

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

**СИНТЕЗ АЕРОСТАТИЧНИХ ОПОРНИХ
СИСТЕМ ВИСОКОШВИДКІСНИХ
ПРИВОДІВ**

Монографія

Київ 2025

УДК 62-233.25(02)
С 38

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля
(протокол № 3 від 31 жовтня 2025 року)*

Рецензенти:

- Р. Г. Мнацаканов** – докт. техн. наук, проф., професор кафедри підтримання льотної придатності повітряних суден (Державний університет «Київський авіаційний інститут»)
- В. Р. Пасіка** – докт. техн. наук, проф., професор кафедри технічної механіки та інженерної графіки (Національний університет «Львівська політехніка»)
- Л. Г. Козлов** – докт. техн. наук, проф., завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування (Вінницький національний технічний університет)

С 38 **Синтез аеростатичних опорних систем високошвидкісних приводів:** монографія / О.В. Брешев, П.Л. Носко, О.В. Башта, О.В. Радько, Г.О. Бойко. – Київ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2025. – 250 с.

ISBN 978-617-11-0260-6

У монографії викладено методи дослідження і проектування приводів обертання на аеростатичних опорах. Розглянуто приводи, в яких ротори приводять у рух і утримують у потрібному положенні регульованими конічними аеростатичними опорами різної геометрії, що забезпечує відсутність механічного контакту між деталями, які здійснюють відносний рух, мінімальні втрати, високу надійність і точність позиціонування, жорсткість на мікрометричному рівні зсувів і широкий діапазон швидкісних режимів. Представлено нові конструкції одноопорних і двоопорних приводів на конічних аеростатичних опорах, регульованих за величиною зазору з газовим змащенням, призначені для високошвидкісної та високопродуктивної механічної обробки матеріалів. Викладено методики їх проектування, силового та динамічного аналізу, а також розроблений критеріальний підхід до забезпечення динамічної стійкості окремих опор і приводів у цілому.

Призначена для наукових, інженерно-технічних працівників, які спеціалізуються на проектуванні приводів та обладнання для механічної обробки. Може бути корисною для студентів, аспірантів і викладачів технічних закладів вищої освіти.

DOI: [https://doi.org/10.33216/MonographSNU\(978-617-11-0260-6\)-2025-250](https://doi.org/10.33216/MonographSNU(978-617-11-0260-6)-2025-250)

УДК 62-233.25(02)

© О. В. Брешев, П. Л. Носко, О. В. Башта,
О. В. Радько, Г. О. Бойко, 2025

ISBN 978-617-11-0260-6

© Східноукраїнський національний
університет імені Володимира Даля,
2025.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
<i>Розділ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І ПІДХОДІВ ДО ПРОЕКТУВАННЯ БЕЗКОНТАКТНИХ ПРИВОДІВ НА ОПОРАХ ІЗ ГАЗОВИМ ЗМАЩЕННЯМ.....</i>	<i>11</i>
1.1. Техніко-технологічні переваги безконтактних прямих приводів обертання з опорами на газовому мастилі.....	11
1.2. Класифікація опор з газовим мащенням, методи розрахунку та конструювання в складі приводу обертального руху	30
1.3. Одно- та багатоопорні безконтактні приводи прямої дії на аеростатичних опорах, їх статичні та динамічні характеристики.....	34
1.4. Шляхи технічного удосконалення машин з безконтактними прямими приводами на аеростатичних опорах та оцінка їх ефективності.....	40
<i>Розділ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ОДНООПОРНОГО БЕЗКОНТАКТНОГО ПРЯМОГО ПРИВОДА З АЕРОСТАТИЧНИМ ПІДШИПНИКОМ КОНІЧНОЇ ФОРМИ.....</i>	<i>45</i>
2.1. Розробка математичної моделі для дослідження статичних та динамічних характеристик безконтактного одноопорного привода	46
2.1.1. Тривимірна модель, принцип роботи та основні характеристики одноопорної системи приводу.....	46
2.1.2. Особливості математичного моделювання механічної системи безконтактного приводу	53
2.1.3. Розроблення розрахункової схеми, визначення алгоритму та розрахунок параметрів і характеристик одноопорної системи приводу	60
2.1.4. Аналітичне дослідження одноопорної системи з лабіринтними ущільненнями для газового мастила	69
2.2. Модернізація одноопорної системи з метою підвищення технічного рівня безконтактного приводу.....	76
2.2.1. Напрями модернізації одноопорної системи на аеростатичній опорі.....	76

2.2.2. Розрахунок параметрів модернізованого приводу та їхній зв'язок із технічними та конструктивними характеристиками	78
2.2.3. Визначення умов працездатності одноопорної системи.....	88
2.2.4. Аналіз і оцінка техніко-економічного ефекту модернізації	90
2.3. Аналітичне визначення критерію стійкості руху ротора одноопорного приводу	91

<i>Розділ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ БАГАТООПОРНОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДУ БЕЗКОНТАКТНОГО ТИПУ НА АЕРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКАХ КОНІЧНОЇ ФОРМИ.....</i>	<i>104</i>
3.1. Аналіз типових конструкцій багатоопорного безконтактного приводу прямої дії.....	106
3.1.1. Конструкції з радіальними та упорними аеростатичними підшипниками.....	106
3.1.2. Способи та засоби створення обертового моменту на валу приводу, їх вплив на статичні та динамічні характеристики багатоопорної системи.	108
3.2. Удосконалення конструкції багатоопорного безконтактного приводу на аеростатичних опорах	115
3.3. Математичне моделювання приводу з радіально-упорними аеростатичними підшипниками та регульованим головним вектором рушійних сил.....	117
3.3.1. Тривимірна модель, принцип роботи та основні характеристики приводу на двох конічних аеростатичних опорах	117
3.3.2. Умови статичної рівноваги багатоопорної системи	120
3.3.3. Розробка розрахункової схеми та дослідження статичних характеристик багатоопорної системи.....	122
3.4. Коливання, резонансні процеси та шляхи підвищення стійкості швидкісних режимів	138
3.5. Аналіз динамічної стійкості високошвидкісного шпинделя на аеростатичних підшипниках на основі 3d моделювання	149
3.6. Порівняльний аналіз характеристик безконтактних приводів з конічними опорами і традиційної конструкції.....	159

<i>Розділ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, МЕТОДИКА</i>	
<i>ПРОЄКТУВАННЯ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ З</i>	
<i>УДОСКОНАЛЕННЯ БЕЗКОНТАКТНИХ ПРИВОДІВ</i>	165
4.1. Планування експерименту	167
4.2. Розробка експериментальної установки та методики експериментальних досліджень пневмошпинделя	169
4.2.1. Конструкція пневмошпинделя на регульованих аеростатичних опорах	169
4.2.2. Методика встановлення та регулювання зазорів конічних аеростатичних опор	171
4.2.3. Експериментальне устаткування	175
4.3. Умови та методика експериментальних досліджень	178
4.4. Результати та аналіз експериментальних досліджень	181
4.4.1. Дослідження тримальної здатності та жорсткості приводу при нерухомому роторі	181
4.4.2. Експериментальне дослідження характеристик приводу на швидкісних режимах	191
4.5. Методика проєктування безконтактного приводу на аеростатичних опорах як єдиної механічної системи	195
4.6. Шляхи підвищення тримальної здатності безконтактних приводів	205
4.7. Рекомендації щодо забезпечення динамічної та вібраційної стійкості приводу	225
 ВИСНОВКИ	 235
 ЛІТЕРАТУРА	 238

ВСТУП

Дослідження в галузі приводного обладнання, верстатобудування і машинобудування визначають прогрес і науково-технічний потенціал машинобудівної галузі та економіки загалом. Вони спрямовані на розроблення нових технічних рішень, методів аналізу та синтезу обладнання, механізмів, приводів і машин для підвищення продуктивності, якості механічного оброблення, зниження собівартості продукції тощо. Відповідні цілі має і розробка приводного обладнання безконтактного типу на регульованих конічних аеростатичних опорах.

Безконтактні опори, зокрема опори з газовим мастилом, знаходять дедалі ширше застосування в машинобудуванні, особливо у високошвидкісних і високоточних приводах прямої дії. Використання в конструкціях машин опор із газовим мащенням дає можливість значно знизити енерговитрати, розширити діапазон частот обертання роторів, збільшити жорсткість і точність позиціонування виконавчих органів. Це, своєю чергою, підвищує ресурс виконавчих механізмів та інструменту, знижує собівартість машин, витрати на їх експлуатацію.

Ефективність прямих приводів безконтактного типу зумовлена мінімальними втратами на тертя в аеростатичних опорах, відсутністю зносу їхніх робочих поверхонь, а також безконтактним (без твердотільного контакту) передаванням крутного моменту на ротор. Газове мастило, розділяючи рухомі й нерухомі опорні поверхні в підшипниках, запобігає зносу й ударним навантаженням, виконує функцію гасіння вібрацій, забезпечує зниження непродуктивних втрат, ефективно в найширшому діапазоні температур.

Удосконалення конструкцій, розвиток технологій виготовлення, методів дослідження та проектування приводів прямої дії безконтактного типу має на меті розв'язання

комплексного науково-технічного завдання модернізації приводів і машин за показниками швидкості, питомої потужності, надійності, точності та жорсткості, здатності до навантажувальних навантажень і економічності.

Монографію присвячено розробленню нових конструкцій безконтактних приводів на регульованих за величиною зазору кінцевих аеростатичних опорах, дослідженню характеристик опор і приводів, функціональних зв'язків між конструктивними, силовими, геометричними параметрами кінцевих аеростатичних опорних систем під час регулювання зазору. Розроблено та обґрунтовано критеріальний підхід для оцінювання та параметричного забезпечення динамічної стійкості приводного обладнання, знайдено аналітичні критерії для низки випадків (динамічних підсистем), які визначають параметричну область стійкості, навіть за виникнення явища резонансу. Розроблено одно- і двоопорні шпindelні вузли на регульованих кінцевих аеростатичних опорах різної геометрії, а також метод розрахунку інтегральних характеристик аеростатичних опор складної конструкції на основі їхньої декомпозиції та отримання єдиного аналітичного рішення. З метою його перевірки розроблено методику та алгоритми обчислювальних комп'ютерних експериментів у програмах інженерного аналізу, а також устаткування і методику натурних експериментальних досліджень пневмошпінделя для високошвидкісного механічного оброблення.

Наявні теоретичні та експериментальні підходи до проектування безконтактного приводного обладнання характеризуються високим ступенем локалізації та спеціалізації досліджень. Удосконалення опор, рухових пристроїв, конструкції ротора тощо відносно незалежні, а їхні параметри корелюють на завершальних стадіях проектування та під час дослідження експериментальних зразків, що об'єктивно звужує потенціал модернізації. Тому в цій роботі кожен привід розробляється і досліджується від початку як єдина механічна або динамічна система. У ній корелюють конструктивні, силові параметри, статичні та динамічні характеристики складових частин з початкових стадій проектування. Таким чином, вирішується найскладніше наукове та інженерно-конструкторське завдання забезпечення динамічної стійкості приводів на аеростатичних

опорах для машин різного призначення. Це дає можливість забезпечити необхідні властивості всієї динамічної системи та отримання заданих вихідних параметрів приводів обертання, необхідних для високошвидкісного та високопродуктивного оброблення матеріалів.

Конструкції вдосконалюються в напрямках універсалізації сприйманих навантажень опорами (радіально-упорними і двосторонніми радіально-упорними), зниження кількості опор і забезпечення їх максимальної регульованості в процесі експлуатації. Останнє дає можливість підлаштувати приводи за тримальною здатністю, жорсткістю, власними частотами і забезпечувати, тим самим, необхідну стійкість обертання роторів у широких діапазонах швидкостей і експлуатаційних навантажень, включно з проходженням резонансних частот під час виходу на закритичні частоти обертання від 18 до 150 тис. об/хв і більше. Усе перераховане дає можливість налаштувати обладнання під вимоги реалізації техпроцесів високошвидкісного і високопродуктивного оброблення матеріалів, приміром, різання монокристалів, або високошвидкісних режимів функціонування насосів, компресорів, турбодетандерів тощо.

Великий внесок у розвиток теорії газового мастила, дослідження динаміки прямих приводів і вдосконалення їхніх конструкцій зробили відомі вітчизняні та зарубіжні вчені: Шейнберг С.А., Пінегін С.В., Федотов В.А., Косминін О.В., Кельзон А.С., Швагер Л.К., Левицький М.І., Гольдін А.С., Дроздович В.М., Гаррісон В.І. (W. I. Harrison), С.К. Гріннелл (S. K. Grinnell), В.А. Гросс (V. A. Gross), Н.С. Грессем (N.S. Grassam), Ю. Катто (Y. Katto), Константінеску В.Н. (Constantinescu V. N.), Ж.Г. Лауб (J. H. Laub), Х.А. Морі (H. A. Mori), Дж.У. Пауелл (J.W. Powell), С.Х. Робінсон (C. H. Robinson), Н. Сода (N. Soda) та ін.

У першому розділі монографії представлено порівняльний аналіз конструкцій безконтактних приводів обертання на опорах із газовим мащенням, які використовують у машинах і механізмах різного призначення - мікротурбінних генераторах, двокоординатних столах переміщень, пневмошпинделях, верстатах різання монокристалів. Розглянуто підходи до їх розроблення та розрахунків характеристик. Обґрунтовано методологію проектування приводу як єдиної та регульованої динамічної

системи, характеристики якої встановлюються та коригуються зміною конструкції, технологічних параметрів і регулюванням аеростатичних опор. Запропоновано нову класифікацію опор з газовим мащенням, яка враховує характер зовнішнього робочого навантаження, форму опорних поверхонь підшипників, природу виникнення пружних відновлювальних сил в опорах, їх кількість в опорній системі приводу та регульованість. Дано загальну характеристику основних напрямів технічного вдосконалення приводів на опорах з газовим мащенням.

У другому розділі розкрито зміст досліджень одноопорного безконтактного приводу на двосторонньому радіально-упорному кінцевому аеростатичному підшипнику. Для дослідження його статичних і динамічних характеристик розроблено математичну модель із методом отримання аналітичного рішення щодо жорсткості та тримальної здатності. Досліджено характеристики одноопорної системи приводу з лабіринтним зовнішнім ущільненням для газового мастила і без нього, з різною величиною зазорів між опорними поверхнями. Показано модернізацію одноопорного приводу з метою підвищення його тримальної здатності, жорсткості, зниження маси і витрати технологічного повітря. Досліджено характеристики модернізованого приводу та умови його працездатності. Для забезпечення динамічної стійкості опор і приводів на кінцевих регульованих опорах запропоновано "критеріальний" підхід. Визначено аналітичний критерій стійкості одноопорного приводу, який пов'язує його силові, геометричні, масові та технологічні параметри. Він використовується як на стадії проектування, так і в процесі експлуатації для визначення параметричних меж області, в якій гарантується динамічна стійкість ротора навіть при виникненні резонансних коливань.

У третьому розділі монографії розкрито зміст досліджень багатоопорних приводів на регульованих аеростатичних підшипниках кінцевої форми. Проаналізовано типові конструкції багатоопорних приводів і конкретизовано напрями їхнього вдосконалення для підвищення статичної та динамічної стійкості, розширення діапазонів частот обертання й навантажень, зниження маси, габаритів, витрати технологічного повітря, підвищення жорсткості та точності позиціонування ротора. Розроблено конструкцію пневмошпинделя на регульованих кінцевих

аеростатичних опорах різної геометрії. Пневмошпindelь замість чотирьох опор має тільки дві конічні, це забезпечує зниження маси, габаритів, витрати технологічного повітря та регульованість опорної системи. Методами математичного моделювання досліджено умови статичної та динамічної рівноваги ротора пневмошпindelя, розраховано його характеристики.

У четвертому розділі монографії розкрито зміст і результати експериментальних досліджень дослідного зразка пневмошпindelя на регульованих конічних аеростатичних опорах. Представлено конструкцію розробленого пневмошпindelя, експериментальну установку, методику та апаратуру експериментальних досліджень. Сформульовано методику проектування одно- і багатоопорних приводів на регульованих за величиною зазору аеростатичних опорах, а також рекомендації щодо їх технічного вдосконалення.

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І ПІДХОДІВ ДО ПРОЕКТУВАННЯ БЕЗКОНТАКТНИХ ПРИВОДІВ НА ОПОРАХ ІЗ ГАЗОВИМ ЗМАЩЕННЯМ

1.1. Техніко-технологічні переваги безконтактних прямих приводів обертання з опорами на газовому мастилі

Безконтактні опори, в яких рухомі й нерухомі опорні поверхні деталей розділені газовим, рідинним або газо-рідинним мащенням, а реакції опор передаються без твердотільного механічного контакту - за допомогою гідро- або газодинамічних сил, - дають змогу реалізувати цілу низку техніко-технологічних переваг і підвищити ефективність машин різного призначення.

Відсутність механічного (між твердими тілами) контакту між шипом і підшипником або п'ятою та підп'ятником, а також контакту через проміжні тіла (за умови використання підшипників кочення) дає можливість значно зменшити втрати на тертя та практично унеможливити зношування в опорах, максимально розширити діапазон частот обертання та робочих температур від -2500 до +8000 С, збільшити технічний ресурс та стабільність параметрів опор у разі тривалої експлуатації, унеможливити ударні навантаження й підвищити їхню вібростійкість, а в багатьох випадках одержати суттєвий вплив на ефективність машин.

У сучасному машинобудуванні та приладобудуванні найбільшого поширення набули такі безконтактні опори обертального руху:

- підшипники з газовим мащенням;
- підшипники з рідинним мащенням;
- електромагнітні підшипники;
- комбіновані опори (газозмагнітні та ін.).

Діапазон безконтактних опор за навантажувальною здатністю від часток або одиниць Ньютона (гіроскопічні прилади) до 150 000 Н і більше (у металорізальних верстатах, газотурбінних установках), а також максимальний швидкісний діапазон - від кількох обертів на хвилину до 600 000 об/хв (центрифуги, турбодетандери, пневмошпинделі) - забезпечили безконтактним опорам застосування практично у всіх типах машин. Сфера їх застосування нині інтенсивно розширюється через неухильну тенденцію підвищення швидкостей обертання. За низкою напрямів, наприклад, у надвисокошвидкісних (понад 100 000 об/хв) приводах і кріогенних машинах, безконтактні опори мають абсолютний пріоритет перед підшипниками кочення, які, загалом, найчастіше використовують у машинобудуванні [1 - 5].

Максимальну ефективність від використання таких опор можна отримати саме в приводі прямої дії (прямому приводі) [6, 7], тому що для нього характерне передавання крутного моменту на вал так само без механічного контакту. Прямий привід на опорах із газовим мащенням у цьому разі стає повністю безконтактним - вал приводиться в обертання й утримується в просторі без будь-якого механічного контакту між деталями, які здійснюють відносний рух. Конструктивна схема прямого приводу є найбільш раціональною, тому що характеризується найменшим числом деталей (відсутність проміжних передач), має мінімальну масу ротора і найкоротший шлях силового потоку (корисної потужності) [1], а, отже, і мінімальні втрати [7].

Так, у високошвидкісних пневмошпинделях крутний момент на валу створюється газодинамічними силами від потоку газу, який діє на лопатки турбіни, а опорами є підшипники з газовим (повітряним) змащуванням, в яких сили газодинамічної природи створюють сили реакцій і забезпечують "левітацію" або "підвішування" вала в повітряному змащуванні [2, 3]. Газ є елементом приводу (машини), який забезпечує взаємодію деталей, що не контактують безпосередньо одна з одною, він створює пружні сили реакції в опорах і крутний момент на валу [8]. Безконтактна передача крутного моменту на вал і утримування його в просторі силами газового мастила дають змогу реалізувати низку технічних переваг (конструктивних, технологічних, швидкісних,

техніко-економічних) для підвищення функціональності приводного устаткування, які й буде досліджено в цій роботі.

