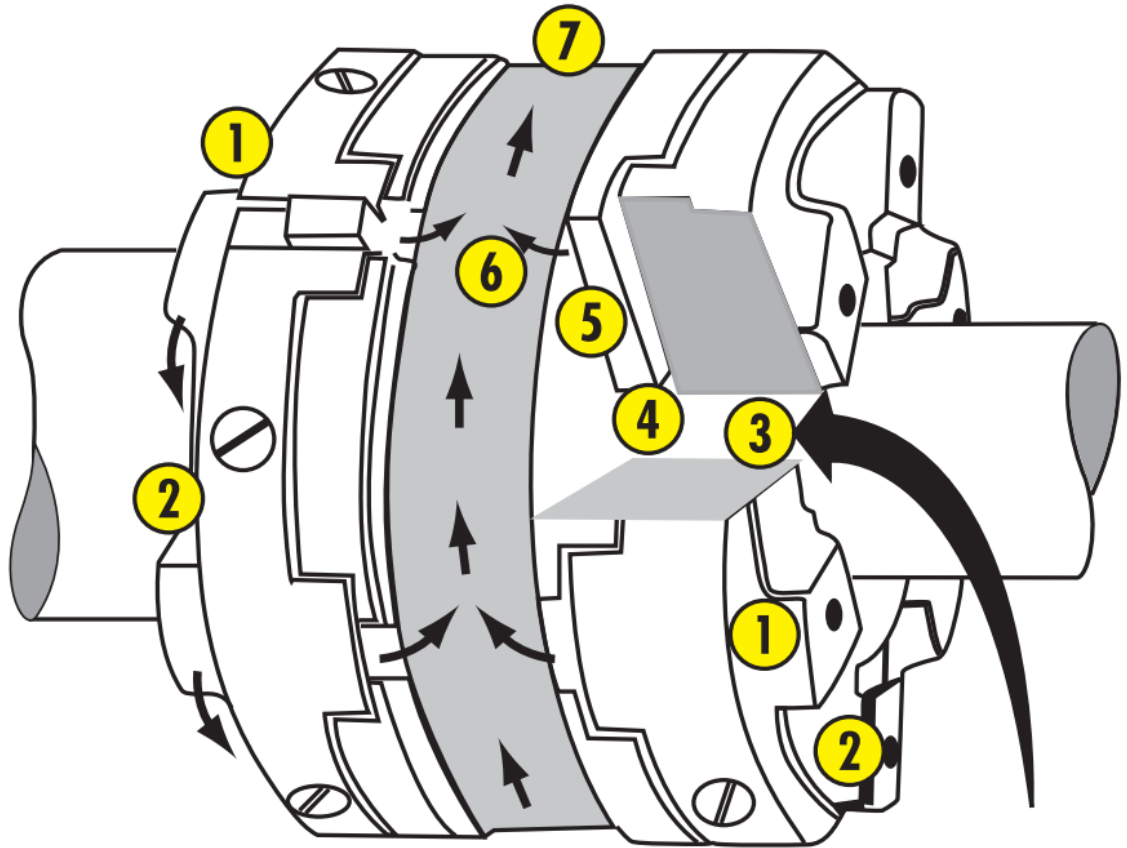


Рис. 1.5 – Схема шляху протікання мастила в упорному підшипнику ковзання[3]

1.1.4. Врівноваження і допуски в підшипнику

Зміщення ротора щодо підшипника та корпусу вважається статичним зміщенням та може бути скориговано під час складання, якщо враховано відповідні особливості конструкції. Інші джерела зміщення, яке називається динамічним зміщенням, пов'язані з умовами експлуатації або їх зміною, такими як:

- теплова деформація корпусу;
- зміщення ротору від навантажень;
- переміщення спричинене тепловим розширенням;
- переміщення спричинене осіданням фундаменту;

- деформація труб.

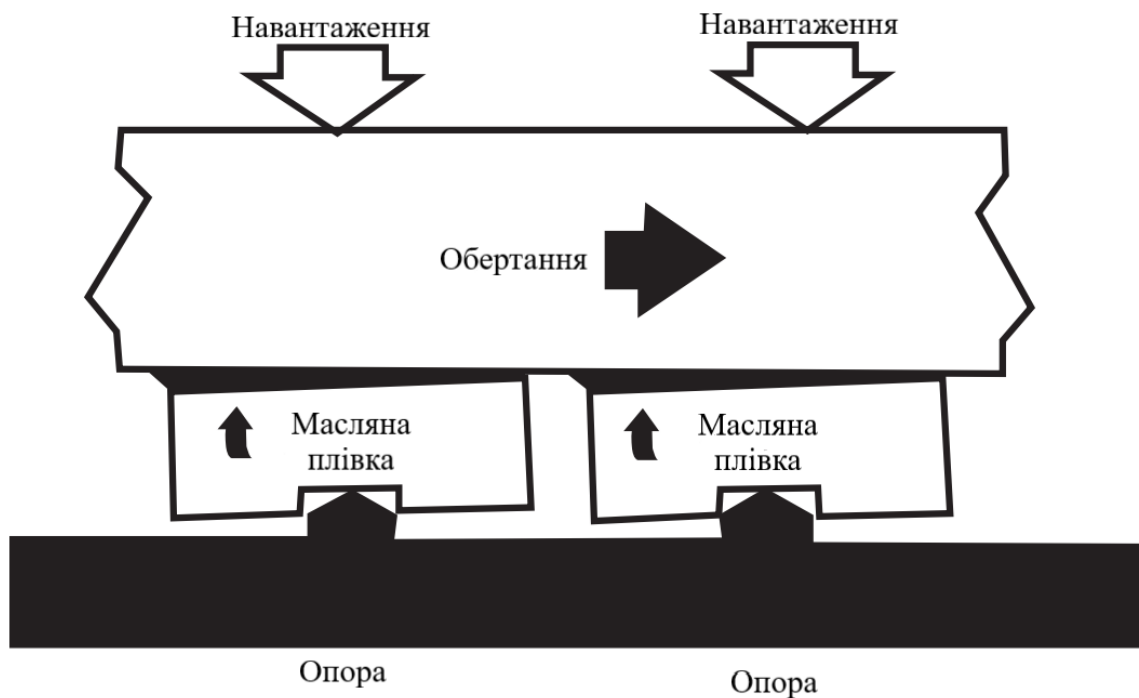


Рис. 1.6 – Схема передачі навантаження від упорного диска до опор колодок[3]

В упорних підшипниках із самоустановлювальними колодками статичне зміщення та виробничі допуски у висоті колодки компенсуються вирівнювальними важелями.

Як показано на рис. 1.6, навантаження, що передається упорним диском на будь-яку колодку, притискає колодку до верхнього важеля позаду нього. Якщо одна колодка трохи товща інших, в результаті виникає більш високий тиск в гідродинамічному клині, що притискає колодку до верхнього важеля. Кожний верхній важель спирається на один радіальний край кожного з двох сусідніх нижніх важеля. Нижні важелі злегка розгойдуються і підіймають колодки з обох боків і так далі по колу. Ця функція також компенсує незначні відхилення корпусу або неспіввісність між опорною стінкою корпусу та поверхнею буртика.

Осьовий люфт — це осьовий зазор в упорному підшипнику, відстань на яку упорний диск може переміщатись між протилежними упорними

колодками. Осьовий люфт і радіальний зазор необхідні для забезпечення можливості повороту, переміщення колодок і теплового розширення деталей. Якщо встановити занадто туго, енергія витрачається даремно. Якщо занадто вільні, розвантажені колодки знаходяться надто далеко від упорного диску, щоб створити тиск в плівці, і вони можуть коливатись, спричиняючи пошкодження ненавантажених колодок. Ущільнювальні пластини та прокладки забезпечують засоби для встановлення люфту та осьового позиціонування обертових елементів. Для виконання цієї функції також використовуються регулювальні гвинти.

1.2 Способи підвищення несучої здатності

Способи збільшення несучої здатності і надійності гідродинамічного підшипника:

1. Індивідуальне підведення мастила.

Технологія Kingsbury Leading Edge Groove (далі LEG)[7] являє собою складний метод, який використовується в гідродинамічних упорних підшипниках для значного підвищення їхньої несучої здатності та загальної продуктивності. У сфері роторних машин, де ефективність і надійність мають першочергове значення, використання технології LEG компанією Kingsbury Inc. показало чудові результати[8].

Фундаментальний принцип технології LEG передбачає інтеграцію канавок або виїмок на передніх краях поверхонь колодок для індивідуального підведення мастила прямо в зазор між колодкою та упорним диском. Ця конструкція спрямована на оптимізацію гідродинамічного принципу змащування, зменшення тертя та зносу під час роботи. Впроваджуючи такий метод подачі мастила, Kingsbury ефективно вдосконалює здатність підшипника створювати та підтримувати мастильну плівку між роторною та статичною частинами.

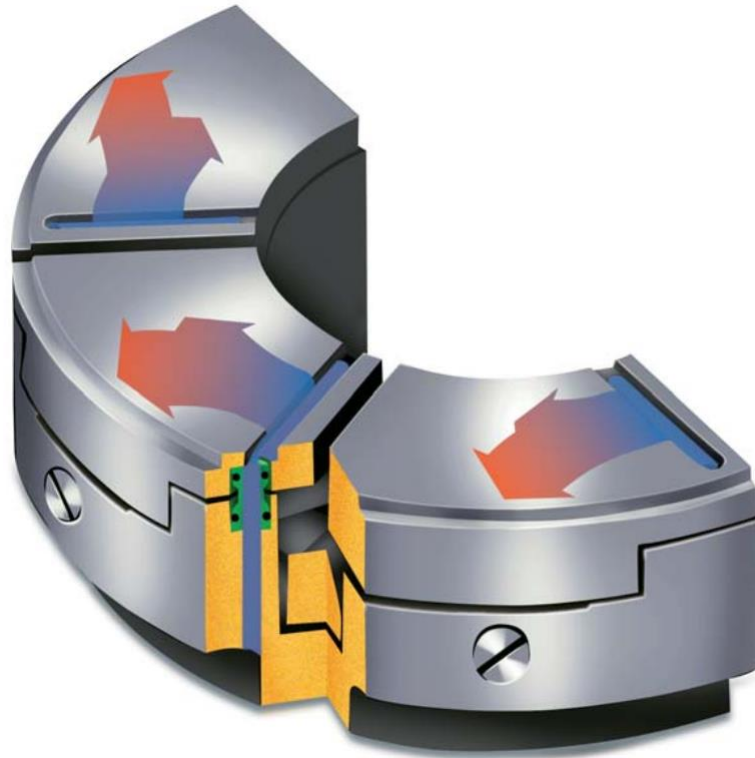


Рис. 1.7 – Шлях мастила в упорному підшипнику з технологією LEG[3]

Передні кромки підшипника, важливі зони для розподілу навантаження, значно виграють від конфігурації LEG. Ці канавки сприяють утворенню більш міцної та ефективною мастильної плівки, тим самим підвищуючи здатність витримувати осьові навантаження на упорний підшипник. Результатом є покращена стабільність, зниження робочих температур і помітне підвищення адаптації підшипника при великих навантаженнях.

2. Вихрові канавки.

Технологія вихрових канавок Miba[9](рис. 1.8) є значним прогресом у підвищенні навантажувальної здатності підшипників із рідинною плівкою, особливо у високонавантажених і високооберткових машинах. Технологія вирішує загальну проблему в таких підшипниках, де наявність режимів ламінарного потоку поблизу поверхні підшипника призводить до високих радіальних перепадів температури через низьку теплопровідність мастила.

Особливість вихрових канавок полягає в їх здатності викликати перехід від ламінарного потоку до вихору Тейлора та турбулентного потоку на нижчих

швидкостях ковзання. Цей перехід створює додаткові радіальні компоненти потоку рідини, ефективно зменшуючи високі температурні перепади поблизу опорної поверхні. Таким чином, вихрові канавки сприяють значному зниженню максимальних температур підшипників.



Рис. 1.8 – Колодка з вихровими канавками[9]

Зниження температури, за допомогою вихрових канавок, має позитивний вплив для безпеки експлуатації та несучої здатності. Технологія дозволяє підшипникам працювати при більш високих навантаженнях без істотного підвищення максимальних температур. Він забезпечує більший запас міцності для підшипників, уповільнюючи старіння мастила та забезпечуючи більш надійну та ефективну роботу, особливо у високопродуктивних машинах.

Крім того, можливість зниження температури підшипника відкриває можливості для оптимізації конструкції підшипника. Конструктори можуть зменшити діаметр підшипника або осьову довжину, ефективно зменшуючи втрати потужності та необхідну швидкість подачі масла без шкоди для максимальних температур.

3. Два кола циркуляції мастила.

Як технічне рішення для підвищення несучої здатності гідродинамічних підшипників згадується впровадження двох кіл циркуляції мастила (рис. 1.9). Цей підхід передбачає подвійну систему, де масло подається окремо спочатку до робочих і непрацюючих колодок підшипників [11][17].

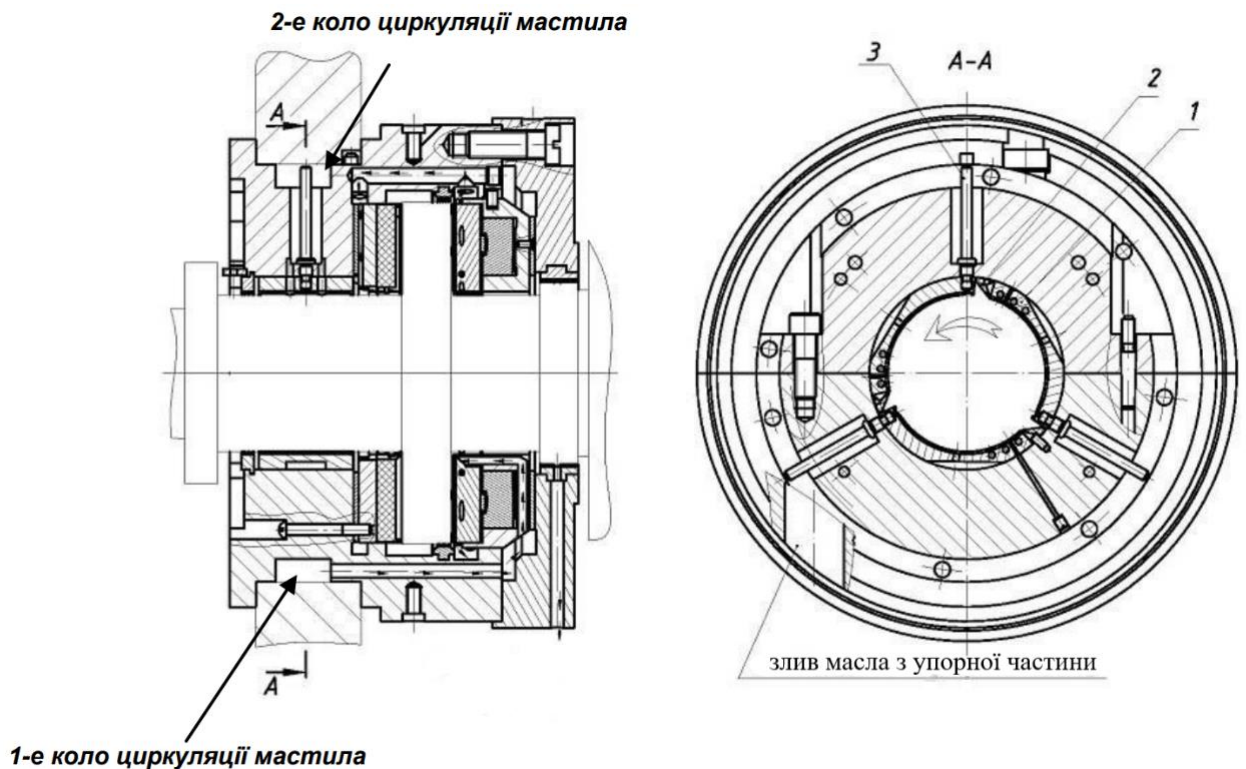


Рис. 1.9 - Підшипник опорно-упорний з двома колами циркуляції мастила [11]

Система подвійної циркуляції є методом для оптимізації змащування та охолодження. Направляючи масло спочатку на робочі колодки (перше коло циркуляції), а потім підігріте масло через канали в корпусі переходить на не робочі колодки (друге коло циркуляції). Така схема подачі дозволяє скоротити до 50% витрати мастила через упорні підшипники [12]. При цьому до 20% зростає несуча здатність упорних підшипників. упорний підшипник може ефективно керувати температурними умовами та зменшувати втрати потужності через тертя.

Використання цієї подвійної системи циркуляції не тільки сприяє підвищенню несучої здатності, але й допомагає контролювати різницю температур між колодками, таким чином підвищуючи загальну продуктивність і надійність гідродинамічного підшипника.

4. Багатофункціональні масляні скребки.

Багатофункціональні масляні скребки (рис. 1.10) один зі способів збільшення несучої здатності упорних підшипників. Ці скребки служать декільком цілям, включаючи створення бар'єру для переходу гарячого мастила з однієї колодки на іншу, організацію індивідуальної подачі та відбору мастила з колодок, а також видалення електростатичного заряду через електропровідний матеріал [19].

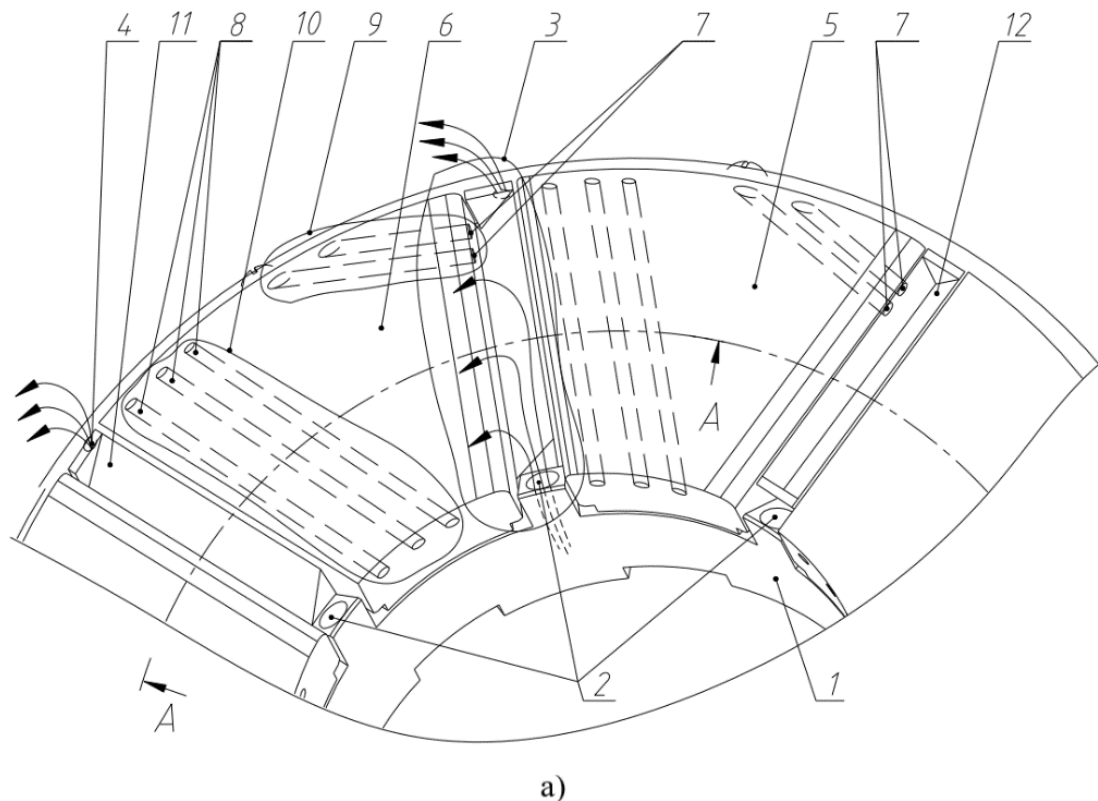


Рисунок 1.10 (а) - Упорний підшипник з самоустановлюючими колодками [11]: 1 - корпус; 2 - канали підведення масла; 3 - міжколодковий простір; 4 - канали відводу масла на злив; 5, 6 - самоустановлюючі упорні колодки; 7 - канали охолоджуючого масла вхідної кромки; 8 - канали охолоджуючого масла термонавантаженої зони; 9 - зона входу в колодку; 10 - термонавантажена зона; 11, 12 - багатофункціональні маслоз'ємні скребки

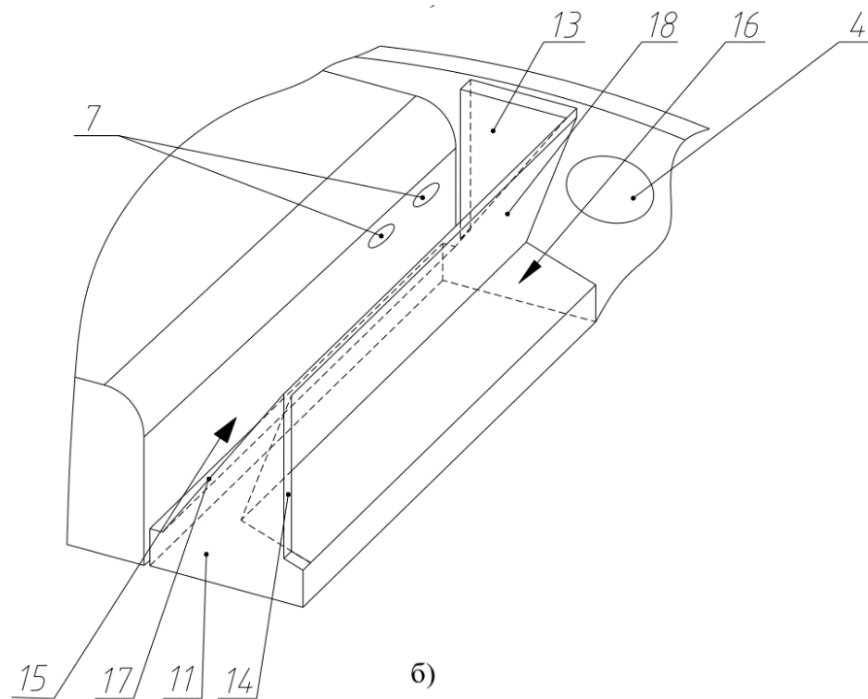


Рисунок 1.10 (б) - Упорний підшипник з самоустановлюючими колодками [11]: 13 - перемичка скребка на ділянці зливу, 14 - перемичка скребка на ділянці підведення охолоджуючого масла, 15 - порожнина, що сполучається з каналами підведення охолоджуючого масла, 16 - порожнина, що сполучається з каналами відведення масла на злив, 17 - спинка скребка, 18 - передня поверхня скребка.

