Національна академія наук України Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного

Назін Володимир Іосифович

УДК 621.822.5

ДИНАМІКА ЗДВОЄНИХ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ АГРЕГАТІВ ЕНЕРГОУСТАНОВОК

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

АВТОРЕФЕРАТ дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному аерокосмічному університеті ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут» Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант:

доктор технічних наук, професор Доценко Володимир Миколайович Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут» професор кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор Симоновський Віталій Іович Сумський державний університет професор кафедри загальної механіки та динаміки машин

доктор технічних наук, професор Григор'єв Олександр Львович Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» професор кафедри вищої математики

доктор технічних наук, професор Аврамов Костянтин Віталійович Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України завідувач відділу надійності та динамічної міцності

Захист відбудеться «<u>8</u>»<u>листопадо</u>2018р. о <u>14</u> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м.Харків, вул.Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м.Харків, вул. Пожарського, 2/10.

Автореферат розісланий: «<u>3</u>» жовтн.я 2018р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради, д.т.н.

l. Cy-

О.О. Стрельнікова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Однією з основних задач сучасного машинобудування є створення роторних машин з високою частотою обертання і малими габаритами, що мають досить великий ресурс. Якщо раніше ротори оберталися, як правило, з частотою меншою першої критичної швидкості, то в сучасних машинах застосовуються все частіше «закритичні» ротори, що обертаються з частотою більшою першої (та іноді другої) критичної швидкості. Обмеження на збільшення частоти обертання ротора накладаються, перш за все, з боку динаміки системи ротор-підшипник. Як правило, ротор і підшипники визначають ресурс всієї машини. У зв'язку з цим вивчення динаміки системи ротор-підшипних задач машинобудування.

Необхідність демпфування коливань зовнішніх навантажень сприяє більш широкому використанню як опор роторів швидкохідних машин підшипників ковзання рідинного тертя, що мають велику демпфуючу здатність порівняно з підшипниками кочення. У класифікації підшипників ковзання рідинного тертя важливе місце займають гідростатодинамічні підшипники, під час роботи яких застосовуються як гідростатичні, так і гідродинамічні ефекти. Для цих підшипників не потрібна додаткова система мастила з іншим робочим тілом, оскільки вони можуть працювати на робочому тілі машини. Робочими тілами машин, як правило, є малов'язкі рідини. Мала в'язкість робочих тіл і порівняно високі швидкості ковзання створюють умови, при яких існує велика ймовірність появи турбулентної течії робочої рідини.

Наведені нові умови роботи опор роторів вимагають створення нових вібростійких конструкцій підшипників ковзання і необхідності їхньої динамічної оцінки. Одним з можливих варіантів вирішення цієї проблеми є запропоновані автором даної роботи здвоєні гідростатодинамічні підшипники ковзання із декількома мастильними шарами, що дозволяють істотно поліпшити статичні і динамічні характеристики підшипників ковзання рідинного тертя. Аналіз динамічних явищ, що відбуваються в цих підшипниках, на цій час відсутній.

Таким чином, створення теоретичних основ проектування й аналіз динаміки здвоєних гідростатодинамічних підшипників ковзання є актуальною проблемою для машинобудівної галузі України.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася на кафедрі теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». Національного відповідно затвердженої держбюджетної проводилися Дослідження до тематики: «Дослідження вузлів і деталей літальних апаратів та їх двигунів шляхом їх моделювання як гетерогенних механічних систем», № ДР 0115U001161 (2015напружено-деформованого стану «Дослідження працездатності та 2017pp.), елементів механічних та біомеханічних систем», № ДР 0117U006804 (2017–2019рр.).

Робота виконувалася також в рамках договору підряду № 1544 від 05.01.2015р. з ПАТ «ФЕД» за темою: «Розробка теорії і розрахунок гідростатичного підшипника для паливного насоса шестеренчастого типу».

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення несучої і демпфуючої здатності, розширення діапазону стійкої роботи підшипників ковзання завдяки створенню в них декількох мастильних шарів.

Для досягнення мети в роботі поставлені такі задачі:

1. Провести комплексну оцінку та системний аналіз існуючих підходів щодо вирішення проблеми поліпшення статичних і динамічних характеристик підшипників ковзання рідинного тертя.

2. Запропонувати новий спосіб поліпшення статичних і динамічних характеристик підшипників ковзання, що грунтується на удосконаленні процесів змащування.

3. Реалізувати новий процес змащування в конструкціях різних типів підшипників ковзання рідинного тертя.

4. Розробити математичні моделі для визначення характеристик різних типів підшипників ковзання рідинного тертя із декількома мастильними шарами.

5. Провести теоретичні дослідження статичних і динамічних характеристик підшипників ковзання з декількома мастильними шарами і встановити закономірності впливу нового процесу змащування на несучу здатність і діапазон стійкого обертання ротора.

6. Дослідити теоретично вплив характеристик пружних елементів на динамічні характеристики підшипників ковзання з декількома мастильними шарами і пружною установкою робочих поверхонь диска.

7. Визначити основні завдання та методику експериментального дослідження статичних і динамічних характеристик підшипників ковзання з декількома мастильними шарами.

8. Провести порівняльні експериментальні дослідження статичних і динамічних характеристик підшипників ковзання з декількома мастильними шарами і звичайних втулкових підшипників ковзання.

9. На основі теоретичних та експериментальних досліджень, а також з урахуванням існуючого досвіду проектування розробити рекомендації з проектування підшипників ковзання з декількома мастильними шарами.

10. Розробити спрощену методику визначення динамічних характеристик підшипників ковзання з декількома мастильними шарами.

Об'єкт дослідження. Гідростатодинамічні процеси в опорах ковзання із декількома мастильними шарами.

Предмет дослідження. Вплив конструктивних та робочих параметрів здвоєних гідростатодинамічних підшипників ковзання на їх несучу та демпфуючу здатність і діапазон стійкої роботи.

Методи дослідження. Теоретичні залежності, які використані під час розробки математичних моделей здвоєних гідростатодинамічних підшипників, базуються на фундаментальних законах математики, технічної гідромеханіки, гідродинамічної теорії мастила і теорії коливань, що дозволяє максимально точно описати фізичні процеси, які відбуваються в щілинному тракті підшипника.

Під час запису рівнянь Рейнольдса використовувалися рівняння руху в'язкої рідини (закон кількості руху) і рівняння нерозривності або суцільності (закон збереження маси). Рівняння руху вала з дисками всередині підшипників

записувалися з використанням законів механіки і гідродинамічної теорії мастила. В основі визначення статичних та динамічних характеристик підшипника лежала функція розподілу тиску в шарі робочої рідини, яка розраховувалася 3 використанням найбільш поширених, економічних і раціональних чисельних методів. Під час визначення функції розподілу тиску на міжкамерних перемичках використовувався метод скінченних різниць в поєднанні з методом поперечнопоздовжньої прогонки. Для чисельного розв'язання рівнянь руху вала всередині підшипника проводився аналіз різних чисельних методів розв'язання диференціальних рівнянь і був обраний багатокроковий метод Адамса. Початкові точки для запуску методу Адамса обчислювалися однокроковим методом Ейлера. Під час проведення експериментальних досліджень для побудови амплітудночастотних характеристик використовувався метод траєкторій.

Наукова новизна одержаних результатів

Наукова новизна роботи полягає в тому, що у ній уперше отримані такі наукові результати, які за сукупністю вирішують проблему створення теоретичних основ проектування і аналізу динаміки здвоєних гідростатодинамічних підшипників ковзання.

1. Обґрунтовано можливість підвищення несучої і демпфуючої здатності, розширення діапазону стійкої роботи шляхом створення здвоєних гідростатодинамічних підшипників із декількома шарами змащування.

2. Створено та верифіковано за експериментальними даними математичні моделі здвоєних гідростатодинамічних підшипників, які забезпечують визначення траєкторії руху ротора, амплітудно-частотні характеристики і межі стійкості обертання ротора за відомими конструктивними і робочими параметрами.

3. Теоретично і експериментально досліджено вплив конструктивних та робочих параметрів здвоєних гідростатодинамічних підшипників на їх статичні і динамічні характеристики.

4. Теоретично обґрунтовано наявність двох критичних частот обертання у здвоєних гідростатодинамічних підшипниках із пружною установкою робочих поверхонь диска.

5. Розроблено та запатентовано принципово нові конструкції гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу, що дозволяють істотно підвищити несучу та демпфуючу здатності і розширити діапазон стійкого руху вала на цих підшипниках.

Практичне значення одержаних результатів

Розроблено рекомендації та підтверджено експериментально методику розрахунку гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу з урахуванням характеру навантаження і режиму течії робочої рідини. Запропонована методика розрахунку дозволяє отримати амплітудно-частотні характеристики, встановлювати межі стійкості і аналізувати виникнення самозбуджуваних коливань системи результати «ротор-підшипники». Отримані роботі теоретичних В i експериментальних досліджень дозволяють встановити найбільш ймовірні області застосування гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу. Наприклад, вони можуть бути застосовані під час проектування опор турбін для атомних турбодетандерів електростанцій, газоперекачувальних для станцій.

важконавантажених редукторів, турбогвинтових двигунів, різних типів насосів, турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів та інших агрегатів енергоустановок. Результати роботи впроваджені і використовуються під час проектування паливних насосів на ПАТ «ФЕД» та гідростатичних підшипників для турбін на ПАТ «Турбоатом».

Особистий внесок здобувача. Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень, що подані як наукова новизна, отримані дисертантом особисто. Всі статті опубліковані в різних журналах, виконані без співавторів. Отримані патенти на різні типи гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу також не мають співавторів.

результатів дисертації. Апробація Матеріали дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на 7 науково-технічних конференціях, а саме: міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки"(м.Харків, НАКУ «ХАІ», 2010 р.), XVI, XVII, XVIII міжнародному конгресі двигунобудівників (Харків-Рибаче, Україна, 2011, міжнародному доповідей), XIX, 2012, 2013pp. XX, XXI конгресі 5 двигунобудівників (м.Харків-Миколаїв-Коблево, Україна, 2014, 2015, 2016 рр., 7 доповідей).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 37 наукових праць, серед яких 25 статей у журналах і збірниках наукових праць, включених до Переліку наукових фахових видань України та міжнародні бібліометричні і наукометричні бази даних: наукової електронної бібліотеки LIBRARY.RU, Index Copernicus; Cite Factor; Academic Keys; Infobase Index; Word Cat; Google Scholar, 5 патентів на винаходи та корисні моделі, 7 – матеріали та тези доповідей на міжнародних конференціях.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, дев'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та трьох додатків. Загальний обсяг дисертації становить 367 сторінок, у тому числі 254 сторінки основного тексту зі 145 рисунками, список використаних джерел зі 168 найменуваннями на 17 сторінках та 3 додатки на 25 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

<u>У вступі</u> обґрунтовано актуальність дослідження, сформульовано проблему, мету, об'єкт і предмет досліджень, визначено наукову новизну, практичну цінність і наведено інформацію про публікації та апробацію викладеного в роботі матеріалу, а також відзначено особистий внесок здобувача.

<u>У першому розділі</u> наведено характер роботи опор роторів в агрегатах енергоустановок і необхідність використання в них здвоєних гідростатодинамічних підшипників, виконано системний аналіз сучасного стану вирішення проблеми підвищення несучої і демпфуючої здатності, розширення діапазону стійкої роботи підшипників ковзання рідинного тертя.

Досвід проектування і експлуатації роторних машин показує, що надійність, довговічність, габарити і вага багато в чому залежать від оптимальності конструювання опорних вузлів. Опори сучасних швидкохідних роторних машин повинні відповідати таким основним вимогам: мати високу вантажопідйомність, широкий діапазон стійкої роботи і порівняно невеликі амплітуди коливань на всіх режимах роботи; мати гарантовано тривалу працездатність, високу вибухо-і експлуатаційну економічність, пожежобезпечність, високу гарну ремонтопридатність після зберігання, транспортування і перевантажень. У найбільш повній мірі цим вимогам задовольняють підшипники ковзання рідинного тертя, які здатні витримувати великі навантаження і мають при високої частоти обертання дуже великий ресурс. Важливе місце в класифікації підшипників ковзання рідинного тертя займають гідростатодинамічні підшипники, робота яких пов'язана з використанням гідродинамічних і гідростатичних ефектів. Для них не потрібна додаткова система мастила з іншим робочим тілом, оскільки вони можуть працювати на робочому тілі машини. Це приводить до підвищення надійності роботи машини в цілому і зниження її пожежобезпеки. Робочими тілами машин, як правило, є малов'язкі рідини. Мала в'язкість робочих тіл і порівняно високі швидкості ковзання створюють умови, при яких може мати місце турбулентний режим течії робочої рідини. Гідростатодинамічні підшипники дозволяють також застосовувати для їх виготовлення більш широкий асортимент матеріалів порівняно з іншими типами підшипників ковзання. Внаслідок наявності залишкової спостерігається неврівноваженості машин прецесійний роторах V pvx. Нестаціонарність навантаження може бути також викликана змінною частотою обертання (наприклад, режими пуску і зупинки).

Таким чином, велика навантаженість, нестаціонарність навантаження, високі частоти обертання роторів, використання як мастила малов'язких рідин і, в наслідок цих факторів, велика ймовірність турбулентної течії робочої рідини, є основними особливостями роботи підшипників роторів агрегатів енергоустановок.