Принципи дії, основи конструювання, силовий аналіз і параметричний синтез безконтактних приводів обертального руху з кільцевими робочими органами (*КРО*) були розглянуті в роботах [9 - 21]. Досліджено динаміку та кінематику приводів робочих машин, які не мають валів з опорами традиційних конструкцій, а робочі органи утримуються та приводяться в обертання силами різної природи, які діють безпосередньо на них. *КРО* обертаються під дією електродинамічних сил, а утримуються електродинамічними у поєднанні з газо- або гідродинамічними силами, силами в'язкого опору і поверхневого тертя, які демпфують (комбінований характер опору). Комбінація сил залежить від призначення та конструктивного виконання конкретної машини. Основну увагу в дослідженнях [9, 10, 21] було приділено концептуальній розробці прямого приводу з робочим органом без механічних опор. Запропоновано просторовий розподіл потенційних рушійних сил, за якого одночасно формуються на *КРО* крутний момент (головний момент) для здійснення корисної роботи та головний вектор для забезпечення стійкості просторового положення. При цьому головний вектор завжди перебуває в негативному зворотному зв'язку зі зміщенням *КРО*. Поєднання робочим органом функцій вторинного елемента електроприводу, інструменту і вала з опорами призводить до зменшення кількості деталей, маси, вартості тощо.

На рис. 1.1 показано експериментальну установку верстата для різання монокристалів з *КРО* без механічних опор, який є різальним інструментом - алмазним кругом із внутрішньою різальною алмазною кромкою, вторинним елементом асинхронного електродвигуна й утримується у просторі електродинамічними рушійними силами та газодинамічними силами повітряних потоків, які розганяються. Для дослідження механічних характеристик безконтактного приводу і стійкості руху його *КРО* під час реалізації технологічного процесу різання монокристалів було розроблено двокомпонентний і двовісний динамометр, також показаний на рис. 1.1 [12].

Застосування інструменту без механічних опор у верстатах різання напівпровідникових матеріалів кардинально змінює їхню конструкцію – мідне кільце (*КРО*) стає єдиною обертовою деталлю,

яка приблизно в 100 разів легша за аналогічний обертовий вузол у верстатах різання традиційних конструкцій із натяжним пристроєм для алмазного круга з внутрішньою різальною кромкою (АКВР). Для порівняння на рис. 1.2. показано робочі органи з АКВР наявних верстатів різання напівпровідникових монокристалів 1 і КРО без механічних опор 2, які виконують аналогічну роботу з розрізання монокристалів на пластини або заготовки [12].

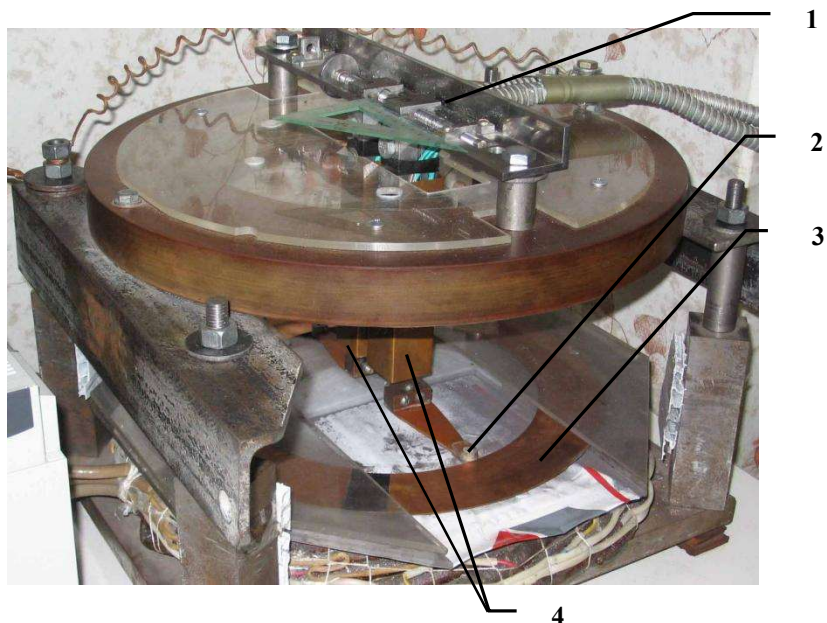


Рис. 1.1. Експериментальна установка верстата різання монокристалів із КРО без механічних опор із динамометром для дослідження характеристик:
1 – гвинтова пара динамометра, яка регулює навантаження;
2 – наконечник чутливого елемента динамометра;
3 – КРО без механічних опор; 4 – правий та лівий чутливі елементи динамометра, які вимірюють сили в коловому і радіальному напрямках

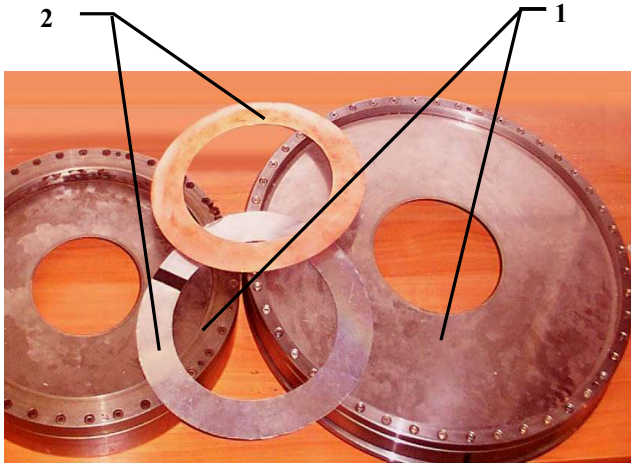


Рис. 1.2. Робочі органи верстатів різання традиційної і нової конструкції з безконтактним приведенням в обертання:

- 1 – АКВР з натяжним пристроєм традиційної конструкції;
- 2 – алмазний інструмент без механічних опор і безконтактним приведенням в обертальний рух

У результаті математичного моделювання процесу руху КРО і на основі теорії про стійкість руху А.М. Ляпунова [22 - 26] було аналітичним шляхом отримано критерій асимптотичної стійкості руху КРО в безконтактному приводі [12].

$$\frac{D_r \sqrt{m}}{V \sqrt{D_r}} < 1, \quad (1.1)$$

де V – параметр, який визначає в'язкий опір середовища, в якому відбувається рух КРО $\left[\frac{H \cdot c}{M} \right]$;

D_r – жорсткість безконтактної опори КРО в радіальному напрямку $\left[\frac{H}{M} \right]$, яка визначається пружною відновлювальною силою (радіальною);

D_τ – жорсткість безконтактної опори $\left[\frac{H}{M} \right]$

m – маса *КРО* с розмірністю $[кг]$ або $\left[\frac{H \cdot c^2}{M} \right]$.

Суть отриманого аналітичного критерію полягає у визначенні співвідношення між силовими, інерційними, конструктивними та технологічними параметрами, які:

- закладаються за величиною варіювання під час проектування приводу;

- досить легко вимірюються і регулюються в процесі експлуатації;

- своїм співвідношенням визначають параметричну область стійкості руху за відсутності механічного контакту;

- дають змогу швидко (без отримання розв'язків диференціальних рівнянь) і доволі надійно (що перевірено численними розрахунками та дослідями) визначити можливість і параметричні межі переналаштування або модернізації приводу за виконання умови його динамічної стійкості.

Стійкість руху розглядалася як результат дії рушійних сил, які створюють обертання *КРО* у в'язкому середовищі, і оцінювалася відповідно до (1.1).

Адекватність критерію стійкості перевірено експериментально (див. рис. 1.1) і математичним моделюванням із розрахунком траєкторій стійкого (за виконання критерію) та нестійкого руху (за невідповідності критерію 1.1), що показано відповідно на рис. 1.3 та 1.4. [12].

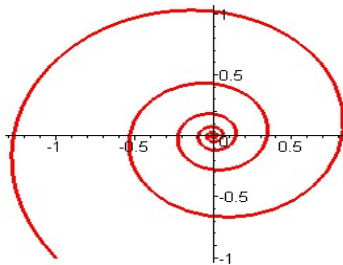


Рис. 1.3. Стійкий рух A – центру мас *КРО*

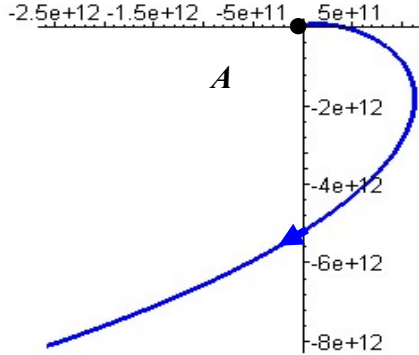


Рис. 1.4. Нестійкий рух A – центру мас КРО

При цьому чисельно розв'язували систему диференціальних рівнянь, яка описує плоско-паралельний рух центру мас КРО:

$$\begin{cases} x'' + vx' = -ax - by \\ y'' + vy' = bx - ay \end{cases} \quad (1.2)$$

де $D_r/m = a$, $D_\tau/m = b$, $V/m = v$.

Характеристичне рівняння системи (1.2):

$$k^4 + 2vk^3 + (2a + v^2)k^2 + 2avk + a^2 + b^2 = 0$$

має корені :

$$k_1 = -\frac{1}{2}v + \frac{1}{2}\sqrt{v^2 - 4a + 4Ib};$$

$$k_2 = -\frac{1}{2}v - \frac{1}{2}\sqrt{v^2 - 4a + 4Ib};$$

$$k_3 = -\frac{1}{2}v + \frac{1}{2}\sqrt{v^2 - 4a - 4Ib};$$

$$k_4 = -\frac{1}{2}v - \frac{1}{2}\sqrt{v^2 - 4a - 4Ib}.$$

Загальне рішення (1.2) в параметричному вигляді відносно $x(t)$ має вигляд :

$$x(t) = e^{(\operatorname{Re} k_{1,2} \cdot t)} (C_1 \sin(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) + C_2 \cos(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t)) + e^{(\operatorname{Re} k_{3,4} \cdot t)} (C_3 \sin(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) + C_4 \cos(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t)).$$

Загальне рішення систем рівнянь (1.2) відносно $y(t)$:

$$\begin{aligned} y(t) = & -(a(e^{(\operatorname{Re} k_{1,2} \cdot t)} (C_1 \sin(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) + C_2 \cos(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t)) + \\ & + e^{(\operatorname{Re} k_{3,4} \cdot t)} (C_3 \sin(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) + C_4 \cos(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t))) + \\ & + (\operatorname{Re} k_{1,2})^2 e^{(\operatorname{Re} k_{1,2} \cdot t)} (C_1 \sin(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) + C_2 \cos(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t)) + \\ & + 2 \operatorname{Re} k_{1,2} e^{(\operatorname{Re} k_{1,2} \cdot t)} (C_1 \cos(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) \operatorname{Im} k_{1,2} - C_2 \sin(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) \operatorname{Im} k_{1,2}) \\ & + e^{(\operatorname{Re} k_{1,2} \cdot t)} (-C_1 \sin(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) (\operatorname{Im} k_{1,2})^2 - C_2 \cos(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) (\operatorname{Im} k_{1,2})^2) + \\ & + (\operatorname{Re} k_{3,4})^2 e^{(\operatorname{Re} k_{3,4} \cdot t)} (C_3 \sin(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) + C_4 \cos(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t)) + \\ & + 2 \operatorname{Re} k_{3,4} e^{(\operatorname{Re} k_{3,4} \cdot t)} (C_3 \cos(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) \operatorname{Im} k_{3,4} - C_4 \sin(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) \operatorname{Im} k_{3,4}) \\ & + e^{(\operatorname{Re} k_{3,4} \cdot t)} (-C_3 \sin(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) (\operatorname{Im} k_{3,4})^2 - C_4 \cos(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) (\operatorname{Im} k_{3,4})^2) \\ & + v(\operatorname{Re} k_{1,2} \cdot e^{(\operatorname{Re} k_{1,2} \cdot t)} (C_1 \sin(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) + C_2 \cos(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t)) + \\ & + e^{(\operatorname{Re} k_{1,2} \cdot t)} (C_1 \cos(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) \operatorname{Im} k_{1,2} - C_2 \sin(\operatorname{Im} k_{1,2} \cdot t) \operatorname{Im} k_{1,2}) + \\ & + \operatorname{Re} k_{3,4} \cdot e^{(\operatorname{Re} k_{3,4} \cdot t)} (C_3 \sin(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) + C_4 \cos(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t)) + \\ & + e^{(\operatorname{Re} k_{3,4} \cdot t)} (C_3 \cos(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) \operatorname{Im} k_{3,4} - C_4 \sin(\operatorname{Im} k_{3,4} \cdot t) \operatorname{Im} k_{3,4}))) / b. \end{aligned}$$

У дослідженнях [9 - 21] не акцентувалася увага на виборі типу опор - з газовим або рідинним мащенням. У більшості випадків розглядався комбінований тип опори, наприклад, такий, що поєднує електромагнітну та гідродинамічну опори не типової конструкції. Безконтактні опори для *КРО* як окремого елемента конструкції не проектували, тому критерій (1.1) не містить реакції опор і не може використовуватися для оцінювання стійкості вала на аеростатичних або інших типових опорах.

У роботах [9, 28, 29] запропоновано конструкцію та виконано дослідження відцентрово-вихорового насоса з безконтактним приводом робочого колеса. Насос не має вала з підшипниками та ущільнень на рухомих поверхнях, тому характеризується максимальним рівнем герметичності, а, отже, і безпеки під час

роботи з небезпечними рідинами. У його конструкції використовується комбінована опора - у радіальному напрямку стійкість забезпечують електродинамічні сили, а в осьовому - гідродинамічні, які виникають від потоку робочої рідини. Збільшення надійності та довговічності насоса зумовлено обертанням тільки однієї деталі - робочого колеса, відсутністю механічного контакту з корпусом під час обертання в потоці рідини. Простота конструкції забезпечує зменшення в 1.2...1.5 рази маси і габаритних розмірів насоса, значне зниження собівартості та експлуатаційних витрат. На рис. 1.5 показано насос у розрізі з напрямками руху рідини, а на рис. 1.6 - його статор, який формує електромагнітне поле, яке обертається, для створення системи рушійних сил на КРО насоса та одночасно приводить його до обертання і утримує в робочому просторі при функціонуванні.

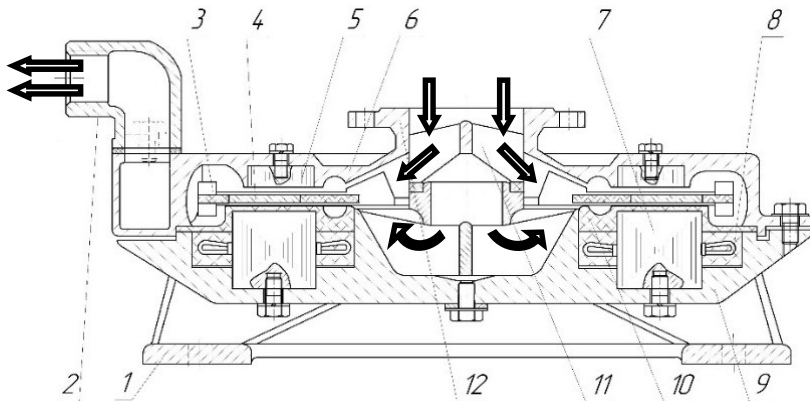


Рис. 1.5. Відцентрово-вихровий насос КРО

(робочим колесом) без механічних опор:

- 1 – кріплення корпусу насоса для його монтажу; 2 – горловина на виході рідини з насоса з тиском нагнітання; 3 – робоче колесо з лопатками вихрової та відцентрової частин, розділеними мідним осердям; 4 – мідна кільцева пластина (вторинний елемент асинхронного електродвигуна), яка є осердям робочого колеса насоса; 5 – магнітопровід неактивного типу;
- 6 – кришка насоса; 7 – активний магнітопровід (статор з електричними обмотками); 8 – трифазні електричні обмотки; 9 – корпус насоса;
- 10 – полімерна кільцева вставка, яка ізолює обмотки і статор;
- 11 – направляючий апарат для вхідного потоку рідини; 12 – вхідний патрубок із фланцем

На цих самих принципах можна розробити конструкцію відцентрового компресора, робоче колесо якого буде спливати в потоці перекачуваного газу, але забезпечення стійкості обертання буде ускладнюватися малою в'язкістю середовища, яке перекачується. Згідно з (1.1) стійкість зростає зі збільшенням параметра V , який визначає в'язкий опір середовища, тому мала в'язкість газового мастила знижує стійкість руху, хоча й забезпечує зменшення втрат на тертя.

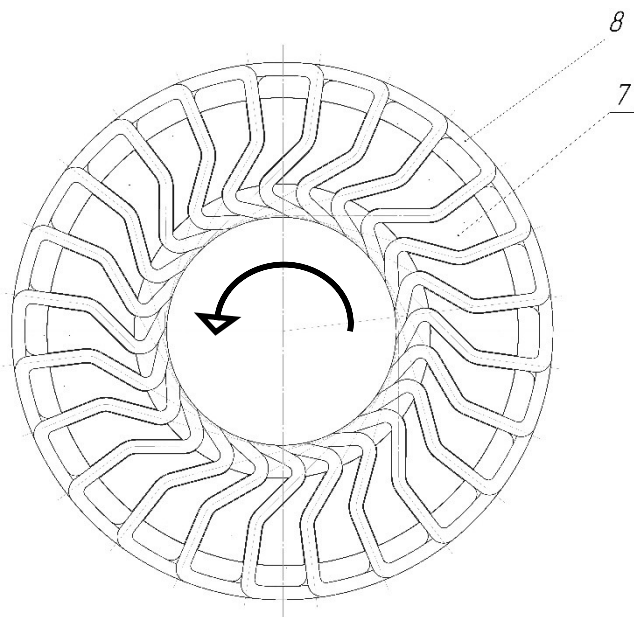


Рис. 1.6. Статор відцентрово-вихорового насоса - джерело обертового електромагнітного поля, нерівномірною в радіальному напрямку:
7 – активний магнітопровід (статор з електричними обмотками);
8 – трифазні електричні обмотки

Найбільш поширеними машинами, які використовують безконтактний привід прямої дії, є високошвидкісні електро- і пневмошпинделі на аеростатичних опорах для внутрішнього шліфування, фрезерування, скрайбування. В ЕНІМС [2] і науковій лабораторії високошвидкісних пневматичних машин *КНАДТУ*

розроблено модельні ряди пневмошпинделів для застосування в машинобудуванні. Типова конструкція високошвидкісного пневмошпинделя на аеростатичних опорах із приводом від газової турбіни (модель *A150/300 ENIMC*) показана на рис. 1.7, а його 3D модель у розрізі на рис. 1.8.

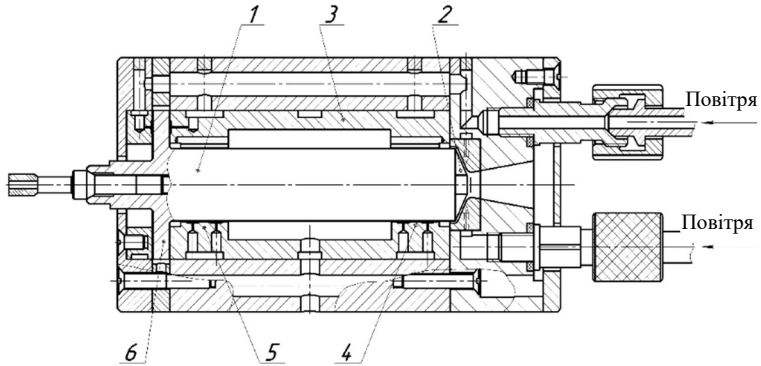


Рис. 1.7. Пневмошпиндель високошвидкісний на аеростатичних опорах:
1 – вал; 2 – газова турбіна приводу; 3 – підшипниковий блок;
4, 5 – радіальні газостатичні підшипники; 6 – п'ята двостороннього упорного газостатичного підшипника

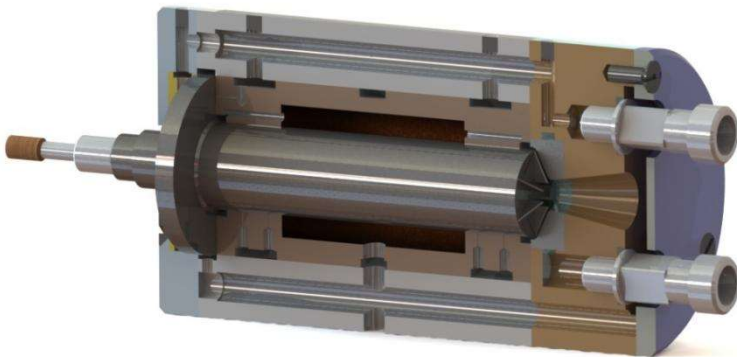


Рис. 1.8. 3D модель високошвидкісного пневмошпинделя

Вал із закріпленим інструментом (шліфувальним кругом) приводиться в обертання повітряною турбіною, а утримується в потоці повітряного мастила парою радіальних підшипників, з двома лініями наддуву кожен, і двостороннім підп'ятником. Таким чином, забезпечується повна відсутність механічного контакту вала з нерухомими деталями. Така конструкція є найпоширенішою і забезпечує високі частоти обертання - до 150000 об/хв і більше, при цьому в кілька разів знижується рівень вібрацій. Опори на газовому мастиллі мають пружні властивості, це дає можливість проходити критичні частоти з жорстким валом, працювати в широкому діапазоні температур.