Конструкція та виконання цих маслоз'ємних скребків сприяють ефективній роботі гідродинамічного підшипника. Завдяки скребкам підвищується оптимальний коефіцієнт заповнення упорної поверхні. Коефіцієнт заповнення (k) являє собою відношення робочої площі упорних колодок до площі кільця, обмеженого внутрішнім і зовнішнім діаметром колодок, і має суттєвий вплив на несучу здатність упорних підшипників. Це призводить до покращеного змащування та зменшення втрат потужності через тертя [11].

Підшипники традиційної конструкції витримують найбільше навантаження при значенні $k = 0,6$. При використанні маслоз'ємних скребків

між колодками коефіцієнт заповнення несучої поверхні колодок збільшується з $k = 0,6$ до значення $k = 0,9$ (рис. 1.11).

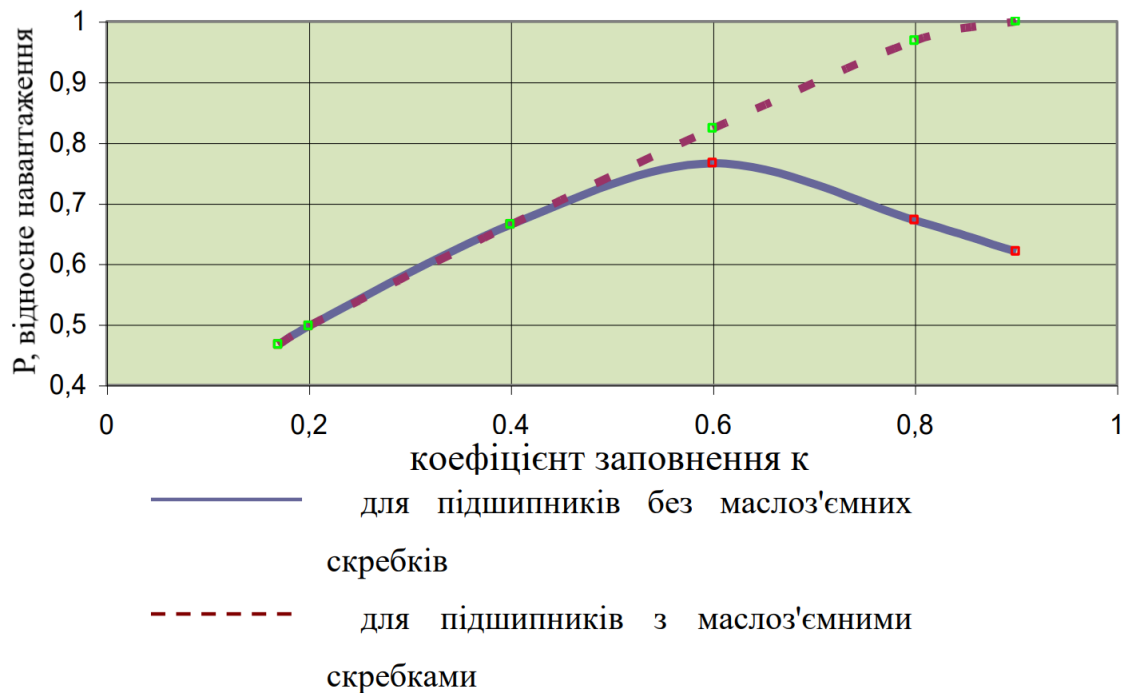


Рисунок 1.11 - Залежність найбільшого навантаження P , яке витримує підшипник [11]

Крім того, використання електропровідних матеріалів у скребках вирішує проблему електростатичного заряду, додаючи ще один рівень функціональності. Цей багатофункціональний підхід не тільки збільшує несучу здатність упорного підшипника, але й усуває другорядні проблеми, підвищуючи загальну надійність і довговічність підшипника в різних умовах експлуатації.

5. Важільна вирівнююча система з покращеними компенсаційними властивостями.

Важільна вирівнююча система з покращеними компенсаційними властивостями (рис. 1.12) є технічним рішенням для покращення розподілу навантаження на колодки упорних підшипників [16]. Ця система зменшує різницю температур між колодками, що є критичним фактором, що впливає на загальну продуктивність підшипника.

Традиційні важільні системи не можуть відчувати значні коливання навантаження та температури між колодками, що призводить до таких потенційних проблем, як нерівномірний розподіл навантаження та в результаті зниження несучої здатності. Важільна вирівнююча система з покращеними компенсаційними властивостями замінює тертя ковзання між важелями тертям кочення, мінімізуючи різницю температур на колодках. Зменшена різниця температур між накладками, як зазначено в тексті, не перевищує 6°C завдяки цій покращеній системі вирівнювання. Цей підхід забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження по підшипнику, запобігаючи руйнуванню сильно навантажених колодок і лавиноподібного ефекту руйнування колодок [11].

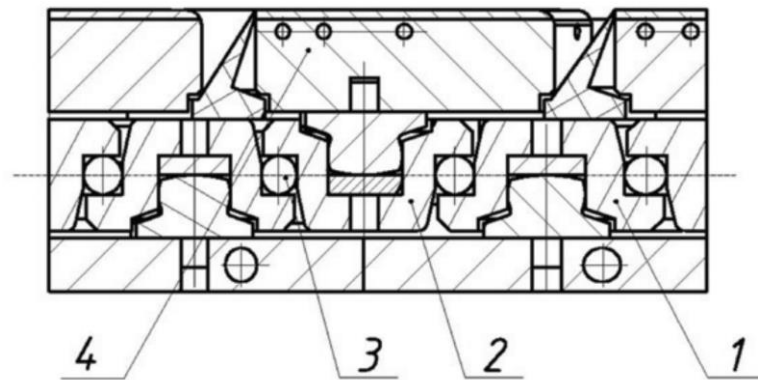


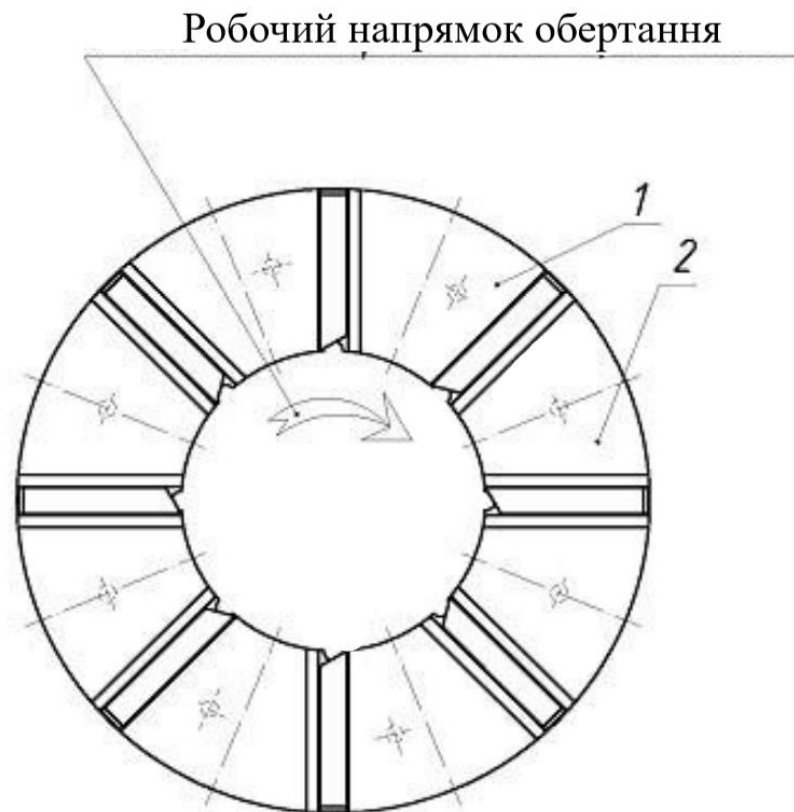
Рис. 1.12 - Важільна вирівнююча система кочення з високими компенсаційними властивостями[11]:

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

Завдяки використанню тертя кочення це рішення не тільки сприяє рівномірному розподілу осьового навантаження, але й зменшує втрати потужності через тертя. Результуюче зменшення тепла від тертя забезпечує більш ефективне охолодження, ще більше підвищуючи несучу здатність упорного підшипника.

6. Упорний підшипник із почергово встановленими реверсивними та нереверсивними колодками.

Упорний підшипник з почергово встановленими реверсивними та нереверсивними колодками (рис. 1.13) є технічним рішенням, яке розглядається в випадку коли необхідно забезпечити достатню несучу здатність при не стаціонарних режимах роботи. Це вирішує проблему досягнення оптимальної вантажопідйомності як за стандартних, так і за умов зворотного обертання [18].



- 1 - колодка упорна не реверсивна
2 - колодка упорна реверсивна

Рис.1.13 - Упорний підшипник із почергово встановленими реверсивними та нереверсивними колодками

Традиційні упорні підшипники можуть зіткнутися з обмеженнями, коли напрямок обертання ротора змінюється, що призводить до недостатньої несучої здатності. Завдяки поєднанню реверсивних і нереверсивних колодок ця конструкція забезпечує ефективний розподіл навантаження як при прямому, так і при зворотному обертанні, підвищуючи адаптивність

підшипника до різноманітних умов експлуатації. Під час обертання вперед нереверсивні та реверсивні колодки працюють разом, забезпечуючи підвищену несучу здатність. Навпаки, при зворотному обертанні в дію вступають тільки реверсивні колодки, які зберігають необхідну несучу здатність для нестандартних умов.

Ця конструкція оптимізує розподіл навантаження на основі напрямку обертання, ефективно збільшуючи несучу здатність упорного підшипника в не стаціонарних випадках.

7. Тангенціальне і радіальне охолодження.

У гідродинамічному шарі упорних підшипників, які експлуатуються при підвищених температурах та частотах обертання, може виникати турбулентний режим течії мастила. Це спричиняється зниженню в'язкості масла та високим обертовим швидкостям, особливо на краю колодки. Відомо, що турбулентний режим течії суттєво знижує несучу здатність гідродинамічних підшипників, призводить до збільшення втрат потужності та тепловиділення. Для збереження ламінарного режиму течії масла на вході в гідродинамічний клин упорної колодки використовується гіперболічна західна поверхня на вхідній кромці. Це заходить від виникнення вихорів. Крім того, передбачено додаткове охолодження верхньої зони вхідної кромки шляхом прокачування частини холодного масла через тангенціальні канали 7 (рис. 1.10 а). Це завдання має запобігти зниженню в'язкості масла на вході в колодку і, таким чином, сприяти збереженню ламінарного режиму течії [11].

Радіальне охолодження термічно навантаженої зони колодки є підходом до охолодження конкретних зон, які зазнають підвищених температур. Підведення масла до упорної колодки організоване таким чином, що частина масла проходить через спеціальні канали 8 (рис. 1.10 б) у упорній колодці для охолодження термонавантаженої зони колодки. Завдяки цьому знижується температура несучого гідродинамічного клину і підвищується несуча здатність підшипника. Комбінація тангенціальних і радіальних механізмів

охолодження комплексний підхід до терморегуляції, тим самим підвищуючи несучу здатність упорного підшипника.

8. Реверсивні маслоз'ємні скребки.

Для забезпечення можливості реверсивної роботи між колодками підшипника встановлюють спеціальні маслоз'ємні скребки 1 (рис. 1.13). Конструкція цих скребок розроблена таким чином, що дозволяє їм ефективно виконувати свої функції незалежно від напрямку обертання ротора.

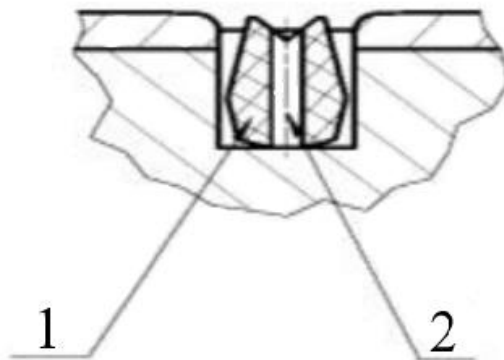


Рис. 1.13 – Реверсивний маслоз'ємний скребок в міжколодковому просторі: 1 - реверсивний маслоз'ємний скребок; 2 – індивідуальне підведення мастила

9. Сферична самогенерована гідростатична система вирівнювання.

Для забезпечення стійкої роботи ротора при умовах нерівномірного навантаження на несучі елементи та для уникнення осьового силового просідання механічної вирівнюючої системи підшипника розроблено новий тип упорного підшипника. Цей підшипник має колодки, які самостійно вирівнюються, і оснащений сферичною самогенерованою гідростатичною системою вирівнювання, відомою як ПУДС (див. рис. 1.14).

У даній конструкції мастило підводиться між сферичними поверхнями несучого кільця та корпусу з тильного боку кожної колодки. При виникненні осьового зусилля частина мастила перетікає через гідростатичний карман колодки в кільцеву канавку на сферичній поверхні несучого кільця. У результаті утворюється епюра гідростатичного тиску між сферичними

поверхнями, що дозволяє сферичній поверхні несучого кільця зміщуватися на несучому шарі мастила і приймати (повертатися) до потрібного положення при впливі нерівномірного навантаження на колодки.

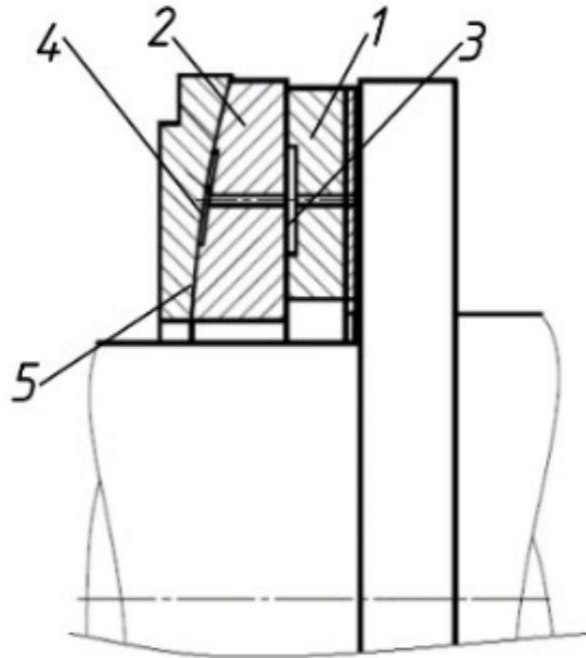


Рис. 1.14 - Упорний підшипник колодковий зі сферичною самогенерованою гідростатичною системою вирівнювання ПУДС[20]: 1 – колодка; 2 – несуче кільце; 3 – гідростатичний карман; 4 – кільцева канавка; 5 – сферична поверхня

Такий підшипник має переваги у вигляді збільшеної несучої здатності та демпфування, зниження шуму, а також здатності рівномірного розподілу навантаження між колодками, при цьому нерівномірність температурного поля на колодках менше $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ [20].

1.3. Числове моделювання упорного підшипника ковзання

1.3.1. Аналіз турбулентного потоку

Jeng та ін. [21] представив модель для аналізу ефектів турбулентного потоку в упорних підшипниках. Він використовує модель турбулентного потоку [27] і розширює попередній аналіз об'ємного потоку шляхом

включення зміни в'язкості по товщині плівки рідини. Рівняння переносу теплової енергії в поєднанні з одновимірним рівнянням теплопровідності дає тривимірний розподіл температури та зміну в'язкості в масляній плівці. Незважаючи на те, що були представлені прогнози для упорного підшипника, що працює на 3000 об/хв, порівняння з даними випробувань не надано.

У наступному дослідженні [22] включили поверхнєве сферичне потовщення для наближення деформованих форм колодок під впливом тиску та температури. Незважаючи на те, що це покращило прогнозування несучої здатності, виникли розбіжності в максимальній температурі мастильної плівки, що демонструє необхідність подальшого уточнення.

В наступному дослідженні [23] зосередився на прогнозуванні коефіцієнтів осьової сили за допомогою рівняння Ейлера для різних частот обертання. Дослідження підкреслило вплив залежної від температури в'язкості мастила та деформації колодок на коефіцієнти сили опори з незначним впливом частоти збудження та маси колодок. Модель нехтує конвекцією тепла через упорний диск і бічні поверхні колодок.

Пізніша критика Wodtke et al. [29] підкреслила важливість конвекції тепла в гідродинамічних упорних підшипниках. Крім того, дослідження Wasilczuk і Rotta [30] і San Andrés і Abdollahi [31] підкреслили критичну роль температури мастила на передній кромці у визначенні статичних і динамічних силових характеристик підшипників з масляною плівкою.

1.3.2. Термопружньо гідродинамічна модель для упорних підшипників з ламінарним потоком

Brockett та ін. [24] розробив комплексну термопружньо гідродинамічну (далі ТЕНД) модель для опорних підшипників із фіксованою геометрією ламінарного потоку. Їхня модель включає тривимірні рівняння теплопровідності в колодках і упорному диску, враховуючи пружні деформації внаслідок механічних і теплових навантажень. Дослідження

показало вплив конвекції тепла на продуктивність підшипників при більших навантаженнях і підкреслило обмеження адіабатичних умов. Результати були чутливими до змін теплового потоку, а врахування пружних деформацій колодок продемонструвало значний вплив термічної деформації на підвищення температури.

1.3.3. Детальний термічний аналіз з ламінарним потоком

Almqvist та ін. [25] провели детальний аналіз ТНД моделі з ламінарним потоком, включаючи звичайну модель термічного змішування для потоку на вході колодки. Порівняння з експериментальними даними показало розбіжності в тиску, температурі упорного диску та втраті потужності.

В подальшій роботі Glavatskih та ін. [32] розширили модель, щоб включити пружні деформації колодок, спричинені тиском і температурою, з метою покращення прогнозів. Автори представили нову модель температури потоку на передньому краю колодки. Хоча спостерігалися покращення товщини масляної плівки, нова модель не призвела до більш точних прогнозів у цілому. Параметричне дослідження оцінило вплив початкової випуклості поверхні на продуктивність підшипника, показавши покращені прогнози щодо товщини рідинної плівки, але незначний вплив на температуру та тиск.

Інструмент прогнозування ТЕНД Glavatskih et al. [34] відомий завдяки всебічному термічному аналізу для ламінарного потоку гідродинамічного упорного підшипника, але не враховує пружні деформації в упорного диску, точну модель теплового змішування в канавках і прогнозування коефіцієнтів динамічної сили.

1.3.4. Вплив пружних деформацій в гідродинамічних упорних підшипниках із фіксованою геометричною формою

Ахмед та ін. [35] використали ТЕНД аналіз для дослідження впливу пружних деформацій колодок і упорного диску на гідродинамічний упорний

підшипник із фіксованою геометрією. У моделі розглядалися деформації колодки внаслідок зміни тиску та температури, а також деформації упорного диску через зміни тиску. Прогнози для упорного підшипника з вісьмома колодками показали, що деформації колодок мали обмежений вплив на товщину плівки рідини, тоді як спричинені тиском деформації упорного диску суттєво впливали на товщину плівки. Розбіжності з прогнозами THD моделі зросли під високими навантаженнями, підкреслюючи необхідність ретельного розгляду деформацій при прогнозуванні роботи високонавантажених підшипників.

1.4. Висновки

В цьому розділі проведено детальний аналіз типової будови, принципу роботи та процесу змащення гідродинамічного упорного підшипника ковзання. Проаналізовано відомі способи підвищення несучої здатності підшипників без збільшення їх радіальних розмірів. Огляд числових моделей гідродинамічних підшипників показав важливість врахування тепломасообміну та конвекції тепла.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ

2.1 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання

Для дослідження використовувався програмний комплекс ANSYS CFX [36][37][38], який використовує метод кінцевого об'єму для дискретизації та розв'язання керівних рівнянь потоку рідини та теплопередачі. Він використовує передові чисельні схеми та моделі турбулентності для фіксації складної поведінки потоку. Розв'язувалася задача термогідродинамічного змащення у рідинному мастильному шарі (ламінарна течія) з теплопередачою між твердими тілами підшипника і мастильним шаром.

Для дослідження був обраний гідродинамічний восьми колодковий упорний підшипник ковзання традиційної конструкції. Основні геометричні розміри показані на рисунку 2.1.