Аналіз опублікованої літератури показав, що в період, коли обчислювальна техніка мала малу швидкодію і на розв'язання гідромеханічних задач було потрібно багато годин обчислень, для розв'язання рівняння Рейнольдса застосовувалися наближено-аналітичні методи, наприклад – метод Фур'є. Шукана функція в цьому методі визначалася за допомогою тригонометричних рядів. Точність розв'язання залежала від кількості членів ряду Фур'є. Задача носила граничний характер. Граничними умовами для розв'язання крайової задачі були значення тиску в камерах і тиску на зливі з підшипника. У міру вдосконалення обчислювальної техніки все частіше стали застосовуватися чисельні методи з використанням скінченних різниць в поєднанні з методами поздовжньо-поперечної прогонки або методи скінченних елементів.

До групи робіт, присвячених основам математичної теорії мастила, можна віднести праці Осборна Рейнольдса, які мали вирішальне значення для теорії мастила. На підставі цього аналізу було прийнято вважати зміну тиску в окружному і осьовому напрямках значною.За товщиною мастила тиск приймався постійним. Розглянуто також роботи, які присвячено теорії мастила, таких авторів: В.Н. Константинеску, І.Я. Токаря, М.П. Артеменка, А.І. Бєлоусова, М.В. Коровчинського, В.А. Максимова, В.І. Олімпиєва, О.І. Богданова, А.З. Зіле, А.Г. Бургвіця, В.В. Бушуєва, М.С. Ускова, М.Г. Хановича, А.С. Хегга, Ф.П. Сніговського, Маджумдара, Холмса, Еттлса, Тоннесена, Аккорси, L.Brzeski, Z. Kazimierski, Сери, Андришосье, Ляна, Кернопа та ін.

Дослідженнями турбулентної течії робочої рідини займалися Тейлор, Даусон, Е.Е. Малаховський, В.Н. Константинеску, С.В. Нг, С.Т. Пен, Хирс, О.І. Піддубний, Н.Типей, А.Ника, О.Бине. Дослідження динамічних характеристик системи «роторпідшипник» наведено в роботах Е.Е. Малаховського, В.М. Доценка, В.І. Бикова, М.Н. Циганова, С.І. Сергєєва, Л.О. Савіна, О.В.Соломіна, Холмса, Тоннесена, А.Г. Бургвіца, А.І. Білоусова, В.І. Олімпієва, Тен Напеля, І.Я. Токаря, А.П.Домбраускаса, Ляна, В.Ф. Терентьєва, А.С. Кельзона. Проектування опор ковзання рідинного тертя працях А.С. Кельзона, О.І. Богданова, Бургвіца, наведено В Α.Γ. B.H. Константинеску, Ф.П. Сніговського, М.Є. Подільського, М.Г. Хановича.

Наведений в першому розділі дисертації аналіз стану поставленої проблеми показав, що в останні роки дослідники все більшу увагу приділяють питанням динаміки системи «ротор-підшипник», оскільки без динамічної оцінки машина не може бути визнана працездатною в повній мірі.

Нові умови роботи сучасних швидкохідних машин потребують удосконалення існуючих підшипників рідинного тертя або створення нових конструкцій. Дуже перспективними конструкціями підшипників ковзання рідинного тертя для перерахованих умов роботи в складі роторів агрегатів енергоустановок є запропоновані і запатентовані автором даної роботи конструкції здвоєних гідростатодинамічних підшипників. На відміну від звичайних втулкових гідростатодинамічних підшипників вони мають дуже високу вантажопідйомність та більш широкий діапазон стійкості. Гідростатодинамічні підшипники здвоєного типу є новими і для них відсутні дослідження статичних і динамічних характеристик.

До комплексу поставлених задач увійшов також розгляд можливості застосування методу Ньютона-Рафсона для визначення тисків у камерах.

Метою роботи було підвищення несучої і демпфуючої здатності, розширення діапазону стійкої роботи підшипників ковзання завдяки створенню декількох мастильних шарів в підшипнику.

<u>У другому розділі</u> розглянуто математичну модель здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника при постійному зовнішньому навантаженні.

З метою отримання малих габаритів машини спостерігається тенденція до зростання швидкостей обертання роторів машин. При цьому зростають навантаженість опор, віброперенавантаження і вібропереміщення. За цих умов виникає необхідність пошуку підшипників, що мають підвищену несучу та демпфуючу здатність і більш широкий діапазон стійкої роботи. Таким підшипником є здвоєний гідростатодинамічний підшипник (рис. 1).

Розглянутий підшипник має дві робочі поверхні, на яких виконані несучі камери. Тиск в камерах позначений $P_{k1,1}$; $P_{k1,2}$; $P_{k1,3}$; $P_{k1,4}$; $P_{k2,1}$; $P_{k2,2}$; $P_{k2,3}$; $P_{k2,4}$. Мастильний матеріал подається в несучі камери під великим тиском P_{Bx} . Диск, закріплений на валу, обертається з кутовою швидкістю ω , і його положення в підшипнику визначається ексцентриситетом «е» і кутом положення β_0 . Основними характеристиками підшипника є несуча здатність W, витрата мастильного



Рис.1. Схема здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника при постійному навантаженні

матеріалу Q і втрати потужності на тертя і прокачування N. В основі визначення цих характеристик лежить функція розподілу тиску по робочій поверхні підшипника.

При визначенні функції зміни тиску на міжкамерних перемичках застосовуються рівняння Рейнольдса. З урахуванням загальноприйнятих в гідродинамічній теорії мастила припущень запишемо рівняння Рейнольдса для зовнішньої і внутрішньої частин підшипника в безрозмірному вигляді

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_{1}} \left(\frac{\overline{h}_{1}^{3}}{Kx_{1}} \frac{\partial \overline{P}_{1}}{\partial \varphi_{1}} \right) + \frac{\partial}{\partial \overline{z}_{1}} \left(\frac{\overline{h}_{1}^{3}}{Kz_{1}} \frac{\partial \overline{P}_{1}}{\partial \overline{z}_{1}} \right) = \Omega_{1} \cdot \frac{\partial (\overline{U}_{1} \cdot \overline{h}_{1})}{\partial \varphi_{1}}, \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\overline{h}_2^3}{Kx_2} \frac{\partial \overline{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{\overline{h}_2^3}{Kz_2} \frac{\partial \overline{P}_2}{\partial \overline{z}_2} \right) = \Omega_2 \frac{\partial (\overline{U}_2 \cdot \overline{h}_2)}{\partial \varphi_2}.$$
(2)

Безрозмірні параметри в виразах (1) і (2) пов'язані з розмірними такими співвідношеннями:

$$\begin{split} \phi_{1} &= \frac{X_{1}}{R_{D1}}; \phi_{2} = \frac{X_{2}}{R_{D2}}; \overline{Z}_{1} = \frac{Z_{1}}{R_{D1}}; \overline{Z}_{2} = \frac{Z_{2}}{R_{D2}}; \overline{P}_{1} = \frac{P_{1}}{P_{BX}}; \overline{P}_{2} = \frac{P_{2}}{P_{BX}}; \phi_{1} = \frac{P_{1}}{P_{BX}}; \phi_{2} = \frac{P_{2}}{P_{BX}}; \phi_{2} = \frac{P_{2}}{P_{BX}}; \phi_{1} = \frac{P_{1}}{P_{D2}}; \phi_{2} = \frac{P_{2}}{P_{D2}}; \phi$$

де x_1, x_2 та z_1, z_2 – окружні і осьові координати в підшипнику; h_1 та h_2 –поточні значення зазорів в підшипнику; P_1 та P_2 – поточні значення тиску на міжкамерних перемичках; μ – динамічна в'язкість робочої рідини; R_{D1} та R_{D2} – радіуси диска на зовнішній і внутрішній робочих поверхнях; P_{Bx} – тиск живлення від насоса; ω – кутова швидкість обертання диска з валом; δ_{01} та δ_{02} – радіальні зазори в зовнішній і внутрішній частинах підшипника; Kx_1, Kz_1 та Kx_2, Kz_2 – коефіцієнти турбулентності.

Коефіцієнти турбулентності визначаються за найбільш поширеним на цей час методом В.Н. Константинеску

$$Kx_{1} = 1 + 0,044(\sigma_{*1}^{2} \cdot Re_{1})^{0,725}$$

$$Kz_{1} = 1 + 0,0247(\sigma_{*1}^{2} \cdot Re_{1})^{0,65},$$

$$Kx_{2} = 1 + 0,044(\sigma_{*2}^{2} \cdot Re_{2})^{0,725},$$

$$Kz_{2} = 1 + 0,0247(\sigma_{*2}^{2} \cdot Re_{2})^{0,65}$$
(3)

де $\sigma_{*1} = 0,125 \cdot \text{Re}_1^{0,07}; \sigma_{*2} = 0,125 \cdot \text{Re}_2^{0,07}; \text{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot h_1}{v}$ та $\text{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot h_2}{v}$ – числа

Рейнольдса; U₁ та U₂ – окружні швидкості зовнішньої і внутрішньої робочих поверхонь диска; v – кінематична в'язкість робочої рідини.

У рівняння (1) і (2) також входять $h_1 = \delta_{01} - e \cdot \cos(\varphi - \beta_0)$ та $h_2 = \delta_{02} + e \cdot \cos(\varphi - \beta_0)$ – поточні значення зазорів в зовнішній і внутрішній частинах підшипника; е - ексцентриситет, що характеризує відстань між центрами підшипника і диска.

Рівняння Рейнольдса (1) і (2) розв'язувалися чисельно за допомогою методу скінченних різниць в поєднанні з методом поздовжньо-поперечної прогонки.

Тиск в камерах визначався з балансу витрат робочої рідини, який записувався з умови рівності витрат через вхідні компенсуючі пристрої і витрат по контуру і-ї камери. Запишемо систему рівнянь для визначення тиску у камерах для зовнішньої і внутрішньої частин підшипника в безрозмірному вигляді, пристосованому для чисельної реалізації

$$(\overline{P}_{k1,i})_{n+1} = \overline{a}_{9,i}\sqrt{1 - (\overline{P}_{k1,i})_n} + \overline{a}_{11,i}(\overline{P}_{k1,i-1})_n + \overline{a}_{12,i}(\overline{P}_{k1,i+1})_n + \overline{a}_{10,i},$$
(4)

$$(\overline{P}_{k2,i})_{n+1} = \overline{b}_{9,i}\sqrt{1 - (\overline{P}_{k2,i})_n} + \overline{b}_{11,i}(\overline{P}_{k2,i-1})_n + \overline{b}_{12,i}(\overline{P}_{k2,i+1})_n + \overline{b}_{10,i},$$
(5)

де $\overline{a}_{9,i}; \overline{a}_{11,i}; \overline{a}_{12,i}; \overline{a}_{10,i}$ та $\overline{b}_{9,i}; \overline{b}_{11,i}; \overline{b}_{12,i}; \overline{b}_{10,i}$ – допоміжні коефіцієнти, які в процесі ітерації не змінюються.

Знаючи тиск в камерах і на міжкамерних перемичках, інтеграцією сіткової функції розподілу тиску по робочих частинах підшипника, можна визначити вантажопідйомність підшипника. Сумарну вантажопідйомність зовнішньої і внутрішньої робочих поверхонь підшипника в проекціях на лінію центрів диска і підшипника i_{Σ} і напрямок j_{Σ} , їй перпендикулярний, запишемо в такому вигляді:

$$\overline{\mathbf{i}}_{\Sigma} = \overline{\mathbf{i}}_{H} + \overline{\mathbf{i}}_{B},
\overline{\mathbf{j}}_{\Sigma} = \overline{\mathbf{j}}_{H} + \overline{\mathbf{j}}_{B},$$
(6)

де \overline{i}_H і \overline{j}_H – проекції вантажопідйомності зовнішньої частини підшипника; \overline{i}_B і \overline{j}_B – проекції вантажопідйомності внутрішньої частини підшипника.

Безрозмірні параметри в рівняннях (6) пов'язані з розмірними співвідношеннями.

$$\overline{\mathbf{i}}_{H} = \frac{\mathbf{i}_{H}}{P_{_{BX}} \cdot R_{D1}^{2}}; \ \overline{\mathbf{j}}_{H} = \frac{\mathbf{j}_{H}}{P_{_{BX}} \cdot R_{D1}^{2}}; \ \overline{\mathbf{i}}_{B} = \frac{\mathbf{i}_{B}}{P_{_{BX}} \cdot R_{D2}^{2}}; \ \overline{\mathbf{j}}_{B} = \frac{\mathbf{j}_{B}}{P_{_{BX}} \cdot R_{D2}^{2}}; \ \overline{\mathbf{j}}_{B} = \frac{\mathbf{j}_{B}}{P_{_$$

За відомими значеннями тиску в камерах можна визначити витрату робочої рідини через підшипник

$$Q_{\Sigma} = Q_{30BH} + Q_{BHYTP}, \tag{7}$$

де
$$Q_{30BH.} = 2 \cdot \psi_{BX} \cdot \pi \cdot r_{\#1}^2 \sqrt{\frac{2 \cdot P_{BX}}{\rho}} \sum_{i=1}^k \sqrt{1 - \overline{P}_{k1,i}}$$
 – витрата робочої рідини через

зовнішню робочу поверхню підшипника; ψ_{BX} – коефіцієнт входу; $r_{\chi 1}$ – радіус

жиклера; ρ – густина робочої рідини; k – число камер в підшипнику наполовині його зовнішньої робочої поверхні;

 $Q_{BHYTP} = 2 \cdot \psi_{BX} \cdot \pi \cdot r_{xx2}^2 \sqrt{\frac{2 \cdot P_{BX}}{\rho}} \sum_{i=1}^{m} \sqrt{1 - P_{k2,i}}$ – витрата робочої рідини через камери, розташовані на внутрішній робочій поверхні підшипника; т – число камер на

розташовані на внутрішній робочій поверхні підшипника; m – число камер на половині внутрішньої робочої поверхні підшипника.