М'якість механічної характеристики пневмошпинделів $M = f(n)$ – залежності обертального моменту на валу M від частоти обертання n , долається встановленням двоступеневих турбін, збільшенням тиску газу на вході в турбіну і його регулюванням.

Для забезпечення мікрометричної точності верстатів шліфувальної групи як опори використовують газостатичні підшипники, це дає можливість, порівняно з іншими опорами, одержати переваги в скороченні часу виходу на робочий режим із кількох годин до кількох хвилин (наслідок мінімального тепловиділення в газових опорах), зменшити знос інструменту (внаслідок точності та стабільності позиціонування, ефекту вібропоглинання) [30]. Шпинделі моделей AC і $СФС$ на аеростатичних опорах потужністю від 0,18 кВт до 0,8 кВт приводять в обертання від асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором напресованим на вал, який утримують два радіальні підшипники та підп'ятник із мащенням стисненим повітрям. Частота обертання вала варіюється від 15 000 до 100 000 об/хв., забезпечуючи плавне, точне і безвібраційне обертання інструменту. Такі шпинделі застосовують як головний привід верстатів для свердління і фрезерування плат друкованого монтажу, де потрібна висока точність позиціонування і стабільно малі похибки.

Високошвидкісні турбокомпресори та мікротурбінні генератори на опорах із рідинним або газовим мащенням також є безконтактними приводами. У мікротурбінному генераторі $МТГ100$ [31] високошвидкісний вал утримується на газодинамічних

підшипниках і передає крутний момент від колеса газової турбіни до колеса компресора, а також короткозамкнутого ротора генератора (рис. 1.9).

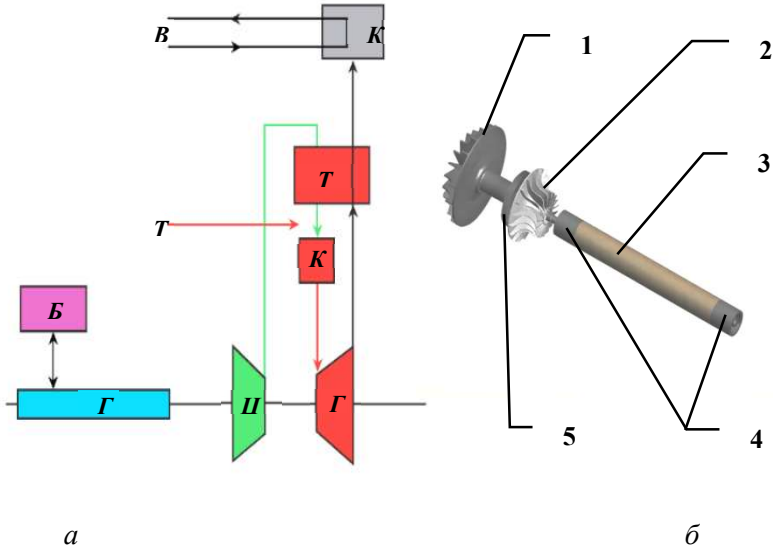


Рис. 1.9. Принцип дії (а) та модель валу (б) мікротурбінного генератора МТГ100:

- 1 – колесо газової турбіни; 2 – робоче колесо відцентрового компресора;
- 3 – ротор електрогенератора; 4 – радіальні підшипники з газовим мащенням; 5 – подвійний підп'ятник із газовим мащенням

Безконтактний характер передавання потужності та розподіл її тільки в межах валу дає можливість мінімізувати непродуктивні втрати мікротурбінного генератора. Паливо (T) надходить у камеру згоряння ($КС$), а після неї продукти горіння створюють крутний момент на колесі газової турбіни ($ГТ$), яка обертає вал із закріпленими на ньому колесом відцентрового компресора ($ЦК$) і ротором електрогенератора ($Г$) із силовим блоком ($БС$), а для отримання теплової енергії використовується котел-утилізатор ($К$) із водяним теплоносієм ($В$). Конструкція мікротурбінного

генератора (твердотільна модель у розрізі) *MTG100* показана на рис. 1.10.

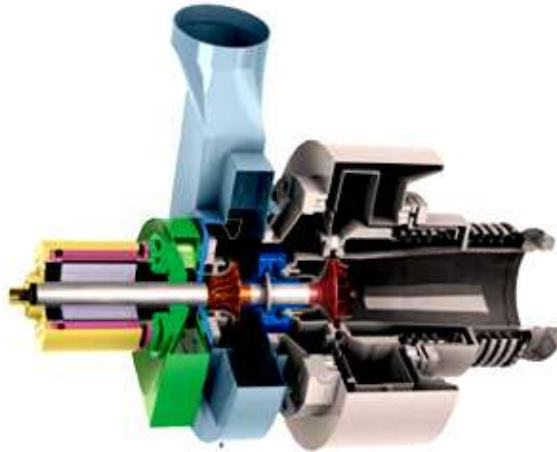


Рис. 1.10. Мікротурбінний генератор

З огляду на те, що вал утримується двома радіальними і одним упорним газодинамічними підшипниками, під час роботи деталі турбінного агрегату, які обертаються, не мають механічного контакту з корпусом. Внаслідок цього знижуються вібрації, знос і значно підвищується ресурс турбогенератора без капітального ремонту (40000 год). Малі втрати на тертя і пружні властивості газового мастила опор дають змогу проходити критичні частоти обертання, зберігаючи стійкість руху [32-34], працювати на високій частоті обертання (60000 об/хв), одержувати максимальні ККД для цього типу агрегатів (32% - ККД електрогенерації і 75% - повний ККД). Передача енергії від турбінного колеса до колеса компресора і основної її частини (близько 110 кВт) на ротор генератора, тобто перетворення в енергію тиску на компресорі та електроенергію на генераторі відбуваються без проміжних ланок і механічних передач. Це знижує втрати, масу і габарити, віброактивність, підвищує надійність турбогенераторних машин [35-40].

Якщо в попередніх прикладах акцентувалася увага на таких перевагах безконтактного приводу, як простота конструкції,

надійність, економічність, стійкість роботи на високошвидкісних режимах, то використання безконтактного приводу з аеростатичною опорою в механізмах точного позиціонування зумовлено отриманням рівномірного (плавного) руху з максимальною точністю позиціонування виконавчого органу.

У лабораторії *АМФОР* розроблено високоточний двокоординатний стіл (рис. 1.11, а), у якому використовують безконтактний привід із магнітною гвинтовою передачею. За принципом дії вона аналогічна кульково-гвинтовій парі (рис. 1.11, б), але не має проміжних тіл кочення, тому має переваги як у точності позиціонування, так і плавності руху, зважаючи на відсутність контактної взаємодії (тертя і деформування) між твердими тілами деталей.

У безконтактному приводі координатного столу гвинт і гайка перебувають в аеростатичному відносному ковзанні завдяки подачі в зазор між ними повітря.

При цьому гребінь різьби гайки утримується навпроти гребеня різьби гвинта відносно великими латеральними силами магнітного зв'язку [41].

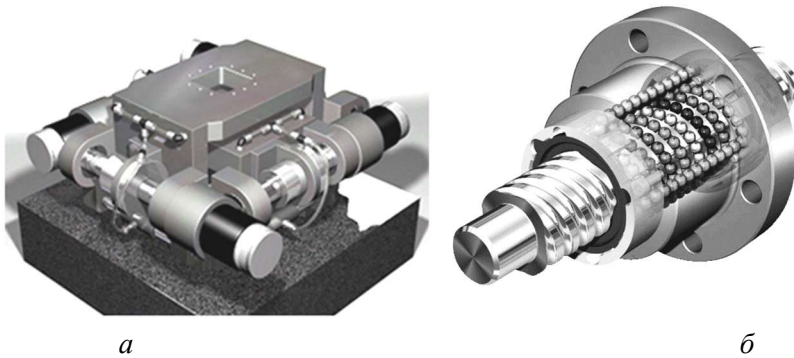


Рис. 1.11. Двокоординатний стіл переміщень із безконтактним приводом (а) і прецизійна шарико-гвинтова пара (б)

Надвисока точність - до 0,1 нм, достатні жорсткості в різних напрямках - від 400 до 2400 Н/мкм і швидкості переміщень - до 10

мм/с отримані завдяки використанню в двокоординатному столі таких переваг безконтактного переміщення:

- Властивість усереднення положення і самоцентрування вала (гвинта) в потоці газового мастила, це призводить до нівелювання впливу шорсткостей поверхонь, розділених газом. Нівелюються також відхилення геометричних форм (від циліндричності, круглості, площинності), зумовлені похибками виготовлення деталей, це дає можливість збільшити точність руху і позиціонування, перейти з мікрометричного рівня точності до нанометричного.

- Відсутність люфтів (механічного гістерезису), а також зони нечутливості в приводі, характерних для передач із механічним контактом між деталями через проміжні тіла кочення або без них.

- Відсутність відносно великих деформацій, характерних для локальних ділянок концентрації напружень під час механічного контакту (куля - площина тощо), оскільки дія газодинамічних сил більш рівномірно розподілена поверхнею, а магнітних - об'ємом твердих тіл.

- Висока плавність повільного переміщення і початку руху в безконтактному приводі, оскільки всім найдосконалішим напрямним із механічним контактом, таким як прецизійні кулько-гвинтові пари [5, 42, 43], властиві "мікроривки". Будь-яка механічна передача на початку руху вимагає великих зусиль через перевищення сили тертя спокою над силою тертя кочення або ковзання.

Конструктивно-технологічною особливістю машин, у яких використовуються опори ковзання на газовому мащені (а так само і на рідинному) є необхідність у кожному випадку конструювати кожну опору та виготовляти разом із виробом, а не підбирати зі стандартної низки, як підшипники кочення. Тому конструктор має можливість розробляти опори безпосередньо під параметри нового виробу, отримуючи при цьому унікальні якості та нові конструктивні рішення. Саме безконтактні опори дають змогу вільніше варіювати формою та розмірами опорних тримальних поверхонь (для отримання заданої рухливості та напряму реакцій, досягнення необхідного співвідношення між радіальними та осьовими жорсткостями), задавати та навіть регулювати пружні

властивості та тримальну здатність привода, змінювати його власні частоти коливань тощо.

Відомо, що опори з газовим мащенням можуть мати пласку, циліндричну, конічну або сферичну форми опорних поверхонь [44-47], однак, у літературі не знайшли належного відображення ті переваги, які дає використання сферичних [48-50] і, особливо, конічних поверхонь в аеростатичних опорах. Недостатньо досліджено питання розрахунку опорних систем із конічними радіально-упорними підшипниками, у яких у широкому діапазоні варіюється кут нахилу тримальних поверхонь. У роботах [30, 53] обґрунтовано перспективність застосування шпинделів на аеростатичних опорах для високошвидкісного оброблення металів різанням. Висока відносна швидкість різця і заготовки знижує потужність різання, підвищує продуктивність обробки інструментальних сталей приблизно в 3 рази, а алюмінієвих сплавів - до 10 разів. При цьому головними проблемами залишаються відносно мала жорсткість і тримальна здатність опор на газовому мастилi.

У [51] було запропоновано конструкцію шпиндельного вузла з чотирма радіальними та однією осьовою опорами типу під'ятник (рис. 1.12, а) та показано, що регулювання жорсткості основних і додаткових підшипників дає можливість проходити критичні частоти обертання без втрати стійкості.

Перехід у даній конструкції від радіальних аеростатичних підшипників до радіально-упорних із конічними поверхнями [52] (рис. 1.12, б) збільшує осьову стійкість і жорсткість, дає можливість регулювати величину зазору з газовим мащенням, а, отже, у більшому діапазоні змінювати жорсткість, власні частоти коливань і тримальну здатність усього шпиндельного вузла.

Застосування аеростатичних опор у шпинделях малої потужності (до 3 кВт) за одночасного збільшення діаметра і площі опорних поверхонь (що легко можна реалізувати для газових опор і практично неможливо для опор кочення), може забезпечити такі техніко-технологічні переваги шпинделів на аеростатичних опорах:

- точність обертання (положення осі обертання) на рівні 0,02...0,04 мкм [53, 54] на сталих режимах навантаження;
- збереження параметрів точності позиціонування вала протягом усього часу експлуатації шпинделя; для порівняння -

підшипники кочення втрачають параметри точності через зношування за 1000...2000 годин роботи [53], а найдосконаліші підшипники кочення з керамічними тілами обертання мають задекларований ресурс роботи з прецизійною точністю від 8 000 до 12 000 годин;

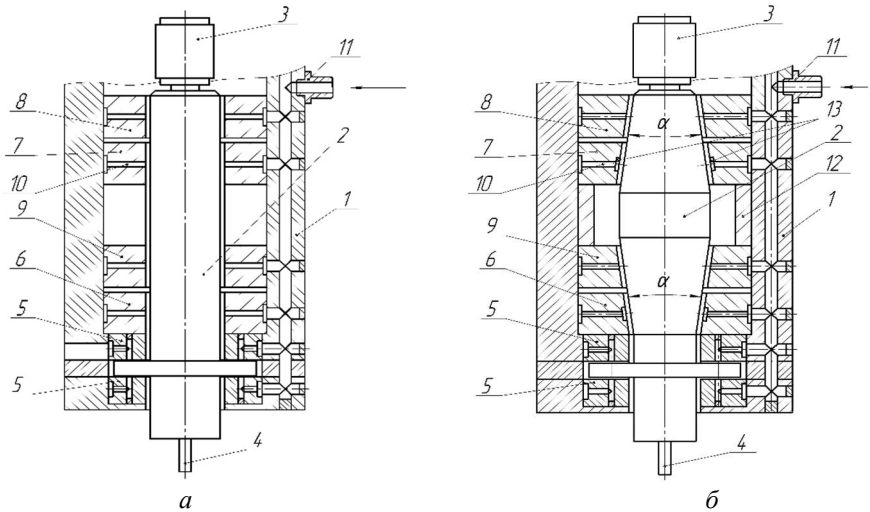


Рис. 1.12. Шпиндельні вузли з радіальними (а) і радіально-упорними кінцевими (б) газостатичними підшипниками:

1- корпус; 2 – вал; 3 – ротор електроприводу; 4 – робочий орган;
 5 - під'ятники; 6, 7, 8, 9 – аеростатичні підшипники з газовим мастилом;
 10 – живильники; 11 – штуцер для подачі стисненого повітря; 12 – кільце для регулювання величини зазорів у підшипниках; 13 – кільцеве заглиблення ("кишеня")

- демпфувальні якості опор із газовим мастилом, а також можливість їх регулювання в багатоопорних системах шпинделів [51, 52], дають змогу "жорстким" роторам проходити критичні частоти обертання і досягати частот до 150 000 об/хв і більше;

- демпферні властивості газового мастила роблять опори і приводи не віброактивними, а вібрації, які виникають від зовнішніх, наприклад, технологічних сил під час різання, гасяться опорами з огляду на відсутність твердотілого механічного контакту в них;

- малі втрати на тертя в опорах порівняно з опорами кочення з рідинним мащенням [3, 44], тому вони не потребують спеціальних засобів охолодження опор, наприклад, масляним туманом, а також додаткового часу для виходу на робочий режим (для вирівнювання температурних полів і полів деформацій).

Відомі також технічні переваги безконтактних приводів на аеростатичних опорах, які не мають актуальності для шпинделів високошвидкісних металообробних верстатів, але є важливими для машин іншого призначення (турбодетандерів, газотурбінних двигунів, насосного обладнання атомних станцій), а саме:

- стійка робота опор на газовому мастилі в умовах наднизьких - криогенних температур (у [3] наведено приклад турбодетандера, який працює за умови $T=13...50$ К з частотою обертання $n = 350\ 000$ об/хв);

- надійне функціонування опор за високих температур - до 500°C і більше, за значних градієнтів температур через слабку залежність динамічної в'язкості газів від температури [2, 44, 45];

- хімічна стабільність газового мастила при впливі температур, електромагнітних полів і випромінювань, агресивних середовищ, плюс можливість використовувати хімічно нейтральний газ, наприклад, азот;

- відсутність кавітації, а отже, можливість роботи в середовищі з розрядженням та/або у вакуумі [44].

Для подальшого технічного вдосконалення приводів, найповнішої реалізації перерахованих вище переваг слід не обмежуватися дослідженням властивостей аеростатичних опор, а вивчати й проектувати безконтактний привід як єдину регульовану механічну систему [20]. Газодинамічні процеси в опорах приводу, приладах і пристроях треба зіставити з динамічними процесами різної фізичної природи, наприклад, динамікою і міцністю твердих тіл, термодинамікою, електродинамікою електроприводів, стійкістю коливальних рухів роторів та іншими. Отже, математичний опис динамічних процесів та їхнє експериментальне дослідження мають бути також зіставлені [55], корелюватися з аспектами конструкторського, технологічного опрацювання і слугувати основою для синтезу безконтактного приводу як єдиної динамічної системи.

1.2. Класифікація опор з газовим мащенням, методи розрахунку та конструювання в складі приводу обертального руху

У найвідоміших роботах, присвячених дослідженню опор із газовим мащенням, наведено їхню класифікацію [2 - 4, 44 - 46, 56 - 57]. Головним чином, опори класифікують за способом створення підйомної сили та конструктивними особливостями, такими як форма опорних поверхонь, між якими утворюється зазор із газовим мастилом. Як правило, така класифікація безпосередньо не пов'язана з конструкцією вузла машини або приводу. Схема, яка відображає класифікацію опор, призначених для застосування в приводах обертального руху, з урахуванням характеру навантажень, конструкції, способу створення підйомної сили й особливостей синтезу показана на рис. 1.13.

На рис. 1.13 не показано поділ опор із газовим мащенням за швидкохідністю, оскільки відмітною особливістю опор із газовим мащенням усіх типів є можливість досягнення високих швидкостей обертання. За цією ознакою вони перевершують сучасні опори кочення [59, 60], опори ковзання з рідинним мащенням [61-63] і перебувають на одному рівні з електромагнітними опорами [64-68]. Тихохідні опори з газовим мащенням можуть бути газостатичними або гібридними, оскільки допускають зниження частоти обертання до нуля і реверс. Газостатичні та гібридні опори з газовим мащенням здатні розвивати найбільшу підйомну силу, тому найпоширеніші в машинобудуванні, а газодинамічні опори зазвичай застосовують у приладобудуванні в разі нереверсивного руху "легких" роторів [44]. Відомі також віброопори з газовим мащенням [57], які не знайшли до теперішнього часу широкого застосування в машинобудуванні, тому не представлені на рис. 1.13.