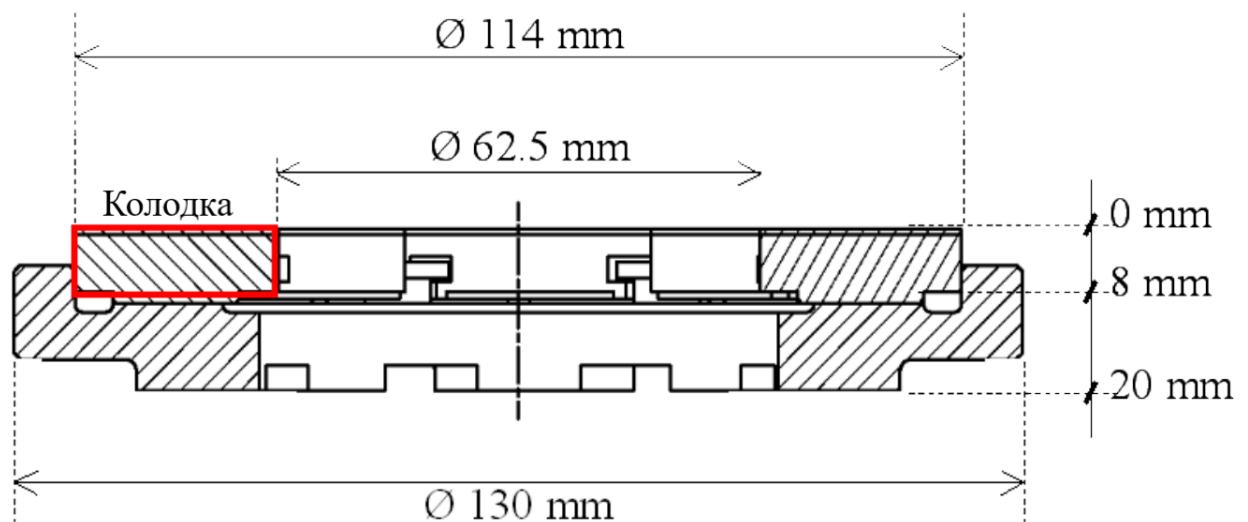


Рисунок 2.1 – Основні розміри підшипника[39]

Для моделювання був побудований сектор $1/8$ частина упорного підшипника ковзання. Він включає в себе такі елементи: упорний диск, колодка, бабітове покриття колодки, мастильний шар (див. рис. 2.2). Геометрія була побудована в програмі ANSYS DesignModeler.

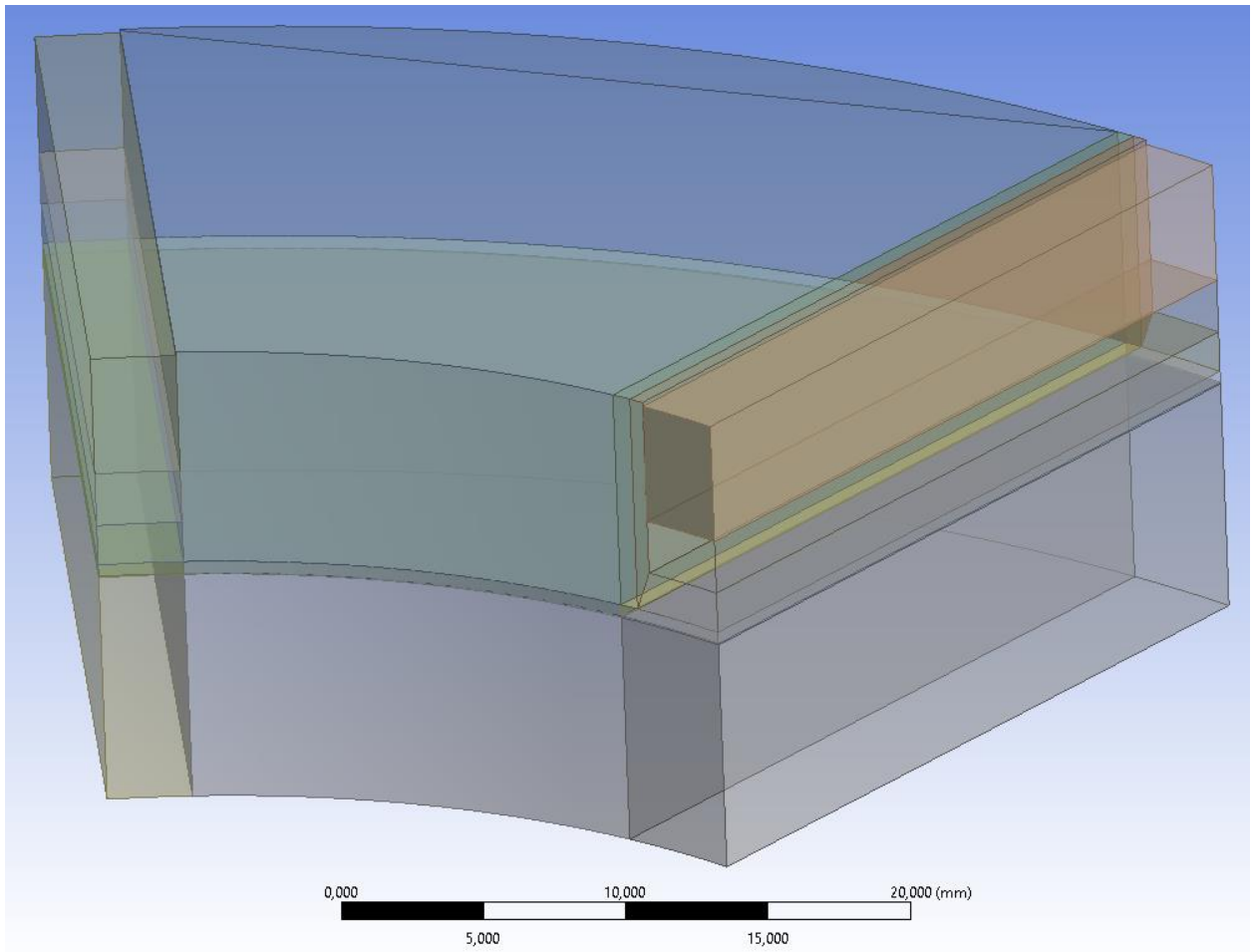
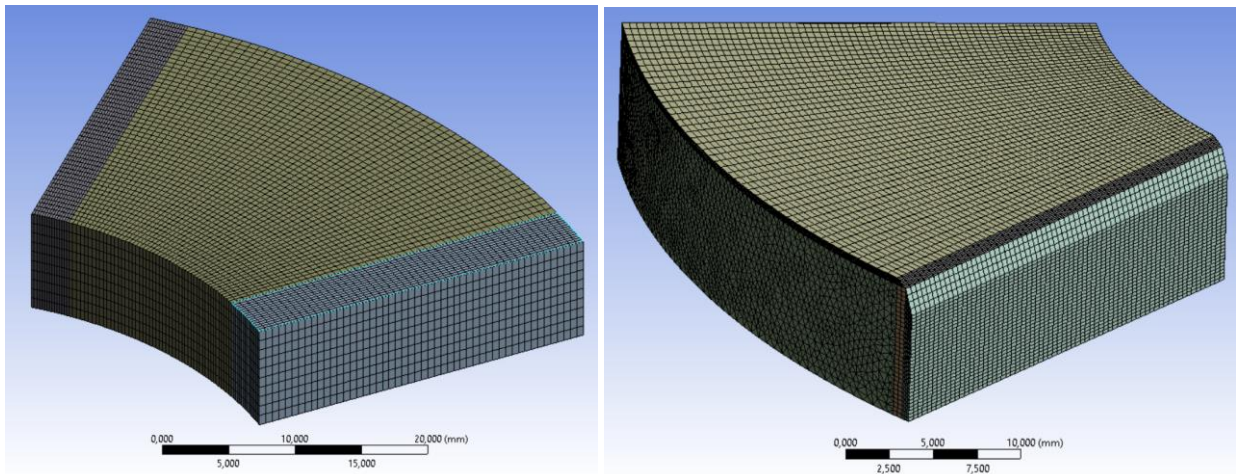


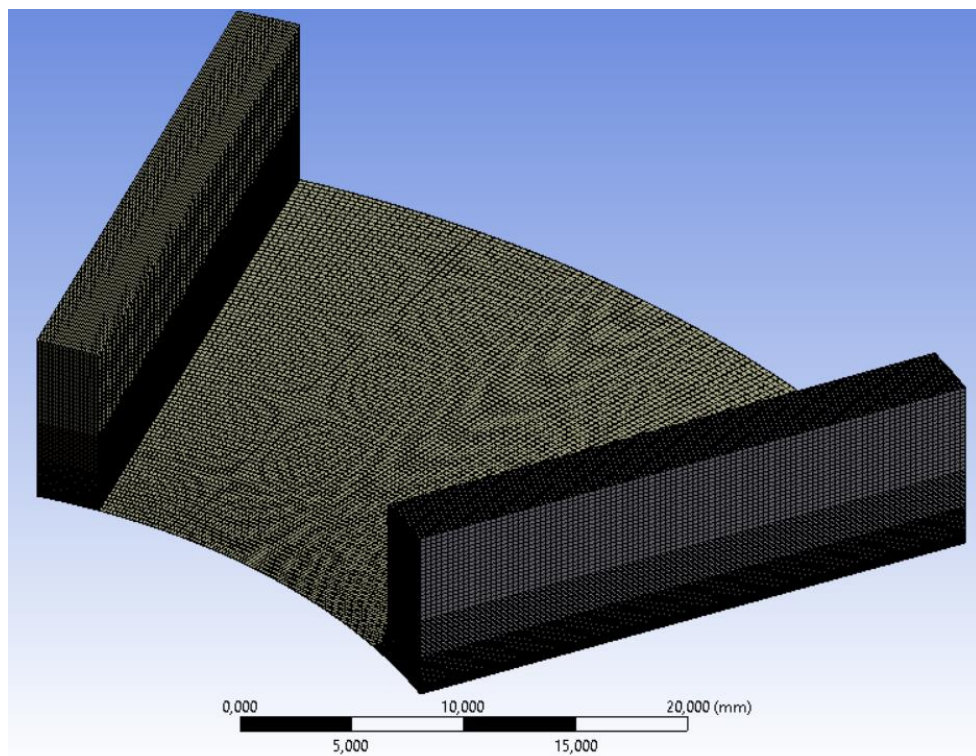
Рисунок 2.2 – Геометрія твердих тіл розрахункової моделі

Розрахункову сітку (рис. 2.3) було створено в програмі ANSYS Meshing. Був використаний метод MultiZone, за допомогою якого була побудована структуровану гекса сітку. Для основного тіла колодки була використана тетра сітка. Щоб побудувати якісну гекса сітку елементи моделі було розділено на декілька і більше частин. На бічних поверхнях мастильного шару та упорного диску була задана симетрія сітки. Це потрібно для більш точних розрахунків при використанні граничної умови періодичності. В процесі пробних розрахунків була визначена оптимальна кількість елементів по товщині мастильної плівки, яка склала 20 елементів. В результаті розрахункова сітка сектора підшипника налічує приблизно 982 тис. елементів.



а)

б)



в)

Рисунок 2.3 – Розрахункова сітка моделі:

а) колодка, б) упорний диск, в) мастильний шар,

Для елементів розрахункової моделі були використані наступні матеріали:

1. Сталь – тіло колодки, упорний диск.
2. Бабіт – антифрикційне покриття колодки.
3. ISO VG 46 – мастило.

На вході і виході мастила було задано відкриті граничні умови (Opening), температура подачі масла дорівнює 40°C , тиск подачі масла $0,17\text{ МПа}$. Основні термодинамічні властивості мастила: питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина змінювалися в залежності від тиску та температури та задавалися емпіричними залежностями.

Між колодкою, упорним диском і мастильним шаром задавалися граничні умови конвективного теплообміну. На вільних поверхнях колодки і упорного диска (див рис. 2.4) задавався коефіцієнт тепловіддачі $25\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ для упорного диску та $100\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ для колодки з зовнішньою температурою 40°C . На інших зовнішніх стінках упорного диску та корпусу підшипника були задані граничні умови температури вихідного масла. На бічних поверхнях упорного диска та мастильного шару задані граничні умови обертальної періодичності.

Швидкість обертання задавалась на стінці мастильного шару зі сторони упорного диску від 2000 об/хв до 7000 об/хв з кроком в 1000 об/хв .

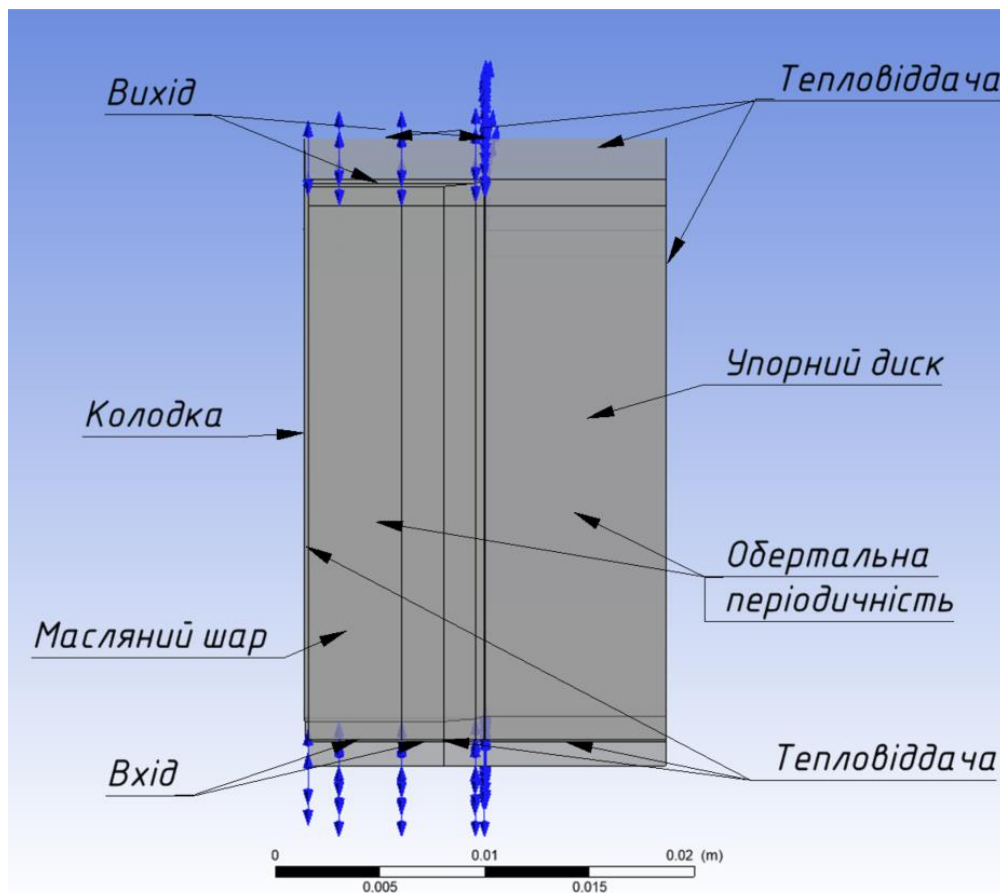


Рис. 2.4 – Розрахункова модель та граничні умови

2.2 Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними

Результат розрахунку теплового стану колодок (бабітового покриття) упорного колодкового підшипника ковзання представлено на рисунку 2.5 а, б. На рисунку 2.5, можна побачити як зі збільшенням частоти обертання валу значно підвищується максимальна та середня температура нагріву колодки.

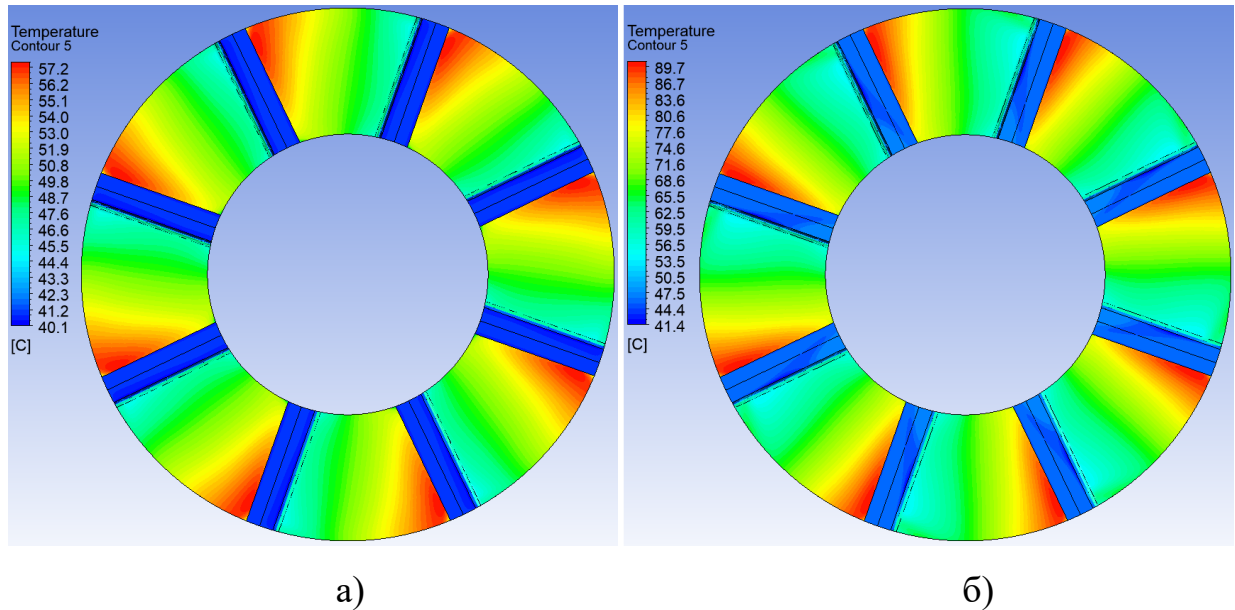


Рисунок 2.5 – Поле температур бабітового покриття упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

На рисунку 2.6 показана максимальна температура колодок за заданих умов і частоті обертання валу. Максимальна температура на колодці при частоті обертання валу 7000 об/хв дорівнює 92,9°C. При даній температурі працездатність бабітового покриття зберігається.



Рисунок 2.6 – Залежність максимальної температури колодок від частоти обертання валу

На рисунку 2.7 представлено порівняння температур колодки в точці 75/75 отриманих за допомогою експерименту[40] та числового розрахунку. Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними показало достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 6,7% (5°C).

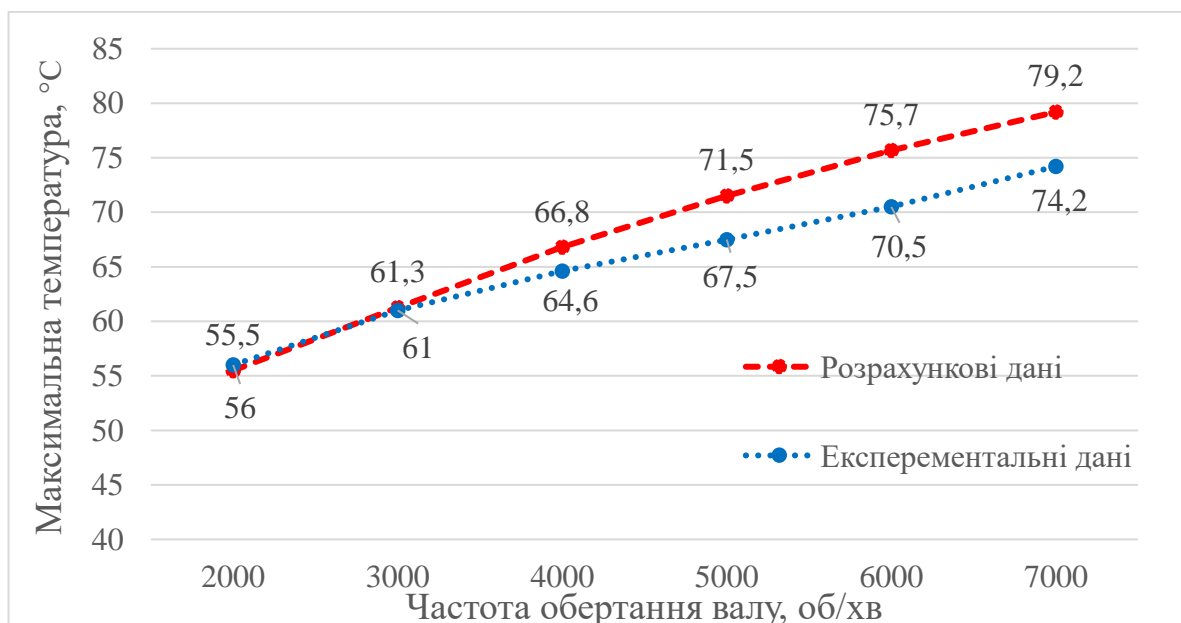


Рисунок 2.7 – Залежність максимальної температури мастильного шару від частоти обертання валу

На рисунку 2.8 представлено поле тиску в мастильному шарі упорного колодкового підшипника ковзання. Спостерігається не суттєве наповнення епюри тиску.