Втрати потужності на тертя визначаємо подвійним інтегруванням функції дотичних напружень в шарі робочої рідини по робочих поверхнях підшипника. Застосувавши чисельний метод трапецій, запишемо вирази для визначення втрат потужності на тертя для зовнішньої \overline{K}_{NTPH} і внутрішньої \overline{K}_{NTpB} частин підшипника в безрозмірному вигляді

$$\overline{K}_{NTPH} = \frac{\overline{L}_{\Pi} \cdot \Delta \phi_{1} \cdot \lambda_{1,i}}{\overline{\psi}_{1}} \sum_{i=1}^{N1} \frac{\overline{U}_{1,i} \cdot K(Re)_{1,i}}{\overline{h}_{1,i}} + \overline{K}_{N1} \cdot \Delta \overline{Z}_{1} \cdot \overline{\psi}_{1} \cdot \lambda_{3,j} \sum_{j=1}^{N2} \overline{N}_{1,j},$$
(8)

$$\overline{K}_{NTPB} = \frac{\overline{L}_{\Pi} \cdot \Delta \varphi_2 \cdot \lambda_{2,i}}{\overline{\psi}_2} \sum_{i=1}^{N3} \frac{\overline{U}_{2,i} \cdot K(Re)_{2,i}}{\overline{h}_{2,i}} + \overline{K}_{N1} \cdot \Delta \overline{Z}_2 \cdot \overline{\psi}_2 \cdot \lambda_{3,j} \sum_{j=1}^{N2} \overline{N}_{2,j},$$
(9)

де
$$\overline{N}_{1,j} = \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N1} \frac{\overline{h}_{1,i} (\overline{P}_{1,i+1,j} - \overline{P}_{1,i-1,j})}{2}; \overline{N}_{2,j} = \lambda_{2,i} \sum_{i=1}^{N3} \frac{\overline{h}_{2,i} (\overline{P}_{2,i+1,j} - \overline{P}_{2,i-1,j})}{2}.$$

Безрозмірні параметри в виразах (8) і (9) пов'язані з розмірними такими співвідношеннями:

$$\overline{K}_{NTpH} = \frac{N_{TpH}}{\mu \cdot \omega^2 \cdot R_{D1}^3}; \overline{K}_{NTpB} = \frac{N_{TpB}}{\mu \cdot \omega^2 \cdot R_{D2}^3}; \overline{\psi}_1 = \frac{\delta_{01}}{R_{D1}}; \overline{\psi}_2 = \frac{\delta_{02}}{R_{D2}};$$
$$\overline{K}_{N1} = \frac{P_{BX}}{\mu \cdot \omega}; \Delta \overline{Z}_1 = \frac{\Delta z_1}{L_{\Pi}}; \Delta \overline{Z}_2 = \frac{\Delta z_2}{L_{\Pi}},$$

де L_П – довжина підшипника.

Втрати потужності на тертя для всього підшипника дорівнюватимуть сумі втрат на тертя для зовнішньої і внутрішньої робочих поверхонь

$$K_{NTP\Sigma} = 2K_{NTPH} + 2K_{NTPB}.$$
(10)

Як відомо, гідростатодинамічні підшипники характеризуються великими витратами робочої рідини, і тому, великими втратами на прокачку, які визначимо з виразу

$$\overline{K}_{N\Pi p} = \frac{P_{BX} \cdot Q_{\Sigma}}{\mu \cdot \omega^2 \cdot R_{D1}^3}.$$
(11)

Сумарні втрати потужності на тертя і прокачування в підшипнику

$$\overline{\mathbf{K}}_{\Pi\Sigma} = \overline{\mathbf{K}}_{\mathrm{NTp}\Sigma} + \overline{\mathbf{K}}_{\mathrm{NTp}}.$$
(12)

<u>У третьому розділі</u> розглянуто математичну модель здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника при нестаціонарному зовнішньому навантаженні.

Під дією змінних зовнішніх навантажень в валах можуть виникати поздовжні, поперечні і крутильні коливання. Найбільш часто зустрічаються поперечні коливання, причиною виникнення яких є залишкова неврівноваженість вала. З ростом швидкостей обертання валів ростуть їх амплітуди коливань, збільшуються вібропереміщення i віброперенавантаження. Конструкція злвоєного гідростатодинамічного підшипника має підвищену несучу здатність і поліпшені порівняно зі звичайними втулковими гідростатодемпфуючі властивості динамічними підшипниками. Для аналізу динамічних явищ, що відбуваються в системі «вал-підшипник», використовувалися амплітудно-частотні характеристики, які дозволяють виявити зони резонансу і межі стійкої роботи вала. Побудова амплітудно-частотних характеристик пов'язана зі спільним розв'язанням рівнянь Рейнольдса, балансу витрат і рівнянь руху вала всередині підшипника. Схему розглянутого підшипника наведено на рис. 2. В основі визначення динамічних характеристик здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника також лежить функція розподілу тиску в шарі робочої рідини. Для визначення функції зміни тиску на міжкамерних перемичках застосуємо рівняння Рейнольдса. Крім загальноприйнятих, в гідродинамічній теорії мастила припущень, також будемо вважати, що мастило є нестисливою ньютонівською рідиною і течія мастила – ізотермічна.

Запишемо рівняння Рейнольдса для зовнішньої і внутрішньої частин підшипника для випадку дії змінних зовнішніх навантажень в безрозмірному вигляді

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_{1}} \left(\frac{\overline{h}_{1}^{3}}{Kx_{1}} \frac{\partial \overline{P}_{1}}{\partial \varphi_{1}} \right) + \frac{\partial}{\partial \overline{z}_{1}} \left(\frac{\overline{h}_{1}^{3}}{Kz_{1}} \frac{\partial \overline{P}_{1}}{\partial \overline{z}_{1}} \right) = \Omega_{1} \frac{\partial (\overline{U}_{1} \cdot \overline{h}_{1})}{\partial \varphi_{1}} + \Omega l_{1} \cdot \overline{V},$$
(13)

$$\frac{\partial}{\partial \phi_2} \left(\frac{\overline{h_2}^3}{Kx_2} \frac{\partial \overline{P}_2}{\partial \phi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \overline{z}_2} \left(\frac{\overline{h_2}^3}{Kz_2} \frac{\partial \overline{P}_2}{\partial \overline{z}_2} \right) = \Omega_2 \frac{\partial (\overline{U}_2 \cdot \overline{h}_2)}{\partial \phi_2} + \Omega 2_2 \cdot \overline{V}.$$
(14)

Безрозмірні параметри в виразах (13) і (14) пов'язані з розмірними такими співвідношеннями:

$$\begin{split} \overline{h}_{1} &= \frac{h_{1}}{\delta_{01}}; \overline{h}_{2} = \frac{h_{2}}{\delta_{02}}; \phi_{1} = \frac{X_{1}}{R_{D1}}; \phi_{2} = \frac{X_{2}}{R_{D2}}; \overline{Z}_{1} = \frac{Z_{1}}{R_{D1}}; \overline{Z}_{2} = \frac{Z_{2}}{R_{D2}}; \overline{P}_{1} = \frac{P_{1}}{P_{BX}}; \overline{P}_{2} = \frac{P_{2}}{P_{BX}}; \\ \Omega_{1} &= \frac{6 \cdot \mu \cdot \omega \cdot R_{D1}^{2}}{\delta_{01}^{2} \cdot P_{BX}}; \Omega_{2} = \frac{6 \cdot \mu \cdot \omega \cdot R_{D2}^{2}}{\delta_{02}^{2} \cdot P_{BX}}; \Omega_{1} = \frac{12 \cdot \mu \cdot R_{D1}^{2}}{\delta_{01}^{2} \cdot P_{BX} \cdot T}; \Omega_{2} = \frac{12 \cdot \mu \cdot R_{D2}^{2}}{\delta_{02}^{2} \cdot P_{BX}}, \end{split}$$

де $T = 2\pi / \omega$ – період коливань.

Під впливом змінних навантажень або кутових швидкостей диск в підшипнику буде здійснювати складний рух, що складається з обертання з кутовою швидкістю, поступального руху уздовж лінії центрів диска і підшипника та обертального – разом з лінією центрів. Запишемо вирази для швидкостей точок диска U і V уздовж лінії центрів і перпендикулярно їй у безрозмірному вигляді



Рис.2. Схема радіального гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу при нестаціонарному зовнішньому навантаженні від неврівноваженості вала

$$\overline{U}_{1} = 1 + \overline{U}_{e1} \cdot \sin(\varphi - \beta_{o}) - \overline{U}_{\beta 1} \cdot \cos(\varphi - \beta_{o}),$$

$$\overline{U}_{2} = 1 + \overline{U}_{e2} \cdot \sin(\varphi - \beta_{o}) - \overline{U}_{\beta 2} \cdot \cos(\varphi - \beta_{o}),$$

$$\overline{V} = \frac{d\overline{\chi}}{d\overline{t}} \cos(\varphi - \beta_{o}) + \overline{\chi} \cdot \frac{d\beta_{o}}{d\overline{t}} \sin(\varphi - \beta_{o}).$$
(15)

Безрозмірні параметри в виразах (15) пов'язані з розмірними такими співвідношеннями:

$$\begin{split} \bar{\mathbf{U}}_1 &= \frac{\mathbf{U}_1}{\bar{\omega} \cdot \mathbf{R}_{D1}}; \bar{\mathbf{U}}_{e1} = \frac{1}{\omega \cdot \mathbf{R}_{D1}} \frac{\mathrm{d}e}{\mathrm{d}t}; \bar{\mathbf{U}}_{\beta 1} = \frac{e}{\omega \cdot \mathbf{R}_{D1}} \cdot \frac{\mathrm{d}\beta_0}{\mathrm{d}t}; \mathbf{T} \\ \bar{\mathbf{U}}_2 &= \frac{\mathbf{U}_2}{\bar{\omega} \cdot \mathbf{R}_{D2}}; \bar{\mathbf{U}}_{e2} = \frac{1}{\omega \cdot \mathbf{R}_{D2}} \frac{\mathrm{d}e}{\mathrm{d}t}; \bar{\mathbf{U}}_{\beta 2} = \frac{e}{\omega \cdot \mathbf{R}_{D2}} \cdot \frac{\mathrm{d}\beta_0}{\mathrm{d}t}; \\ \bar{\mathbf{V}} = \mathbf{V} \cdot \frac{\mathbf{T}}{\delta}; \overline{\mathbf{\chi}} = \frac{e}{\delta}; \delta = \mathbf{R}_{\Pi} - \mathbf{R}_{D1}; \overline{\mathbf{t}} = \frac{\mathbf{t}}{\mathbf{T}}; \mathbf{T} = \frac{2\pi}{\omega}. \end{split}$$

Опис інших розмірних параметрів, що пояснюють вирази (13), (14), (15), наведено в розділі 2.

Рівняння (13) і (14) розв'язувалися чисельно за допомогою методу скінченних різниць в поєднанні з методом поздовжньо-поперечної прогонки.

Тиск в камерах визначався з балансу витрат робочої рідини через вхідні компенсатори тиску і по контуру і-ї камери. Під час запису витрат по контуру і-ї камери при дії змінних зовнішніх навантажень враховувалися витрати робочої рідини Q_{V1}та Q_{V2}, обумовлені рухом вала з диском

$$Q_{V1} = b_{k1} \cdot \ell_{k1} \cdot V_{m},$$

$$Q_{V2} = b_{k2} \cdot \ell_{k2} \cdot V_{m}.$$
(16)

де b_{k1} та b_{k2} – ширина камер на зовнішній і внутрішній робочих поверхнях підшипника;

 ℓ_{k1} та ℓ_{k2} – довжина камер на зовнішній і внутрішній робочих поверхнях підшипника;

V_m – швидкість руху вала уздовж лінії центрів диска і підшипника.

Запишемо вирази для визначення тиску у камерах, розташованих на зовнішній і на внутрішній робочих поверхнях підшипника, в безрозмірному вигляді

$$(\overline{P}_{k,i})_{n+1} = \overline{a}_{9,i} \cdot \sqrt{1 - (\overline{P}_{k,i})_n} + \overline{a}_{11,i} (\overline{P}_{k,i-1})_n + \overline{a}_{12,i} (\overline{P}_{k,i+1})_n + \overline{a}_{10,i},$$
(17)

$$(\overline{P}_{k1,i})_{n+1} = \overline{b}_{9,i} \cdot \sqrt{1 - (\overline{P}_{k1,i})_n} + \overline{b}_{11,i} (\overline{P}_{k1,i-1})_n + \overline{b}_{12,i} (\overline{P}_{k1,i+1})_n + \overline{b}_{10,i},$$
(18)

де $\overline{a}_{9,i}; \overline{a}_{11,i}; \overline{a}_{12,i}; \overline{a}_{10,i}$ та $\overline{b}_{9,i}; \overline{b}_{11,i}; \overline{b}_{12,i}; \overline{b}_{10,i}$ – допоміжні коефіцієнти, які в процесі ітерації на кожному кроці за часом залишаються постійними.

Знаючи тиск в камерах і вузлах міжкамерних перемичок, можна визначити складові гідродинамічних сил, що діють на диск з валом.