Методи розрахунку та конструювання опор із газовим мащенням у складі приводу засновані на спільному ітераційному розв'язанні таких завдань:

- визначення балансу між потужністю, що підводиться до ротора, і потужністю, яка витрачається на розгін, виконання корисної роботи, розсіюється завдяки силам тертя (зокрема моменту сил тертя в газових опорах), пружному або непружному

деформуванню, це дає можливість оцінити потрібну потужність джерела обертального руху (механічної енергії) - електродвигуна [69] або турбіни [70];

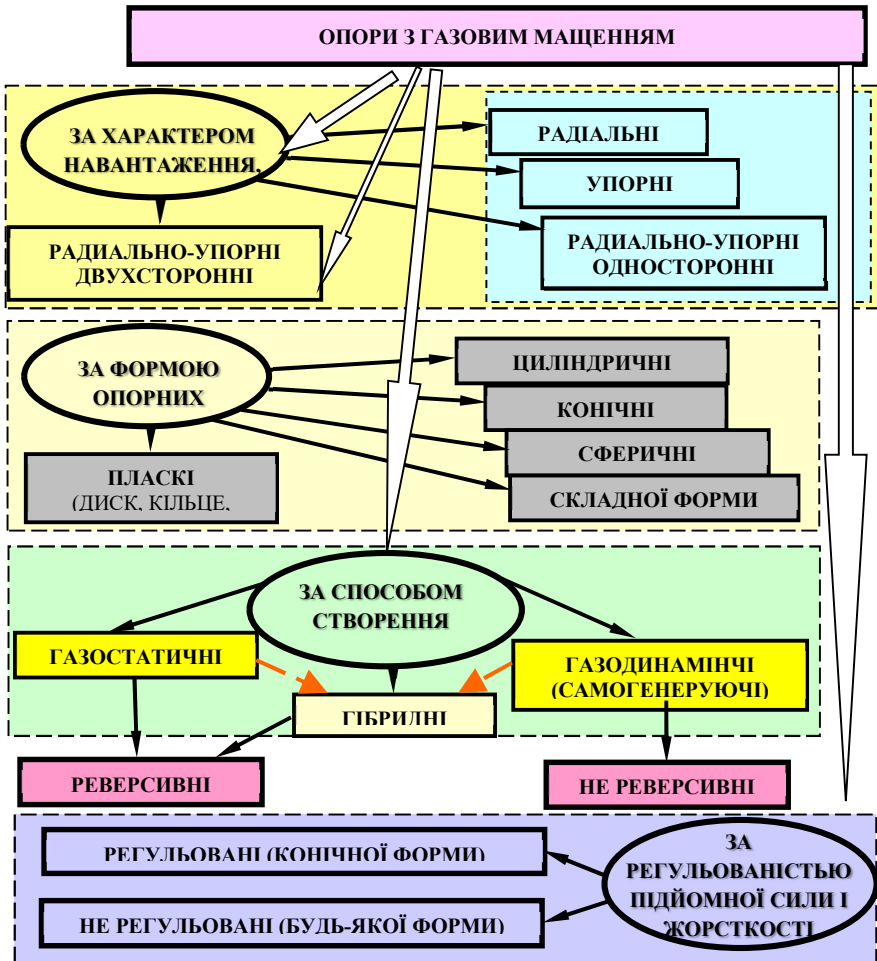


Рис. 1.13. Класифікація опор із газовим мащенням

- досягнення статичної рівноваги механічної системи приводу на сталому режимі руху, що передбачає рівність нулю головного вектора і головного моменту, водночас у рівняннях статики

фігурують реакції опор із газовим мащенням і реактивні моменти цих самих опор [2, 25, 46];

- забезпечення динамічної стійкості механічної системи приводу (стійкості обертального руху), яка визначається збереженням потрібного положення ротора на перехідних режимах (розгін, гальмування, зміна навантаження), а також під час виникаючих коливань - крутильних, поздовжніх, згинних, амплітуда яких залежить від частоти обертання, власних частот коливань вала у пружних опорах, зовнішніх періодичних сил [71, 72] та визначається, зокрема, жорсткістю й розташуванням опор із газовим мащенням, їхніми конструктивними особливостями [73-78].

- визначення типу, конструктивних параметрів кожної з газових опор окремо, розрахунок їхніх основних статичних і динамічних характеристик [46, 56], найважливішими з яких є: тримальна здатність або вантажопідйомність, жорсткість, витрата технологічного повітря, момент опору.

Для визначення характеристик опор із газовим мащенням необхідно знати розподіл тиску газу в зазорі, який істотно не рівномірний по зазору і не стаціонарний. Інтегрування функції розподілу тиску дає можливість визначити величину реакції газового мастила. Вона, у загальному випадку, квазілінійно зростає під час збільшення ексцентриситету і досягає для даної опори деякого максимуму, який називається тримальною здатністю або вантажопідйомністю. Теоретичне розв'язання задачі визначення реакції газового мастила базується на дослідженні рішень узагальненого нестационарного рівняння Рейнольдса [46, 56, 58]:

$$\frac{\partial}{\partial v} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial v} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) = \Lambda \frac{\partial(PH)}{\partial v} - \bar{m} \theta(p) f(v, \xi) + \sigma \frac{\partial(PH)}{\partial t}, \quad (1.3)$$

де H – поточне значення безрозмірного зазору з газовим мастилом;

P – відносний тиск газового мастила;

Λ – число стисності (комплексна величина);

\bar{m} – параметр режиму (комплексна величина);

$f(v, \xi)$ – функція розподілу критичної витрати по змащуваній поверхні опори (функція проникності [100, 101]);

σ – число здавлювання (комплексна величина);
 $\theta(p)$ – функція закінчення.

Рівняння (1.3) є узагальненим через застосовність до всіх типів опор із газовим мащенням. Для газостатичних опор (підвісів) $\bar{m} \neq 0$, а інші комплексні величини обертаються в 0, для газодинамічних опор $\Lambda \neq 0$. У разі гібридного типу опор, які використовують наддув поряд з "ефектом клину" $\bar{m} \neq 0$ і $\Lambda \neq 0$. Розподіл тиску мастила у вібраційних опорах описується рівнянням (1.3), у якому $\sigma \neq 0$, а інші комплексні величини дорівнюють нулю.

Дослідження перехідних режимів функціонування приводу пов'язане з розв'язуванням нестационарних задач газового мастила, динаміки твердого тіла (у разі жорстких вала, кільцевого ротора) або гнучкого вала. Застосування класичної теорії стійкості руху А. М. Ляпунова [22-24] дає можливість аналітично визначити умови, за яких рух ротора приводу буде асимптотично стійким - коли під час обертання та виникнення досить малих збурень ротор асимптотично прагне до вихідного положення рівноваги. При цьому оцінюється динамічна поведінка системи в малій зоні положення рівноваги (так званий метод малих збурень).

Теорія стійкості руху безпосередньо застосовна для систем із зосередженими параметрами або скінченим числом ступенів свободи, а опорні системи з газовими підшипниками часто є динамічними системами з розподіленими параметрами, зважаючи на стисливість мастила та гнучкість вала, тому описуються інтегро-диференціальними рівняннями [46, 80, 81]. Стійкість таких нелінійних механічних систем перевіряється через поставлені їм у відповідність лінеаризовані квазістационарні системи або чисельним інтегруванням нелінійних рівнянь динаміки разом із рівнянням Рейнольдса, подальшою експериментальною перевіркою результатів.

Найбільш небезпечними видами динамічної нестійкості для аеродинамічних опор є напівшвидкісний вихор, а для аеростатичних опор - коливання типу "пневмомолот" [2, 44]. Порушення динамічної стійкості газової опори в цих випадках призводить до автоколивань [81] і необмеженого зростання амплітуди, зіткнень опорних поверхонь, порушення

працездатності. Для досягнення динамічної стійкості розроблено конструкції як окремих опор [2, 82], так і приводів (наприклад, комбінований привід [56]), визначено параметричні режими функціонування, які забезпечують стійкість до таких коливань.

1.3. Одно- та багатоопорні безконтактні приводи прямої дії на аеростатичних опорах, їх статичні та динамічні характеристики

Приводи прямої дії обертального руху мають один ступінь вільності, який допускає обертання вала або ротора навколо осі відносно нерухомих деталей. Якщо розглядати ротор як абсолютно тверде тіло, то на решту його п'ять ступенів свободи (обертання навколо двох осей і переміщення уздовж трьох осей) за допомогою опор накладаються зв'язки, які унеможливають усі рухливості, окрім однієї. Комбінація опор, зокрема аеростатичних, має допускати тільки обертання, тому найчастіше в машинобудуванні використовують поєднання опор - дві радіальні та одна упорна (двосторонній підп'ятник) або дві радіально-упорні (за схемою "врозпір" або "вростяжку"). Такий привід є багатоопорною механічною системою.

У низці випадків, зумовлених особливостями застосування і величиною зовнішнього робочого навантаження, технічно можна реалізувати одноопорну систему приводу, в якій застосовується двосторонній (що сприймає радіальне навантаження у двох напрямках) радіально-упорний підшипник із газовим мащенням. За конструкцією він являє собою здвоєний радіально-упорний підшипник. Принциповою відмінністю його від комбінації двох радіально-упорних аеростатичних підшипників є той факт, що газове мастило між опорними поверхнями не дренажується, тобто система наддуву і дренажу газового мастила є єдиною. Доцільність розроблення одноопорної системи полягає у спрощенні конструкції приводу, зменшенні маси та осьових розмірів приводу. Прикладом реалізації одноопорної аеростатичної системи є шпindelні вузли верстатів автоматизованого та автоматичного прецизійного різання напівпровідникових монокристалів "Алмаз - 150 ЕШВ", "Агат" [83], "Алмаз - 200 ЕШВ", "Опал - 300". Головний конструктор -

Швагер Л.К., розробник - ЦКБМ "Донець", виробник - ВО "Машинобудівний завод-100", м. Луганськ. На рис. 1.14 показано зовнішній вигляд верстата "Алмаз - 150 ЕШВ", а на рис. 1.15 – тривимірна модель шпиндельного вузла верстатів серії "Алмаз" зі встановленим інструментом - алмазним кругом із внутрішньою різальною кромкою (АКВР) та монокристалом сапфіра, який можна розрізати.



Рис. 1.14. Верстат автоматичного прецизійного різання «Алмаз – 150 ЕШВ»

Шпиндельний вузол складається з аеростатичного підшипника (одноопорної системи), натяжного пристрою 3, магнітної системи 4 та електричного статора 5. Зі свого боку, аеростатичний підшипник представлений рухомою опорною частиною 1 і нерухомою опорною частиною 2, між якими утворюється "газова подушка". Вона утримує ротор шпинделя, який містить рухому частину підшипника з натяжним пристроєм 3, магнітну систему та АКВР 6. Після утворення "газової подушки" шпиндель завдяки електромагнітним силам приводиться в обертання та відбувається подавання монокристала 7, закріпленого

в утримувачі **8** (показано фрагмент), на товщину пластини, яка відрізається. Робоча частота обертання шпинделя становить 1000 - 1500 об/хв, максимальна - 2200 об/хв, допустимі биття на роторі **4** мкм. Номінальне навантаження - 1600 Н, максимальне - 2400 Н. Величина зазору - 15 ± 3 мкм.

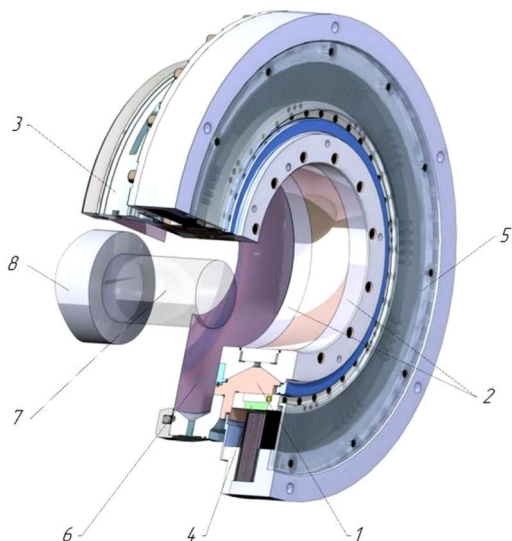


Рис. 1.15. Тривимірна модель шпиндельного вузла верстата
«Алмаз-150 ЕШВ»:

- 1, 2 – рухома / нерухома частини конічної аеростатичної опори;
- 3 – натяжний пристрій для АКВР; 4, 5 – первинний і вторинний елементи електроприводу; 6 – ріжучий інструмент (АКВР 690 × 235);
- 7, 8 – монокристал, який розрізається, і його тримач відповідно

Діапазон швидкостей обертання визначається вимогами технологічного процесу різання монокристалів і не обмежується аеростатичною опорою. Остання здатна забезпечити значно більш високошвидкісні режими, навіть за великих діаметрів опорних конічних поверхонь аеростатичного підшипника ротора (у середньому перерізі 370 мм). Оцінка граничних швидкісних режимів шпинделя буде дана в цій роботі. Маса обертової частини шпинделя верстата "Алмаз - 150 ЕШВ" становить близько 80 кг,

тому, з урахуванням технологічного навантаження, сумарне статичне навантаження на опору становить 800 - 900 Н. Під час виготовлення аеростатична опора шпинделя випробовується на статичне навантаження 1600 Н. На рис. 1.16 показано натяжний пристрій верстата зі встановленим АКВР і монокристал кремнію.



Рис. 1.16. Натяжний пристрій верстата з АКВР і монокристал кремнію

Дослідження одноопорної системи та її модернізація спрямовані на зменшення маси ротора шпинделя при збереженні або навіть збільшенні тримальної (навантажувальної) здатності та значному зниженні витрати технологічного повітря, максимальна величина якого у верстата "Алмаз - 150 ЕШВ" може досягати, згідно з документацією, $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ (витрата приведена до атмосферного тиску).

Якщо технологічне навантаження має розподілений характер уздовж осі обертання або є зосередженим, але утворює згинальний момент відносно центру мас ротора (точки його прикладання не лежать у середній площині опори), то виникає необхідність використання декількох опор, відстань між якими обирають пропорційно до згинального моменту. На рис. 1.17, а показано тривимірну модель високошвидкісного пневмошпинделя в розрізі. Цей високошвидкісний шпиндель є типовим прикладом багатоопорної системи, яка містить два радіальні аеростатичні підшипники і один подвійний аеростатичний під'ятник. Під час шліфування технологічне навантаження W_e призводить до виникнення згинального моменту M , який урівноважується

реактивними моментами в кожній з опор (M_1, M_2, M_T), а також моментами від радіальних реакцій опор (W_1, W_2) і ваги вала G . В стані рівноваги головний момент системи зовнішніх сил стає рівним 0. Другою умовою статичної рівноваги (що відповідає сталому режиму роботи шпинделя) є рівність нулю головного вектора, як суми ваги G , технологічного навантаження W_e і реакцій в опорах (W_1, W_2, W_T). Розрахункова схема багатоопорної системи пневмощпинделя показана на рис. 1.17, б.

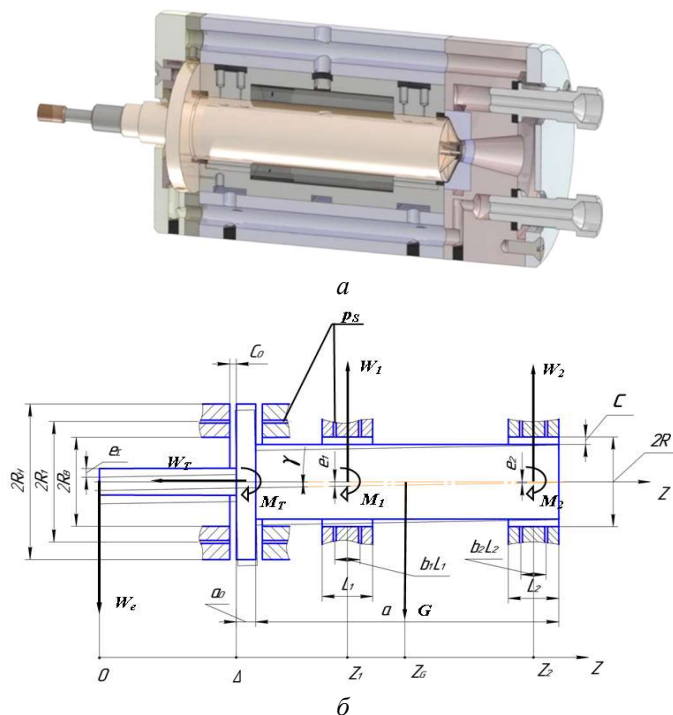


Рис. 1.17. Модель багатоопорного шпинделя (а) і його розрахункова схема (б)

Під час розроблення або проектування окремих аеростатичних опор, а також багатоопорних систем, насамперед, досліджується статична врівноваженість механічної системи приводу, для чого визначають такі статичні характеристики [48, 56]:

- тримальна здатність;

- осьова жорсткість;
- кутова жорсткість;
- радіальна жорсткість.

Кінцевою метою розрахунку статичних характеристик є визначення максимальних реакцій в аеростатичних опорах, за яких механічна система безконтактного приводу перебуватиме в статичній рівновазі.

Однак, забезпечення статичної рівноваги для динамічної системи [84] є необхідною, але недостатньою умовою внаслідок наявності перехідних режимів, проходження критичних частот під час розгону та гальмування (для високошвидкісних приводів), виникнення коливальних явищ. У цьому випадку обов'язково досліджується стійкість обертального руху ротора (або його динамічна стійкість у ширшому сенсі). Для аналітичного дослідження стійкості складають рівняння динаміки, які розв'язують аналітично, чисельно або досліджують методами теорії стійкості [24] для визначення параметричних областей стійкості.

Ще більшої актуальності дослідження динаміки роторних машин набуває у зв'язку з тим, що підвищення їхньої продуктивності за одночасного зниження маси та габаритів досягається, у більшості випадків, збільшенням частоти обертання. Наприклад, для турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів у найближчій перспективі стоїть завдання досягнення частот обертання їхніх роторів 200 000 об/хв і вище [32, 84]. Характеристиками опорних систем, які визначають їхні динамічні властивості, є такі постійні або змінні величини [25, 32, 56, 84 - 90]:

- власні частоти коливань;
- закон зміни пружної відновлювальної сили і жорсткості від зміщення (ексцентриситету) та інших чинників;
- масово-інерційні характеристики механічної системи приводу;
- в'язкі демпфувальні властивості середовища (коефіцієнти в'язкості або закони їх зміни);
- закони зміни зовнішніх сил (технологічних сил) від часу, положення або інших чинників;
- допустимий дисбаланс ротора.

Безсумнівно, що вони корелюють між собою, мають різний вплив на стійкість у різних конструкціях і навіть в одній

конструкції, але на різних режимах. Це потребує моделювання динамічних процесів, дослідження регульованості динамічних систем приводів для їхнього настроювання, визначення параметричних областей стійкого функціонування.

1.4. Шляхи технічного удосконалення машин з безконтактними прямими приводами на аеростатичних опорах та оцінка їх ефективності

Рівень технічної досконалості безконтактних приводів обертального руху характеризується:

- максимальною робочою частотою обертання на холостому ході і під навантаженням;
- жорсткістю механічної характеристики приводу;
- биттями, точністю позиціонування ротора;
- питомою потужністю;
- вантажопідйомністю (осьовою і радіальною);
- жорсткістю ротора (осьовою і радіальною);
- динамікою розгону, гальмування і реверсу ротора;
- безударністю і вібраційною стійкістю при функціонуванні;
- витратою технологічного повітря та/або електроенергії;
- моментом опору на опорах і роторі;
- технічним ресурсом загальним і без зниження точності позиціонування (для прецизійних приводів);
- динамічною стійкістю ротора під час розгону і проходження критичних частот обертання, на перехідних режимах обертання і під час дії змінних навантажень;
- надійністю і ремонтпридатністю.

Крім перерахованих параметрів, у практиці конструювання і виробництва приводів досягнутий технічний рівень може додатково оцінюватися [1, 32, 72, 87, 88] за:

- діапазоном допустимих температур мастила, ротора і навколишнього середовища;
- жорсткістю кожної з опор у заданому напрямку;
- часом виходу на робочий (номінальний) режим за частотою обертання, температурою, навантаженням;
- власною частотою коливань системи "ротор - опори";

- рівнем власного шуму і вібрацій;
- регульованістю вихідних параметрів у процесі експлуатації приводу;
- нерівномірністю обертання ротора;
- температурної стабільності;
- витратами на ремонт і технічне обслуговування приводу тощо.

Під час визначення напрямів технічного вдосконалення приводів на аеростатичних опорах необхідно максимально використати наявні переваги та особливості опор із газовим мащенням.

По-перше, вони є найбільш високошвидкісними, можуть працювати в режимі підвісу, в широкому діапазоні температур навколишнього середовища і газового мастила, мають мінімальні втрати на тертя і високий технічний ресурс.