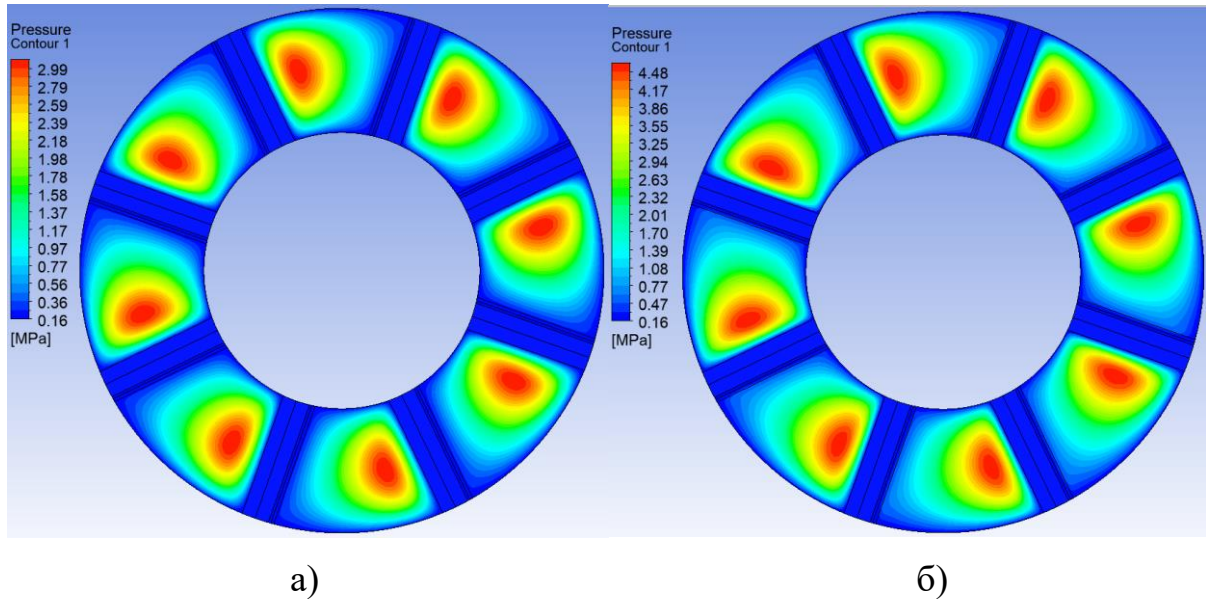


Рисунок 2.8 – Поле тиску масляного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 2.9) збільшується зі збільшенням частоти обертання валу. Пік тиску знаходиться на 6000 об/хв.

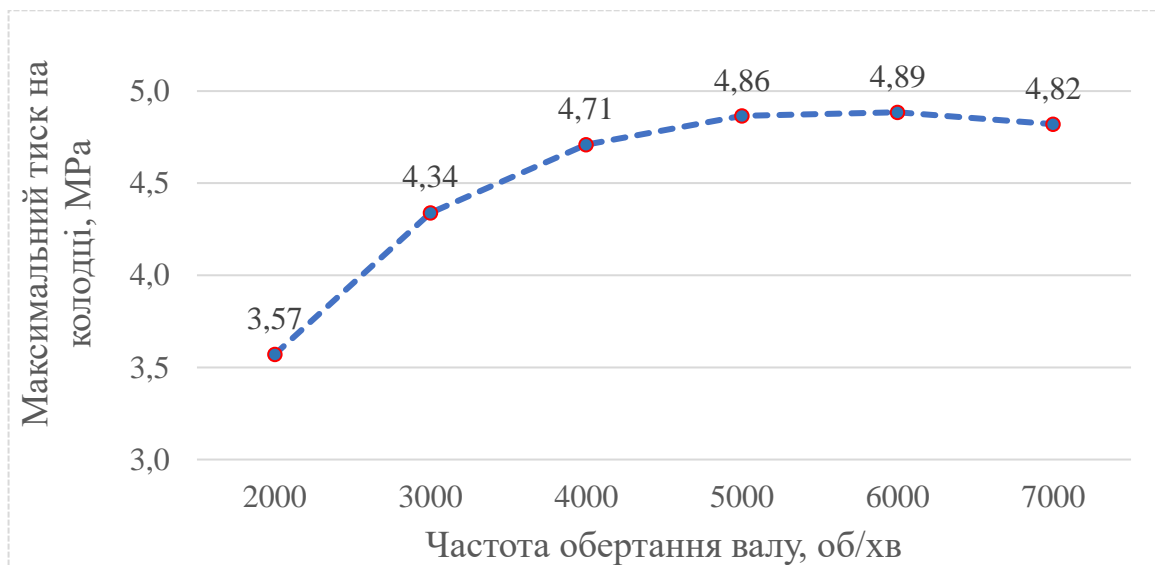


Рисунок 2.9 – Залежність максимального тиску в масляному шарі від частоти обертання валу

На рисунку 2.10 показана залежність несучої здатності від частоти обертання валу і як ми бачимо то максимальна несуча здатність знаходиться на 6000 об/хв.

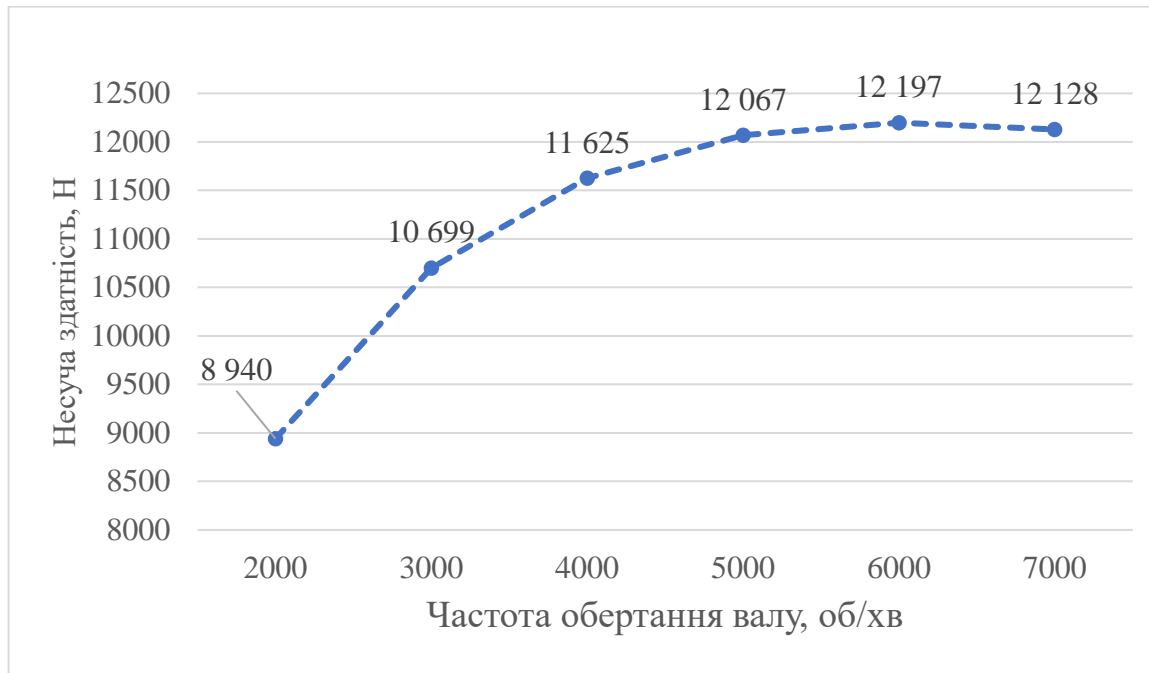


Рисунок 2.10 – Залежність несучої здатності від частоти обертання валу

Також, отримано залежність моменту тертя від частоти обертання вала, яка представлена на рисунку 2.11.

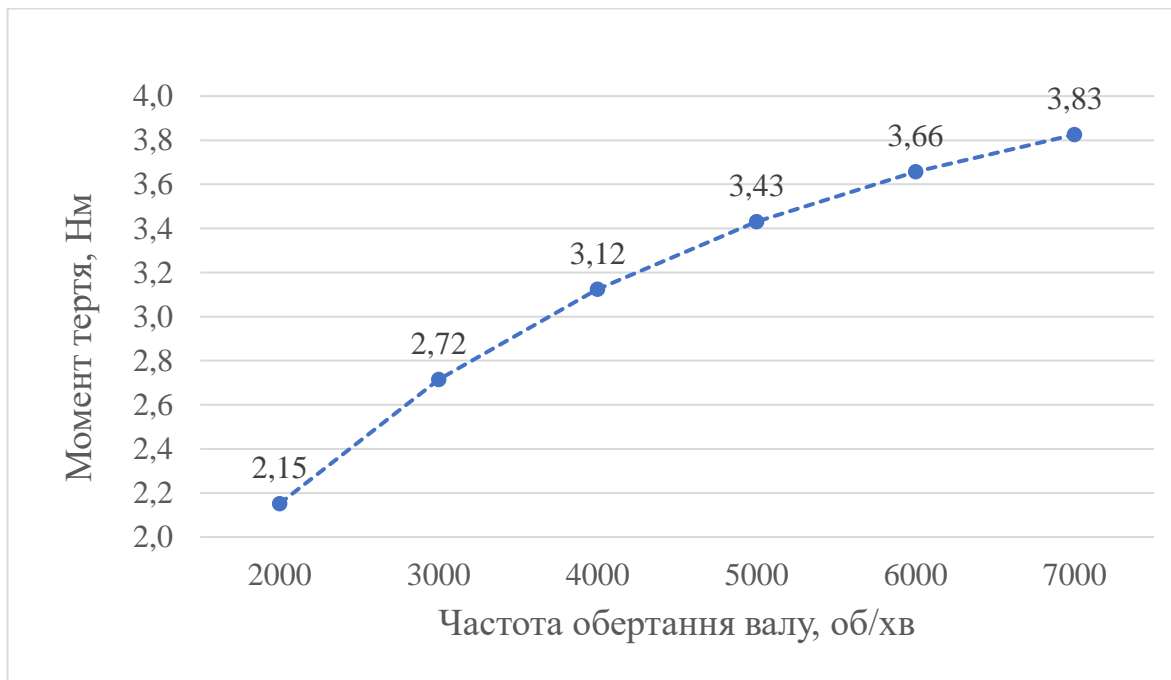


Рисунок 2.11 – Залежність моменту тертя від частоти обертання валу

На рисунках 2.12 і 2.13 можна побачити різницю в лініях течій при 2000 об/хв та 7000 об/хв.

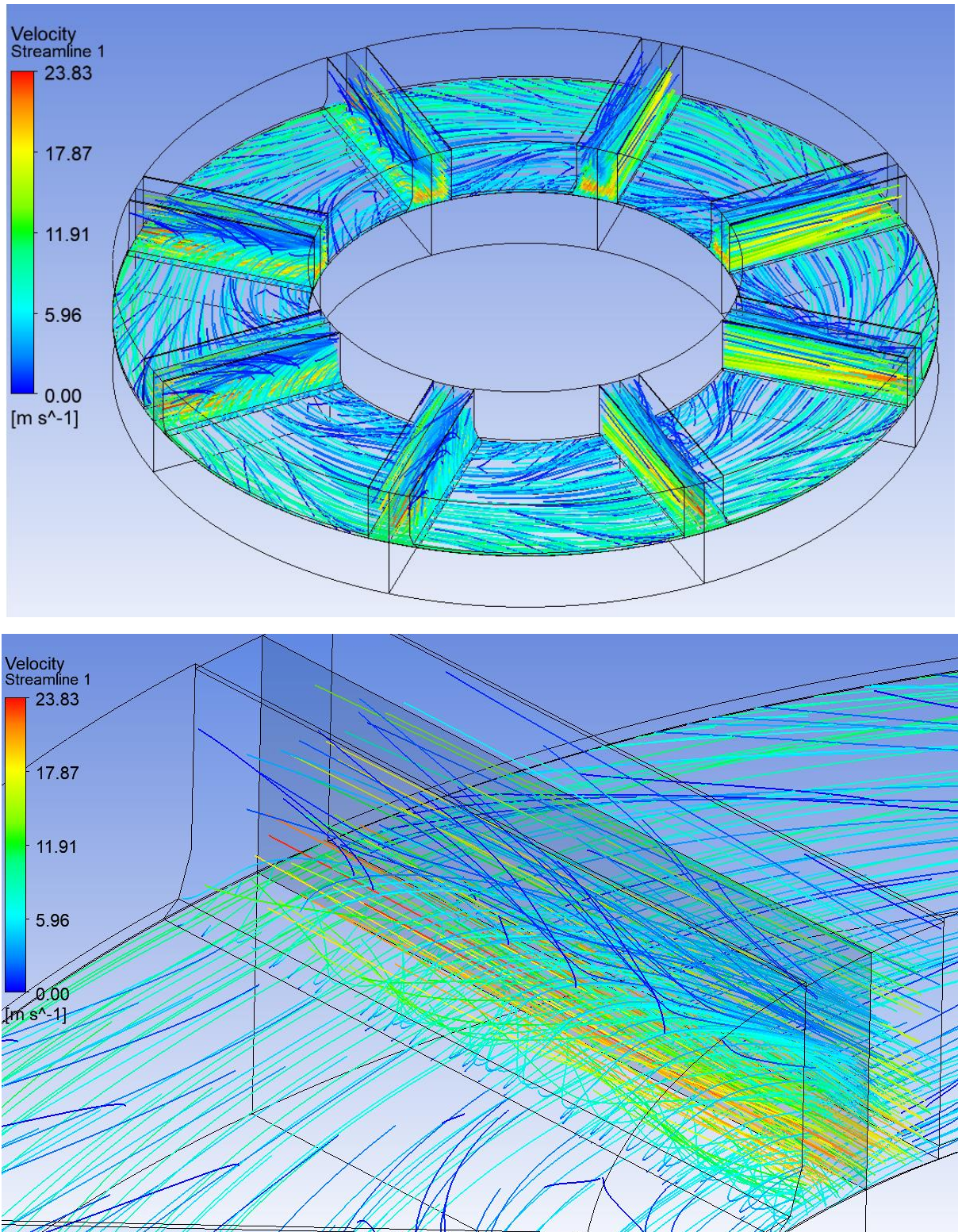


Рис. 2.12 – Лінії течій в масляному шарі при 2000 об/хв

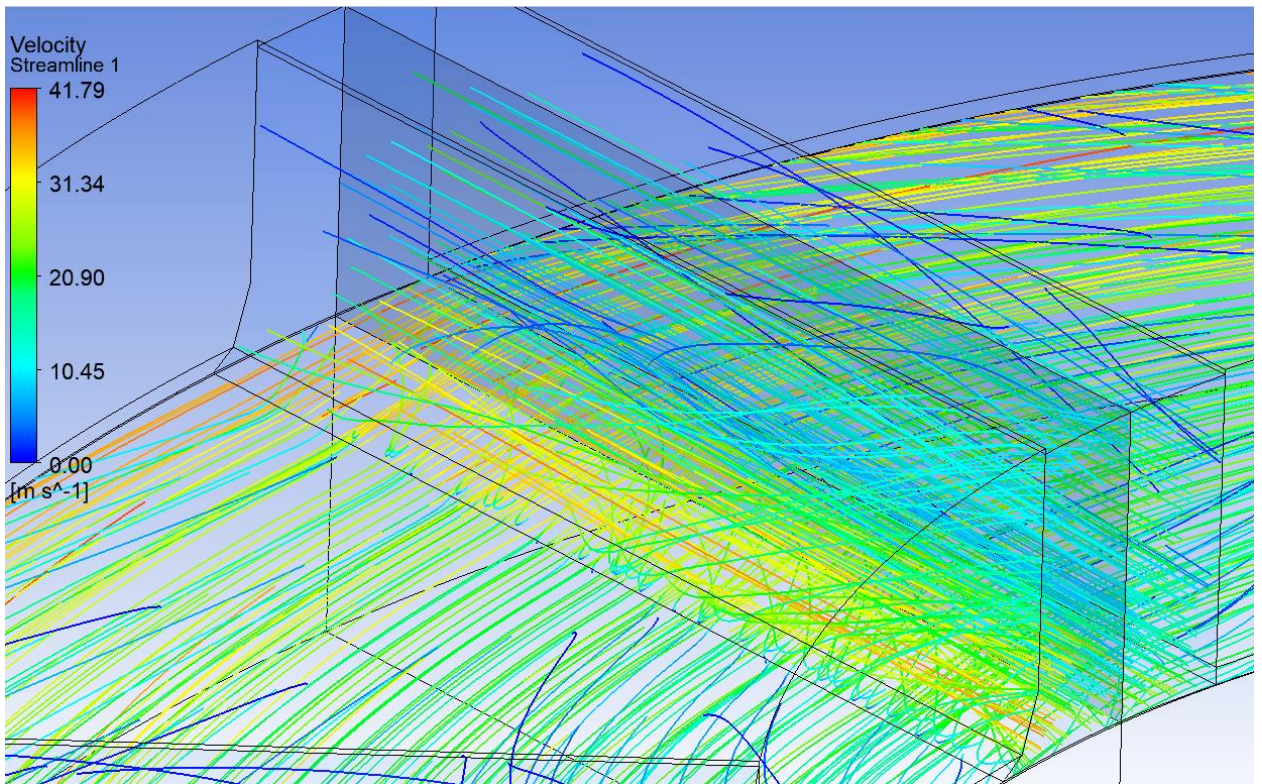
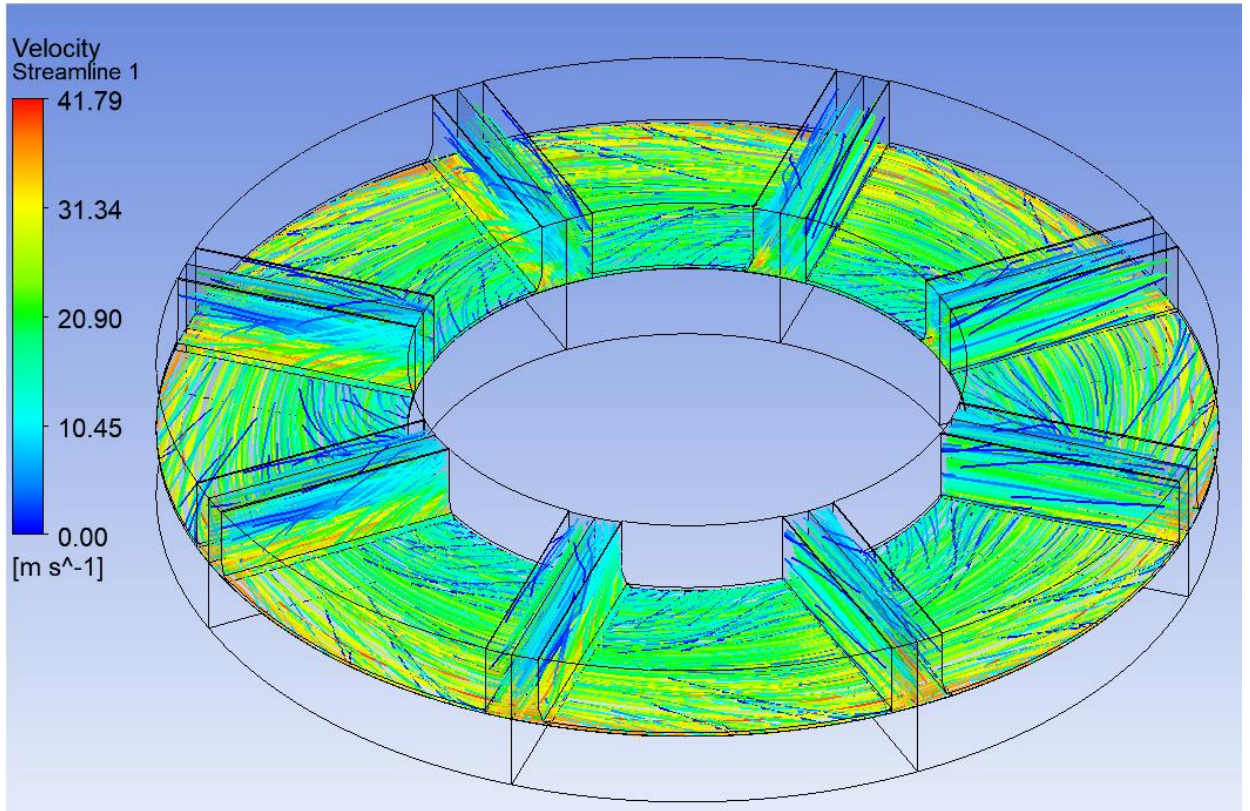


Рис. 2.13 – Лінії течій в масляному шарі при 7000 об/хв

Швидкість течії збільшується майже в 2 рази при збільшенні частоти обертання валу від 2000 об/хв до 7000 об/хв.

2.3 Висновки

В програмному комплексі ANSYS CFX було побудовано розрахункову модель упорного колодкового підшипника ковзання традиційної конструкції. В результаті розрахунку отримано поля температур та тисків. Також, отримані залежності максимальної температури колодки, несучої здатності, моменту тертя упорного колодкового підшипника від частоти обертання валу. Проведено порівняння результатів розрахунку з результатами експерименту для теплового стану.

З ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ТЕРМОНАВАНТАЖЕНОЇ ЗОНИ

3.1 Розрахункова модель упорного підшипника ковзання з охолодженням термонавантаженої зони

Розрахункова модель упорного підшипника ковзання з охолодженням термонавантаженої зони була розроблена на основі розрахункової моделі підшипника традиційної конструкції (розділ 2.1). Для дослідження обрано два варіанти конструкцій охолодження. Їх геометрія представлена на рисунках 3.1 і 3.2.