Для побудови амплітудно-частотних характеристик диска з валом на здвоєних підшипниках розв'язувалися рівняння руху вала всередині підшипника. У даній роботі динамічна задача розв'язана з використанням нелінійних рівнянь руху жорсткого одномасового ротора, встановленого на двох гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу. Запишемо рівняння руху диска під дією сил ваги, неврівноваженості і гідродинамічних сил в проекціях на рухомі осі, які обертаються з кутовою швидкістю $\frac{d\beta_0}{dt}$ разом з лінією центрів диска і підшипника в

безрозмірному вигляді

$$\overline{m}(\ddot{\overline{\chi}} - \overline{\chi} \cdot \dot{\beta}_{o}^{2}) = -2\overline{i}_{\Sigma} + \overline{G} \cdot \cos\beta_{o} + \overline{q} \cdot \cos(\frac{\overline{t}}{Sh} - \beta_{o} + \beta_{H}),$$

$$\overline{m}(\overline{\chi} \cdot \ddot{\beta}_{o} + 2 \cdot \dot{\overline{\chi}} \cdot \dot{\beta}_{o}) = -2\overline{j}_{\Sigma} - \overline{G} \cdot \sin\beta_{o} + \overline{q} \cdot \sin(\frac{\overline{t}}{Sh} - \beta_{o} + \beta_{H}).$$
(19)

Безрозмірні параметри в виразах (19) пов'язані з розмірними такими співвідношеннями:

$$\overline{\mathbf{m}} = \frac{\mathbf{m} \cdot \delta_{01}}{\mathbf{P}_{_{\mathbf{B}\mathbf{X}}} \cdot \mathbf{R}_{D1}^2 \mathbf{T}^2}; \overline{\mathbf{I}}_{\Sigma} = \frac{\mathbf{i}_{\Sigma}}{\mathbf{P}_{_{\mathbf{B}\mathbf{X}}} \cdot \mathbf{R}_{D1}^2}; \overline{\mathbf{J}}_{\Sigma} = \frac{\mathbf{j}_{\Sigma}}{\mathbf{P}_{_{\mathbf{B}\mathbf{X}}} \cdot \mathbf{R}_{D1}^2}; \overline{\mathbf{G}} = \frac{\mathbf{mg}}{\mathbf{P}_{_{\mathbf{B}\mathbf{X}}} \cdot \mathbf{R}_{D1}^2};$$

$$\overline{\mathbf{q}} = \frac{\mathbf{q} \cdot \omega^2}{\mathbf{P}_{BX} \cdot \mathbf{R}_{D1}^2}; \overline{\mathbf{t}} = \frac{\mathbf{t}}{\mathbf{T}}; \mathbf{Sh} = \frac{1}{\omega \cdot \mathbf{t}}; \chi = \frac{\mathbf{e}}{\delta_{01}},$$

де G=m·g – вагавала с диском; g – прискорення вільного падіння; е – ексцентриситет диска в підшипнику, що характеризує відстань між центрами диска і підшипника; _{во} – кут положення диска в підшипнику, що характеризує положення лінії центрів диска і підшипника; i_{Σ} та j_{Σ} – вантажопідйомності підшипника в проекціях на лінію центрів диска і підшипника, вісь у (рис. 2) і напрямок їй перпендикулярний, вісь х; q – залишкова неврівноваженість вала; ю – кутова швидкість обертання диска з валом; $\beta_{\rm H}$ – положення осі відліку кутів; T – період коливань.

Для чисельної реалізації рівнянь руху диска в підшипнику (19) були проаналізовані різні методи розв'язання диференціальних рівнянь: Ейлера, Рунге-Кутта, Мілна і Адамса. Найбільш раціональним для розв'язання розглянутих диференціальних рівнянь є багатокроковий метод Адамса четвертого порядку. Для отримання вихідної інформації на перших трьох кроках використовувався однокроковий метод Ейлера.

У четвертому розділі розглянуто математичну модель здвоєного радіальноупорного гідростатодинамічного підшипника при нестаціонарному зовнішньому навантаженні.

Схему розглянутого підшипника наведено на рис. 3. На відміну від радіального здвоєного гідростатодинамічного підшипника в радіально-упорному здвоєному підшипнику зовнішня робоча поверхня диска виконана у вигляді двох



Рис.3. Схема здвоєного радіально-упорного гідростатодинамичного підшипника

конічних поверхонь. Зовнішня робоча поверхня підшипника також виконана у вигляді двох конусів, і на цих конічних поверхнях розташовані несучі камери, в які подається робоча рідина під тиском. Завдяки наявності двох конічних поверхонь на підшипнику і на диску підшипник може сприймати двосторонні осьові навантаження спільно з радіальними. Змінюючи кути конічних поверхонь, можна змінювати величини осьових і радіальних навантажень. Для аналізу динамічних явищ, що відбуваються в опорах вала, використовуємо амплітудно-частотні характеристики, які дозволяють виявити зони резонансу і межі стійкої роботи вала. Побудова амплітудно-частотних характеристик, як і для радіального підшипника, також пов'язана зі спільним розв'язком рівнянь Рейнольдса, балансу витрат і рівнянь руху вала з диском всередині підшипника.

Для визначення функції розподілу тиску на міжкамерних перемичках розв'язуємо рівняння Рейнольдса. Крім загальноприйнятих припущень в гідродинамічній теорії мастила, приймаємо також, що інерційні члени рівнянь Нав'є-Стокса малі порівняно з в'язкісними. З урахуванням прийнятих припущень запишемо рівняння Рейнольдса для зовнішньої конічної і внутрішньої циліндричної робочих поверхонь підшипника

$$\frac{\partial}{\partial x_{1}}\left(\frac{h_{1}^{3}}{Kx_{1}}\frac{\partial P_{1}}{\partial x_{1}}\right) + \frac{\partial}{\partial z_{1}}\left(\frac{h_{1}^{3}}{Kz_{1}}\frac{\partial P_{1}}{\partial z_{1}}\right) =$$

$$= 6\mu \frac{\partial(U_{1} \cdot h_{1})}{\partial x_{1}} + 12 \cdot \mu \cdot V + \rho \omega^{2} \cdot R_{cp} \cdot \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z_{1}}\left(\frac{h_{1}^{3}}{Kz_{1}}\right),$$

$$\frac{\partial}{\partial x_{2}}\left(\frac{h_{2}^{3}}{Kx_{2}}\frac{\partial P_{2}}{\partial x_{2}}\right) + \frac{\partial}{\partial z_{2}}\left(\frac{h_{2}^{3}}{Kz_{2}}\frac{\partial P_{2}}{\partial z_{2}}\right) = 6\mu \frac{\partial(U_{2} \cdot h_{2})}{\partial x_{2}} + 12 \cdot \mu \cdot V,$$
(21)

де K_{X1}, K_{Z1} та K_{X2}, K_{Z2} – коефіцієнти турбулентності, що визначаються за методом В.Н. Константинеску; h_1 та h_2 – поточні значення зазорів в зовнішній і внутрішній робочих поверхнях підшипника; X_1, Z_1 та X_2, Z_2 – осі координат; μ –динамічна в'язкість робочої рідини; ρ – густина робочої рідини; U_1 та U_2 – окружні швидкості зовнішньої і внутрішньої робочих поверхонь диска, встановленого на вал; V – швидкість зближення диска з валом і підшипника; ω – кутова швидкість обертання вала з диском всередині підшипника; R_{cp} – середній радіус зовнішньої конічної поверхні підшипника.

У рівнянні (20), записаному для зовнішньої конічної поверхні підшипника, введено доданок $\rho \cdot \omega^2 \cdot R_{cp} \cdot \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z_1} (\frac{h_1^3}{Kz_1})$, який враховує вплив відцентрових сил

інерції мастила.

Зазор у внутрішній циліндричній частині підшипника визначаємо за такою залежністю:

$$\mathbf{h}_2 = \delta_{02} + \mathbf{e} \cdot \cos(\varphi - \beta_0), \tag{22}$$

де δ₀₂ – радіальний зазор для внутрішньої частини підшипника; е – ексцентриситет, що характеризує відстань між центрами підшипника і диска; φ – поточна кутова координата в підшипнику; β₀ – кут положення диска в підшипнику.

Для зовнішньої конічної частини підшипника запишемо вираз для радіального h_{pag} , осьового h_{oc} та нормального h_1 зазорів. У разі осьового зміщення диска вліво запишемо вирази для цих зазорів

$$\begin{split} h_{pad3\pi i Ba} &= \delta_{oc3\pi i Ba} - e \cdot \cos(\varphi - \beta_0), \\ h_{padcnpaba} &= \delta_{occnpaba} - e \cdot \cos(\varphi - \beta_0), \\ h_{oc3\pi i Ba} &= h_{pad3\pi i Ba} \cdot ctg\alpha, \end{split} \tag{23} \\ h_{occnpaba} &= h_{padcnpaba} \cdot ctg\alpha, \\ h_{1 3\pi i Ba} &= h_{padgnpaba} \cdot cos\alpha, \\ h_{1cnpaba} &= h_{padcnpaba} \cdot cos\alpha, \end{split}$$

де $\delta_{oc \ 3лiBa} = R_{cp.n} - R_{cp.D} - e_{oc} \cdot tg\alpha$ та $\delta_{oc \ cnpaBa} = R_{cp.n} - R_{cp.D} + e_{oc} \cdot tg\alpha$ – радіальні зазори в лівій і правій конічній частині підшипника; е – радіальний ексцентриситет в підшипнику; α – кут, що утворює конічну частину підшипника; e_{oc} – осьовий ексцентриситет в підшипнику; $R_{cp.n}$ та $R_{cp.D}$ – середні радіуси підшипника і диска, виміряні посередині довжини підшипника.

Вирази для швидкостей точок диска вздовж лінії центрів V та перпендикулярно цій лінії U мають вигляд

$$U_{1j} = \omega \cdot R_{cpD1j} + \frac{de}{dt} \sin(\varphi - \beta_o) - e \frac{d\beta_o}{dt} \cos(\varphi - \beta_o),$$

$$U_2 = \omega \cdot R_{D2} + \frac{de}{dt} \sin(\varphi - \beta_o) - e \frac{d\beta_o}{dt} \cos(\varphi - \beta_o),$$

$$V = \frac{de}{dt} \cos(\varphi - \beta_o) + e \frac{d\beta_o}{dt} \sin(\varphi - \beta_o),$$

(24)

де U_{1j} та U_2 – швидкості точок зовнішньої конічної і внутрішньої циліндричної робочих поверхонь диска; $R_{cpD1j} = R_T + \Delta Z \cdot \sin \alpha (j-1)$ – поточне значення радіуса зовнішньої конічної поверхні диска; R_T – радіус торця диска з боку меншого діаметра конічної поверхні; ΔZ – крок по сітці уздовж твірної конуса; α – кут нахилу твірної конуса; $j = 1, 2, 3, ... N_j$ – номери вузлів сітки уздовж твірної конуса; N_j – число вузлів сітки.

Вирази для рівнянь Рейнольдса і швидкостей в роботі записані також у безрозмірному вигляді. Чисельне розв'язання рівнянь Рейнольдса виконувалося

також, як і для циліндричних гідростатодинамічних підшипників, методом скінченних різниць в поєднанні з методом поздовжньо-поперечної прогонки.

Тиск в камерах визначався з рівнянь балансу витрат робочої рідини. Під час запису витрат по контуру і-ї камери враховувалися переносна і градієнтна течії робочої рідини. Для камер, розташованих на зовнішній конічній робочій поверхні підшипника, враховувалася зміна витрат по довжині камер. Витрати через торці конічних камер обчислювалися також за різними формулами. Вирази для витрат по контуру і-ї камери були узагальнені на випадок турбулентної течії робочої рідини за допомогою коефіцієнтів турбулентності, що обчислюються за методом В.Н. Константинеску.

Запишемо вирази для визначення тисків у камерах радіально-упорного гідростатодинамічного підшипника в безрозмірному вигляді

$$(\overline{P}_{kk,i})_{n+1} = \overline{a}_{10,i} \cdot \sqrt{1 - (\overline{P}_{kk,i})_n} - \overline{a}_{12,i} \cdot (\overline{P}_{kk,i-1})_n - \overline{a}_{13,i} \cdot (\overline{P}_{kk,i+1})_n - \overline{a}_{11,i},$$
(25)

$$(\overline{P}_{kII,i})_{n+1} = \overline{b}_{9,i} \cdot \sqrt{1 - (\overline{P}_{kII,i})_n} - \overline{b}_{11,i} \cdot (\overline{P}_{kII,i-1})_n - \overline{b}_{12,i} \cdot (\overline{P}_{kII,i+1})_n - \overline{b}_{10,i},$$
(26)

де $\overline{a}_{10,i}; \overline{a}_{12,i}; \overline{a}_{13,i}; \overline{a}_{11,i}$ та $\overline{b}_{9,i}; \overline{b}_{11,i}; \overline{b}_{12,i}; \overline{b}_{10,i}$ – допоміжні коефіцієнти, які в процесі ітерації на кожному кроці за часом залишаються постійними.

Амплітуди коливань диска з валом знаходимо з розв'язання рівнянь руху диска з валом всередині підшипника, які запишемо в безрозмірному вигляді

$$\overline{m}(\ddot{\overline{\chi}} - \overline{\chi} \cdot \dot{\beta}_{o}^{2}) = -2\overline{i}_{\Sigma} + \overline{G} \cdot \cos\beta_{o} + \overline{q} \cdot \cos(\frac{1}{Sh} - \beta_{o} + \beta_{H}),$$

$$\overline{m}(\overline{\chi} \cdot \ddot{\beta}_{o} + 2 \cdot \dot{\overline{\chi}} \cdot \dot{\beta}_{o}) = -2\overline{j}_{\Sigma} - \overline{G} \cdot \sin\beta_{o} + \overline{q} \cdot \sin(\frac{1}{Sh} - \beta_{o} + \beta_{H}).$$
(27)

Безрозмірні параметри в виразах (27) пов'язані з розмірними такими співвідношеннями:

$$\overline{\mathbf{m}} = \frac{\mathbf{m} \cdot \delta_{01}}{\mathbf{P}_{\mathsf{BX}} \cdot \mathbf{R}_{\mathsf{cpD1}}^2 \mathbf{T}^2}; \overline{\mathbf{i}}_{\Sigma} = \frac{\mathbf{i}_{\Sigma}}{\mathbf{P}_{\mathsf{BX}} \cdot \mathbf{R}_{\mathsf{cpD1}}^2}; \overline{\mathbf{j}}_{\Sigma} = \frac{\mathbf{j}_{\Sigma}}{\mathbf{P}_{\mathsf{BX}} \cdot \mathbf{R}_{\mathsf{cpD1}}^2}; \overline{\mathbf{G}} = \frac{\mathbf{mg}}{\mathbf{P}_{\mathsf{BX}} \cdot \mathbf{R}_{\mathsf{cpD1}}^2};$$

$$\overline{\mathbf{q}} = \frac{\mathbf{q} \cdot \omega^2}{\mathbf{P}_{\mathsf{BX}} \cdot \mathbf{R}_{\mathsf{cpD1}}^2}; \overline{\mathbf{t}} = \frac{\mathbf{t}}{\mathbf{T}}; \mathbf{Sh} = \frac{1}{\omega \cdot \mathbf{T}}; \chi = \frac{\mathbf{e}}{\delta_{02}},$$
(28)

Назви параметрів у виразах (27) і (28) наведені в розділі 3 для радіального гідростатодинамічного підшипника.