По-друге, опори з газовим мащенням, на відміну від опор кочення, проєктуються спільно з приводом, тому їхні конструктивні параметри від самого початку дискретно не визначено, немає їх суворої типової градації.

По-третє, аеростатичні опори можуть регулюватися, наприклад, за тиском наддуву, але найбільшою мірою параметри і характеристики опор залежать від величини середнього зазору з газовим мастилом.

По-четверте, газове мастило дає можливість нівелювати відхилення форми та розмірів опорних поверхонь і домогтися на сталих режимах мікрометричної точності позиціонування (з урахуванням биття) і мікрометричної чутливості до зміни ексцентриситету. Остання якість визначає існування жорсткості опор із газовим (і рідинним) мастилом на мікрометричному рівні, що практично недосяжно для опор кочення. З цієї причини на шпинделях встановлюють по 3-4 прецизійні високошвидкісні шарикопідшипники та здійснюють їхнє підтискання (натяг) з урахуванням температурного режиму.

По-п'яте, головну увагу під час проєктування аеростатичних опор необхідно приділяти характерним "слабким місцям" приводів на аеростатичних опорах - відносно малій тримальній здатності (у порівнянні з опорами на рідинному змащуванні та опорами кочення), а також схильності до динамічної нестійкості (коливання

типу "пневмомолот" тощо) за умови змінних навантажень і на холостому ході.

У найзагальнішому випадку можна визначити такі основні напрямки вдосконалення (модернізації) безконтактних приводів:

1. Модернізація конструкції його вузлів або структурних компонентів, наприклад, кожної з аеростатичних опор, вала, турбіни, робочого або виконавчого органу.

2. Модернізація конструкції всього приводу - визначення розмірів і взаємного розташування та впливу вузлів або структурних компонентів у складі єдиної механічної системи приводу.

3. Розроблення способів і розширення діапазонів регулювання вихідних параметрів і характеристик, а також параметрів, які визначають статичну і динамічну стійкість.

4. Дослідження і налагодження приводу як єдиної механічної системи. Воно ґрунтується на регулюванні параметрів опор, зміні конструкцій вала й опорної системи (за розмірами, типом і розташуванням опор тощо), робочих органів та інструменту, зміні режимів реалізованих технологічних процесів. Нині комп'ютерному моделюванню та аналізу (обчислювальному експерименту) можуть бути залучені практично всі наявні фізичні процеси в опорах і приводі, параметричні зв'язки між ними, але, як правило, остаточне налагодження виконується в процесі лабораторних натурних випробувань.

З огляду на наведене вище стає очевидно, що процес модернізації безконтактних приводів на аеростатичних опорах є ітераційним і багатofакторним, як і їхнє проєктування.

У цій роботі досліджуються такі напрями технічного вдосконалення безконтактних прямих приводів обертання:

- застосування аеростатичних опор із кінчними опорними поверхнями різної геометрії (довжина, кут конуса) дає можливість зменшити кількість опор із чотирьох до двох і зробити опори в принципі регульованими за величиною зазору;

- забезпечення регульованості жорсткості та тримальної здатності, власних частот кінчних аеростатичних опор зміною величини їхнього середнього зазору з газовим мастилом;

- розроблення та подальша модернізація одноопорних безконтактних приводів на двосторонньому кінчному

аеростатичному підшипнику із зовнішнім дроселюванням повітряного змащення і регулюванням статичних і динамічних характеристик;

- розробка одноопорних безконтактних приводів на двосторонньому аеростатичному конічному підшипнику з конічною та кільцевою опорними поверхнями;

- комплексне забезпечення динамічної стійкості безконтактного приводу за допомогою регулювання жорсткості конічних аеростатичних опор спільно з регулюванням параметрів наддуву і дроселювання мастила, конструктивними змінами в розподілі мас і зовнішніх навантажень.

Оцінка ефективності запропонованих рішень базується на забезпеченні динамічної стійкості приводу за досягнутого підвищення навантажувальної здатності та жорсткості, зменшенні витрат технологічного повітря, зменшенні масогабаритних параметрів.

- аналіз техніко-технологічних переваг безконтактних опор на газовому змащенні та прямих приводів обертання на таких опорах;

- дослідження основних напрямів підвищення технічного рівня (модернізації) машин різного призначення з безконтактними приводами і опорами, оцінка їх ефективності;

- розроблення математичної моделі та дослідження на її основі характеристик безконтактних одноопорного та двоопорного приводів на аеростатичних опорах конічної форми, зокрема розроблення методики приведення конічної аеростатичної опори до еквівалентної за жорсткістю та тримальною здатністю системи типових опор (радіальних і підп'ятників) для отримання аналітичного рішення щодо інтегральних характеристик;

- вдосконалення одноопорної аеростатичної системи шпинделя верстата різання та оцінка її техніко-економічного ефекту;

- аналітичне визначення умов працездатності безконтактного приводу виходячи з його масово-інерційних властивостей, геометричних параметрів і статичних характеристик опори з газовим мащенням;

- визначення критерію стійкості руху ротора в одноопорному приводі, який зв'язує параметри його механічної системи і визначає параметричну область динамічної стійкості;

- дослідження функціональних зв'язків між параметрами аеростатичних опор, вала, ротора турбіни або електродвигуна для забезпечення статичної та динамічної стійкості приводу;

- модернізація багатоопорної аеростатичної системи та оцінка її техніко-економічного ефекту;

- визначення інтегральних характеристик кінчних аеростатичних опор і опорних систем аналітичним методом і за допомогою комп'ютерного обчислювального експерименту;

- дослідження динаміки двоопорного безконтактного приводу;

- експериментальні дослідження безконтактного приводу на регульованих кінчних аеростатичних опорах (високошвидкісного пневмошпинделя), порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

Їх розв'язання викладено в наступних розділах цієї монографії.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ОДНООПОРНОГО
БЕЗКОНТАКТНОГО ПРЯМОГО ПРИВОДА
З АЕРОСТАТИЧНИМ ПІДШИПНИКОМ КОНІЧНОЇ ФОРМИ**

Розглянемо одноопорну механічну систему безконтактного приводу обертального руху на аеростатичному підшипнику. Одноопорна система приводу розробляється і досліджується для ефективного використання в робочих машинах - приведення в обертальний рух робочих органів, таких як алмазний різальний інструмент або робочі колеса насосів, компресорів тощо. Під одноопорною системою будемо розуміти привід з одним аеростатичним радіально-упорним підшипником.

Його опорні поверхні мають конічну форму - дві пари усічених конусів, розділених повітряним мастилом, спрямовані вершинами назустріч і симетричні відносно середньої площини, де з'єднані аеродинамічно. Це дає можливість одночасно сприймати як радіальні, так і протилежно спрямовані осьові навантаження (а, як наслідок, навантаження і будь-яких інших напрямків) і робить одноопорну систему самодостатньою з точки зору забезпечення стійкості положення ротора приводу. Рухома частина приводу (ротор) не має механічного контакту з нерухомими деталями корпусу й опору під час функціонування, оскільки вони розділені й утримуються через газове (повітряне) мастило. Крутний момент передається через повітряний зазор без використання механічної передачі - за рахунок сил електромагнітної природи.

Таким чином, реалізується схема безконтактної просторової стабілізації положення і безконтактного приведення в обертальний рух виконавчих або робочих органів машин різного призначення.

2.1. Розробка математичної моделі для дослідження статичних та динамічних характеристик безконтактного одноопорного привода

Будемо розглядати математичну модель безконтактного приводу як деякий "образ" реального об'єкта, який має схематизовані спрощення, але зберігає істотні властивості [91, 92], які досліджуються в цій роботі математичними методами з використанням інформаційно-обчислювальних засобів.

Побудова математичної моделі одноопорної системи безконтактного приводу ґрунтується на методології, викладеній у [93]. Вона починається з розроблення "змістовної моделі", яка відображає структуру (конструкцію), зв'язки між структурними елементами та принцип функціонування модельованого об'єкта. Для створення змістовної моделі використовуємо тривимірне (твердотільне) моделювання безконтактного приводу.

2.1.1. Тривимірна модель, принцип роботи та основні характеристики одноопорної системи привода.

Прототипом одноопорної системи безконтактного приводу є шпindelний вузол верстата для різання монокристалів - "Алмаз - 150 ЕШВ" (див. розділ 1 п. 1.3, рис. 1.14 і 1.15).

Структурно [94] одноопорна система шпінделя верстата для різання складається з аеростатичного (або газостатичного) зведеного симетричного конічного радіально-упорного підшипника, пристрою для кріплення інструменту (робочого органа) і магнітної системи прямого приводу для безконтактного передавання крутного моменту (рушія електромагнітного типу). Аеростатичний підшипник містить рухому і нерухому опорні частини, кожна з яких має дві конічні поверхні, які контактують із газовим (у цьому разі повітряним) мастилом. У рухомій частині підшипника конічні опорні поверхні звернені всередину, а у нерухомій - назовні. Кут нахилу поверхонь до осі обертання (позначимо його через α) та інші відхилення геометрії опорних поверхонь під час виготовлення підшипника витримується з максимальною точністю - 1-2 мкм на довжину (діаметр)

підшипника. Забезпечення рівномірності зазору (10...30 мкм) між виготовленими опорними поверхнями підшипника є найскладнішим технологічним завданням, що вимагає використання високоточного токарного обладнання. Кут α визначає співвідношення між радіальними та осьовими складовими реакцій газового мастила. Для опорних систем із переважанням радіального навантаження кут нахилу α має бути мінімальним, але при цьому забезпечувати осьову стійкість ротора. Тривимірна модель механічної системи одноопорного приводу на симетричному конічному аеростатичному підшипнику показана в розрізі на рис. 2.1.

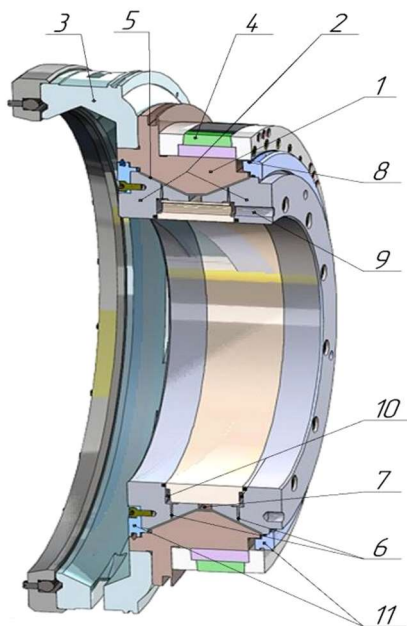


Рис. 2.1. Модель одноопорного безконтактного шпиндельного вузла :
 1 – рухома опорна частина аеростатичного підшипника; 2 – нерухома опорна частина; 3 – пристрій для кріплення інструменту; 4 – магнітна система (вторинний елемент синхронної електричної машини); 5 – зазор із газовим (повітряним) мастилом; 6 – обмежувачі витрати мастила (технологічного повітря) - живильники; 7 – кільцева камера підведення повітряного мастила; 8 – лабіринтовий вихід для повітряного мастила; 9 – впускний канал; 10 – проміжна кільцева камера; 11 – кільця лабіринтових ущільнень

Нехай розрахунковим випадком є переважання радіального навантаження на аеростатичну опору, а осьове становить до 15% від радіального. Розглянута система є одноопорною, оскільки рухома опорна частина *1* являє собою єдину деталь у формі широкого кільця, на якій виконано дві конусні опорні поверхні. Між поверхнями газове мастило не дренажується (існує газодинамічний зв'язок), тому опорну систему ми розглядаємо як єдиний аеростатичний двосторонній підшипник. Конструктивно він розділений на дві симетричні частини, поверхні яких мають нахил під кутом α до осі обертання.

Одноопорна система на аеростатичному підшипнику працює так. До нерухомої опорної частини *2* через впускний отвір подається від пневмомережі технологічне повітря тиском 0,4 - 0,63 МПа. Воно проходить каналом у нерухомій опорній частині *2* і потрапляє до кільцевої камери *7*, через яку вздовж усього кола надходить до каналів - обмежувачів витрати *6*, розташованих рівномірно по колу, а з них - безпосередньо до зазору *5*, який відокремлює рухома опорну частину *1* від нерухомої частини *2* аеростатичного підшипника (рис. 2.1).

Розподіл тиску повітряного мастила в зазорі є функцією конструктивних параметрів, тисків мастила на вході та виході, а також положення рухомої частини *1* підшипника щодо нерухомої *2* (ексцентриситету e). Їхнє відносне положення змінює геометрію заповнюваного мастилом простору. Під час зменшення зазору в напрямку дії навантаження, тиск повітряного мастила в його частині, яка звужується, зростає, а в частині, котра розширюється (протилежній), - падає. Перепад тиску по колу опорної поверхні ротора створює рівнодіючу реакцію газового мастила - підйомну силу. Рівнодійна від сил тиску повітряного мастила на опорні поверхні ротора і врівноважує дію зовнішніх сил. У рівновазі рухома частина *1* підшипника, на якій закріплені всі деталі ротора, займає середнє положення в повітряному зазорі *5* з деяким ексцентриситетом e , який відповідає величині зовнішніх сил. Умовою працездатності одноопорної системи є відсутність механічного контакту між опорними поверхнями частин *1* і *2* під час дії допустимого розрахункового навантаження в усталеному та перехідному режимах.

Так звана "левітація" ротора одноопорної системи в потоці повітря забезпечується безперервною подачею повітряного мастила в зазор між опорними поверхнями. При цьому стабільність його просторового положення визначається низкою чинників, зокрема формою поверхні повітряного зазору і його величиною, а тримальна здатність у радіальному й осьовому напрямках - системою взаємопов'язаних параметрів, як-от кут нахилу опорних поверхонь, радіуси, тиск подачі змащення, діаметр і кількість живильників тощо. У центральному (симетричному) положенні рухомої опорної частини ($e = 0$) тиск газу розподілений осесиметрично за будь-яким перерізом, перпендикулярним осі обертання, тому його радіальна рівнодіюча сила дорівнює нулю. Якщо під дією зовнішнього навантаження W_e рухома опорна частина зміщується відносно нерухомої опорної частини на величину ексцентриситету e , то переріз кільцевого зазору стає змінним і супроводжується перерозподілом тиску і швидкості повітряного змащення загалом по зазору.

Повітряне мастило, яке надійно розділяє рухому опорну частину від нерухомої, дає можливість ротору обертатися з робочою частотою за відсутності жорсткого (твердотільного) механічного контакту і сухого тертя тримальних поверхонь опори. Робоча частота обертання визначається вимогами того технологічного процесу, який реалізує ця машина. Наприклад, для верстата різання монокристалів вона становить 1 000 - 3 000 об/хв, у насосах і компресорах від 1 000 до 10 000 об/хв, у шліфувальних пневмошпинделях верстатів і ручного інструменту 20 000 - 300 000 об/хв. Частота обертання розглянутої одноопорної системи може змінюватися від 0 об/хв (коли опора працює як аеростатичний підвіс) до критичної частоти обертання $n_{кр}$, за якої потік газового мастила стає здебільшого турбулентним, а тому не може розраховуватися як ламінарний або квазіламінарний.

Межа переходу від ламінарної (загалом) до турбулентної течії газового мастила в зазорі визначається критичним числом Рейнольдса $Re_{кр}$ [95]:

$$Re_{кр} = \frac{\rho U_{кр} h}{\mu} = 2300,$$

де ρ – густина газового мастила при розрахункових температурі і тиску, в нормальних умовах (при атмосферному тиску і $t = 0^0 \text{ C}$ [$T = 273\text{K}$]), для повітря $\rho_0 = 1,2928 \text{ кг/м}^3$;

$U_{кр}$ – швидкість газового мастила, яка відповідає критичному порогу між ламінарним і турбулентним режимами течії [м/с];

h – характерний розмір, якому відповідає величина зазору між опорними поверхнями підшипника з газовим мастилом, у машинобудуванні застосовуються опори, у яких $5 \cdot 10^{-6} \leq h \leq 8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$;

μ – динамічна в'язкість газового мастила $\left[\frac{\text{кг}\cdot\text{с}}{\text{м}} \right]$.

Якщо як мастило застосовується повітря, яке в зазорі опори перебуває, наприклад, під тиском $p = 0.4 \text{ МПа}$ і має середню температуру на робочому режимі $t = 40^0 \text{ C}$ ($T = 313 \text{ K}$), то в цих умовах його в'язкість становить $\mu = 1,9 \cdot 10^5 \frac{\text{кг}\cdot\text{с}}{\text{м}}$ [96], а щільність може бути визначена за формулою Клайперона [97]:

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \frac{T}{273} = 1,2928 \frac{0,1 \cdot 273}{0,4 \cdot 313} = 4.52 \text{ кг/м}^3 \cdot$$

Отже, критична швидкість $U_{кр}$ потоку при максимальному зазорі $h = 8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ повітряного мастила за вказаних термодинамічних умов становитиме:

$$U_{кр} = \frac{Re_{кр} \mu}{\rho h} = \frac{2300 \cdot 1.9 \cdot 10^{-5}}{4,52 \cdot 8 \cdot 10^{-5}} \approx 120 \text{ м/с} \cdot$$

Якщо $U_{кр} = 120 \text{ м/с}$ – середня (по середині зазору) швидкість ламінарного потоку за течії Куетта, то швидкість газу на поверхні шипа при цьому буде подвоєною – 240 м/с . В [2] отримано значення 200 м/с для $Re_{кр} = 2000$. Отже, критична частота обертання вала $n_{кр}$, за якої лінійна швидкість точок поверхні досягає $2U_{кр}$ визначається:

$$n_{\text{кр}} = \frac{2 \operatorname{Re}_{\text{кр}} \mu}{\rho h} \frac{60}{2\pi r} \approx \frac{2290 \text{ м/хв}}{r},$$

де r – радіус підшипникової шийки, виражений у метрах.

Так, якщо аеростатичний підшипник шпindelного вузла має відносно великий діаметр - 0,35 м, це забезпечує достатню тримальну здатність, то його критична (максимальна розрахункова) для ламінарного режиму частота обертання буде близько 6 500 об/хв, а зменшення величини зазору h з повітряним мастилом з 80 мкм до 15 мкм дасть змогу наблизитися до частот обертання ротора близько 35 000 об/хв.

Таким чином, зменшення зазору з газовим мастилом дає можливість зробити розрахунковими (з ламінарною течією мастила) високошвидкісні режими обертання та зробити приводи високошвидкісними (у літературі такими вважають приводи, які розвивають частоти обертання понад 18 000 об/хв).

Ця обставина дає можливість впровадити в машинобудівне виробництво інноваційні технології високошвидкісного (HSM - High Speed Machining) і високопродуктивного (HPM - High Productivity Machining) оброблення, що перетворилося на світову тенденцію, яка реалізується для підвищення продуктивності та якості механічного оброблення металів і монокристалів, скорочення витрат. При цьому відбувається:

- багаторазове збільшення швидкості різання (у 5-10 разів, від 25 до 125 м/с, для монокристалів - понад 30 м/с) і подачі - до 10...60 м/хв;

- зниження зусиль різання, коефіцієнтів тертя і температури на ріжучій кромці інструменту;

- перерозподіл тепловиділення в бік збільшення тепла, що відводиться зі стружкою (до 75%) і зменшення теплового потоку в заготовку;

- зменшення перерізу стружки при підвищенні продуктивності (за обсягом стружки, яка знімається, і зниження часу на механічну обробку);

- скорочення часу виробничого циклу на 50% і більше;

2.1.2. Особливості математичного моделювання механічної системи безконтактного приводу

Наступними після розроблення "змістовної моделі" є формулювання математичних задач дослідження та визначення математичних співвідношень для аналізу функціональних зв'язків [93]. Математична модель складається з кількох параметрично пов'язаних частин, які в аналітичному вигляді описують такі - найсуттєвіші (необхідні для функціонування безконтактного приводу) та параметрично пов'язані між собою фізичні процеси, характеристики та явища:

- *тримальну здатність* аеростатичного підшипника одноопорної системи з конічними опорними поверхнями, яка залежить від його конструкції, властивостей газового мастила, геометричних, масових та експлуатаційних параметрів приводу;

- *статичну стійкість* механічної системи приводу за заданих тримальної здатності опори, масових характеристик та експлуатаційних навантажень (тримальна здатність - максимальне статичне навантаження);

- *динамічну стійкість* одноопорного приводу на перехідних режимах розгону і гальмування, змінного технологічного навантаження, в умовах виникнення коливань ротора під час проходження критичних частот обертання і потрапляння в режим резонансних коливань тощо (за певної тримальної здатності та жорсткості аеростатичної опори, масово-інерційних характеристик приводу та експлуатаційних навантажень);

- енергетичні витрати, які йдуть на забезпечення обертання ротора на холостому ходу і необхідну витрату технологічного повітря.