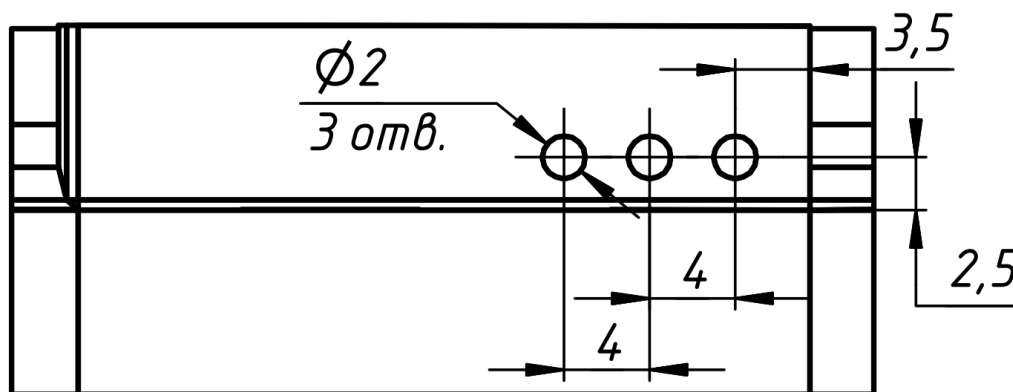
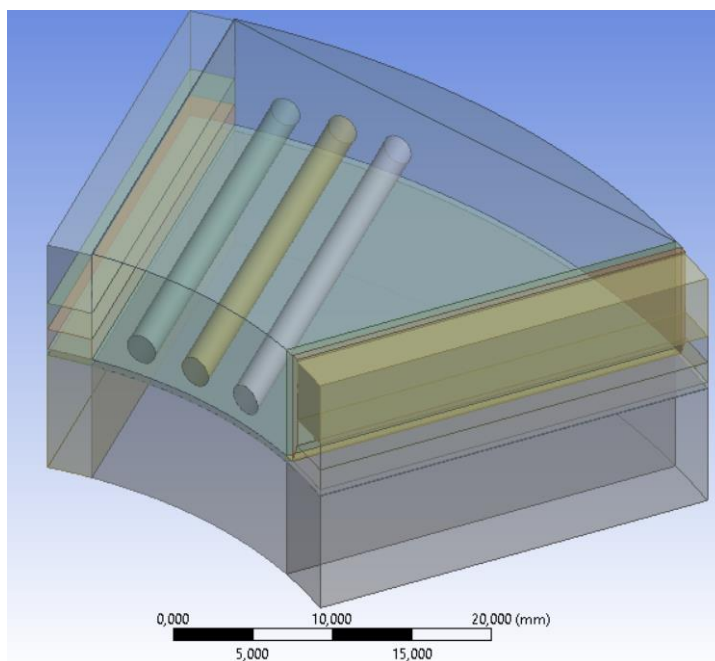


Рис. 3.1 – Геометрія колодки з охолодженням термонавантаженої зони конструкції 1

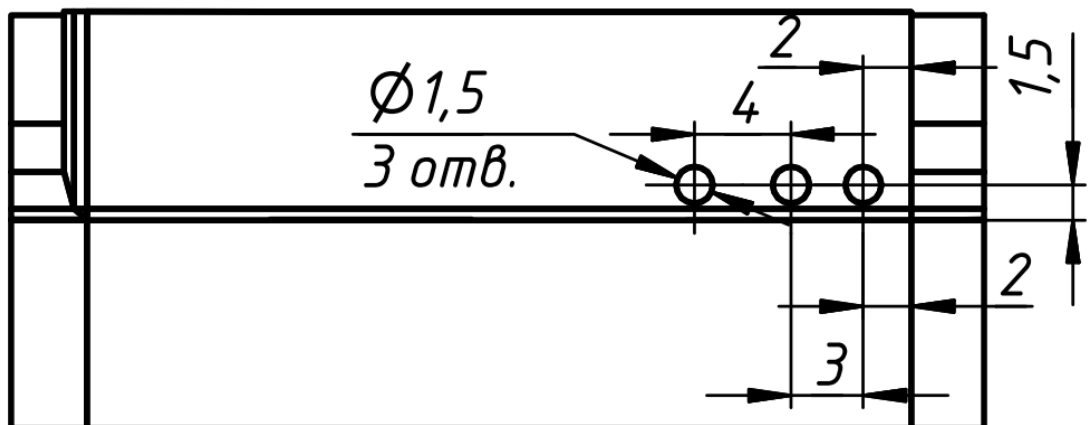
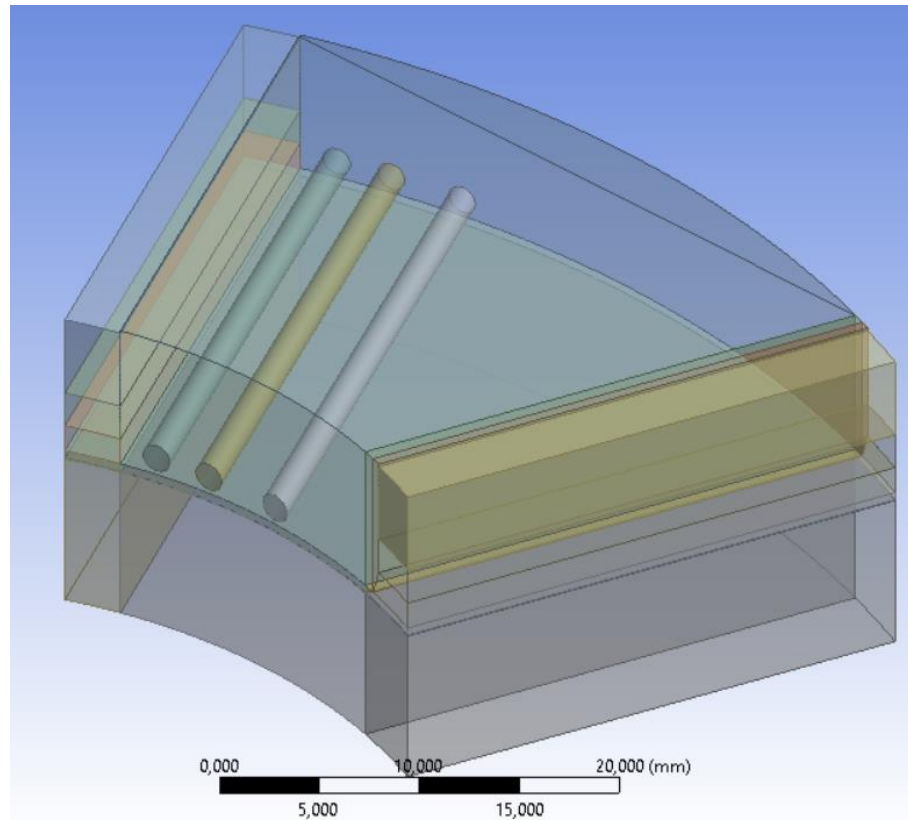


Рис. 3.2 – Геометрія колодки з охолодженням термонавантаженої зони конструкції 1

Охолодження термонавантаженої зони виконано в вигляді наскрізних отворів в колодці паралельно до бокової поверхні через які буде проходити свіже мастило.

Розрахункова сітка зображена на рисунку 3.3. Для мастильного домену в отворах була побудована гекса сітка. Сітку колодки було згущено, щоб була достатня точність теплопередачі.

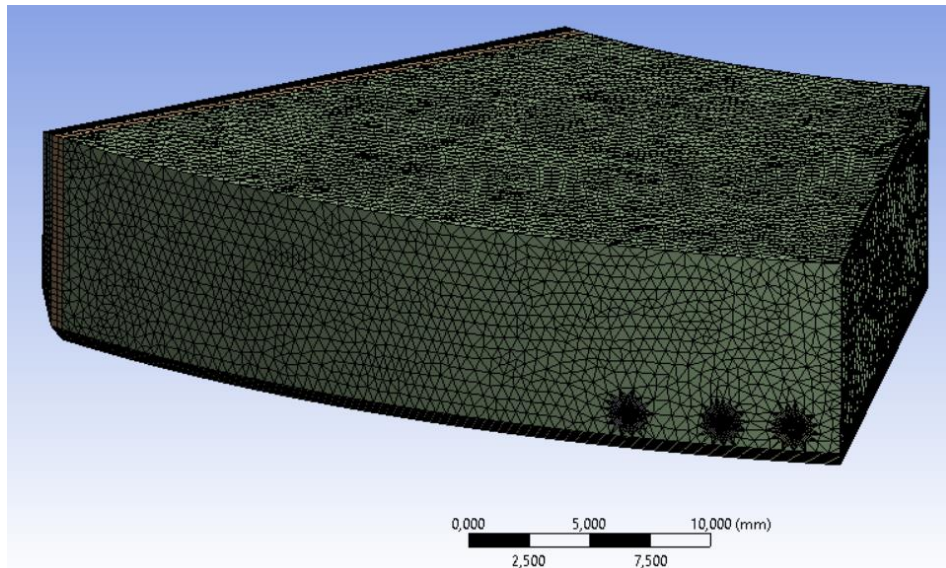


Рис. 3.3 – Розрахункова сітка колодки з охолодженням термонавантаженої зони

В розрахунковій моделі (див. рис. 3.4) на вході в отвори було задано тиск подачі мастила 0,17 МПа, статичну температуру мастила 40°C та ламінарну течію. Між колодкою і мастилом в отворах задана теплопередача.

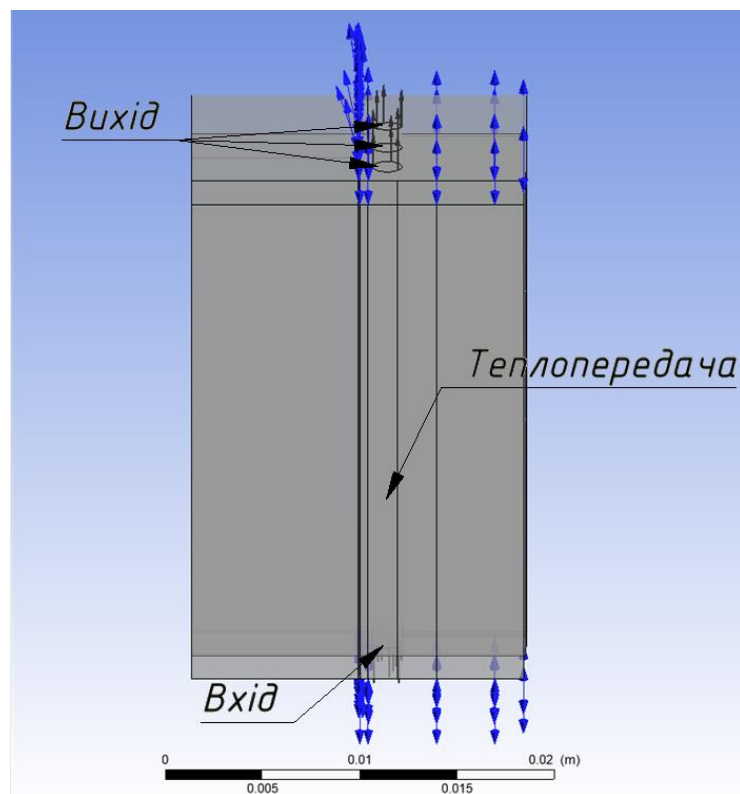


Рис. 3.3 – Розрахункова модель охолодження термонавантаженої зони

3.2 Результати числового розрахунку

Результат розрахунку теплового стану колодок з охолодженням термонавантаженої зони представлено на рисунках 3.4 – 3.6. На рисунках 3.4 та 3.6, можна побачити як викривляється епюра максимальних температур, через охолодження термонавантаженої зони.

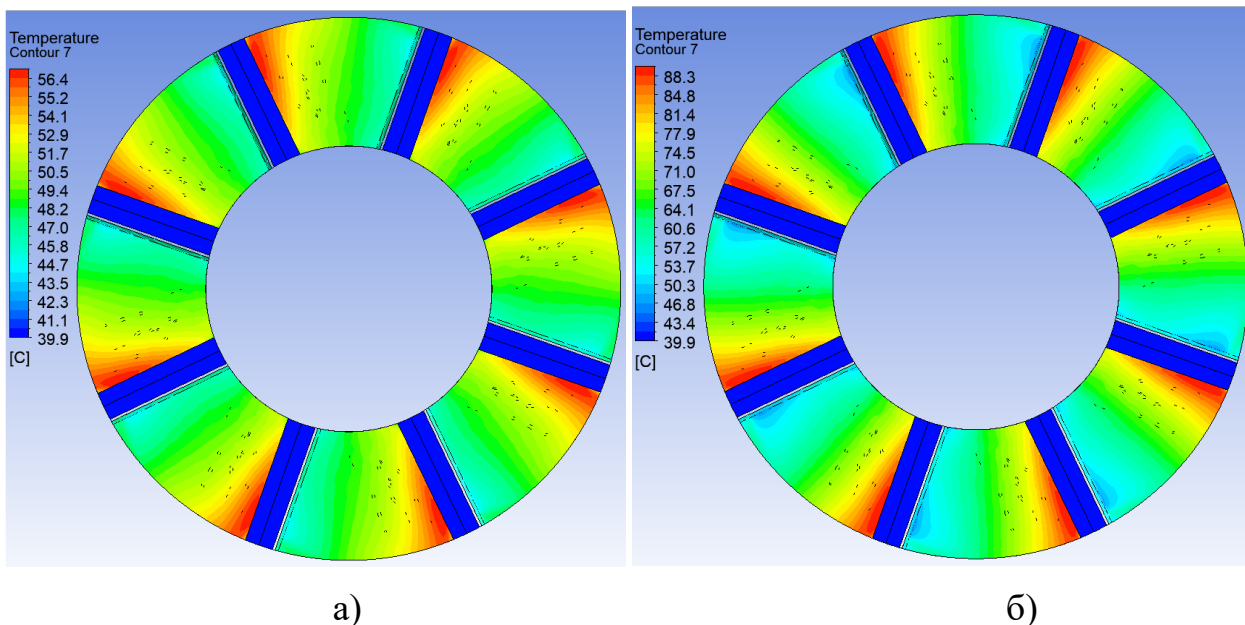


Рисунок 3.4 – Поле температур колодок з охолодженням термонавантаженої зони конструкції 1, при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

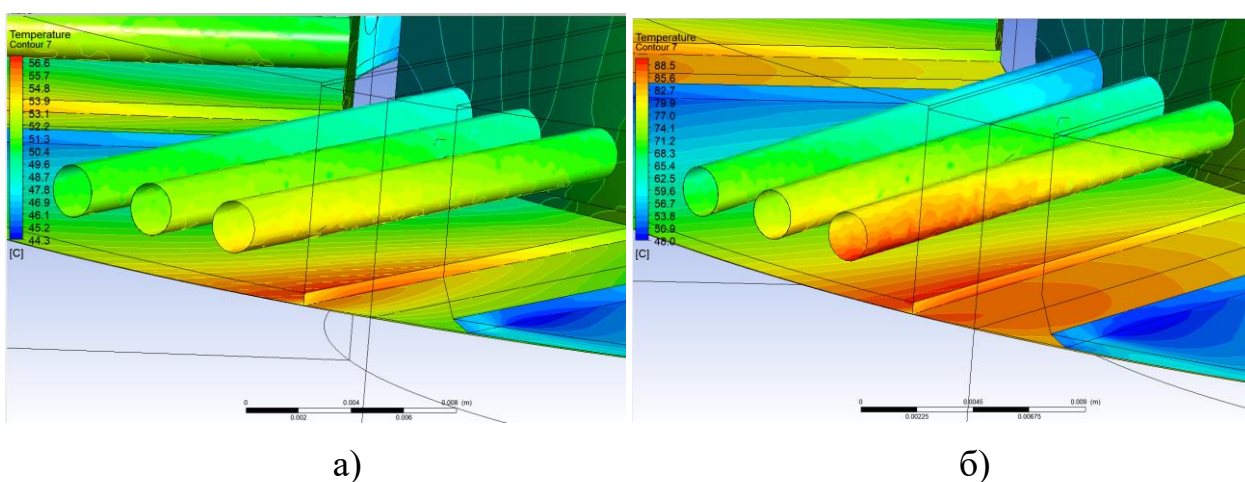


Рисунок 3.5 – Поле температур в отворах колодок конструкції 1, при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

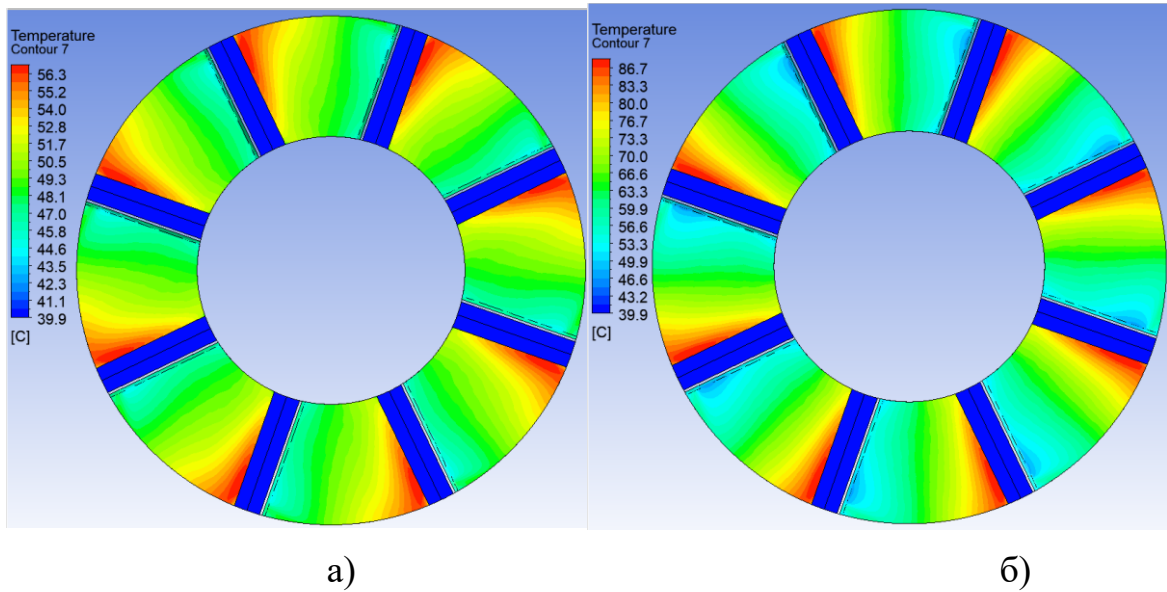


Рисунок 3.6 – Поле температур колодок з охолодженням термонавантаженої зони конструкції 2, при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

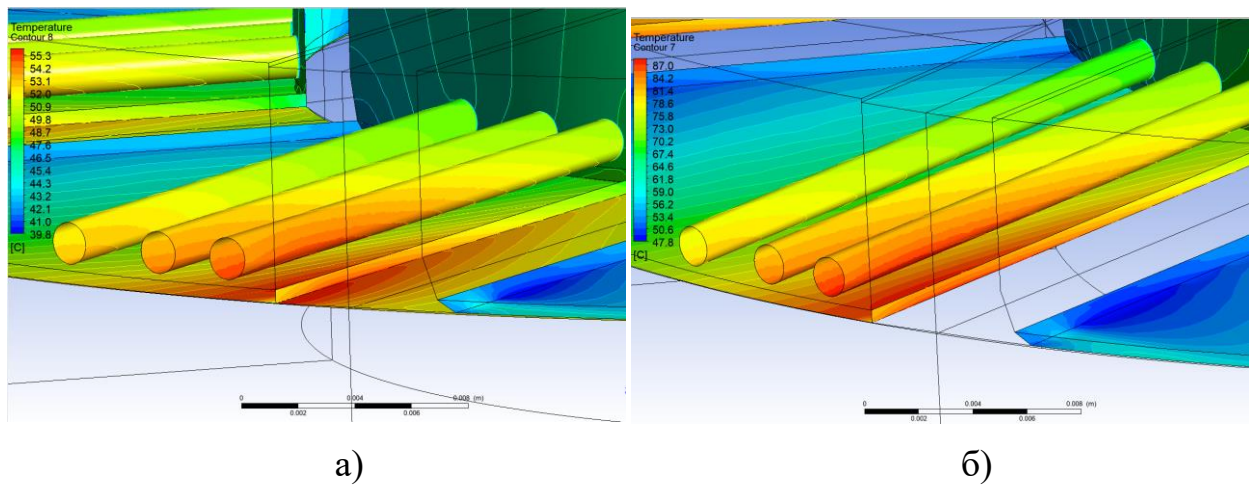


Рисунок 3.7 – Поле температур в отворах колодок конструкції 2, при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

На рисунку 3.7 показана залежність максимальної температури колодок з охолодженням термонавантаженої зони двох конструкцій, від частоти обертання валу. Різниця максимальних температур на колодці для двох конструкцій при частоті обертання валу 7000 об/хв, дорівнює 2,9°C. Максимальна температура на колодці при частоті обертання валу 7000 об/хв

для конструкції 1, на $0,7^{\circ}\text{C}$ менша ніж в традиційній конструкції, а для конструкції 2 на $3,6^{\circ}\text{C}$.