Чисельне розв'язання рівнянь руху диска з валом всередині підшипника виконувалося за допомогою методу Адамса. Початкові дані для багатокрокового методу Адамса визначалися за допомогою однокрокового методу Ейлера.

<u>У п'ятому розділі</u> розглянуто математичну модель здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника з пружною установкою робочих поверхонь диска при нестаціонарному зовнішньому навантаженні.

Цей підшипник можна розглядати як подальший розвиток конструкції здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника, у якого була відсутня пружна установка робочих поверхонь диска. Схему розглянутого підшипника наведено на рис. 4. Робочі поверхні диска 1, 2, 3 виконані роздільно з тілом диска і з'єднані з ним за допомогою пружних елементів 4. Підбором пружних елементів розглянута конструкція підшипника дозволить поліпшити його демпфуючі властивості і розширити діапазон стійкої роботи диска з валом. Для отримання динамічних характеристик системи «вал-підшипник» спільно розв'язувалися рівняння Рейнольдса, балансу витрат і рівняння руху диска з валом, а також рівняння руху кілець, пружно встановлених на диску. Рівняння Рейнольдса розв'язувалися для визначення функції розподілу тиску на між камерних перемичках.

Рівняння Рейнольдса для зовнішньої і внутрішньої робочих поверхонь підшипника з урахуванням переміщення кілець на пружній основі та в безрозмірній формі запишемо в такому вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial \phi_{l}} \left(\frac{\overline{h}_{1}^{3}}{Kx_{1}} \cdot \frac{\partial \overline{P}_{l}}{\partial \phi_{l}} \right) + \frac{\partial}{\partial \overline{z}_{l}} \left(\frac{\overline{h}_{1}^{3}}{Kz_{1}} \cdot \frac{\partial \overline{P}_{l}}{\partial \overline{z}_{l}} \right) = \Omega_{1} \frac{\partial (\overline{U}_{1} \cdot \overline{h}_{1})}{\partial \phi_{l}} + \Omega l_{1} \cdot \overline{V}_{l};$$

$$(29)$$

$$\frac{\partial}{\partial \phi_2} \left(\frac{\bar{\mathbf{h}}_2^3}{K x_2} \cdot \frac{\partial \bar{\mathbf{P}}_2}{\partial \phi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{\mathbf{z}}_2} \left(\frac{\bar{\mathbf{h}}_2^3}{K z_2} \cdot \frac{\partial \bar{\mathbf{P}}_2}{\partial \bar{\mathbf{z}}_2} \right) = \Omega_2 \frac{\partial (\bar{\mathbf{U}}_2 \cdot \bar{\mathbf{h}}_2)}{\partial \phi_2} + \Omega \mathbf{l}_2 \cdot \bar{\mathbf{V}}_2; \tag{30}$$

де

$$\overline{U}_{1} = 1 + \overline{U}_{e1} \cdot \sin(\varphi - \beta_{o}) - \overline{U}_{\beta 1} \cdot \cos(\varphi - \beta_{o});$$

$$\overline{U}_{2} = 1 + \overline{U}_{e2} \cdot \sin(\varphi - \beta_{o}) - \overline{U}_{\beta 2} \cdot \cos(\varphi - \beta_{o});$$
(31)

$$\overline{V}_{1} = \frac{\partial \overline{\chi}_{1}}{\partial \overline{t}} \cos(\varphi - \beta_{0}) + \chi_{1} \cdot \frac{\partial \beta_{0}}{\partial \overline{t}} \cdot \sin(\varphi - \beta_{0}) - \dot{\overline{y}}_{1};$$

$$\overline{V}_2 = \frac{\partial \overline{\chi}_2}{\partial \overline{t}} \cos(\varphi - \beta_0) + \chi_2 \cdot \frac{\partial \beta_0}{\partial \overline{t}} \cdot \sin(\varphi - \beta_0) - \dot{\overline{y}}_3.$$

Безрозмірні параметри пов'язані з розмірними співвідношеннями

$$\overline{\chi}_1 = \frac{e}{\delta_{01}}; \ \overline{\chi}_2 = \frac{e}{\delta_{02}}; \ \overline{h}_1 = \frac{h_1}{\delta_{01}}; \ \overline{h}_2 = \frac{h_2}{\delta_{02}}; \\ \varphi_1 = \frac{X_1}{R_{K1}}; \\ \varphi_2 = \frac{X_2}{R_{K2}}; \\ \varphi_2 = \frac{X_2}{R_{K2}}; \\ \varphi_1 = \frac{1}{R_{K1}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K2}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K2}}; \\ \varphi_1 = \frac{1}{R_{K1}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K2}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K2}}; \\ \varphi_1 = \frac{1}{R_{K1}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K1}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K2}}; \\ \varphi_1 = \frac{1}{R_{K1}}; \\ \varphi_1 = \frac{1}{R_{K1}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K2}}; \\ \varphi_1 = \frac{1}{R_{K1}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K1}}; \\ \varphi_2 = \frac{1}{R_{K1}};$$





Рис.4. Схема здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника з пружною установкою робочих поверхонь диска

$$\begin{split} \overline{Z}_{1} &= \frac{Z_{1}}{R_{K1}}; \overline{Z}_{2} = \frac{Z_{2}}{R_{K2}}; \overline{P}_{1} = \frac{P_{1}}{P_{BX}}; \overline{P}_{2} = \frac{P_{2}}{P_{BX}}; \\ \Omega_{1} &= \frac{6 \cdot \mu \cdot \omega \cdot R_{K1}^{2}}{\delta_{01}^{2} \cdot P_{BX}}; \Omega_{2} = \frac{6 \cdot \mu \cdot \omega \cdot R_{K2}^{2}}{\delta_{02}^{2} \cdot P_{BX}}; \Omega_{1} = \frac{12 \cdot \mu \cdot R_{K1}^{2}}{\delta_{01}^{2} \cdot P_{BX} \cdot T}; \Omega_{1}_{2} = \frac{12 \cdot \mu \cdot R_{K2}^{2}}{\delta_{02}^{2} \cdot P_{BX} \cdot T}; \\ \overline{U}_{1} &= \frac{U_{1}}{\omega \cdot R_{K1}}; \overline{U}_{2} = \frac{U_{2}}{\omega \cdot R_{K2}}; \overline{U}_{e1} = \frac{1}{\omega \cdot R_{K1}} \cdot \frac{de}{dt}; \overline{U}_{\beta 1} = \frac{e}{\omega \cdot R_{K1}} \cdot \frac{d\beta_{0}}{dt}; \\ \overline{U}_{e2} &= \frac{1}{\omega \cdot R_{K2}} \cdot \frac{de}{dt}; \overline{U}_{\beta 2} = \frac{e}{\omega \cdot R_{K2}} \cdot \frac{d\beta_{0}}{dt}; \\ \delta_{01} &= R_{\Pi 1} - R_{K1}; \\ \delta_{02} &= R_{K2} - R_{\Pi 2}; \\ \overline{t} &= \frac{t}{T}; T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}; \\ \overline{y}_{1} &= \frac{\dot{y}_{1} \cdot \frac{T}{\delta_{01}}; \\ \overline{y}_{3} &= \dot{y}_{3} \cdot \frac{T}{\delta_{02}}. \end{split}$$

де X₁,X₂ та Z₁,Z₂ – окружні та осьові координати в підшипнику; P₁,P₂ – поточні значення тиску на міжкамерних перемичках; μ – динамічна в'язкість робочої рідини; K_{X1},K_{X2},K_{Z1},K_{Z2} – коефіцієнти турбулентності; U₁,U₂ – окружні швидкості зовнішньої і внутрішньої робочих поверхонь диска; V₁,V₂ – швидкості зближення диска з валом і підшипника на зовнішній і внутрішній частинах підшипника; ý₁,ý₃ – швидкості переміщення кілець, пружно встановлених на диску; δ_{01} , δ_{02} – радіальні зазори для зовнішньої і внутрішньої робочих поверхонь підшипника; R_{Π1},R_{Π2} – радіуси зовнішньої та внутрішньої робочих поверхонь підшипника; R_{K1},R_{K2} – радіуси зовнішньої та внутрішньої робочих поверхонь кілець; е – ексцентриситет, що характеризує відстань між центрами підшипника і диска; ϕ – поточна кутова окружна координата в підшипнику; β_0 – кут положення диска в підшипнику.

Поточні значення зазорів запишемо з урахуванням переміщень робочих поверхонь кілець

$$h_1 = \delta_{01} - (e - y_1) \cdot \cos(\varphi - \beta_0),$$

$$h_2 = \delta_{02} + (e - y_3) \cdot \cos(\varphi - \beta_0),$$
(32)

де y₁, y₃ – пружні переміщення робочих поверхонь кілець.

Рівняння Рейнольдса (29) і (30) розв'язувалися чисельно за допомогою методу скінченних різниць в поєднанні з методом поздовжньо-поперечної прогонки.

Тиск в камерах визначався з рівнянь балансу витрат робочої рідини. Під час запису витрат робочої рідини, обумовлених рухом диска з валом (Q_{V1} та Q_{V2}),

враховувалися швидкості руху зовнішнього та внутрішніх кілець, встановлених на диску

$$Q_{V1} = b_{k1} \cdot \ell_{k1} \cdot (V_m - \dot{y}_1),$$

$$Q_{V2} = b_{k2} \cdot \ell_{k2} \cdot (V_m - \dot{y}_3),$$
(33)

де b_{k1}, b_{k2} – ширина камер, розташованих на зовнішній і внутрішній робочих поверхнях підшипника; ℓ_{k1}, ℓ_{k2} – довжина камер, розташованих на зовнішній і внутрішній робочих поверхнях підшипника; V_m – швидкість руху вала уздовж лінії центрів диска і підшипника.

Запишемо остаточні вирази для визначення тиску у камерах в безрозмірному вигляді, пристосованому для чисельної реалізації

$$(\overline{P}_{k,i})_{n+1} = \overline{a}_{9,i} \cdot \sqrt{1 - (\overline{P}_{k,i})_n} + \overline{a}_{11,i} (\overline{P}_{k,i-1})_n + \overline{a}_{12,i} (\overline{P}_{k,i+1})_n + \overline{a}_{10,i},$$
(34)

$$(\overline{P}_{k1,i})_{n+1} = \overline{b}_{9,i} \cdot \sqrt{1 - (\overline{P}_{k1,i})_n} + \overline{b}_{11,i} (\overline{P}_{k1,i-1})_n + \overline{b}_{12,i} (\overline{P}_{k1,i+1})_n + \overline{b}_{10,i},$$
(35)

де $(\overline{P}_{k,i})_n$ та $(\overline{P}_{k1,i})_n$ – тиск в камерах, розташованих на зовнішній і внутрішній робочих поверхнях підшипника; $\overline{a}_{9,i}; \overline{a}_{11,i}; \overline{a}_{12,i}; \overline{a}_{10,i}$ та $\overline{b}_{9,i}; \overline{b}_{11,i}; \overline{b}_{12,i}; \overline{b}_{10,i}$ – допоміжні коефіцієнти, які в процесі ітерації на кожному кроці за часом залишаються постійними.

Для визначення амплітуд коливань диска з валом запишемо рівняння руху диска з валом і рівняння руху кілець, пружно встановлених на диску.

Рівняння руху диска під дією сил ваги, неврівноваженості і гідродинамічних силзапишемо таким чином:

$$\frac{G}{g}\left[\frac{d^{2}e}{dt^{2}} - e\left(\frac{d\beta_{o}}{dt}\right)^{2}\right] = -2 \cdot i_{\Sigma} + G \cdot \cos\beta_{o} + q \cdot \omega^{2} \cdot \cos(\omega t - \beta_{o} + \beta_{H}),$$

$$\frac{G}{g}\left[e \cdot \frac{d^{2}\beta_{o}}{dt^{2}} + 2\left(\frac{d\beta_{o}}{dt} \cdot \frac{de}{dt}\right)\right] = -2 \cdot j_{\Sigma} - G \cdot \sin\beta_{o} + q \cdot \omega^{2} \cdot \sin(\omega t - \beta_{o} + \beta_{H}).$$
(36)

Рівняння руху кілець, пружно встановлених на диску, мають вигляд

$$\frac{G_1}{g} \ddot{y}_1 = m_1 \cdot \ddot{y}_1 = -\dot{i}_H - C_{\varkappa_1} \cdot y_1 - C_{\varPi^1} \cdot \dot{y}_{1,}$$

$$\frac{G_3}{g} \ddot{y}_3 = m_3 \cdot \ddot{y}_3 = -\frac{1}{2} \dot{i}_B - C_{\varkappa_3} \cdot y_3 - C_{\varPi^3} \cdot \dot{y}_{3,}$$
(37)

де G = mg – вага вала з диском; g – прискорення вільного падіння; е – ексцентриситет диска в підшипнику, що характеризує відстань між центрами диска і підшипника; β_o – кут положення лінії центрів диска і підшипника; i_{Σ} та j_{Σ} –

вантажопідйомність підшипника в проекціях на лінію центрів диска і підшипника і напрямок їй перпендикулярний; q – залишкова неврівноваженість вала з дисками; ω – кутова швидкість обертання диска з валом; $\beta_{\rm H}$ – положення осі відліку кутів; m₁ та m₃ – маса кілець 1 та 3 (рис. 4); ÿ₁ та ÿ₃ – прискорення кілець 1 та 3; G₁ та G₃ – вага кілець 1 та 3; i_H та i_B – гідродинамічні сили зовнішньої і внутрішньої частин підшипника; C_{ж1} · y₁ та C_{ж3} · y₃ – сили пружності еластичних елементів; C_{ж1} та C_{ж3} · y₃ – сили пружності сластичних елементів; C_{ж1} та C_{ж3} – коефіцієнти жорсткості пружних елементів; C_{д1} · ý₁ та C_{д3} · ý₃ – сили демпфірування пружних елементів; C_{д1} та C_{д3} – коефіцієнти демпфірування пружних елементів; с_{д1} та C_{д3} – коефіцієнти демпфірування пружних елементів; с_{д1} та C_{д3} – коефіцієнти снові.