Тримальна здатність аеростатичного підшипника, як результат дії аеродинамічних сил реакції мастильного шару на зовнішнє навантаження, визначається в лінійній постановці через питомі радіальні навантаження \bar{K}^e , та углової \bar{K}^y коефіцієнти жорсткості опори. Останні аналітично і чисельно визначаються в результаті інтегрування стаціонарного рівняння Рейнольдса [45, 57, 58, 98]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \bar{m} \theta(p) f(x, z), \quad (2.1)$$

Рівняння (2.1) виходить із узагальненого нестационарного рівняння Рейнольдса (1.3) за виконання умов, характерних для аеростатичного підвісу: $\Lambda = 0$, $\sigma = 0$ та $\bar{m} \neq 0$. Нелінійне диференціальне рівняння в частинних похідних еліптичного типу розв'язують методом збурень (один з асимптотичних наближених методів) за малим параметром [99, 100]. Воно інтегрується шляхом розкладання шуканого розв'язку в степеневий ряд за відносним ексцентриситетом ε_r з граничними умовами [58]:

- тиск на виході із зазору дорівнює зовнішньому;
- тиск на лініях наддуву відповідає функції витікання $\theta(p)$ для цього типу обмежувача;
- розподіл тиску є періодичною функцією з періодом 2π ;
- баланс масових витрат.

У лінійній постановці тримальна здатність W_r радіальної опори, яка, по суті, є рівнодіяльною і пружною відновлювальною силою, визначається через розмірну жорсткість K_r^ε або питомий коефіцієнт жорсткості \bar{K}_r^ε опори:

$$W_r = \bar{K}_r^\varepsilon \varepsilon_r 4\lambda R^2 p_s = K_r^\varepsilon C \varepsilon_r, \quad (2.2)$$

- де $\lambda = L/2R$ – відносне подовження опори;
 R – радіус аеростатичного підшипника;
 p_s – тиск нагнітання (подачі) газового мастила.

Підйомна сила (сила реакції повітряного мастильного шару) кінцевого підшипника має дві складові W_{rky} та W_{rkz} , величини яких визначаються кутом α та підйомною силою W_r деякого радіального циліндричного підшипника, поставленого йому у відповідність.

Відновлювальний момент (кутова тримальна здатність):

$$M_\gamma = \bar{K}^\gamma \bar{\gamma} 4\lambda R^3 p_s = K^\gamma \gamma, \quad (2.3)$$

де $\bar{\gamma} = \frac{\lambda R}{C} \gamma$ – коефіцієнт кутового перекосу підшипника;

γ – кут перекосу осі аеростатичного підшипника.

Для чисельного інтегрування стаціонарного рівняння Рейнольдса застосовують метод сіток, який зводить розв'язання диференціального рівняння в частинних похідних до розв'язання системи алгебраїчних рівнянь.

Статична стійкість одноопорної системи під час дії технологічного навантаження з рівнодействующою P , ваги ротора G та реакції в опорі (має складові W_{rkx} , W_{rky} и W_{rkz}) відображає умову головний вектор F і головний момент сил M , які діють на ротор приводу в стані спокою або на сталому режимі обертання, дорівнюють нулю:

$$\begin{cases} W_{rky} + P_y + G_y = 0; \\ W_{rkx} + P_x = 0; \\ W_{rkz} + P_z = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

$$M_{Wrk} + M_G + M_P + M_\gamma = 0 \quad (2.5)$$

Під час проєктування приводу закладається, як правило, дво- або трикратне перевищення максимальної вантажопідйомності опори над максимальними експлуатаційними навантаженнями, що гарантує статичну стійкість. Але фактично статична стійкість є необхідною, але не достатньою умовою для надійного функціонування безконтактного приводу, оскільки найнебезпечнішими є перехідні режими обертання ротора під час змінних навантажень, розгону і гальмування.

У розглянутому безконтактному приводі ротор є "жорстким" [71] і несиметричним щодо аеростатичної опори, яка має пружні властивості згідно з (2.1) - (2.3) відповідно до (2.1) - (2.3). Його тривимірна модель і розрахункова схема коливань від вихідної нерівноваженості показані на рис. 2.3.

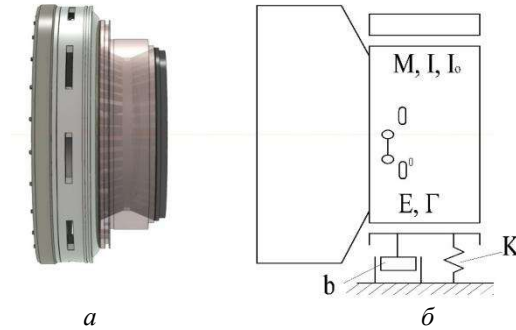


Рис. 2.3. Тривимірна модель (а) і розрахункова схема (б) безконтактного приводу

Для такого ротора, який має поперечну (статичну) і кутову (моментну) нерівноваженість, коливальні рухи описуються системою рівнянь [101]:

$$\begin{cases} Mu + K_r^e u + N \varphi = M \omega^2 E e^{i\omega t}; \\ I \ddot{\varphi} - I_0 i \omega \dot{\varphi} + Nu + K^r \varphi = (I - I_0) \omega^2 \gamma e^{i\omega t}, \end{cases} \quad (2.6)$$

де K_r^e та K^r - жорсткості опори відповідно при поперечних і кутових переміщеннях, які визначаються інтегруванням рівняння (2.1);

γ – результуюча кутова нерівноваженість;

I_0 – момент інерції відносно осі, яка проходить через центр мас і перпендикулярна площині диска;

I – момент інерції відносно осі, яка лежить у площині диска;

N – побічна жорсткість, створювана зовнішнім технологічним навантаженням;

$E = \sqrt{e_1^2 + e_2^2}$ – результуюча нерівноваженість, що виражається через ексцентриситети по двох осях у площині диска.

Власні частоти ν механічної системи безконтактного приводу (без урахування демпфірування) можуть бути визначені з рівняння:

$$MI\nu^4 - MI_0\omega\nu^3 - \nu^2(K_r^\varepsilon I + MK^\gamma) + K_r^\varepsilon I_0\omega\nu + K_r^\varepsilon K^\gamma - N^2 = 0. \quad (2.7)$$

Чисельне визначення власних частот одноопорної системи нами виконано на основі її тривимірної моделі (див. рис. 2.3, а) методом скінченних елементів, що є найточнішим на даний час.

Однак неврівноваженість не є єдиною і домінуючою причиною коливань, здатних порушити динамічну стійкість одноопорної системи.

По-перше, вона значною мірою залежить від точності виготовлення і балансування ротора, це дає можливість знизити дисбаланс до допустимих меж. Ексцентриситет центру мас, викликаний неврівноваженістю, не повинен перевищувати половини мінімального зазору в навантаженому стані [2] (для розглянутого шпинделя це 3...4 мкм), тобто становити менш як 1,5...2 мкм, що вимагає високоточного балансувального обладнання.

По-друге, необхідно враховувати, що на динамічну систему "ротор - опора" діють зовнішні сили та моменти, які мають як постійний, так і періодичний характер (рушійний момент, момент зовнішніх опорів, сили та моменти від технологічного навантаження), а в опорі виникають не лише пружні реакції, а й демпферні сили та моменти, які можуть також мати періодичний або майже періодичний характер. Наприклад, у разі овальності опорної поверхні підшипника реакція газового мастила по даному перерізу пульсуватиме з подвоєною частотою до частоти обертання.

Усі перелічені чинники породжують коливальні процеси, які, в більшості випадків, мають не лінійний або тільки близький до лінійного характер [76, 81, 84, 102].

Якщо в загальному випадку колювання валів можуть бути поздовжніми (осьовими), крутильними, вигнутими, кутовими і поперечними [33, 72, 73], то для одноопорної системи з коротким, симетричним і жорстким валом у формі кільця, істотними за

амплітудою можуть бути тільки поперечні і кутові. Допускаючи як основні силові чинники вагові й технологічні, які лежать у площині, перпендикулярній до осі обертання і відносно близько до центру мас, ми доходимо до одномасової системи, в якій "абсолютно тверде тіло" у формі кільця здійснює коливання в площині, перпендикулярній до осі обертання.

Але навіть якщо вважати коливання малими, то їхні умови у вертикальному і горизонтальному напрямках істотно відрізняються за коефіцієнтами пружності газової опори, зважаючи на нелінійність пружних сил від ексцентриситету та зміни коефіцієнтів демпфування від швидкості й тиску в частині зазору з газовим мастилом, який звужується.

Таким чином, вертикальні та горизонтальні коливання описуються однотипними диференціальними рівняннями з коефіцієнтами, які залежать від напрямку коливань:

$$\begin{aligned}
 M\left(\frac{d^2}{dt^2}x(t)\right) + b_x\left(\frac{d}{dt}x(t)\right) + K_x^e \cdot x(t) &= Q_x(t) \\
 &; \\
 M\left(\frac{d^2}{dt^2}y(t)\right) + b_y\left(\frac{d}{dt}y(t)\right) + K_y^e \cdot y(t) &= Q_y(t) \\
 &,
 \end{aligned}
 \tag{2.8}$$

де M – маса кільцевого ротора (вала) одноопорної системи;

$Q_x(t)$, $Q_y(t)$ – проекції зовнішніх сил збурювання, приведені до центру мас ротора;

b_x , b_y – коефіцієнти пропорційності, які пов'язують силу в'язкого опору середовища (газового мастила) і швидкість ротора в поперечному русі вздовж відповідної осі;

K_x^e , K_y^e – коефіцієнти, які пов'язують відновлювальну пружну силу з боку газового мастила і зміщення ротора вздовж цієї осі.

Використовуючи рівняння (2.8), надалі дослідимо коливання одноопорної системи, умови виникнення явища резонансу та визначимо аналітично критерій стійкості [103], виконання якого дає можливість механічній системі одноопорного привода проходити

критичні частоти, які збуджують резонанс, без втрати стійкості та працездатності.

Одразу звернемо увагу на ту обставину, що якщо розташувати підшипник і весь шпиндельний вузол не вертикально, а горизонтально, то це призведе до симетричного розподілу вагового навантаження за всіма радіальними напрямками, адже рівнодійна сил тяжіння співпадатиме за напрямком із віссю обертання аеростатичного підшипника. Ротор займе середнє положення в радіальному напрямку, а ексцентриситет від вагового навантаження буде спрямований уздовж осі обертання. Умови коливань ротора за всіма радіальними напрямками стануть однаковими.

Розрахункову схему коливань одноопорної системи у вертикальному положенні з ексцентриситетом e від вагового навантаження, спрямованому перпендикулярно осі обертання, показано на рис. 2.4.

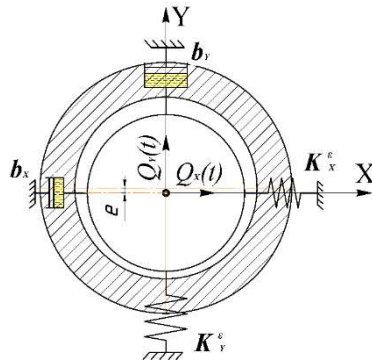


Рис. 2.4. Розрахункова схема коливань одноопорної системи у вертикальному положенні

Перелічені вище рівняння газової динаміки та динаміки твердого тіла (2.1) - (2.8) у разі спільного розв'язання дають змогу дослідити статичні та динамічні характеристики приводу, але під час експлуатації машин велике значення мають енергетичні витрати, які йдуть на забезпечення обертання ротора, і та необхідна витрата технологічного повітря, яка забезпечує функціонування аеростатичної опори. Дійсна масова витрата газу m через опору визначається [58]:

$$m = \frac{\pi k C^3 p_s}{12 \mu a^2} \bar{m} \mathcal{G}(\bar{p}_d),$$

де k – показник адіабати;

C – середня величина зазору з повітряним мащенням;

p_s – тиск подачі технологічного повітря;

μ – динамічна в'язкість повітряного змащення;

\bar{m} – параметр режиму;

$\mathcal{G}(\bar{p}_d)$ – функція витікання повітряного змащення.

Потужність, споживана ненавантаженою радіальною аеростатичною опорою, залежить від масової витрати m газового мастила, якому повідомляється в зазорі середня окружна швидкість

$$\frac{1}{2} \omega R \text{ [104]:}$$

$$N = \frac{1}{2} \omega^2 R^2 (m + (4\pi\mu RL)/C).$$

2.1.3. Розроблення розрахункової схеми, визначення алгоритму та розрахунок параметрів і характеристик одноопорної системи приводу

Розрахункова схема передбачає виявлення та врахування тих особливостей приводу, які визначальним чином впливають на його властивості, їхнє перетворення, якісну та кількісну оцінку і, водночас, абстрагування від несуттєвих особливостей [105].

Аеростатичний підшипник розглянутої одноопорної системи шпindelного вузла верстата напівавтоматичного різання монокристалів має такі особливості:

- має порівняно великий діаметр підшипника відносно довжини, що призводить до малого значення параметра $\lambda = L/2R$ (відносної довжини підшипника), а цей параметр впливає на результат розрахунку інтегральних характеристик аеростатичної опори;

- опорні поверхні підшипника мають форму усіченого конуса, тобто нахилені до осі під кутом α .

Існуючі методики розрахунку газових опор [2, 44 - 47, 62] не розглядають аеростатичні опори з малим λ (менше 0,5) і кінчними опорними поверхнями з кутом α більше 20° . Методика, викладена в [45], не передбачає радіального ексцентриситету, тоді як у нашому випадку розраховуються саме радіальні зміщення. У [2] розглядаються опори з λ не менше 0,5, що фактично вдвічі перевищує розрахунковий випадок, і якщо не вживати додаткових технічних заходів, то в короткого підшипника збільшується падіння тиску в середній частині (і по всій довжині), а відповідно, і падає тримальна здатність. Розрахунок же без урахування такої особливості покаже завищену тримальну здатність.

Методи розрахунку за [44, 62] призначені для гібридних підшипників, де тримальна здатність безпосередньо залежить від частоти обертання, а не тільки від тиску повітря, яке нагнітається, в той час як безконтактний привід, що розглядається, може працювати в режимі підвісу. Ба більше, його вихід на робочий режим обертання передбачає, на початковому етапі створення аеростатичного підвісу ротора, а потім повідомлення йому обертання із заданою кутковою швидкістю. У методиці [47] не розраховуються опори з кутом α більше 22° .

З перерахованих методик розрахунку аеростатичних підшипників найбільш близькою до досліджуваної одноопорної системи безконтактного приводу є методика, викладена в [46]. Однак, у ній розглядаються аеростатичні опори, які не мають конусності, тому для її використання приймемо припущення та розрахункову модель, у якій усі параметри радіально-упорного підшипника співвідносяться з параметрами радіального підшипника (рис. 2.5) для отримання реакції змащувального шару поверхнею такої самої площі, з аналогічними умовами подавання газового мастила.

Розрахункова схема містить у собі такі зміни:

– Опорні поверхні підшипника, кут нахилу яких відносно осі обертання становив α , розгорнуті в горизонтальне положення, при якому $\alpha = 0$. Поворот виконано навколо точки, яка знаходиться на середньому радіусі $R = (R_{\min} - R_{\max})/2$, що дало змогу дійти

ідентичності з методикою [46], залишивши при цьому базову конструкцію без істотних змін.

– Загальна довжина аеростатичного підшипника L складається з двох довжин конусних частин і проміжку між ними, який є камерою та перебуває під тиском (не дренажується), що дає можливість їх з'єднати в єдину опорну поверхню.

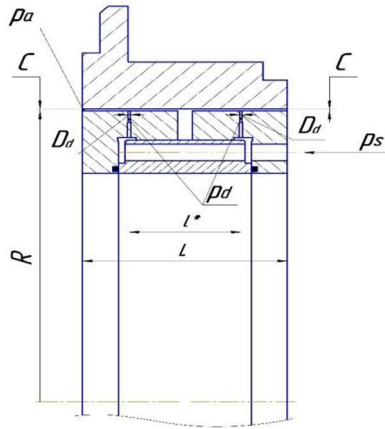


Рис. 2.5. Розрахункова схема аеростатичного підшипника

– Для повнішої відповідності з методикою розрахунку [46] прибрано кільця лабіринтових ущільнень (див. рис. 2.1 поз. 11).

– Початкове значення розсування ліній наддуву $b = l^*/L \approx 0,5$ під час розрахунку варіюється для отримання максимальної підйомної сили W_r .

Задамо основні параметри та необхідні діапазони для їх варіювання:

Нехай мастилом для підшипника є повітря, яке на сталому робочому режимі має температуру $t=40^{\circ}\text{C}$, що відповідає в'язкості повітря $\mu = 1,9 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$ і швидкості звуку $a = 355,6 \text{ м/с}$.

Підшипник відповідно до розрахункової моделі має радіус $R = 175 \text{ мм}$, довжину $L = 97 \text{ мм}$ і варійований середній зазор $C = 10 \dots 40 \text{ мкм}$.

Через впускний отвір подається технологічне повітря від зовнішнього джерела тиском $p_s = 0.3 \dots 0.63$ МПа. Його надходження в зазор між рухомою і нерухомою опорними поверхнями здійснюється через два ряди обмежувачів витрати з діаметром $D_a = 0.5$ мм, кількістю $N = 22$ в одному ряду наддуву, відстань між рядами (лініями) $l^* = 40$ мм. При цьому повітряне мастило, що проходить через зазор аеростатичного підшипника, двічі дроселюється - у самому обмежувачі витрати (живильнику) і в робочому зазорі.

Припустимо, що радіальний аеростатичний підшипник слабо навантажений, тобто радіальне і кутове зміщення рухомої опорної частини від співвісного положення малі порівняно з максимально можливими зсувами, що залежать від величини радіального зазору. У цьому разі розрахунок аеродинамічних сил, спричинених зсувами рухомої опорної частини, зводиться до визначення виродженої матриці жорсткості, яка, за відсутності обертання, складається всього лише з двох елементів: \overline{K}_r^e і \overline{K}_γ - питомих коефіцієнтів радіальної та кутової жорсткості відповідно.

Ці коефіцієнти повністю характеризують тримальну здатність і жорсткість радіального підвісу. Вихідними даними для розрахунку питомих коефіцієнтів жорсткості є \overline{K}_r^e , \overline{K}_γ розглянутого аеростатичного підшипника є фізичні параметри:

- тиск подачі газового мастила p_s ;
- зовнішній тиск p_a ;
- константа i , що залежить від типу обмежувача витрат;
- безрозмірні геометричні параметри - подовження λ і відносне розсування ліній наддуву b ;
- безрозмірний параметр режиму \overline{m} (комплексна величина, що характеризує конструкцію та умови роботи опори).

Одним із важливих моментів проєктного розрахунку системи є вибір типу обмежувачів витрати повітря, які створюють перепад тиску між кільцевою камерою наддуву і мастильним шаром. Цей перепад ($p_s - p_d$) заздалегідь не відомий. Тиск за обмежувачем (p_d) може бути визначено, а з його допомогою усталено і розподіл тиску (p) по всьому мастильному шару. Будемо використовувати як

обмежувач кільцеву діафрагму, для якої має виконуватися така емпірична умова $D_d > 4C$.

Безрозмірний параметр режиму \bar{m} характеризує відношення перепадів тиску вздовж мастильного шару ($p_d - p_a$) і на обмежувачі витрати ($p_s - p_d$), залежить від конструктивних особливостей опори і властивостей газу, що подається:

$$\bar{m} = \frac{B n_d N D_d}{C^2 p_s}, \quad (2.9)$$

де C – середній зазор при нульовому ексцентриситеті;

n_d – кількість рядів живильників ;

B – коефіцієнт, що залежить тільки від властивостей і температури газу, який визначається за формулою:

$$B = 12 \mu a \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}},$$

де k – показник адиабати (для двоатомних газів і повітря дорівнює 1,4.).