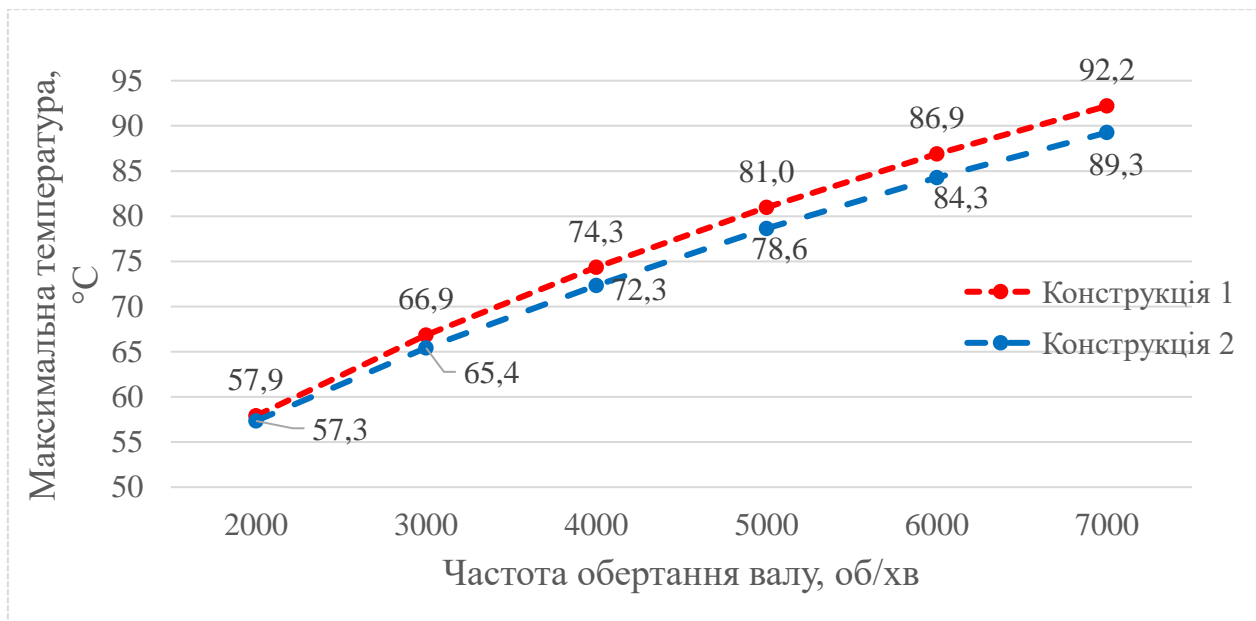


Рисунок 3.8 – Залежність максимальної температури колодок від частоти обертання валу

На рисунку 2.8 представлено поля тиску в мастильному шарі упорного колодкового підшипника ковзання. Спостерігається збільшення тиску, та не суттєве наповнення епюри тиску.

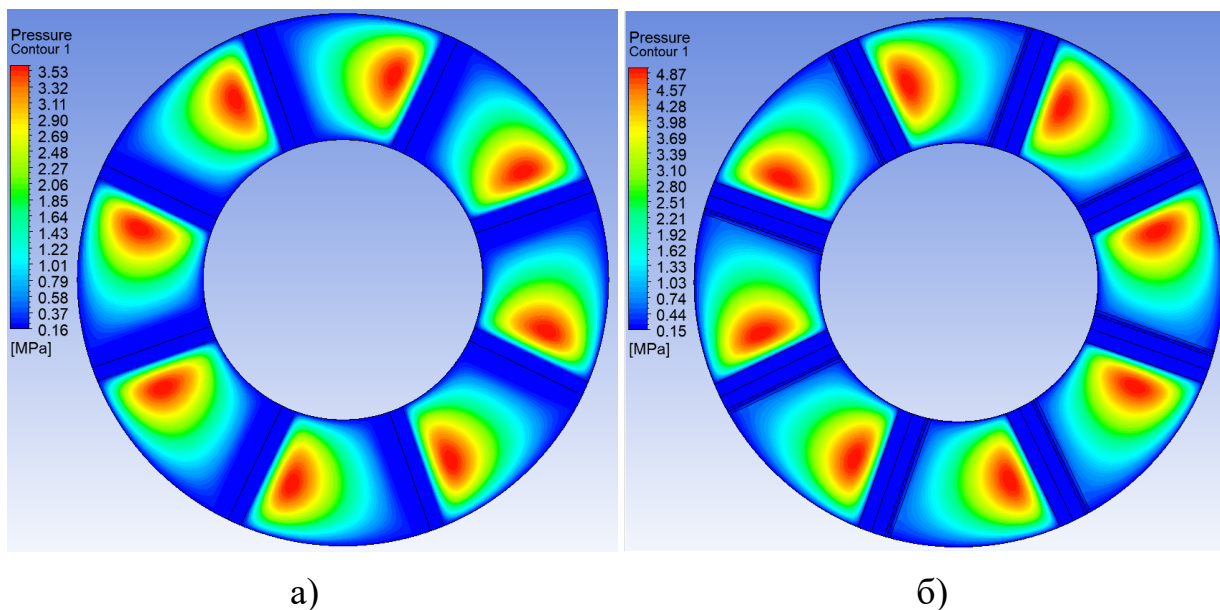


Рисунок 3.9 – Поле тиску масляного шару при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 3.10) збільшується до 6000 об/хв, а потім починає не значно падати. В середньому максимальний тиск для конструкції 2 на 66 кПа більший, відносно конструкції 1. Максимальна різниця в тисках для двох конструкцій складає 66 кПа.

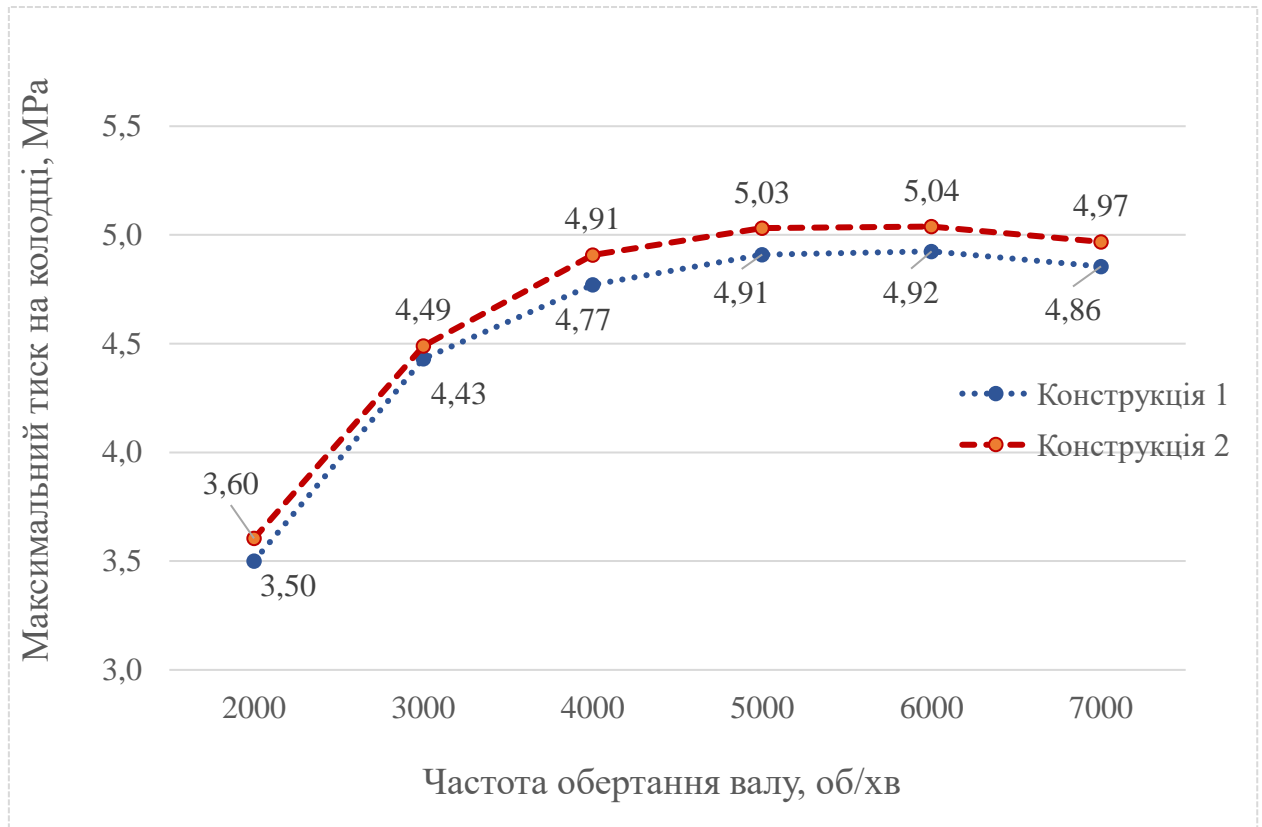


Рисунок 3.10 – Залежність максимального тиску в масляному шарі від частоти обертання валу

На рисунку 3.11 показана залежність несучої здатності від частоти обертання валу для двох конструкцій охолодження термонавантаженої зони. Пік максимальної несучої здатності знаходиться на 6000 об/хв для обох конструкцій. Після 6000 об/хв помітно не значне зниження несучої здатності. Конструкція 2 має кращу несучу здатність відносно конструкції 1 та традиційної конструкції підшипника. При 6000 об/хв різниця в несучій здатності між конструкцією 1 та конструкцією 2 складає 252 Н, а різниця між конструкцією 2 та традиційною конструкцією дорівнює 393 Н.

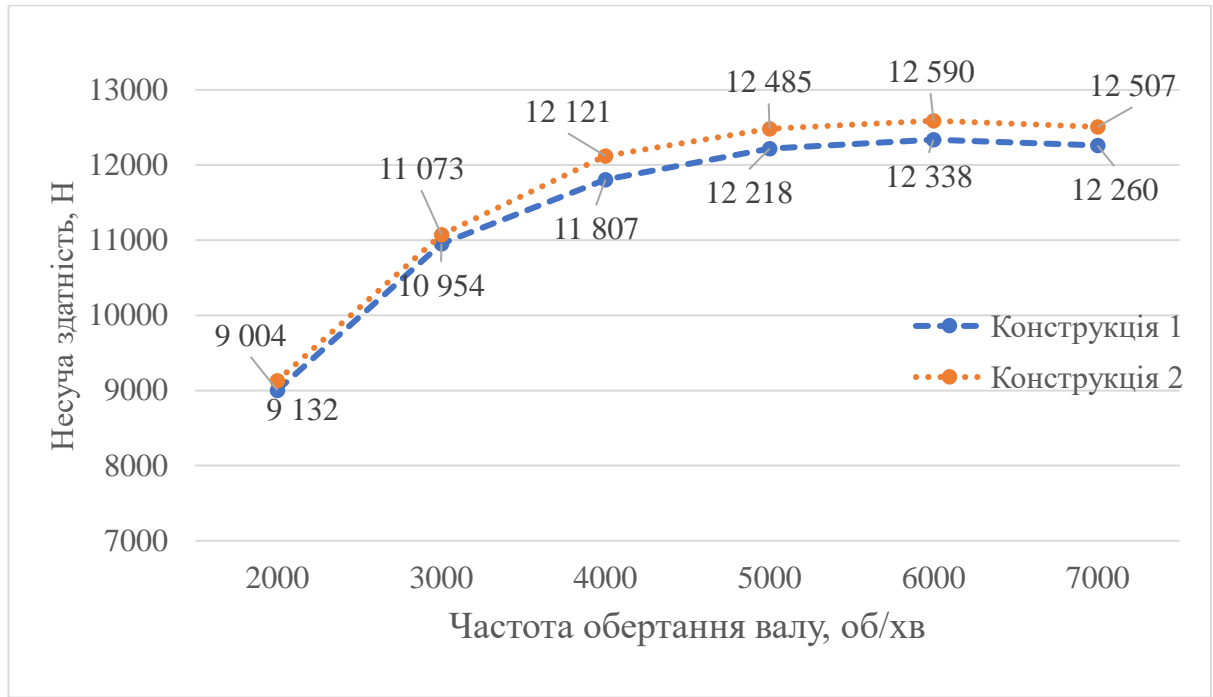


Рисунок 3.11 – Залежність несучої здатності від частоти обертання валу

Також, отримано залежність моменту тертя від частоти обертання валу, яка представлена на рисунку 3.12. Момент тертя зростає з частотою обертання валу та досягає 3,86 Нм та 3,93 Нм для конструкції 1 та конструкції 2 відповідно.

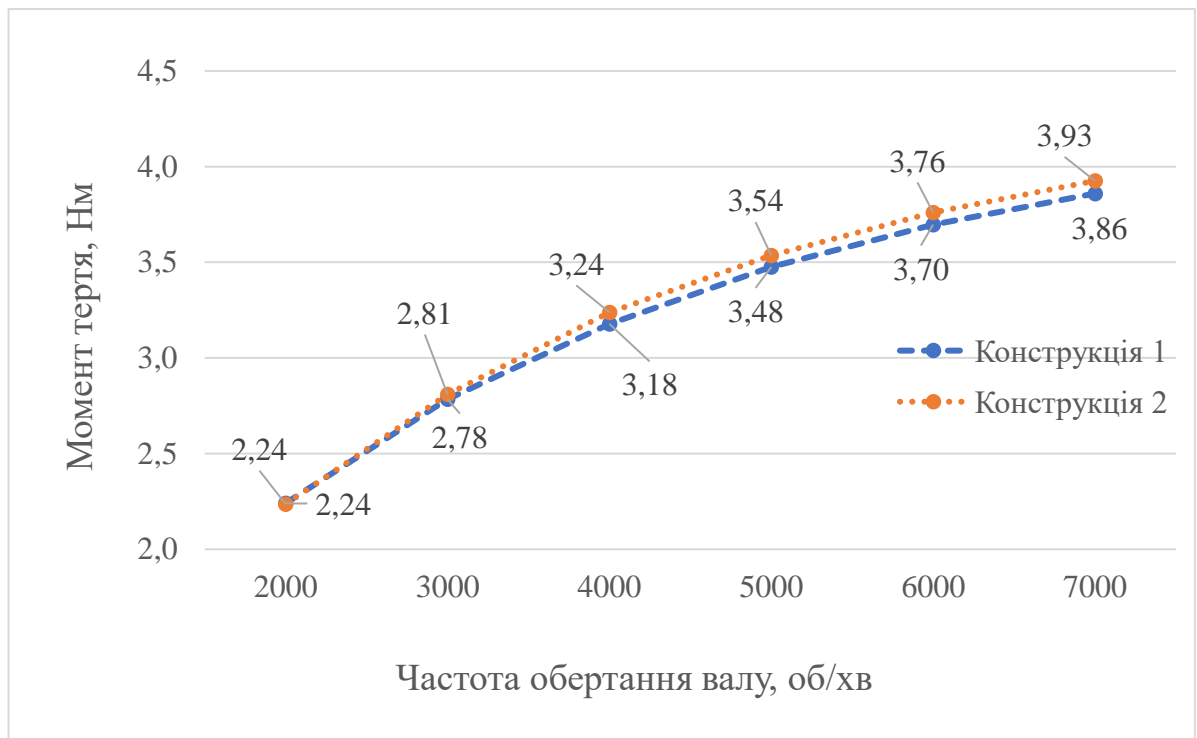


Рисунок 3.12 – Залежність моменту тертя від частоти обертання валу

На рисунках 3,13 і 3,14 можна побачити різницю в лініях течій 7000 об/хв для двох конструкцій охолодження термонавантаженої зони.

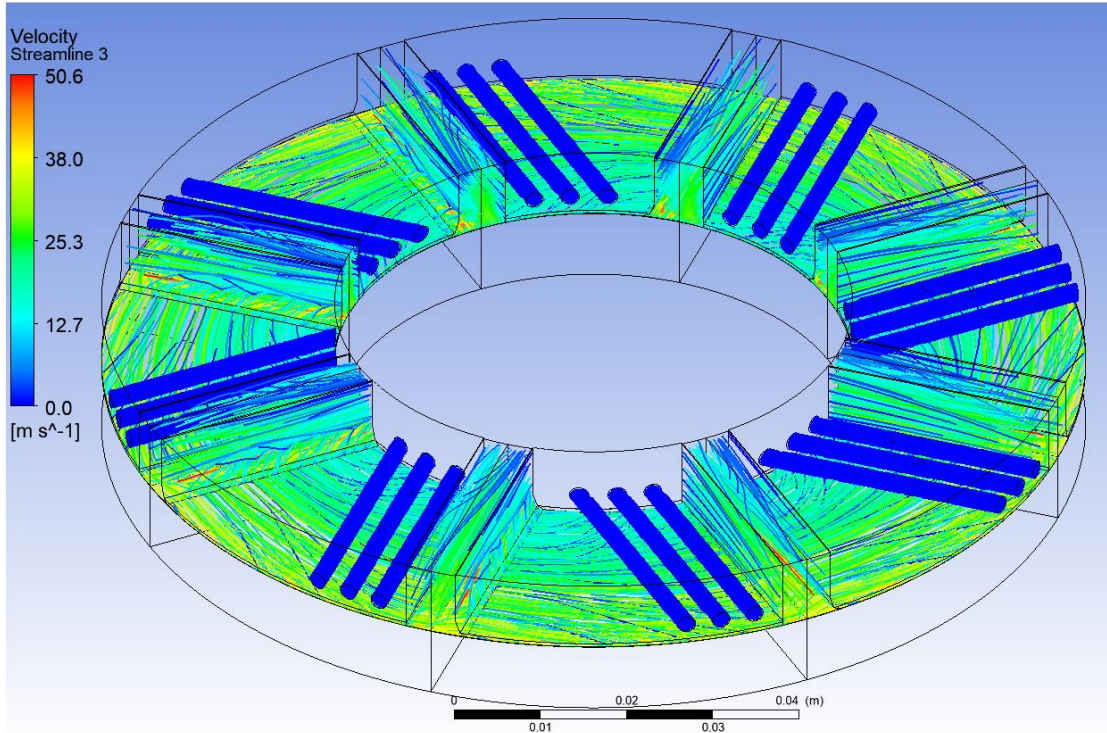


Рис. 3.13 – Лінії течій в масляному шарі при 7000 об/хв в конструкції 1

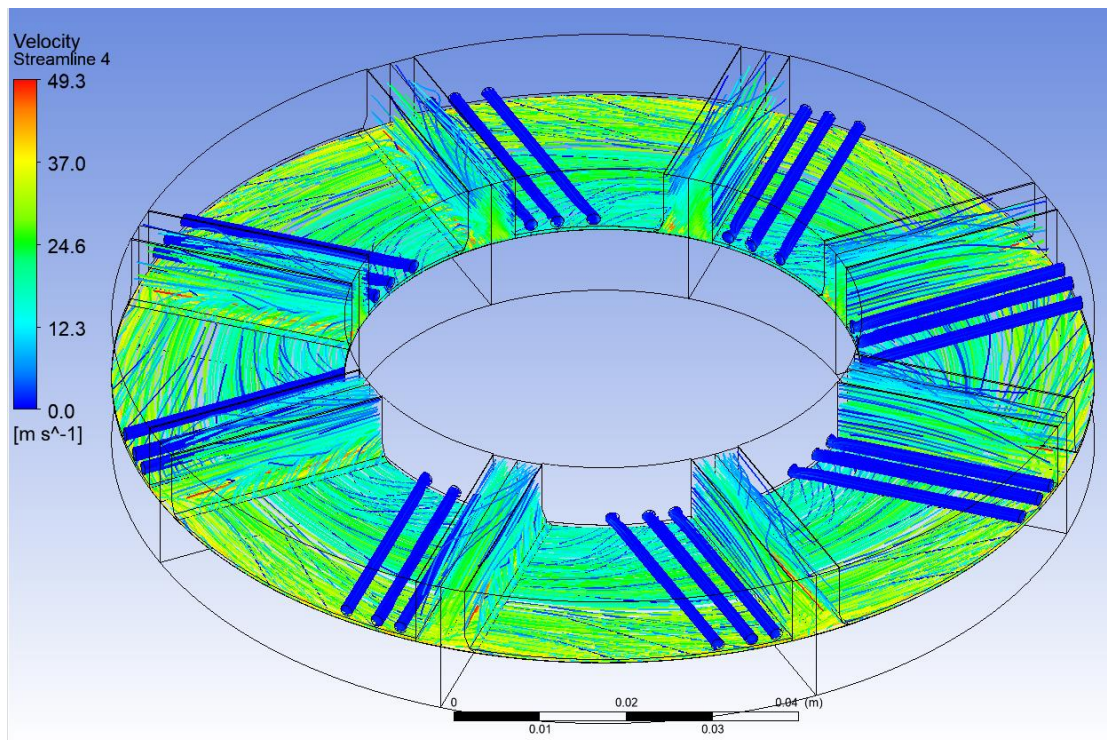


Рис. 3.14 – Лінії течій в масляному шарі при 7000 об/хв в конструкції 2

3.3 Висновки

На основі розрахункові моделі розробленої в попередньому розділі 1, було побудовано розрахункову модель з охолодженням термонавантаженої зони колодки двох конструкцій. В результаті розрахунку отримано лінії току, поля температур та тисків . Отримані залежності максимальної температури колодки, несучої здатності, моменту тертя від частоти обертання валу для двох конструкцій, порівняно між собою та з традиційною конструкцією підшипника. Розрахунки показали можливість збільшення несучої здатності через покращення теплового стану.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З МАСЛОЗ'ЄМНИМ СКРЕБКОМ

4.1 Розрахункова модель упорного підшипника ковзання з маслоз'ємним скребком

Розрахункова модель упорного підшипника ковзання з маслоз'ємним скребком була розроблена на основі моделі підшипника традиційної конструкції (розділ 2.1). Для дослідження було побудовано масляний шар, який повторює форму маслоз'ємного скребка (див. рис. 1.10 (б)) . Геометрія представлена на рисунку 4.1.