Рівняння (36) і (37) записані в роботі також в безрозмірному вигляді і чисельно розв'язувалися за допомогою багатокрокового методу Адамса. Вихідна інформація для методу Адамса визначалася за допомогою однокрокового методу Ейлера.

<u>У шостому розділі</u> наведено конструкції розроблених гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу і описано принцип їхньої роботи.

У цьому розділі розглянуто розроблені автором конструкції семи гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу, п'ять із яких запатентовано.

Розглянемо приклад конструкції і принцип роботи радіального гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу (рис. 5). Цей підшипник сприймає тільки радіальні навантаження.

Він складається з диска 2, нерухомо встановленого на валу 1. Диск 2 має розширений зовнішній обід, що дозволяє отримати три робочі циліндричні поверхні: зовнішню та дві внутрішні. У осьовому напрямку диск зафіксований стопорним кільцем 3. Підшипник 4 складається з зовнішньої і внутрішньої частин. На робочих поверхнях підшипника виконані несучі камери 5. Робоча рідина під тиском від насоса подається через штуцер 6 в колектор 7, а далі через вхідні пристрої, що компенсують (жиклери) 8, надходить в несучі камери 5.

Відпрацьована робоча рідина надходить в зливні канали 9, і через штуцер 10 відбувається злив. Ущільнення 12 перешкоджають витіканню змащення з підшипника. Верхня і нижня частини підшипника встановлені в корпусі підшипника 13 і закріплені в ньому гвинтами. Вузол підшипника за допомогою болтів 14 кріпиться до корпусу установки 15.

Підшипник працює таким чином. Робоча рідина подається під тиском в несучі камери 5. Під дією зовнішніх навантажень центр вала 1 разом з диском 2 зміщується відносно центра підшипника. У камерах, від яких вал 1 віддаляється, тиск зменшується, а в камерах, до яких вал наближається, тиск зростає за рахунок наявності вхідної компенсації тиску жиклера 8 і вихідної компенсації тиску малого зазору на зливі з підшипника. Різниця тисків у камерах приводить до появи вантажопідйомності. У запропонованій конструкції підшипника при зміщенні вала 1 з диском 2 вниз в нижніх камерах зовнішньої частини підшипника 4 тиск зростає, а у верхніх камерах зменшується. У внутрішніх частинах підшипника навпаки: у верхніх камерах тиск зростає, а в нижніх зменшується. Вантажопідйомності



Рис.5. Конструкція радіального здвоєного гідростатодинамічного підшипника

зовнішньої і внутрішніх частин підшипника спрямовані в одному напрямку і під час визначення сумарної вантажопідйомності складаються.

Таким чином, вантажопідйомність підшипника суттєво зростає порівняно зі звичайним втулковим підшипником.

<u>У сьомому розділі</u> наведено аналіз результатів теоретичних досліджень статичних і динамічних характеристик трьох типів здвоєних гідростатодинамічних підшипників.

Аналіз результатів розрахунку радіального здвоєного гідростатодинамічного підшипника при постійному зовнішньому навантаженні показав, що він має більшу несучу здатність приблизно в 1,7 – 1,85 рази порівняно зі звичайним втулковим гідростатодинамічним підшипником.

Теоретичне дослідження динамічних характеристик гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу спочатку проводилося при дисбалансі вала q=0. Результати розрахунку показали, що з плином часу всі характеристики підшипника наближалися до стаціонарних точок. Стійкість розрахункової моделі була перевірена завданням різних вихідних даних по ексцентриситету χ і отриманням однакового кінцевого значення усіх розглянутих параметрів підшипника.

У разі дисбалансу нерівному нулю було проведено порівняння динамічних характеристик одинарного і здвоєного гідростатодинамічних підшипників. З отриманих результатів (рис. 6) видно, що в області резонансу у здвоєного гідростатодинамічного підшипника значно менші амплітуди коливань, і діапазон його стійкої роботи приблизно в 1,41 рази більше порівняно зі звичайним втулковим гідростатодинамічним підшипником.

Розрахунки також показали, що в стійкій області траєкторії центра вала мають вигляд замкнених кривих, близьких за формою до кола або еліпса. Коливання в стійкій області відбуваються з обертальною частотою (рис. 7).

Під час збільшення кутової швидкості обертання вала, починаючи з деякого її значення, частота коливань відрізняється від обертальної. Це говорить про початок виникнення самозбуджених коливань (автоколивань) - порушення стійкої роботи вала. Рух вала, характерний для цієї області його роботи, наведено на рис.8. При цьому вал здійснює бігармонічні коливання, які складаються з вимушених коливань і автоколивань.

Слід зазначити також, що порівняння динамічних характеристик здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника під час ламінарної і турбулентної течій робочої рідини показало, що турбулентний режим течії робочої рідини розширює діапазон стійкої роботи ротора приблизно на 20% порівняно з ламінарною течією робочої рідини.

Крім наведених результатів для радіального гідростатодинамічного підшипника, був проведений широкий аналіз динамічних характеристик розглянутого підшипника. Отримані результати показали якісно аналогічні закономірності, що й для звичайних втулкових гідростатодинамічних підшипників.

Для радіально-упорного гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу також проводилося широке дослідження статичних і динамічних характеристик. В даному підшипнику з'являються додаткові геометричні параметри, що впливають на його статичні та динамічні характеристики. У радіально-упорному підшипнику, крім радіального, є осьовий ексцентриситет. Результати розрахунку показали, що залежності радіальної та осьової вантажопідйомностей від осьового ексцентриситету мають суттєво нелінійний характер та з його збільшенням істотно зростають. Для радіально-упорного підшипника в роботі наведений широкий аналіз статичних характеристик для різних значень геометричних і робочих параметрів.



Рис. 6. Амплітудно-частотні характеристики одинарного втулкового (1) і здвоєного (2) гідростатодинамічних підшипників



Рис. 7. Залежність ексцентриситету вала від часу в здвоєному гідростатодинамічному підшипнику при вазі вала $G_p = 300 \,\mathrm{H}\,\mathrm{i}\,\mathrm{kyto}$ вій швидкості $\omega = 942 \,\mathrm{c}^{-1}\,\mathrm{s}\,\mathrm{ctiйkiň}$ області



Рис. 8. Залежність ексцентриситету вала в здвоєному гідростатодинамічному підшипнику від часу при вазі вала $G_p = 300 \,\mathrm{H}$ і кутовій швидкості $\omega = 3700 \,\mathrm{c}^{-1} \,\mathrm{B}$ нестійкій області

З огляду на широкий аналіз динамічних характеристик, наведений для радіального гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу, для радіальноупорного підшипника здвоєного типу були розраховані вибіркові динамічні характеристики, специфічні для цього типу підшипника. Зокрема, були розраховані амплітудно-частотні характеристики ротора на радіально-упорних підшипниках здвоєного типу при різних значеннях осьового ексцентриситету е_{ос} (рис. 9).

З рис.9 видно, що зі збільшенням осьового ексцентриситету зростає кутова швидкість, при якій спостерігається явище резонансу.

Діапазон стійкої роботи ротора на розглянутих підшипниках зі збільшенням осьового ексцентриситету збільшується приблизно в 1,28 рази в досліджуваному діапазоні параметрів.

Для того щоб прийняти більш раціональне рішення у разі призначення кута конусності робочих поверхонь підшипника α , були розраховані амплітудночастотні характеристики ротора на радіально-упорних підшипниках здвоєного типу при різних значеннях цього кута. Отримані результати показали, що зі збільшенням кута конусності зовнішньої робочої поверхні підшипника резонансна швидкість і амплітуди коливань в області резонансу змінюються незначно. Однак діапазон стійкої роботи ротора на розглянутих підшипниках зі збільшенням кута конусності зменшується приблизно в 1,17 рази в досліджуваному діапазоні параметрів.



Рис. 9. Амплітудно-частотні характеристики ротора на радіально-упорних гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу при різних значеннях осьового ексцентриситету е_{ос}

Для гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу з пружною установкою робочих поверхонь диска динамічні характеристики досліджувалися при різних значеннях коефіцієнта жорсткості С_ж пружного елемента, на якому встановлені зовнішнє і внутрішні кільця (рис. 10).

З рис.10 видно, що зі зменшенням коефіцієнта жорсткості C_{π} кутова швидкість, при якій спостерігається явище резонансу, зменшується приблизно в 2 рази. Межа стійкості у разі зменшення коефіцієнта жорсткості зростає в 1,3 рази. Дослідження амплітудно-частотних характеристик ротора при різних значеннях коефіцієнта демпфірування (рис. 11) показало, що в цьому випадку має місце подвійний резонанс. Перший резонанс, отриманий при менших обертах ротора, має менші амплітуди коливань порівняно з другим резонансом, виявленим на великих частотах обертання. Діапазон стійкої роботи ротора на розглянутих підшипниках зі збільшенням коефіцієнта демпфірування збільшується в досліджуваному діапазоні приблизно в 1,38 рази.

Маса кілець, встановлених за допомогою пружних елементів на диск, також впливає на амплітудно-частотні характеристики ротора на розглянутих підшипниках. Дослідження показали, що зі збільшенням маси кілець діапазон стійкої роботи зменшується приблизно в 1,3 рази в досліджуваному діапазоні.



Рис. 10. Амплітудно-частотні характеристики ротора на радіальних гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу з пружною установкою кілець на диску і різних значеннях коефіцієнта жорсткості С_ж пружної основи



Рис. 11. Амплітудно-частотні характеристики ротора на радіальних гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу з пружною установкою кілець на диску і різних значеннях коефіцієнта демпфірування С_D пружної основи

Розрахунки також показали, що коливання вала в стійкій області відбуваються з обертальною частотою. Зовнішнє і внутрішні кільця в стійкій області також здійснюють одне повне коливання за один оберт вала (рис. 12, 13).

Під час збільшення кутової швидкості, починаючи з деякого її значення, частота коливань вала відрізняється від обертальної. При цьому вал здійснює бігармонічні коливання, які складаються з вимушених коливань і автоколивань. Коливання кілець, також як і вала, в нестійкій області відбуваються з частотою, яка відрізняється від обертальної і носить бігармонічний характер (рис. 14,15).

В даному розділі також наводяться матеріали, які дозволять проектувальникам раціонально вибирати тип гідростатодинамічного підшипника. Порівняння проводилося для здвоєних і втулкових гідростатодинамічних підшипників. Оцінювалися діаметральні габарити розглянутих підшипників, що забезпечують однакову вантажопідйомність, і порівнювався діапазон їх стійкої роботи.

За таких діаметрів здвоєного підшипника: зовнішній $D_1 = 480_{MM}$ та внутрішній $D_2 = 400_{MM}$ — його вантажопідйомність W = 2517 Н. Аналогічну вантажопідйомність втулковий підшипник забезпечує при його діаметрі $D_1 = 890_{MM}$, тобто приблизно в 1,854 рази більшого, ніж діаметр здвоєного підшипника. Втрати потужності на тертя втулкового підшипника для діаметра $D_1 = 890_{MM}$ приблизно в 3,95 рази більше, ніж втрати на тертя в здвоєному підшипнику.



Рис. 12. Залежність переміщення зовнішнього кільця від часу в радіальному гідростатодинамічному підшипнику здвоєного типу з пружною установкою робочих поверхонь диска в стійкій зоні при

$$\omega = 942 \text{ c}^{-1}; \text{C}_{\text{x}} = 1,35 \cdot 10^5 \frac{\text{H}}{\text{MM}}; \text{C}_{\text{D}} = 1,35 \cdot 10^4 \frac{\text{H} \cdot \text{c}}{\text{MM}}$$



Рис.13. Залежність переміщення внутрішнього кільця від часу в радіальному гідростатодинамічному підшипнику здвоєного типу з пружною установкою робочих поверхонь диска в стійкій зоні при



Рис. 14. Залежність переміщення зовнішнього кільця від часу в радіальному гідростатодинамічному підшипнику здвоєного типу з пружною установкою робочих поверхонь диска в нестійкій зоні при

$$\omega = 3100 \text{ c}^{-1}; \text{C}_{\text{x}} = 1,35 \cdot 10^5 \frac{\text{H}}{\text{MM}}; \text{C}_{\text{D}} = 1,35 \cdot 10^4 \frac{\text{H} \cdot \text{c}}{\text{MM}}$$



Рис. 15. Залежність переміщення внутрішнього кільця від часу в радіальному гідростатодинамічному підшипнику здвоєного типу з пружною установкою робочих поверхонь диска в нестійкій зоні при

$$\omega = 3100 \text{ c}^{-1}; \text{C}_{\text{w}} = 1,35 \cdot 10^5 \frac{\text{H}}{\text{MM}}; \text{C}_{\text{D}} = 1,35 \cdot 10^4 \frac{\text{H} \cdot \text{c}}{\text{MM}}$$

гідростатодинамічний Отримані результати показують, що здвоєний підшипник має суттєві переваги за діаметральними розмірами і втратами потужності звичайними гідростатодинамічними порівняно зi втулковими тертя на підшипниками і зі збільшенням навантажень на опори ця перевага зростає. Зі ексцентриситету перевага здвоєних підшипників порівняно збільшенням 3 втулковими також зростає.