Вираз $\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$ в роботах [2, 19] позначається адиабатичною функцією $F(k)$.

З урахуванням перерахованих вище положень отримуємо остаточну формулу для розрахунку параметра режиму аеростатичної опори:

$$\bar{m} = \frac{12 \mu a \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} N n_d D_d}{C^2 p_s}.$$

Відповідно до рекомендацій [58] отримане значення \bar{m} слід помножити на поправочний коефіцієнт витрати – α_p , який для кільцевих діафрагм становить 0,8. Необхідними даними для

подальшого розрахунку є відносний тиск \bar{p}_a і відносний протитиск \bar{p}_d .

Перше виражає відношення зовнішнього (атмосферного) тиску p_a до тиску подачі повітря p_s на живильники. Відносний протитиск являє собою відношення тиску на виході з живильника p_d у мастильний шар до тиску подачі p_s технологічного повітря і визначається через функцію ζ за допомогою *апроксимації Прандтля* [58]:

$$\bar{p}_d = \sqrt{\left(\bar{p}_a + m\zeta \sqrt{1 + (m\zeta)^2} - \bar{p}_a^4 \right) \div \left(1 + (m\zeta)^2 \right)}. \quad (2.10)$$

де ζ – функція, що залежить від геометричних параметрів опори (відносної довжини підшипника – λ і відносного розсування ліній наддуву – $b = l^*/L$):

$$\zeta = \frac{\lambda(1-b)}{2}.$$

Швидкість витікання повітря через живильники визначається тисками p_d та p_s або однією безрозмірною величиною \bar{p}_d :

$$\bar{p}_d = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Зі зростанням перепаду тиску швидкість витікання повітря зростає і за певного (критичного) значення досягає швидкості звуку. Якщо $\bar{p}_d \leq 0.528$, то швидкість потоку перевершує швидкість звуку, при цьому можуть виникати стрибки ущільнення, для яких характерні поглинання енергії та локальні падіння тиску. З цієї причини режими течії газу через живильники мають бути докритичними. Зазвичай в аеростатичних повітряних опорах $0,528 < \bar{p}_d < 0,9$.

Розрахунок протитиску за формулою (2.10) для розглянутої опори за умови, що $p_a = 1$ атм, вимагає зменшення тиску наддуву до значень, що забезпечують $0,528 < \bar{p}_d < 0,9$, оскільки виникнення критичного надзвукового режиму не гарантує стійкої роботи опори.

Для розрахунку коефіцієнтів жорсткості використовуємо уніфіковані формули:

$$\bar{K}_r^e = \frac{C}{4\lambda R^2 p_s} K_r^e = \frac{0,75\pi v}{ch\lambda + 0,5mU_r \cdot chb\lambda \cdot sh\bar{b}\lambda} \times \left(\frac{shb\lambda \cdot sh\bar{b}\lambda}{\lambda \bar{p}_d} + I_0 \frac{chb\lambda}{\sqrt{v\lambda}} \right); \quad (2.11)$$

$$\bar{K}^\gamma = \frac{C}{4\lambda^2 R^4 p_s} K^\gamma = \frac{0,75\pi}{\lambda} \times \left[\frac{2}{3} \left[(2+b)\bar{p}_d - 3\bar{p}_a + \frac{2\bar{b}p_a^2}{\bar{p}_d + \bar{p}_a} \right] + \frac{v\eta}{\lambda} \left(b \cdot chb\lambda - \frac{shb\lambda}{\lambda} \right) - \sqrt{v\lambda} \left[I_1 - \left(th\frac{\bar{b}\lambda}{2} + \eta \frac{shb\lambda}{sh\bar{b}\lambda} \right) I_2 \right] \right], \quad (2.12)$$

де $\bar{b} = 1 - b$;

i – константа, яка дорівнює $2/3$;

$$v = \frac{\bar{p}_d - \bar{p}_a}{\lambda \bar{b}};$$

U_r – апроксимована за Прандтлем функція витікання, що має в розглядуваному випадку вигляд: $U_r = \frac{1}{2\bar{p}_d}$;

$$\eta = \frac{ib\lambda sh\bar{b}\lambda + ch\bar{b}\lambda - 1}{sh\lambda + 0,5mU_r \cdot shb\lambda \cdot sh\bar{b}\lambda} \text{ – комплексний коефіцієнт;}$$

I_0, I_1, I_2 – серія однотипних інтегралів, розв'язок яких має вигляд:

$$I_0 = \int_b^1 \frac{sh\lambda(1-x)}{\sqrt{\beta-x}} dx;$$

$$\begin{bmatrix} I_1 \\ I_2 \end{bmatrix} = \int_b^1 \frac{x}{\sqrt{\beta-x}} \begin{bmatrix} ch\lambda (1-x) \\ sh\lambda (1-x) \end{bmatrix} dx .$$

Для розрахунку підйомної сили одноопорної системи в рамках лінійної постановки задачі використовуємо співвідношення:

$$W_r = \lambda A_\Sigma \cdot p_s \cdot \bar{W}_r = \lambda A_\Sigma p_s \bar{K}_r \varepsilon_r , \quad (2.13)$$

де $A_\Sigma = 4R^2$ – глобальний масштаб площі;

$\varepsilon_r = \frac{e}{C}$ – глобальний масштаб площовідносний ексцентриситет,

максимальне значення якого відповідає граничній вантажопідйомності опори і може досягати значення 0,8 - 0,9, так, щоб залишковий зазор був би не меншим, ніж 2...3 мкм ..;

Граничне моментне навантаження на опору M_γ визначається, по суті, відновлювальним аеродинамічним моментом, що є лінійною функцією кута повороту осі рухомої частини опори:

$$M_\gamma = \bar{K}^\gamma \cdot \bar{\gamma} \cdot 4\lambda \cdot R^3 p_s . \quad (2.14)$$

У розглянутій одноопорній системі використовують радіально-упорний підшипник із конусними опорними поверхнями, розташованими під кутом α до осі обертання, тому результуюча дія газового мастила спрямована під таким самим кутом до радіального напрямку (перпендикулярно до поверхні). Тримальна здатність підшипника W_{rky} визначається радіальною складовою (уздовж осі θY) від реакцій газового мастила:

$$W_{rky} = W_r \cdot \cos \alpha . \quad (2.15)$$

тримальна здатність в осьовому напрямку W_{rkz} так само залежить від W_r та α , але, враховуючи, що конусні поверхні спрямовані назустріч (див. рис. 2.2), осьове навантаження будь-якого з напрямків сприймається тільки тією половиною підшипника, яка розташована з боку дії навантаження.

Тому тримальна здатність радіально-упорного підшипника W_{rkz} визначається половиною від суми осьових складових (уздовж осі OZ) реакцій газового мастила:

$$W_{rkz} = \frac{1}{2} W_r \cdot \sin \alpha \quad (2.16)$$

Граничний (при $\bar{p}_a \rightarrow 0$) об'ємна витрата Q [м³/ч] газового мастила через опору, приведений до нормальних умов:

$$Q = \frac{\pi C^3 p_s^2}{12\mu p_a} \cdot \bar{m} \cdot 3600 \quad (2.17)$$

Результати виконаних розрахунків основних параметрів одноопорної аеростатичної системи відповідно до (2.9) - (2.17), за варіювання величини C середнього зазору з повітряним змащуванням і виконання умов докритичного та ламінарного режиму течії повітряного змащування наведено в табл. 2.1.

Отримані результати засвідчили значний вплив на радіальну W_{rky} та осьову W_{rkz} тримальну здатність та граничне моментне навантаження M_γ величин середнього зазору C і тиск p_s подачі технологічного повітря на живильники. Якщо регулювання тиску p_s подачі технологічного повітря не є технічною проблемою і часто використовується на практиці, то регулювання опори за величиною зазору в процесі експлуатації можливе тільки для конічних аеростатичних опор і технічно реалізується набагато складніше. При одночасному регулюванні аеростатичних опор за цими двома параметрами в максимально широкому діапазоні стає теоретично можливим збільшувати W_{rky} та W_{rkz} приблизно в 23...24 рази (на аналогічному рівні змінюються і відповідні жорсткості), а M_γ більше, ніж у 40 разів.

Якщо ж розглядати регульованість аеростатичного підшипника в межах забезпечення гарантованої функціональності шпindelного вузла, то діапазон звужується приблизно в 3 рази. Рядки табл. 2.1 з максимальними і мінімальними значеннями характеристик, за яких шпindelний вузол зберігатиме

працездатність, виділено кольором, а їхнє збільшення становить до 8 разів.

Т а б л и ц я 2.1

Зміна параметрів одноопорної системи при варіюванні середнього зазору і тиску наддуву

Середній зазор із повітряним мащенням $C, \text{ м}$	Тиск подачі на живильники $p_s, \text{ МПа}$	тримальна здатність одноопорної системи		Граничне моментне навантаження $M_\gamma, \text{ Н}\cdot\text{м}$	Витрата повітря $Q, \text{ м}^3/\text{ч}$
		в радіальному напрямку $W_{ркв}, \text{ Н}$	в осьовому напрямку $W_{ркз}, \text{ Н}$		
10×10^{-6}	0.69	8192	2364	26716	2.4
15×10^{-6}	0.38	2524	728	6470	2.0
20×10^{-6}	0.29	1131	327	2468	2.1
25×10^{-6}	0.25	600	173	1177	2.2
30×10^{-6}	0.22	335	97	611	2.3

Таким чином, результати розрахунків показали, наскільки значні техніко-технологічні переваги мають конічні підшипники, перед іншими типами аеростатичних опор, з погляду регульованості характеристик і властивостей у процесі експлуатації через зміну (налаштування) величини середнього зазору C .

2.1.4. Аналітичне дослідження одноопорної системи з лабіринтними ущільненнями для газового мастила

Так як $\bar{p}_d = f(\bar{p}_a^2)$, то досягнення необхідного інтервалу значень протитиску і відхід від критичного надзвукового режиму течії газу через живильники можна отримати не тільки зменшенням p_s , що було показано вище (див. табл. 2.1), а й збільшенням тиску на виході із зазору опори p_a . Останнє дасть змогу підняти тиск наддуву p_s , що призведе, за інших рівних умов, до збільшення вантажопідйомності та жорсткості опори.

Таким чином, пропонується поліпшити статичні характеристики вузької радіальної опори з $\lambda < 0.5$ збільшенням

тиску повітряного змащення p_a на виході з зазору. Технічно це реалізується тим, що повітря з зазору надходить у кільцеву камеру, в якій вирівнюється тиск по всьому колу, але він стає вищим за атмосферний, оскільки мастило вільно виходить, а дроселюється в атмосферу через лабіринтові ущільнення, встановлені поза зазором. Рівень підвищеного тиску повітряного мастила в камері на виході з зазору регулюють під час експлуатації встановленням лабіринтових кілець із різним числом лабіринтів і змінною величиною зазорів між ними. Лабіринтові ущільнення не торкаються ротора, але гарантованими малими зазорами і поворотами потоку перешкоджають вільному витіканню мастила, тому тиск p_a безпосередньо на виході з зазору збільшується.

У конструкції аеростатичної опори шпindelного вузла, показаної на рис. 2.1, було зображено кільця лабіринтових ущільнень (поз. **II**), що створюють додатковий опір для повітряного мастила під час виходу із зазору (поз. **5**). На рис. 2.6 графічно представлено залежність протитиску \bar{p}_d від тиску на виході з опори p_a із зазначенням докритичної області (робочий діапазон) відповідно до аналітичної залежності:

$$\bar{p}_d = \sqrt{\left(\left(\frac{p_a}{p_s} \right)^2 + m \cdot \frac{\lambda(1-b)}{2} \sqrt{1 + \left(m \cdot \frac{\lambda(1-b)}{2} \right)^2 - \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^4} \right) \div \left(1 + \left(m \cdot \frac{\lambda(1-b)}{2} \right)^2 \right)}.$$

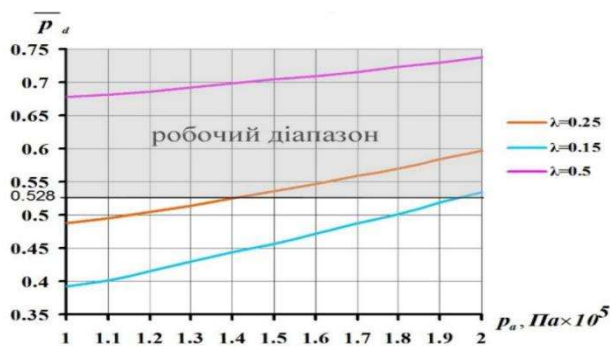


Рис. 2.6. Залежність протитиску \bar{p}_d від p_a для опор різної довжини

Розрахунки виконано для трьох підшипників із різним відносним подовженням λ (0,15; 0,25; 0,5).

З урахуванням усіх перерахованих вище положень було внесено відповідні зміни в розрахункову модель одноопорної системи, показану на рис. 2.5 і отримано розрахункову модель для одноопорної системи (рис. 2.7).

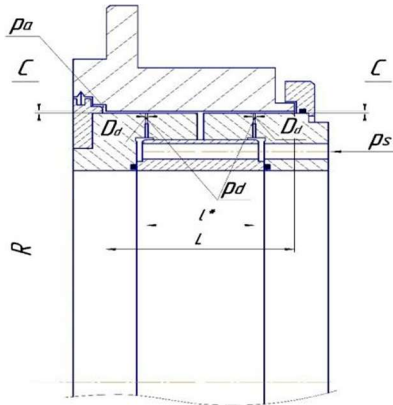


Рис. 2.7. Розрахункова схема опори з лабіринтними ущільненнями

Виконано розрахунки декількох варіантів налаштування аеростатичної опори шпindelного вузла з варіюванням величини середнього зазору C і тиску повітряного мастила на p_a виході з опори за допомогою встановлених кілець лабіринтових ущільнень (рис. 2.7).

Результати розрахунків одноопорної системи за варіювання тиску мастила на виході з опори та величини середнього зазору наведено в табл. 2.2.

Аналізуючи дані табл. 2.2, бачимо, що встановлення додаткового опору на виході газового мастила із зазору призводить не тільки до забезпечення докритичного режиму роботи опори, а й покращує її технічні характеристики, насамперед, тримальну здатність. Наприклад, за середнього зазору $C = 15$ мкм і за відсутності регулювання тиску мастила на виході, вантажопідйомність одноопорної системи може досягати 2524 Н із витратою повітря $2 \text{ м}^3/\text{ч}$ (див. табл. 2.1), а при регулюванні тиску

повітря на виході вантажопідйомність досягає 2724 Н зі значно меншою витратою повітря – 1.3 м³/ч (див. табл. 2.2). Таким чином, встановлення зовнішнього лабіринтового ущільнення дає можливість підняти вантажопідйомність цієї аеростатичної опори на 10%, а витрату технологічного повітря, при цьому, зменшити на 30%.

Т а б л и ц я 2.2

Параметри одноопорної системи з лабіринтними ущільненнями

Середній зазор з повітряним мащенням С, м	Відношення тиску на виході до тиску на вході p_a/p_s	тримальна здатність одноопорної системи		Граничне кутове Навантаження M_γ , Н·м	Витрата повітря Q , м ³ /ч
		в радіальному напрямку W_{rkz} , Н	в осьовому напрямку W_{rkz} , Н		
10×10 ⁻⁶	0.10/0.45	5524	1595	17616	1.6
	0.10/0.55	6694	1932	21422	1.9
	0.10/0.63	7568	2185	24236	2.2
15×10 ⁻⁶	0.14/0.45	2599	750	6007	1.7
	0.20/0.55	2681	774	5672	1.5
	0.24/0.63	2768	800	5613	1.4
20×10 ⁻⁶	0.19/0.45	1180	340	2225	1.7
	0.24/0.55	1196	345	2158	1.6
	0.28/0.63	1248	360	2111	1.6
25×10 ⁻⁶	0.21/0.45	621	179	1075	1.9
	0.26/0.55	634	183	1069	1.9
	0.30/0.63	640	185	1064	1.8
30×10 ⁻⁶	0.22/0.45	365	105	605	2.2
	0.27/0.55	373	108	608	2.1
	0.31/0.63	376	109	606	2.1

Загалом, за мінімальних значень середнього зазору (10...15 мкм) досягаються максимальні підйомна сила і жорсткість, а також найменша витрата повітря. Значення тримальної здатності, розраховані для зазору 15 мкм, відрізняються в межах 10 % від експлуатаційних значень за досягнутої максимальної вантажопідйомності прототипу - одновіпорного аеростатичного шпindelного вузла верстата різання монокристалів "Алмаз - 150 ЕШВ".

Оцінімо середню величину жорсткості опори, яка досягається за максимальної тримальної здатності (третій рядок зверху табл. 2.2). Якщо мінімальний зазор становить близько 2,5 мкм при максимальному радіальному навантаженні 7 568 Н, а ексцентриситет e досягає 7,5 мкм, то середній рівень жорсткості досягає 1000 Н/мкм. Такий рівень жорсткості дає можливість досягати найвищих показників якості та виконувати високошвидкісну механічну обробку, для якої мінімальний необхідний рівень жорсткості становить приблизно 400 Н/мкм.

При цьому необхідно враховувати, що мінімальний зазор для підшипників із відносно великими діаметрами опорних поверхонь (понад 300 мм) обмежений і технологічними вимогами досягнення мікрометричної точності під час виготовлення великогабаритних опорних поверхонь. Відхилення форми (нециліндричність, конусність, биття, неплосинність), динамічна неврівноваженість обертових мас призводять до коливання величини повітряного зазору навіть за постійного навантаження. У сумі такі коливання не повинні перевищувати 20% від середнього повітряного зазору [2], тобто 1...3 мкм. Тому середній зазор у 10...15 мкм можна вважати мінімальним, який можна технологічно реалізувати під час виготовлення опор великих діаметрів, і найраціональнішим (з погляду характеристик) для аеростатичних високонавантажених радіальних опор із середнім діаметром конусної опорної поверхні понад 300 мм.

Для демонстрації переваг запропонованої конструкції проведемо порівняльний аналіз основних параметрів одноопорної системи та аналогічної їй двохопорної. Принципова відмінність між ними полягає в поділі опорних поверхонь дренажем. У двохопорній системі з обох боків повітря із зазору виходить у навколишнє середовище з тиском p_a , а в одноопорній системі тільки з одного - зовнішнього боку. Умови роботи опор (властивості газового мастила) і геометрію, за винятком довжини підшипника, яка ділиться навпіл, будемо вважати незмінними. В одноопорній системі працюють дві лінії наддуву, а в двохопорній такі самі лінії працюють по одній на опору (рис. 2.8).

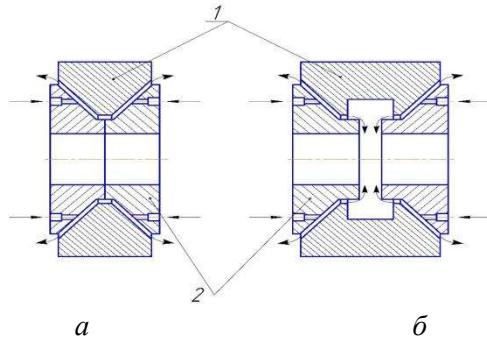


Рис. 2.8. Порівняльна схема одноопорної (а) і двоопорної (б) систем:
1 – рухома опорна частина (ротор); 2 – нерухома опорна частина.

Таким чином, маємо такі умови для порівняльного розрахунку двох опорних систем:

$$(N, R, D_d, T, \rho, \mu, p_a, p_s) = const, (b, L) \neq const.$$

На рис. 2.9 у графічному вигляді показано розраховані залежності радіальної тримальної здатності W_{rky} від величини середнього зазору C для одноопорної та аналогічної їй двоопорної аеростатичних систем.