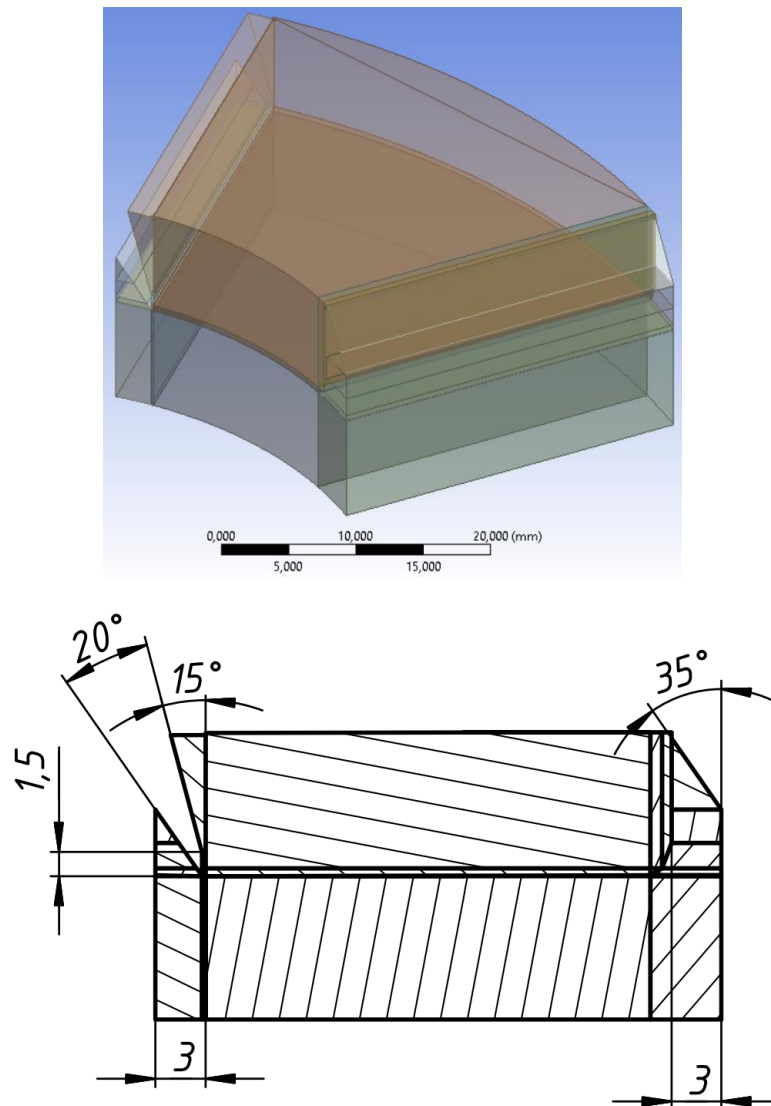


Рис. 4.1 – Геометрія упорного підшипника з маслоз'ємним скребком в міжколотковому просторі

Розрахункова сітка мастильного шар зображена на рисунку 4.3. Для мастильного шару була побудована гекса сітка, а на бічних поверхнях задана умова симетрії.

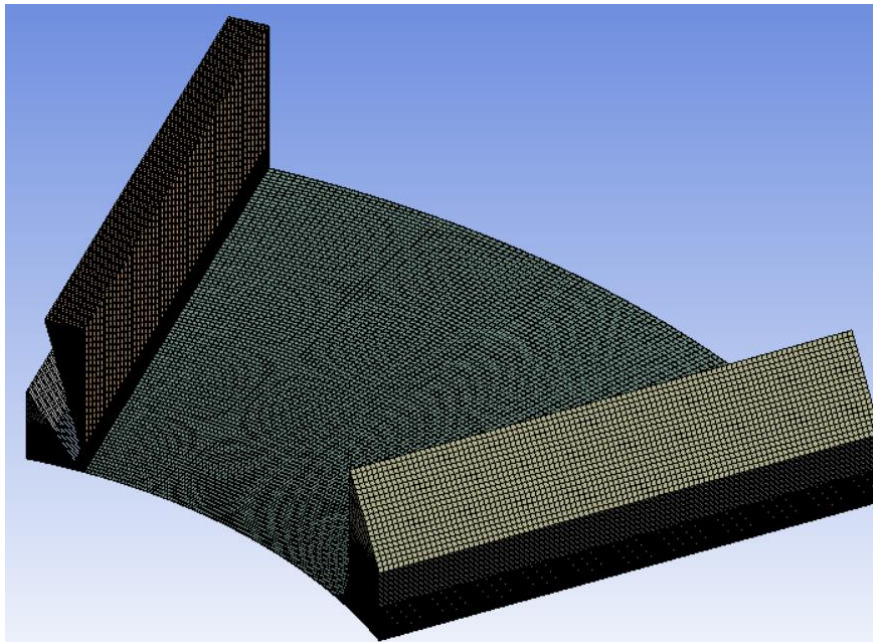


Рис. 4.2 – Розрахункова сітка упорного підшипника з маслоз’ємним скребком

В розрахунковій моделі (див. рис. 4.3) на вході було задано тиск подачі мастила 0,17 МПа, статичну температуру мастила 40°C та ламінарну течію. Для стінок мастильного шару, які повторюють форму скребка задано адіабатичну умову.

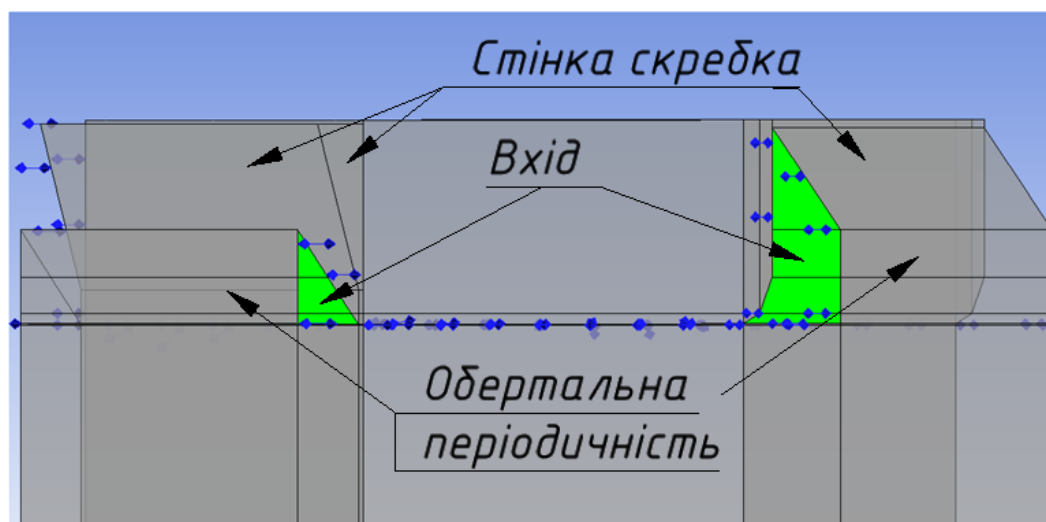


Рис. 4.3 (а) – Розрахункова модель упорного підшипника з маслоз’ємним скребком

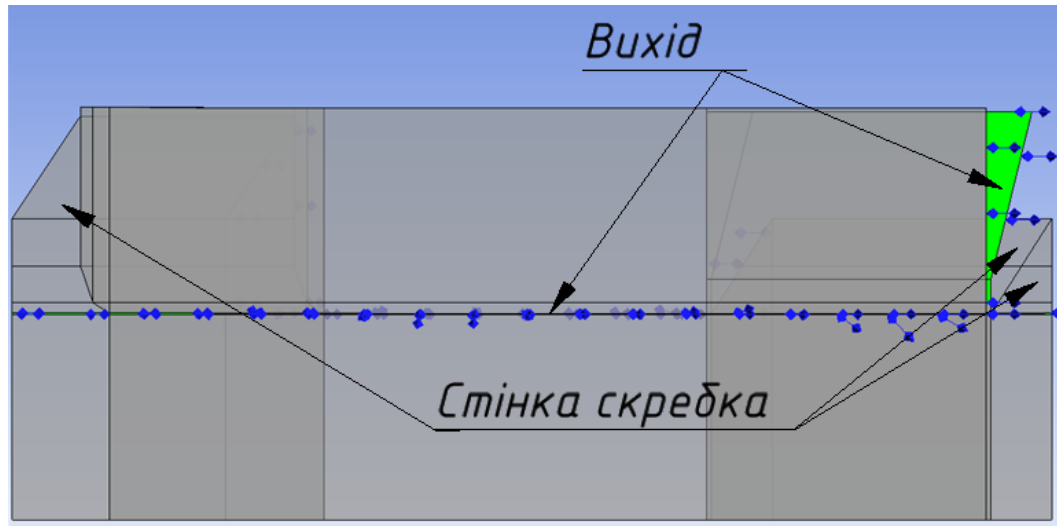


Рис. 4.3 (б) – Розрахункова модель упорного підшипника з маслоз’ємним скребком

4.2 Результати числового розрахунку

Результат розрахунку теплового стану підшипника з маслоз’ємними скребками представлено на рисунку 4.4 і 4.5. Спостерігається зміщення епюри високих температур за рахунок відведення скребком гарячого мастила.

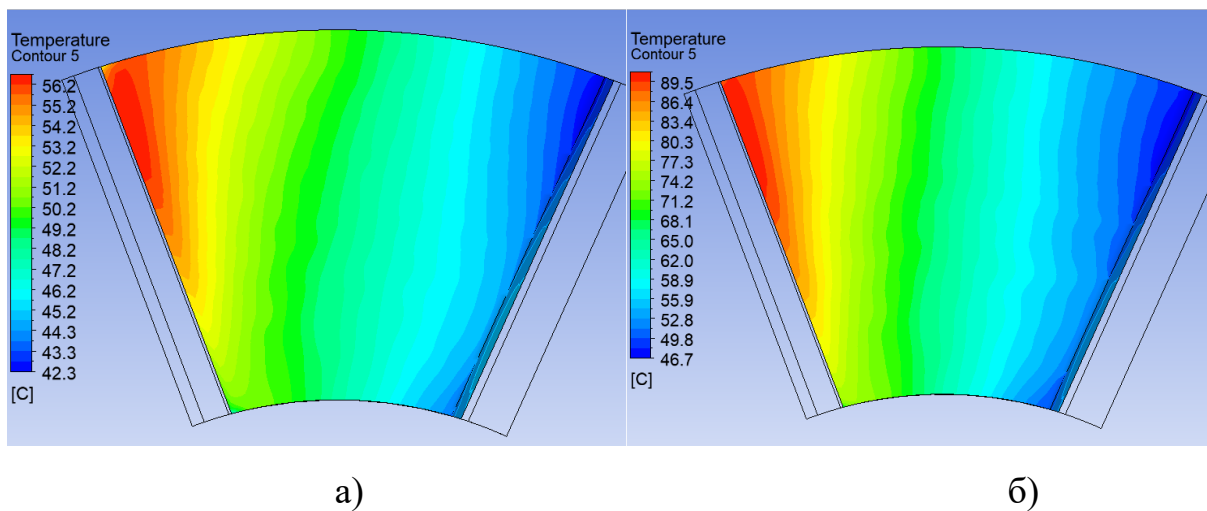


Рисунок 4.4 – Поле температур колодок підшипника з маслоз’ємним скребком при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

На рисунку 4.5 показана залежність максимальної температури на колодці підшипника з маслоз’ємним скребком, від частоти обертання валу. Максимальна температура на колодці, при частоті обертання валу 7000 об/хв,

для підшипника з маслоз'ємним скребком на $1,7^{\circ}\text{C}$ менша, ніж в традиційній конструкції.

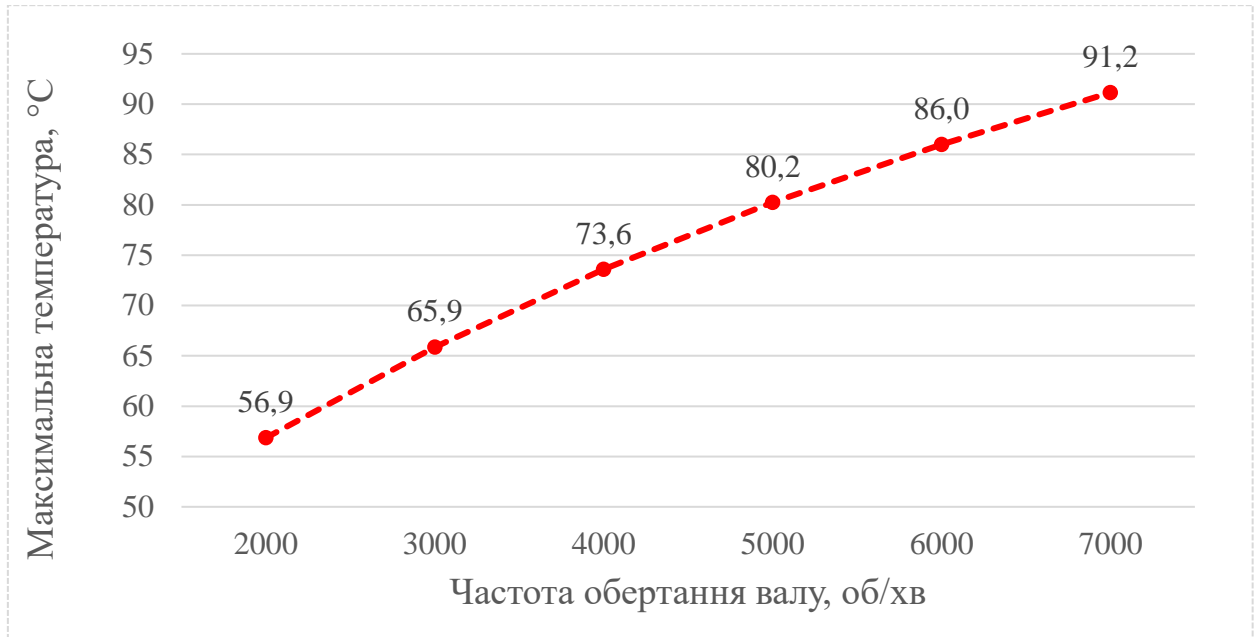


Рисунок 4.5 – Залежність максимальної температури колодок від частоти обертання валу

На рисунку 2.8 представлено поля тиску в мастильному шарі упорного колодкового підшипника ковзання.

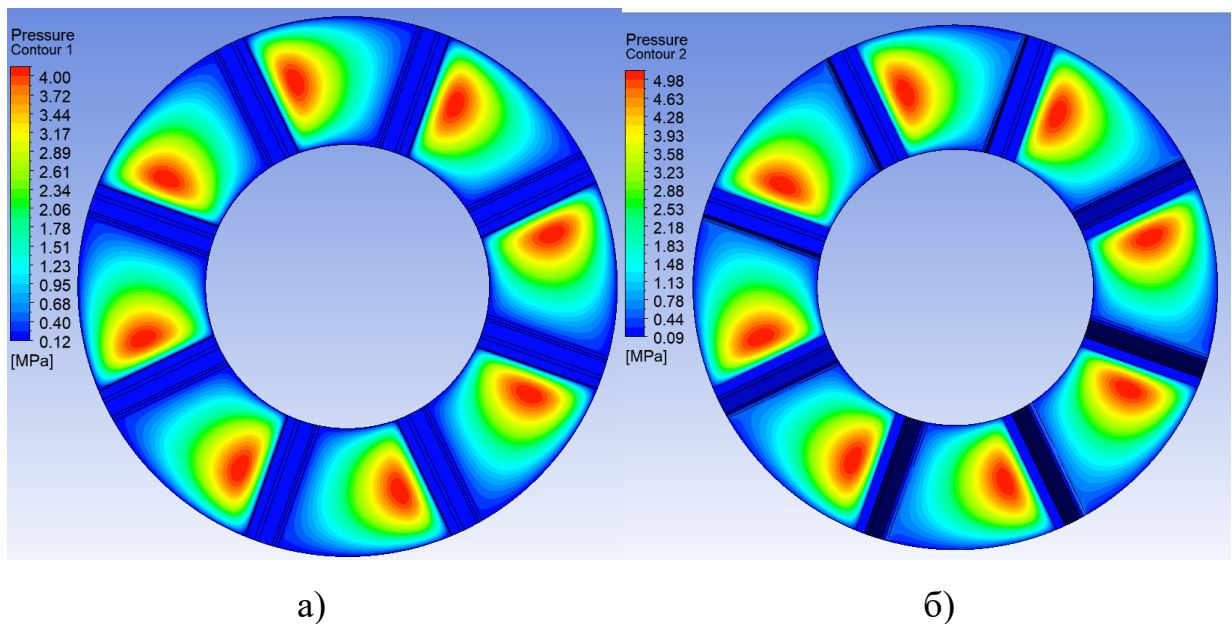


Рисунок 4.6 – Поле тиску масляного шару при частотах обертання валу: 2000 об/хв (а), 7000 об/хв (б)

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 4.7) збільшується до 6000 об/хв, а потім починає не значно падати. В середньому максимальний тиск на колодці підшипника зі скребками більший на 40 кПа,. Найбільша різниця в максимальних тисках для двох конструкцій складає 66 кПа.

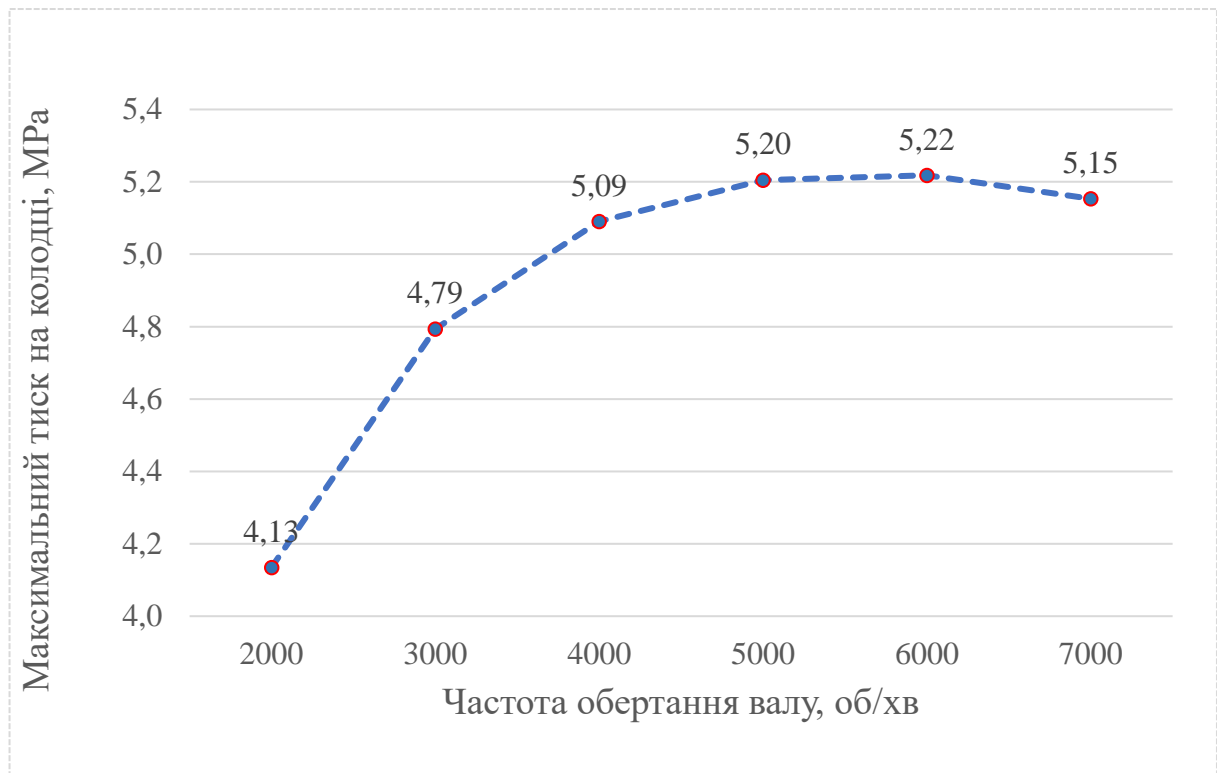


Рисунок 4.7 – Залежність максимального тиску в масляному шарі від частоти обертання валу

На рисунку 4.8 показана залежність несучої здатності від частоти обертання валу для двох конструкцій охолодження термонавантаженої зони. Пік максимальної несучої здатності знаходиться на 6000 об/хв. При 6000 об/хв підшипник з маслоз'ємним скребком має на 749 Н більшу несучу здатність ніж підшипник традиційної конструкції. Підшипник з маслоз'ємними скребками має більшу несучу здатність по всьому діапазону частот обертання валу, не тільки в порівнянні з традиційною конструкцією, а і підшипником з охолодженням термонавантаженої зони.