Результати розрахунку динамічних характеристик втулкових і здвоєних гідростатодинамічних підшипників, що мають однакову статичну вантажопідйомність, показали, що здвоєний підшипник має переваги і за динамічними характеристиками. Амплітуди коливань у здвоєного підшипника в області резонансу менше, ніж у втулкового. Діапазон стійкої роботи здвоєного підшипника ширше порівняно з втулковим підшипником приблизно на 25%.

Восьмий розділ присвячено експериментальним дослідженням гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу і порівнянні розрахункових та експериментальних даних.

Основною метою експериментальних досліджень є перевірка працездатності гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу, підтвердження розроблених математичних моделей і результатів розрахунку, отриманих на основі цих моделей, а також порівняння статичних і динамічних характеристик здвоєних і втулкових гідростатодинамічних підшипників.

У даній роботі проводилися вибіркові експериментальні дослідження, що мають значний як науковий, так і практичний інтерес. Як робоча рідина в експерименті використовувалася вода, що подавалася в гідростатодинамічні

підшипники здвоєного типу під великим тиском. Систему живлення виконано по замкнутій системі, і в ній передбачена ретельна фільтрація робочої рідини.

Для дослідження експериментальних характеристик підшипника здвоєного типу використовувався спеціальний стенд, який складається з електричного приводу ротора дослідної установки, системи живлення підшипників, допоміжних систем і комплексу вимірювальної апаратури. До складу приводу входить електродвигун постійного струму, зубчастий мультиплікатор з передавальним відношенням 10,28. Двигун постійного струму має потужність 14 кВт і номінальні оберти 3000 хв⁻¹.

Для експериментального дослідження гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу був спроектований і виготовлений спеціальний вузол, який наведено на рис. 16. Експериментальний вузол складається з корпусу 1, досліджуваних гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу 2 і 3, корпусів підшипників 4 і 5, вала 6, на якому встановлені нерухомо диски 7 і 8. Експериментальний вузол кріпиться до рами за допомогою підставки 9. Підшипники 2 і 3 складаються з зовнішніх циліндричних частин з двома рядами камер і двох внутрішніх циліндричних частин з одним рядом камер. На вході в камери встановлені жиклери.

Робоча рідина подається з системи живлення центробіжним насосом високого тиску через приймальні штуцери 10 і 11. Відпрацьована в підшипнику рідина надходить до зливного штуцера 12. У конструкції вузла передбачені місця для двох індуктивних датчиків 13, які встановлюються в вузлі під 90° і заміряють вертикальні і горизонтальні переміщення вала. Сигнал від індуктивних датчиків через підсилювач ІД-2І надходить на двопроменевий осцилограф С1-73. На екрані двопроменевого осцилографа відтворюється траєкторія руху вала. Фіксація траєкторій руху виконувалася фотоапаратом і відеокамерою.

Під час вимірювання обертів сигнал від індуктивного датчика потрапляє в частотомір Ф5137, який показує цифрову послідовність частоти обертання вала. Частота обертання вала вимірюється також одночасно тахометром.

В даному розділі розроблено також методику експериментальних досліджень.

На початку випробування проводилися при нерухомому валі. При тиску живлення робочої рідини, який дорівнює нулю, вал лежав на підшипниках. У цьому положенні індикатор, встановлений у верхній точці вала, виставлявся на «нуль». Під час подачі робочої рідини з різним тиском на вході в камери підшипників вал спливав. Величина спливання фіксувалася індикатором. Після перебирання вузла у внутрішні частини підшипника встановлювалися на місця жиклерів заглушки і підшипники перетворювалися в звичайні втулкові. Для цього випадку також подавалася робоча рідина з різним тиском на вході в камери, і фіксувалася величина спливання вала.

Отримані результати показали, що при різних значеннях тиску живлення робочої рідини Р_{вх} спливання вала в підшипниках здвоєного типу значно більше (приблизно в 1.8 – 1.86 рази) порівняно зі звичайними втулковими підшипниками. Це говорить про те, що здвоєний гідростатодинамічний підшипник має більшу вантажопідйомність порівняно зі звичайним втулковим гідростатодинамічним підшипником приблизно в 1.75 – 1.85 рази.



Рис.16. Конструкція експериментального вузла

Для отримання амплітудно-частотних характеристик вала на гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу знімався індикатор і встановлювалися два індуктивних датчика ДД-20. Один заміряв вертикальне переміщення вала, а інший - горизонтальне.

Експериментальні дослідження проводилися при різних значеннях тиску живлення робочої рідини (P_{вх} = 2 та 3 атм.) і в діапазоні кутових швидкостей обертання вала від нуля до значення, при якому мали місце автоколивання вала. Результати дослідження амплітудно-частотних характеристик вала на здвоєних гідростатодинамічних підшипниках наведено на рис 17.



Рис.17. Розрахункові (суцільні лінії) і експериментальні (кружки та хрестики) значення амплітуд коливань ротора на гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу

Аналіз отриманих результатів показує, що при всіх значеннях тиску живлення робочої рідини спостерігаються резонанс і втрата стійкості руху вала, встановленого на гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу.

При збільшенні тиску живлення з $P_{Bx} = 2$ атм. до $P_{Bx} = 3$ атм. частота обертання, за якої спостерігається резонанс, зростає приблизно в 1.5 рази. Амплітуда коливань в області резонансу зі збільшенням тиску живлення робочої рідини також зростає приблизно в 1.2 рази.

Порівняння розрахункових і експериментальних даних при розглянутих значеннях тиску показало, що відмінність амплітуд коливань не перевищує приблизно 8 мкм, а межа стійкості порівняно з експериментальними значеннями дещо завищена в межах 10-15%.

В стійкій зоні траєкторії руху центру вала мали вигляд замкнутих кривих, близьких до кола або еліпса (рис.18). На межі стійкості траєкторії руху центру вала мали більш складний характер через накладення на вимушені коливання самозбуджених коливань (автоколивань). Рух вала, характерний для цієї області його роботи, наведено на рис. 19.



Рис.18. Траєкторія руху центру вала в стійкій області



Рис.19. Траєкторія руху центру вала на межі стійкості

Результати дослідження амплітудно-частотних характеристик вала на звичайних втулкових гідростатодинамічних підшипниках наведено на рис.20.

Порівняння розрахункових і експериментальних даних при різних значеннях тиску живлення показало, що відмінність амплітуд коливань не перевищує приблизно 8 мкм, а межа стійкості порівняно з експериментальними значеннями дещо завищена в межах 10-15%.



Рис.20. Розрахункові (суцільні лінії) і експериментальні (трикутники і прямокутники) значення амплітуд коливань ротора на гідростатодинамічних підшипниках втулкового типу

Порівняння динамічних характеристик втулкового і здвоєного гідростатодинамічних підшипників, наведених на рис.17 і 20, показало, що область резонансу у здвоєного підшипника має більш розмитий характер і амплітуди коливань в області резонансу у здвоєного підшипника менше приблизно в 1.5 рази.

Діапазон стійкої роботи вала на здвоєних гідростатодинамічних підшипниках більше приблизно в 1.4 рази в порівнянні з діапазоном стійкої роботи вала на втулкових гідростатодинамічних підшипниках.

<u>У дев'ятому розділі</u> наведено рекомендації щодо проектування і методика розрахунку гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу.

Під час проектування гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу необхідно визначати велику кількість геометричних і робочих параметрів. Наведені в дисертації рекомендації ґрунтуються на результатах досліджень, проведених в даній роботі. Крім того, було використано існуючий на цей час досвід проектування гідростатодинамічних підшипників звичайного втулкового типу.

Розроблена методика розрахунку гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу включає такі етапи:

1. Відповідно до технічного завдання формуються вихідні дані.

2. За розробленими в роботі рекомендаціями призначаються необхідні для розрахунку параметри підшипника, що доповнюють інформацію, наведену в технічному завданні.

3. З використанням програми розрахунку або спрощеного способу визначення динамічних характеристик ротора на гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу, наведеного в роботі, визначаються критична

швидкість обертання ротора (ω_{kp}), межа стійкості (ω_{yct}) і максимальне значення ексцентриситету в робочому діапазоні обертів ротора ($e_{max,p}$).

4. Визначається мінімальний зазор в підшипнику

$$h_{\min} = \delta_0 - e_{\max p}$$

5. Визначається критичне значення зазору (h_{kp}) і коефіцієнт запасу (n_h) по товщині шару робочої рідини

$$h_{kp} = (1, 5...2)(Rz_{of} + Rz_{\Pi}),$$

 $n_h = h_{min} / h_{kp} \ge [n_h] \approx 1, 5...2,$

де R_{Z₀₆} – висота мікронерівностей обода (диска); R_{Z_П} – висота мікронерівностей робочих поверхонь підшипника.

Для забезпечення необхідного запасу по товщині шару робочої рідини необхідно також змінювати геометричні та робочі параметри підшипника і повторювати розрахунок динамічних характеристик підшипника.

В даному розділі роботи також описано програму розрахунку динамічних характеристик радіального підшипника здвоєного типу і спрощений спосіб визначення динамічних характеристик ротора на гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу.

Таким чином розв'язано задачу створення теоретичних основ проектування здвоєних гідростатодинамічних підшипників ковзання і встановлено вплив конструктивних та робочих параметрів опори ковзання із декількома мастильними шарами на її несучу та демпфуючу здатність і діапазон стійкої роботи.

ВИСНОВКИ

У дисертації сформульовано та вирішено важливу науково-прикладну проблему створення теоретичних основ проектування і аналізу динаміки здвоєних гідростатодинамічних підшипників ковзання рідинного тертя із декількома шарами змащування, які дозволяють суттєво удосконалити статичні і динамічні характеристики опор роторів агрегатів енергоустановок. В процесі дослідження одержано такі наукові результати:

1. Розроблено математичні моделі,що ґрунтуються на використанні нелінійних рівнянь руху ротора з дисками всередині підшипника здвоєного типу, що дозволяє дослідити динаміку системи ротор-опора, як за малих, так і за значних коливань ротора в підшипнику, коли амплітуди коливань порівнянні з величиною радіального зазору.

2. Кут розташування першої камери при рівномірному розташуванні камер по колу, щодо початку відліку кутів, впливає як на статичні, так і на динамічні характеристики здвоєних гідростатодинамічних підшипників.

3. Турбулентний режим течії робочої рідини розширює діапазон стійкої роботи ротора на гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу приблизно на

20%, резонанс настає за більш високих частот обертання, ніж при ламінарній течії робочої рідини.

4. Збільшення осьового ексцентриситету в радіально-упорному гідростатодинамічному підшипнику істотно впливає на збільшення як осьової, так і радіальної вантажопідйомності, а також розширює діапазон стійкої роботи ротора, встановленого на цих підшипниках.

5. Збільшення кута нахилу зовнішньої конічної робочої поверхні радіально-упорного здвоєного гідростатодинамічного підшипника збільшує осьову і зменшує радіальну вантажопідйомності, а також зменшує діапазон стійкої роботи ротора.

6. Зі збільшенням радіального ексцентриситету в радіально-упорному здвоєному гідростатодинамічному підшипнику істотно зростає як радіальна, так і осьова вантажопідйомності.

7. Підбором характеристик пружного елемента, на якому встановлено кільця, в радіальному гідростатодинамічному підшипнику з пружною установкою робочих поверхонь диска можна істотно збільшити (приблизно на 30–40%) діапазон стійкої роботи ротора.

8. Теоретично виявлено наявність двох критичних частот обертання у здвоєних гідростатодинамічних підшипниках із пружною установкою робочих поверхонь диска.

9. Коливання кілець на пружній основі в здвоєному гідростатодинамічному підшипнику з пружною установкою робочих поверхонь диска в стійкій області відбувається з обертальною частотою, а на межі стійкості – з частотою, яка відрізняється від обертальної, внаслідок появи самозбуджуючих коливань (автоколивань).

10. Обґрунтовано можливість використання методу Ньютона-Рафсона для визначення тиску у камерах здвоєних гідростатодинамічних підшипників. Застосування методу Ньютона-Рафсона дозволяє отримати виграш за числом ітерацій.

11. Розроблено та запатентовано принципово нові конструкції гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу, що дозволяють істотно поліпшити несучу та демпфуючу здатність і розширити діапазон стійкого руху вала на цих підшипниках.

12. На основі аналізу результатів розрахунку статичних і динамічних характеристик здвоєних гідростатодинамічних підшипників, а також за результатами їх експериментальних досліджень встановлено, що порівняно зі звичайними одинарними гідростатодинамічними підшипниками вони мають більшу несучу здатність приблизно в 1.7–1.85 рази, більший діапазон стійкої роботи приблизно в 1.4–1.5 рази, менші амплітуди коливань в області резонансу приблизно в 1.5 рази. Таким чином, вони можуть бути рекомендовані для важконавантажених, високошвидкісних опор.

13. Результати роботи впроваджені і використовуються під час проектування паливних насосів на ПАТ «ФЕД» і при проектуванні гідростатичних підшипників для турбін Н-360-150, К-325-23,5 на ПАТ «Турбоатом», про що свідчать акти впровадження.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Назин В.И. Радиальный гидростатодинамический подшипник повышенной несущей способности // Авиационно-космическая техника и технология. 2012 №9/95. С. 94-100.

2. Назин В.И. Теория сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника при нестационарной внешней нагрузке // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 8/105. С. 160-166.

3. Назин В.И. Математическая модель сдвоенного радиально-упорного гидростатодинамического подшипника // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 9/106. С. 127-133.

4. Назин В.И. Стенд. опытная установка И методика опытных исследований гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа Авиационно-космическая техника и технология. 2014. № 8/115. С. 100-103.

5. Назин В.И. Теория гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска // Авиационно-космическая техника и технология. 2014. № 7/114. С. 100-104.

6. Назин В.И. О применимости метода Ньютона-Рафсона для определения давлений в камерах гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа // Авиационно-космическая техника и технология. 2014. № 9/116. С. 103-107.

7. Назин В.И. Динамические характеристики неуравновешенного ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: зб. н. пр. Харків, НАКУ «ХАІ», 2014. Вип. 66. С. 116-122

8. Назин В.И. Радиальные гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа с различной жиклерной компенсацией // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 2/119. С. 112-115.

9. Назин В.И. Влияние угла конусности на статические характеристики радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: зб. н. пр. Харків, НАКУ «ХАІ», 2015. Вип. 67. С. 79-87.

10. Назин В.И. Влияние расположения камер по окружности на статические характеристики радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа // Вестник двигателестроения. 2015. № 2. С. 42-46.

11. Назин В.И. Влияние давления питания на статические характеристики радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа // Вестник двигателестроения. 2015. № 1. С. 64-69.

12. Назин В.И. Влияние режима течения рабочей жидкости на динамические характеристики гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 3/120. С. 90-93.

13. Назин В.И. Сравнение динамических характеристик сдвоенных и одинарных гидростатодинамических подшипников // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 9/126. С. 85-88.

14. Назин В.И. Динамические характеристики гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при различных значениях диаметра // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 4/121. С. 43-46.

15. Назин В.И. Влияние осевого эксцентриситета на динамические характеристики радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоеного типа // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: зб. н. пр. Харків, НАКУ «ХАІ», 2015. Вип. 68. С. 93-100.

16. Назин В.И. Амплитудно-частотные характеристики ротора на радиально-упорных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных значениях угла конусности // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: зб. н. пр. Харків, НАКУ «ХАІ», 2015. Вип. 69. С. 165-173.

17. Назин В.И. Влияние жесткости упругой установки колец на диске на динамические характеристики гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 10/127. С. 72-76.

18. Назин В.И. Влияние демпфирования упругой установки колец на диске на динамические характеристики гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 5/122. С. 11-15.

19. Назин В.И. Влияние массы колец, упруго установленных на диске, на динамические характеристики гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 6/123. С. 27-31.

20. Назин В.И. Анализ статических характеристик сдвоенных и втулочных гидростатодинамических подшипников при различных значениях геометрических параметров // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: зб. н. пр. Харків, НАКУ «ХАІ», 2015. Вип. 70. С. 174-183.

21. Назин В.И. Влияние температуры рабочей жидкости на статические характеристики сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника // Вестник двигателестроения. 2016. № 2. С. 92-96.

22. Назин В.И. Влияние типа рабочей жидкости на статические характеристики сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника // Авиационно-космическая техника и технология. 2016. № 3/130. С. 4-8.

23. Назин В.И. Особенности динамических характеристик упругодемпферных конструкций гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа // Авиационно-космическая техника и технология. 2016. № 6/133. С. 27-31.

24. Назин В.И. Упрощенный способ определения динамических характеристик гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа // Авиационно-космическая техника и технология. 2017. № 1/136. С. 19-23.

25. Назин В.И. Расчет комбинированных гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа при стационарной внешней нагрузке // Авиационно-космическая техника и технология. 2017. № 6/141. С40-44.

26. Патент на винахід України № 112922, МПК F 16 C 32/06. (2006.01). Радіальний гідростатодинамічний комбінований підшипник / Назін В.І. – Заяв.10.04.2015; Опубл. 10.11.2016, Бюл. № 21.

27. Патент України на винахід № 109997 МПК F 16 C 32/06 (2006.01). Радіально-упорний гідростатодинамічний підшипник / Назін В.І. –Заяв.22.09.2014; Опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20.

28. Патент України на корисну модель №91100, МПК F16 C17/02 (2006.01). Радіальний гідростатодинамічний підшипник / Назін В.І. – Заяв. 16.12.2013; Опубл. 25.06.2014, Бюл.№12.

29. Патент України на корисну модель №98201, МПК F16 C17/02 (2006.01). Самоустановлювальний гідростатодинамічний підшипник / Назін В.І. – Заяв. 22.09.2014; Опубл. 27.04.2015, Бюл. №8.

30. Патент України на корисну модель №98202, МПК F16 C17/02 (2006.01). Радіальний гідростатодинамічний підшипник / Назін В.І. – Заяв. 22.09.2014; Опубл. 27.01.2015, Бюл. №8.

31. Назин В.И. Сравнение динамических характеристик сдвоенных и одинарных гидростатодинамических подшипников // ХХ міжнародний конгрес двигунобудівників: тез. доп., Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». 2015 р. С. 31.

32. Назин В.И. Влияние температуры рабочей жидкости на статические характеристики сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника // XXI міжнародний конгресс двигунобудівників: тез. доп., Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». 2016р. С. 23-24.

33. Назин В.И. Виброустойчивые конструкции подшипников скольжения для авиационных газотурбинных двигателей // Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки: тез. доп. Міжнародна науково-технічна конференція, Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». 2010 р. С. 103.

34. Назин В.И. Анализ работы двухстороннего упорного гидростатического подшипника // XVI міжнародний конгрес двигунобудівників: тез. доп., Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». 2011р. С. 41.

35. Назин В.И. Теория сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника при нестационарной внешней нагрузке // XVIII міжнародний конгресс двигунобудівників: тез. доп., Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «XAI». 2013р. С. 38-39.

36. Назин В.И. Теория гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска // XIX міжнародний конгресс двигунобудівників: тез. доп., Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «XAI». 2014р. С. 29.

37. Назин В.И. Радиальный гидростатический подшипник повышенной несущей способности // XVII міжнародний конгресс двигунобудівників: тез. доп., Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». 2012р. С. 41.

АНОТАЦІЯ

Назін В.І. Динаміка здвоєних гідростатодинамічних підшипників ковзання агрегатів енергоустановок. - На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2018.

Розроблено конструкції принципово нових здвоєних гідростатодинамічних підшипників ковзання рідинного тертя з декількома мастильними шарами, що дозволяють суттєво поліпшити їх статичні і динамічні характеристики.

Наведено математичні моделі гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу для трьох конструкцій розглянутих підшипників, в яких враховується характер навантаження і режим течії робочої рідини. Розроблено алгоритм чисельної реалізації отриманих математичних залежностей.

Виконано розрахунки статичних і динамічних характеристик для трьох конструкцій гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу, і зроблений їх аналіз. Показано суттєву перевагу гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу порівняно зі звичайними втулковими підшипниками як за статичними, так і за динамічними характеристиками. Проаналізовано амплітудно-частотні характеристики вала на гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу для різних значень геометричних і робочих параметрів. Проаналізовано вплив осьового ексцентриситету і кута конусності в радіально-упорному підшипнику здвоєного типу на його статичні та динамічні характеристики. Виявлено подвійний резонанс на амплітудно-частотних характеристиках, отриманих для радіального здвоєного підшипника з пружною установкою робочих поверхонь диска. Виконано порівняльний аналіз діаметральних розмірів здвоєного і звичайного втулкового підшипників, що забезпечують однакову несучу здатність. Розглянуто можливість методу Ньютона-Рафсона для визначення тисків застосування у камерах підшипника здвоєного типу. Незважаючи на більш громіздкий математичний апарат цього методу, можна отримати виграш за числом ітерацій.

Наведено опис експериментального стенда, системи підведення робочої рідини, комплексу вимірювальної апаратури і методики експериментального дослідження амплітудно-частотних характеристик вала на гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу. Виконано порівняльний експериментальний аналіз статичних і динамічних характеристик здвоєного гідростатодинамічного підшипника і звичайного втулкового підшипника, наведено методику розрахунку гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу, що враховує характер навантаження і режим течії робочої рідини.

Результати дисертації впроваджені на провідному підприємстві України з проектування турбін для атомних електростанцій ПАТ «Турбоатом» і на підприємстві з проектування агрегатів енергоустановок ПАТ «ФЕД».

Ключові слова: гідростатодинамічний підшипник, математичні моделі, турбулентна течія рідини, амплітудно-частотні характеристики, динамічні характеристики, експериментальний стенд, вимірювальна апаратура.

АННОТАЦИЯ

Назин В.И. Динамика сдвоенных гидростатодинамических подшипников скольжения агрегатов энергоустановок. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук

по специальности 05.02.09– динамика и прочность машин. –Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, 2018.

Разработаны конструкции принципиально новых сдвоенных гидростатодинамических подшипников скольжения жидкостного трения с несколькими смазочными слоями, позволяющими существенно улучшить их статические и динамические характеристики.

Приведены математические модели гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа для трех конструкций рассматриваемых подшипников, в которых учитывается характер нагружения и режим течения рабочей жидкости. Разработан алгоритм численного решения полученных математических зависимостей.

Выполнены расчеты статических и динамических характеристик для трех конструкций гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа и сделан их Показано существенное преимущество гидростатодинамических анализ. сравнении обычными полшипников слвоенного типа В с втулочными подшипниками как по статическим, так и по динамическим характеристикам. Приведены амплитудно-частотные характеристики вала на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа для различных значений геометрических и рабочих параметров.

Проанализировано влияние осевого эксцентриситета и угла конусности в радиально-упорном подшипнике сдвоенного типа на его статические и динамические характеристики.

Обнаружен двойной резонанс на амплитудно-частотных характеристиках, полученных для радиального сдвоенного подшипника с упругой установкой рабочих поверхностей диска. Выполнен сравнительный анализ диаметральных размеров сдвоенного и обычного втулочного подшипников, обеспечивающих одинаковую несущую способность. Рассмотрена возможность применения метода Ньютона-Рафсона для определения давлений в камерах подшипника сдвоенного типа. Несмотря на более громоздкий математический аппарат этого метода, можно получить выигрыш по числу итераций.

Приведено описание экспериментального стенда, системы подвода рабочей жидкости, комплекса измерительной аппаратуры и методики экспериментального исследования амплитудно-частотных характеристик вала на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа. Выполнен сравнительный экспериментальный анализ статических и динамических характеристик сдвоенного гидростатодинамического подшипника и обычного втулочного подшипника. Представлена методика расчета гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа, учитывающая характер нагружения и режим течения рабочей жидкости.

Результаты диссертации внедрены на ведущем предприятии Украины по проектированию турбин для атомных электростанций ПАТ «Турбоатом» и на предприятии по проектированию агрегатов энергоустановок ПАТ «ФЭД».

Ключевые слова: гидростатодинамический подшипник, математические модели, турбулентное течение жидкости, амплитудно-частотные характеристики, динамические характеристики, экспериментальный стенд, измерительная аппаратура.

ANNOTATION

Nasin V.I. Dynamics of dual hydrostatodynamic sliding bearings of power plant units. "As a manuscript."

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences

on the specialty 05.02.09 - dynamics and strength of machines. –A.N. Podgorny Institute for mechanical engineering problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov, 2018.

Designs for fundamentally new dual hydrostatodynamic sliding bearings of liquid friction with several lubricating layers are developed, which significantly improve their static and dynamic characteristics.

Mathematical models of hydrostatodynamic bearings of the dual type are presented for the three designs of the considered bearings, in which the loading pattern and the flow regime of the working fluid are taken into account. An algorithm for the numerical solution of the obtained mathematical dependences is developed.

Calculations and analysis of static and dynamic characteristics for three designs of hydrostatodynamic bearings of a dual type were accomplished. A significant advantage of hydrostatodynamic bearings of a dual type in comparison with conventional bush bearings as for static and dynamic characteristics is shown. The amplitude-frequency characteristics of the shaft on hydrostatodynamic bearings of the dual type for various values of geometric and operating parameters are given.

The effect of axial eccentricity and taper angle in a radial-thrust dual type bearing on its static and dynamic characteristics was analyzed.

A double resonance on the amplitude-frequency characteristics obtained for a radial dual type bearing with an elastic mounting of the working surfaces of the disk was detected. A comparative analysis of the diametrical dimensions of a dual type and conventional bush bearings providing the same bearing capacity was made. The possibility of applying the Newton-Raphson method for determining the pressures in the dual type bearing chambers was considered. In spite of the more cumbersome mathematical apparatus of this method, it is possible to obtain a gain in the number of iterations.

The description of the experimental stand, the system of supply of working fluid, the complex of measuring equipment and the technique of experimental investigation of the amplitude-frequency characteristics of the shaft on hydrostatodynamic bearings of a dual type are given. A comparative experimental analysis of the static and dynamic characteristics of a dual type hydrostatodynamic bearing and a conventional bush bearing was performed. A method for calculating hydrostatodynamic bearings of a dual type is

represented, which takes into account the nature of the loading and the flow regime of the working fluid.

The results of the thesis were used by the leading enterprise of Ukraine on designing turbines for atomic power stations PAT "Turboatom" and by enterprise for designing units of power plants PAT "FED".

Key words: hydrostatodynamic bearing, mathematical models, turbulent fluid flow, amplitude-frequency characteristics, dynamic characteristics, experimental stand, measuring equipment.