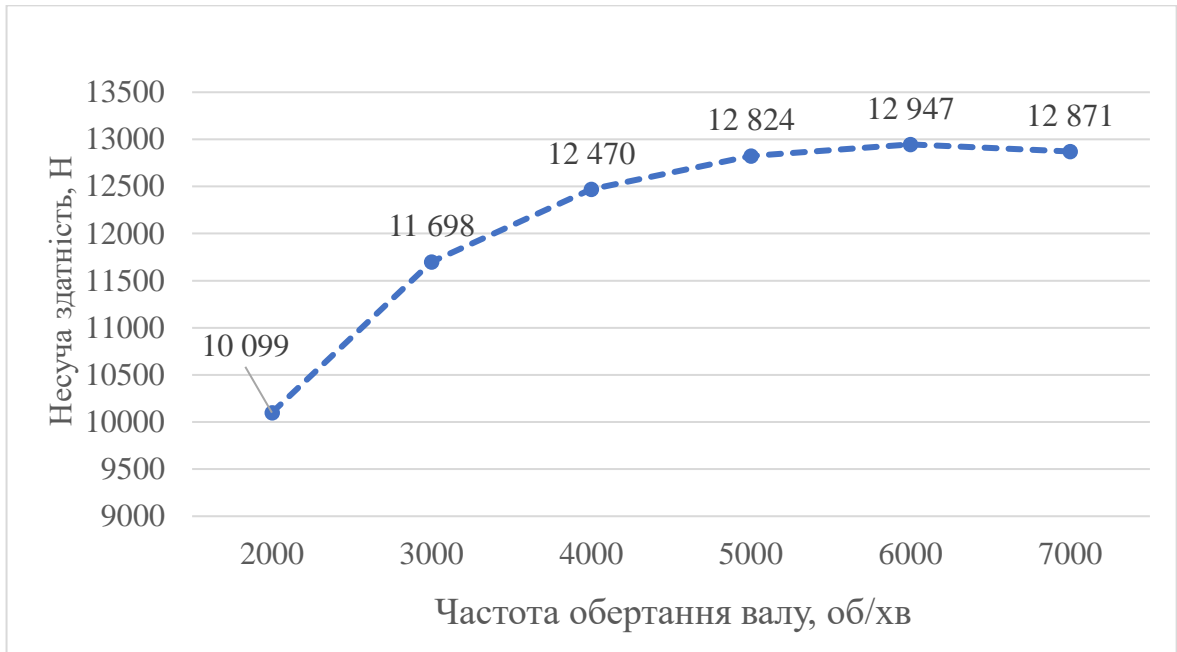


Рисунок 4.8 – Залежність несучої здатності від частоти обертання валу

Також, отримано залежність моменту тертя від частоти обертання валу, яка представлена на рисунку 4.9. В середньому підшипник з маслоз'ємним скребком має на 0,284 Нм більший момент тертя порівняно з традиційною конструкцією за заданих умов.

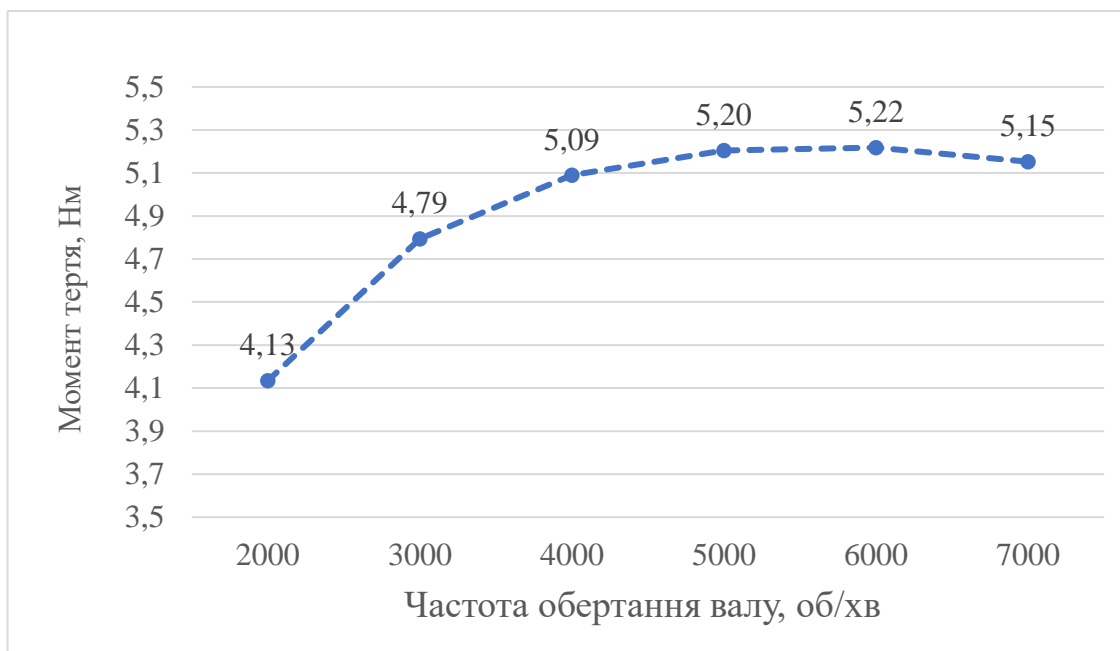


Рисунок 4.9 – Залежність моменту тертя від частоти обертання валу

На рисунках 4.10 і 4.11 можна побачити лінії течій в мастильному шарі при використанні маслоз'ємного скребка

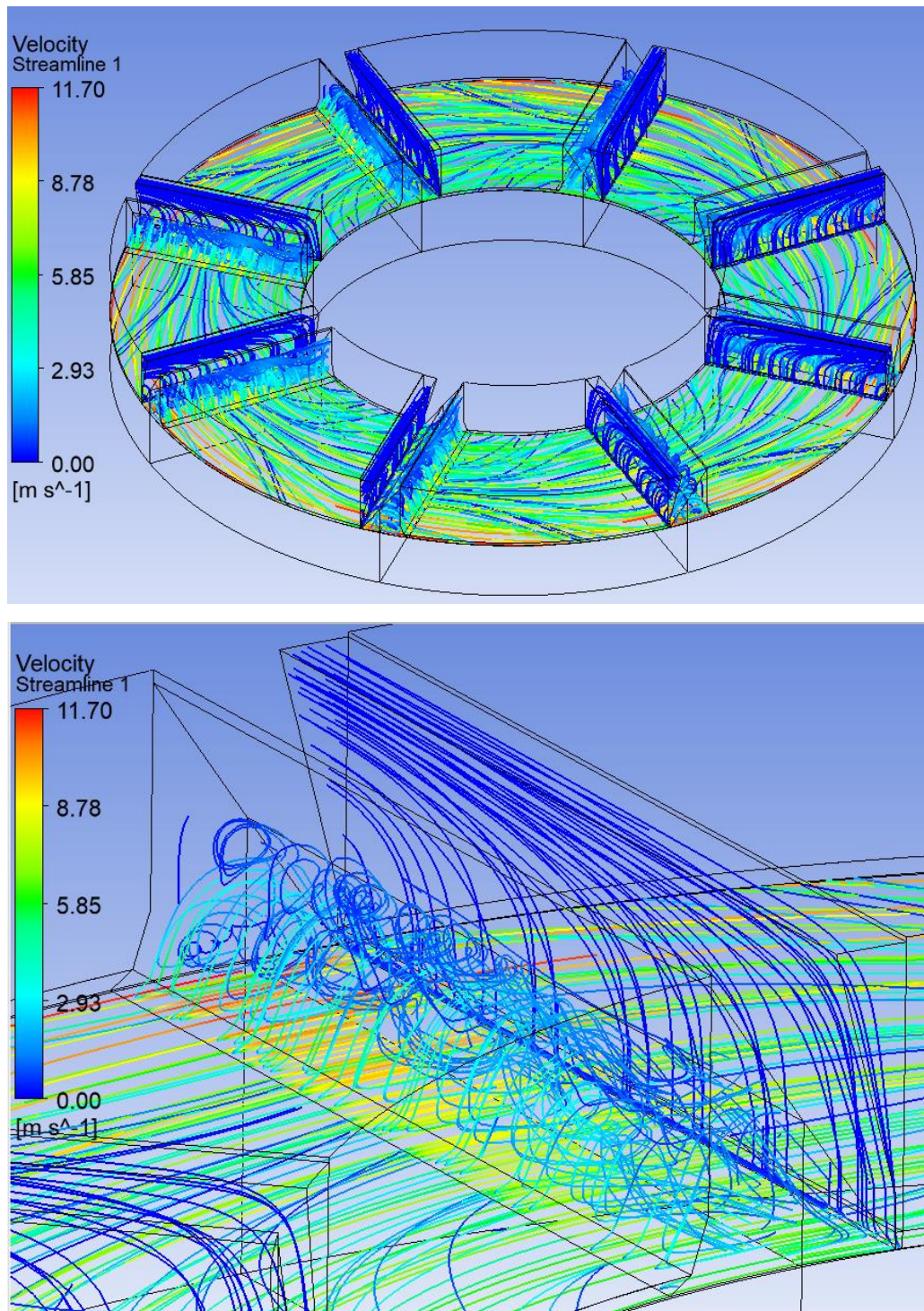


Рис. 4.10 – Лінії течій в масляному шарі при 2000 об/хв

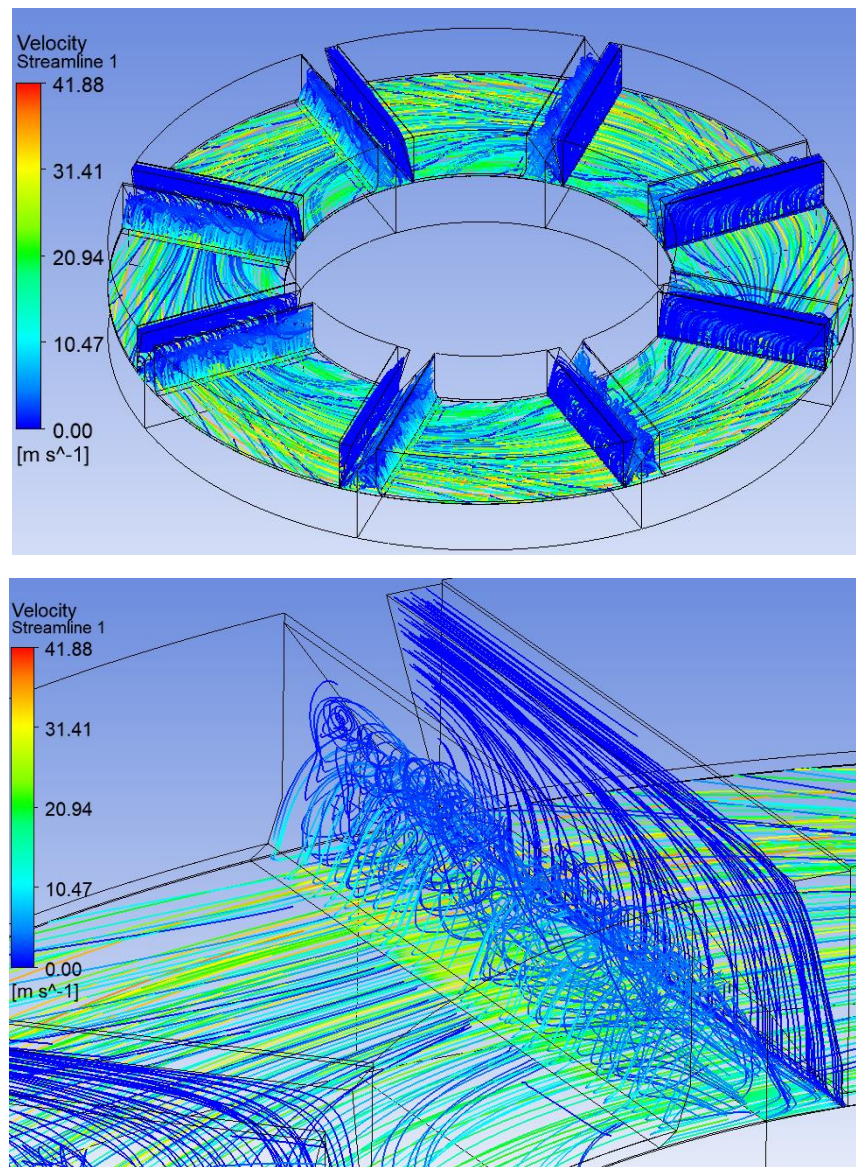


Рис. 4.11 – Лінії течій в масляному шарі при 7000 об/хв в конструкції 2

4.3 Висновки

На основі розрахункової моделі розробленої в розділі 2.1, було побудовано розрахункову модель упорного підшипника ковзання з маслоз'ємним скребком. В результаті розрахунку отримано лінії току, поля температур та тисків. Також, отримані залежності максимальної температури колодки, несучої здатності, моменту тертя від частоти обертання валу та порівняно з традиційною конструкцією підшипника. Маслоз'ємні скребки значно збільшили несучу здатність підшипника та зменшили максимальні температури на колодці.

ВИСНОВКИ

Проведено детальний аналіз типової будови, принципу роботи та процесу змащення гідродинамічного упорного колодкового підшипника ковзання. Проаналізовано способи підвищення несучої здатності підшипників без збільшення їх радіальних розмірів. Зроблено огляд моделей гідродинамічних підшипників, який показав важливість врахування тепломасообміну та конвекції тепла.

В програмному комплексі ANSYS CFX була розроблена розрахункова модель упорного колодкового підшипника ковзання на основі розв'язання термогідродинамічної задачі змащення. Запропоновано методіку комп'ютерного моделювання задачі термогідродинаміки упорного підшипника ковзання. Розрахункова модель традиційної конструкції упорного підшипника ковзання показала задовільний збіг теплового стану з результатами експерименту.

Розроблено розрахункові моделі підшипника з охолодженням термонавантаженої зони двох конструкцій. Охолодження відбувалось за рахунок проходження свіжого мастила через отвори в тілі колодки. Результати розрахунків показали збільшення несучої здатності та зменшення максимальної температури колодки. Тобто, можливе збільшення несучої здатності через покращення теплового стану. Модель упорного підшипника з маслоз'ємними скребками показала найкращі результати, з точки зору збільшення несучої здатності, відносно підшипника традиційної конструкції та підшипника з охолодженням термонавантаженої зони. Також, така конструкція призвела до зниження максимальної температури за рахунок індивідуального відведення гарячого мастила.

Отримано поля температур та тисків при 2000 об/хв і 7000 об/хв для всіх трьох підшипників. Також, отримано залежності несучої здатності, моменту тертя, максимальних температур та тисків колодці від частоти обертання валу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Liming, Zhai, et al. "A review on the large tilting pad thrust bearings in the hydropower units." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 69 (2017): 1182-1198.
2. Basics of Hydrodynamic Bearings in Industrial Applications. *Pumps and Systems Magazine*. URL: <https://www.pumpsandsystems.com/basics-hydrodynamic-bearings-industrial-applications>
3. KINGSBURY, I. A General Guide to the Principles, Operation and Troubleshooting of Hydrodynamic Bearings. 1997.
4. Frene, Jean, et al. *Hydrodynamic lubrication: bearings and thrust bearings*. Elsevier, 1997.
5. He, Minhui, and James Byrne. "Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling." *Asia Turbomachinery & Pump Symposium. 2018 Proceedings*.. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2018.
6. Basics of Hydrodynamic Bearings in Industrial Applications. *Pumps and Systems Magazine*. URL: <https://www.pumpsandsystems.com/basics-hydrodynamic-bearings-industrial-applications>
7. Chambers, William S. "Thrust bearing." U.S. Patent No. 4,501,505. 26 Feb. 1985.
8. Mikula, A. M. "Closure to "Discussions of 'The Leading-Edge-Groove Tilting-Pad Thrust Bearing: Recent Developments'"(1985, ASME J. Tribol., 107, pp. 428–429)." (1985): 429-430.
9. Schüler, Eckhard, and Olaf Berner. "Improvement of tilting-pad journal bearing operating characteristics by application of eddy grooves." *Lubricants* 9.2 (2021): 18.
10. Wasilczuk, Michał. "Friction and lubrication of large tilting-pad thrust bearings." *Lubricants* 3.2 (2015): 164-180.

11. Martsinkovsky, V., Yurko, V., Tarelnik, V., & Filonenko, Y. (2012). Designing thrust sliding bearings of high bearing capacity. *Procedia Engineering*, 39, 148-156.
12. Авторское свидетельство №1541442, СССР, 5F16C17/04 Упорный подшипник скольжения. В.С.Марцинковский, Л.В.Черепов, Н.В.Малик, В.И.Юрко, Ю.С. Зинченко.
13. I.V. Bartsev, V.I. Muzalevsky, A.K. Tyarasov, V.V.Sawa. *Slide Bearing for Heavy Loads*. Compressors and Pneumatics, No. 6, (2001), pp. 12-13.
14. A.V. Leverov. *John Crane Multilobe, Segment, and Combined Bearings*, Gas Turbine Technologies, No. 6, (2008), pp. 8-10.
15. H.I. Muratov, S.V. Satanovsky. *Replacing Babbitt by Antifrictional Stamped Overlays in Hydrodynamic Bearings for Turbomachinery*, Compressors and Pneumatics, No. 6, (2003), pp. 19-22.
16. Patent 81026, Ukraine, F16C 17/04. *Lever leveling System for Thrust Bearing*. V.S. Martsynkovskyy, Yu.S. Filonenko, V.M. Kucherenko.
17. Author's Certificate, No. 1541442, USSR, 5F16C17/04. *Thrust Sliding Bearing*. V.S. Martsinkovsky, L.V. Cherepov, N.V. Malik, V.I. Yurko, Yu.S. Zinchenko.
18. Utility Model Patent 29014, Ukraine, F16C32/00. *Thrust Bearing*. V.S. Martsynkovskyy, Yu.S. Filonenko, V.I. Yurko, V.M. Kucherenko.
19. Author's Certificate, No. 1721332 A1, USSR, F16C 17/04. *Sliding Bearing Assembly Unit*. V.S. Martsinkovsky, L. V. Cherepov, P.V. Barzykin, V.V. Kovalev.
20. Марцинковський, В. С., Любченко К. Ю., Прокопенко А. О., Лазаренко А. Д. "УПОРНІ ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ З САМОГЕНЕРОВАНИМИ ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ." (2022).
21. Jeng, M. C., Zhou, G. R., and Szeri, A. Z., 1986, "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads : Part I — Theory," *J. Tribol.*, 108, pp. 195–207.

22. Jeng, M. C., Zhou, G. R., and Szeri, A. Z., 1986, "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part II—Static Loading," *J. Tribol.*, 108, pp. 208–213.
23. Jeng, M. C., and Szeri, A. Z., 1986, "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part III - Linearized Force Coefficients," *J. Tribol.*, 108, pp. 214–218.
24. Brockett, T. S., Barrett, L. E., and Allaire, P. E., 1996, "Thermoelastohydrodynamic Analysis of Fixed Geometry Thrust Bearings Including Runner Deformation," *Tribol. Trans.*, 39(3), pp. 555–562.
25. Almqvist, T., Glavatskih, S. B., and Larsson, R., 1999, "THD Analysis of Tilting Pad Thrust Bearings - Comparison Between Theory and Experiments," *J. Tribol.*, 122(2), pp. 412–417.
26. Glavatskih, S. B., and Fillon, M., 2004, "TEHD Analysis of Thrust Bearings With PTFE-Faced Pads," *ASME/STLE International Joint Tribology Conference*, pp. 1–11.
27. Ng, C. W., 1964, "Fluid Dynamic Foundation of Turbulent Lubrication Theory," *ASLE Trans.*, 7, pp. 311–321.
28. Hirs, G. G., 1974, "A Systematic Study of Turbulent Film Flow," *Asme J. Of Lubr. Technol.*, 96, pp. 118–126.
29. Wodtke, M., Fillon, M., Schubert, A., and Wasilczuk, M., 2012, "Study of the Influence of Heat Convection Coefficient on Predicted Performance of a Large Tilting-Pad Thrust Bearing," *J. Tribol.*, 135(2), p. 021702. 37
30. Wasilczuk, M., and Rotta, G., 2008, "Modeling Lubricant Flow between ThrustBearing Pads," *J. Tribol. Int.*, 41(9-10), pp. 908–913.
31. San Andrés, L., and Abdollahi, B., 2017, "A Computational Model For Tilting Pad Journal Bearings: Accounting For Thermally Induced Pad Deformations And Improving A Feed Groove Lubricant Thermal Mixing Model," *Research Progress Report to the TAMU Turbomachinery Research Consortium,-TRC-B&C-01-17*, Texas A&M University.

32. Glavatskih, S., and Fillon, M., 2001, "TEHD Analysis of Tilting-Pad Thrust Bearings-Comparison with Experimental Data," International Tribology Conference, Japan Society of Tribologists, pp. 1579–1584.
33. Glavatskih, S. B., Fillon, M., and Larsson, R., 2002, "The Significance of Oil Thermal Properties on the Performance of a Tilting-Pad Thrust Bearing," *J. Tribol.*, 124(2), pp. 377-385.
34. Glavatskih, S. B., and Fillon, M., 2006, "TEHD Analysis of Thrust Bearings With PTFE-Faced Pads," *J. Tribol.*, 128(1), pp. 49-58.
35. Ahmed, S. A, Fillon, M., and Maspeyrot, P., 2010, "Influence of Pad and Runner Mechanical Deformations on the Performance of a Hydrodynamic Fixed Geometry Thrust Bearing," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J, J. Eng. Tribol.*, 224(4), pp. 305–315.
36. Ansys CFX-Solver Theory Guide, Release 12.1, ANSYS Inc., 2009.
37. Design Exploration User's Guide, Release 15.0, ANSYS Inc., 2013.
38. ANSYS CFX Tutorials, Release 15.0. ANSYS Inc., 2013.
39. Harika, Elias, et al. "Impact of lubricant contamination with water on hydrodynamic thrust bearing performance." *Mechanics & Industry* 12.5 (2011): 353-359.
40. Harika, Elias, et al. "Measurements of lubrication characteristics of a tilting pad thrust bearing disturbed by a water-contaminated lubricant." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 227.1 (2013): 16-25.