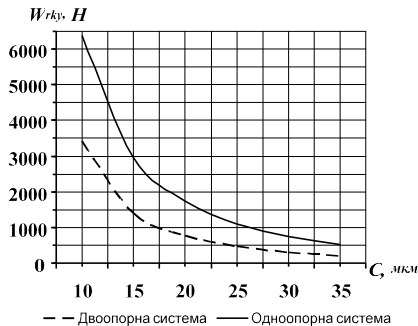


Рис. 2.9. Залежності радіальної тримальної здатності від величини середнього зазору в одноопорній і двоопорній системах

Аналіз отриманих графічних залежностей для розглянутих аеростатичних систем показує таке:

- за однакової геометрії опорних поверхонь, одноопорна система має переваги за підйомною силою перед двохопорною з огляду на вищий тиск мастила за об'ємом зазору;

- вантажопідйомність одноопорної системи зростає нелінійно зі зменшенням величини C середнього зазору з повітряним мащенням, зі зменшенням величини середнього зазору з повітряним мащенням перевага у вантажопідйомності одноопорної системи збільшується;

- за середнього зазору в 15 мкм, який для розглянутої опорної системи шпindelного вузла (див. рис. 2.1 і рис. 2.2) є найраціональнішим, тримальна здатність одноопорної системи у 2,1 рази більша за двохопорну, легко припустити, що зі зменшенням зазору до 10 мкм різниця ще більше зросте.

На рисунку 2.10. показано залежність граничної (при $\bar{p}_a \rightarrow 0$) витрати повітря Q від величини середнього зазору C для одноопорної системи й аналогічної їй двохопорної системи за умови однакової вантажопідйомності W_{rky} приводу для кожної величини зазору C .

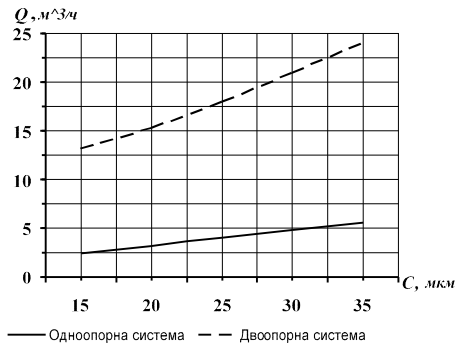


Рис. 2.10. Графіки залежності витрати повітря від величини середнього зазору

Отже, за відносно малих згинальних моментів від зовнішніх навантажень і достатньої вантажопідйомності, в безконтактному

приводі доцільно використовувати одноопорну систему. Це можливо, коли технологічні навантаження прикладаються близько до середньої площини (середини) опори або моменти від них компенсуються іншими силами, наприклад, ваговими навантаженнями з протилежного боку.

2.2. Модернізація одноопорної системи з метою підвищення технічного рівня безконтактного приводу

2.2.1. Напрями модернізації одноопорної системи на аеростатичній опорі

Основними напрямками модернізації приводу обертового руху на аеростатичній опорі є:

- зменшення габаритів і маси приводу (насамперед зменшення маси та кількості деталей ротора, які необхідно розганяти й утримувати) за збереження його силових параметрів - тримальної здатності та жорсткості, потужності [9];

- підвищення стійкості обертання ротора безконтактного приводу на різних швидкісних режимах, під час впливу змінних зовнішніх навантажень, на перехідних швидкісних режимах, проходженні критичних частот обертання (для високошвидкісних приводів) [22, 24, 72];

- зменшення шляху силового потоку (потужності) на роторі (валу) привода [7, 12], оскільки збільшення шляху потужності, що передається, вимагає вжиття додаткових заходів для запобігання неприпустимим деформаціям скручування або вигину вала, а під час змінних навантажень спричиняє його коливання (крутильні, поперечні, вигнуті, поздовжні), що збільшує віброактивність і динамічні навантаження на опори;

- розширення діапазону робочих частот обертання, що можливе за умови достатньої динамічної стійкості приводу, особливо під час проходження критичних частот обертання, що викликають резонансні явища [72], а також забезпеченням необхідної механічної характеристики його рушія;

- збільшення навантажувальної здатності та жорсткості аеростатичної опори для задоволення вимог технологічного

процесу механічного оброблення (різання, шліфування тощо) [2], підвищення продуктивності насосів, компресорів тощо машин;

- забезпечення стійкості опорної системи з газовим мастилом до явищ типу "напівшвидкісного вихору", "синхронного вихору", коливань типу "пневмомолот" [2, 3, 44, 46];

- зниження непродуктивних втрат і витрат технологічного повітря на аеростатичну опору і турбіну (якщо вона використовується) під час виконання корисної роботи, зменшення кількості опор та/або перехід до одноопорної системи приводу [20];

- підвищення надійності приводу, його ремонтпридатності, збільшення напрацювання до відмови і технічного ресурсу [106, 107];

- забезпечення високої точності позиціонування ротора (виконавчого органу приводу або робочого органу з інструментом);

- досягнення максимальної регульованості жорсткості, тримальної здатності та інших характеристик опори і всього приводу в процесі експлуатації для його підстроювання під вимоги технологічного процесу.

Особливою перевагою аеростатичних опор із конічними опорними (опорними) поверхнями перед рештою є можливість варіювання величиною середнього зазору C у процесі експлуатації. Величина зазору, як показують розрахунки (див. табл. 2.1 і 2.2, рис. 2.9), має істотний вплив на жорсткість і тримальну здатність опори, а тому її раціонально використовувати для регулювання (підстроювання) приводів у процесі експлуатації. Технічна складність полягає в реалізації регулювання зазору в мікрометричному діапазоні від 2 до 30 мкм і контролі точності такого регулювання.

Під час модернізації приводів і машин, як правило, не вдається отримати значний позитивний ефект за всіма істотними для експлуатації напрямками. Модернізація одноопорної системи безконтактного приводу полягає у змінах конструкції, які покращують кілька характеристик і властивостей, тобто мають комплексний характер. Насамперед ідеться про зменшення обертових мас і маси всього приводу, підвищення жорсткості та вантажопідйомності опори й ротора, забезпечення стійкості обертання приводу на всіх швидкісних режимах і за будь-якого характеру зовнішніх навантажень, зниження експлуатаційних

витрат (витрати технологічного повітря, електричної споживаної потужності тощо).

2.2.2. Розрахунок параметрів модернізованого приводу та їхній зв'язок із технічними та конструктивними характеристиками

Ідея модернізації одноопорної системи безконтактного приводу полягає в підвищенні ефективності радіально-упорному підшипника, яку якісно можна описати таким чином. У не модернізованому варіанті основне навантаження сприймається в радіальному напрямку, тому аеростатична опора, головним чином, працює як радіальна опора. Принцип дії радіальної аеростатичної опори характеризується наявністю чотирьох областей опорних поверхонь, дві з яких сприймають 90-95% навантаження, а дві інші області мають допоміжне значення. На рис. 2.11 знаком "+" показано області, що створюють підйомну силу або відновлювальну пружну силу (ВПС), знаком "-" - ділянки опори, які практично не створюють ВПС. Таким чином, у радіальній опорі ВПС формують приблизно 50% опорної поверхні, що показано на рис. 2.11, а. У разі якщо основне технологічне навантаження має напрямок не радіальний, а осьовий, раціональніше використовувати опору типу "підп'ятник", у якій уся опорна поверхня бере участь у формуванні підйомної сили (рис. 2.11, б).

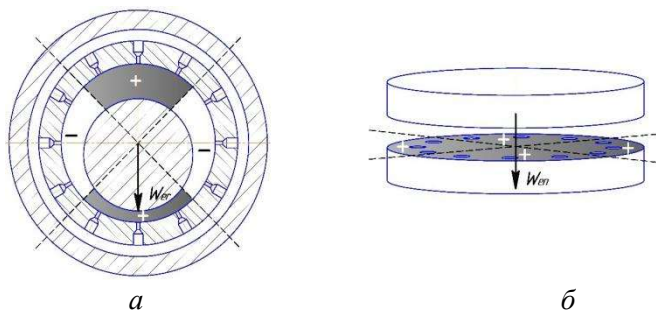


Рис. 2.11. Розподіл областей, що формують ВПС у радіальному підшипнику (а) і підп'ятнику (б)

Навантаження сприймається всією опорною поверхнею підп'ятника, а розподіл тиску в зазорі має центральну вісь симетрії, кожен сектор $2\pi/N$ вносить однакову частку в тримальну здатність підп'ятника. За рахунок цього підвищується питома вантажопідйомність і ефективність таких опор.

Існують два основні типи підп'ятників: кільцеві та кругові [2, 44-46], назва яких відповідає геометричній формі опорних поверхонь. У кільцевого підп'ятника, порівняно з круговим, менша робоча площа опорної поверхні і збільшена лінія дренажу за рахунок центрального отвору. Призначення центрального отвору полягає в розміщенні елементів конструкції приводу, інструменту (наприклад, алмазного відрізного круга з внутрішньою ріжучою кромкою -АВРК) і забезпеченні необхідних умов для технологічного процесу. Збільшення лінії дренажу газового мастила призводить до підвищення витрати технологічного повітря Q і зменшення підйомної сили $W_{сп}$ при цьому ж Q . Ефективність кругового підп'ятника за тримальною здатністю, як порівняти з кільцевим, визначається відмінністю в розподілі тиску газового мастила в їхніх зазорах через дренаж по внутрішньому кільцю (рис. 2.12).

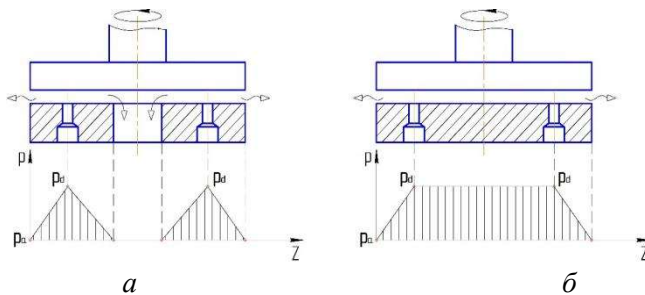


Рис. 2.12. Конструкція і приблизний розподіл тиску газового мастила у кільцевому (а) і круговому (б) підп'ятниках

Таким чином, ми на якісному рівні показали переваги у створенні тримальної здатності підп'ятника перед радіальним підшипником і кругового підп'ятника перед кільцевим. Ідея модернізації одноопорної системи шпиндельного вузла полягає у використанні цих технічних переваг.

Виходячи з наведених вище міркувань (див. рис. 2.11, 2.12), для підвищення тримальної здатності та зменшення витрати технологічного повітря безконтактного приводу пропонується модернізована конструкція аеростатичної опори. Вона структурно складається з двох частин: радіальної (з конічною опорною поверхнею) і упорної (на кшталт кільцевого під'ятника), кожна з яких має тільки зовнішню лінію дренажу, а з боку центрального отвору зазор сполучається з недренаженою кільцевою порожниною відносно малого об'єму. У розглянутого безконтактного приводу ротор має форму широкого кільця, тому переведення його в горизонтальне положення перетворює радіальну опору (під основне вертикальне й радіальне для опори навантаження) на кільцевий під'ятник також з основним вертикальним навантаженням, але вже спрямованим уздовж осі обертання підшипника (рис. 2.13).

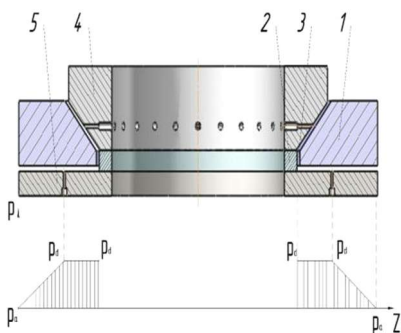


Рис. 2.13. Конструктивна схема модернізованої одноопорної системи з розподілом тиску мастила на упорній частині:

- 1 – рухома опорна частина приводу; 2 – кільце; 3 – кільцевий об'єм, що з'єднує частини опори; 4 – нерухома частина аеростатичної опори з конусною поверхнею; 5 – нерухома частина аеростатичної опори з кільцевою опорною поверхнею

Максимальне навантаження спрямовується на ту частину опори, яка аналогічна за конструкцією під'ятника. Для стабілізації просторового положення ротора його опорна частина **1** має дві опорні поверхні. Перша - горизонтальна, яка спирається через

газове мастило на підп'ятник 5 і сприймає осьове навантаження, що забезпечує стабілізацію в осьовому напрямку.

Друга опорна поверхня розташована під кутом до осі обертання і має форму конуса. Вона, по-перше, слугує для фіксації рухомої опорної частини 1 у радіальному напрямку та сприйняття радіального технологічного навантаження, що діє на ротор. По-друге, "підтискає" опорну частину 1 до підп'ятника, обмежуючи його хід в осьовому напрямку догори, тому що реакція газового мастила на конусній поверхні має й осьову складову. Газове мастило з внутрішньої сторони не дренажується, а потрапляє в замкнений кільцевий об'єм 3 з тиском близьким до p_d , який герметизується спеціальним кільцем 2. За рахунок цього газове мастило по внутрішньому кільцю не дренажується, з цієї причини кільцева частина опори за своїми характеристиками наближається до кругового підп'ятника.

Це кільце виконує три функції:

- з'єднання нерухомих частин 4 і 5 опори;
- герметизація об'єму 3;
- встановлення та регулювання зазорів із газовим мастилом.

Таким чином, якщо не брати до уваги внутрішній виріз, то наближений характер розподілу тиску в зазорі кільцевого підп'ятника, представленого на рис. 2.13, відповідає розподілу в круговому підп'ятнику (див. рис. 2.12, б). На підставі цього, для визначення статичних характеристик цієї частини опори використовується методика для розрахунку кругових підп'ятників [46], але з урахуванням величини (площі) опорної поверхні. Тривимірна модель модернізованої одноопорної системи безконтактного приводу (шпиндельного вузла верстата різання монокристалів) показана в розрізі на рис. 2.14.

У даній конструкції з'єднувальне кільце 7 запобігає дренажу повітряного мастила між зазорами частин опори і відповідає кільцю 2 на рис. 2.13. Це дає можливість частину одноопорної системи з кільцевою опорною поверхнею розглядати як круговий підп'ятник. У зіставленні одноопорний шпиндельний вузол верстата різання монокристалів до і після модернізації показано на рис. 2.15.

Метою подальших досліджень і розрахунків основних параметрів і характеристик одноопорного приводу є підтвердження того, що модернізована опорна система, показана на рис. 2.14 і 2.15.,

за умови збереження вантажопідйомності на рівні не модернізованої, буде володіти більшою жорсткістю і забезпечить значне зменшення витрати повітря.

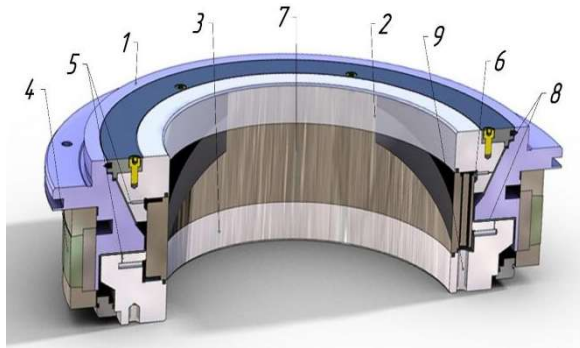


Рис. 2.14. Тривимірний модель модернізованої одноопорної системи:
 1 – рухома опорна частина приводу; 2 – нерухома радіальна (конусна) опорна частина; 3 – нерухома опорна частина типу під'ятник; 4 – система магнітів для приведення рухомої частини в обертання; 5 – обмежувачі витрати повітряного мастила (живильники); 6 – проміжна кільцева камера; 7 – з'єднувальне кільце; 8 – зазор із повітряним мастилом; 9 – впускний канал для подачі повітряного змащення

На рис. 2.16 представлена розрахункова схема для визначення параметрів і характеристик упорної частини модернізованої одноопорної системи шпиндельного вузла верстата різання монокристалів. Вона виконана за аналогією зі схемою для розрахунку радіальної опори вихідної конструкції (див. рис. 2.5). У цьому разі проведено заміну конусних опорних поверхонь на еквівалентні за навантажувальною осьюовою здатністю кільцеві.

Таким чином, одноопорна система має кінчну частину, що сприймає, головним чином, радіальні навантаження, і кільцеву (під'ятник) - для осьових навантажень. Розрахунок і дослідження кінчної частини опори виконується ідентично до не модернізованої системи (див. п.2.1.3.). Розрахунок же під'ятника одноопорної системи базується на спрощеному рівнянні Рейнольдса ($\Lambda=0$; $\sigma=0$; $H=1$):

$$\frac{d}{dr} \left(\bar{r} \frac{dP}{dr} \right) = 0, \quad (2.18)$$

де \bar{r} – безрозмірна радіальна координата, отримана відношенням поточної координати r до зовнішнього радіуса підп'ятника $R_{\text{пн}}$.

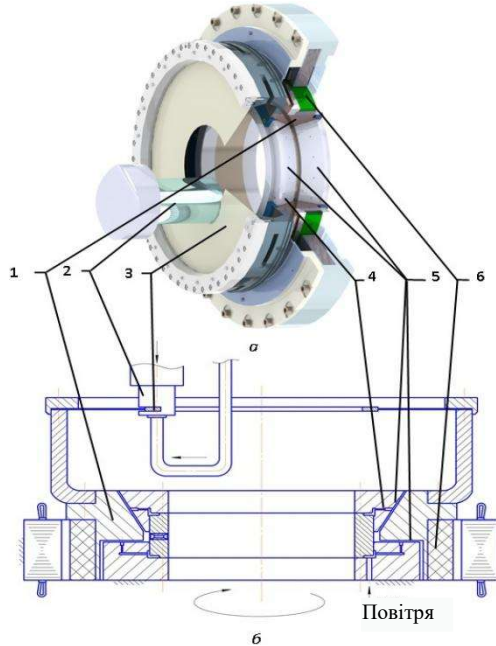


Рис. 2.15. Одноопорний безконтактний привід шпинделя верстата різання до (а) і після (б) модернізації:

- 1 – рухома частина аеростатичної опори; 2 – монокристал, що розрізається (робоче тіло); 3 – РО (алмазний круг із внутрішньою ріжучою кромкою - АВРК); 4 – обмежувачі витрати повітряного змащення або живильники;
- 5 – тримальні поверхні аеростатичної опори; 6 – вторинний елемент рухової установки (рушія) приводу

Рівняння (2.18) інтегрується за таких граничних умов:

- розподіл тиску є безперервною та періодичною функцією;
- при $\bar{r} = r_1$ $P^- = P^+ = \bar{p}_d^{-2}$, а при $\bar{r} = 1$, $P^+ = \bar{p}_a^{-2}$,

де $r_1 = \frac{\sqrt{R_{\text{пн}}^2 - R_{\text{пв}}^2}}{R_1}$ – відносний радіус наддуву;

«-» и «+» – підобласті $0 \leq \bar{r} < r_1$, $r_1 \leq \bar{r} < 1$, на які область інтегрування $0 \leq \bar{r} < 1$ розбивається лінією наддуву $\bar{r} = r_1$;

\bar{p}_d^2 – квадрат відносного протитиску, що визначається з балансу витрат мастила на межі областей:

$$\frac{dP^-}{dr} - \frac{dP^+}{dr} = \frac{\bar{m}}{r_1} g(\bar{p}_d);$$

$$\frac{\bar{p}_d^2 - p_a^2}{g(\bar{p}_d)} = \bar{m} |\ln r_1|.$$

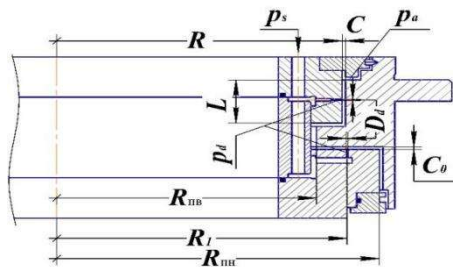


Рис. 2.16. Розрахункова схема модернізованої одноопорної системи

Під час розрахунку під'ятника використовують такі вихідні дані: вид газового мастила - повітря, яке характеризується параметрами: k , μ , a_1 , ρ , що має характерні тиски p_s та p_a . Основні геометричні та конструктивні параметри: $R_{\text{пн}}$ – зовнішній радіус, $R_{\text{пв}}$ – внутрішній радіус, R_1 – радіус лінії наддуву, C_0 – величина зазору, N – число живильників, їх діаметр – D_d . Як і для радіального підвісу, визначаються параметри \bar{m} та \bar{p}_d по формулам (2.9) и (2.10) відповідно. Для розрахунку вантажопідйомності упорної частини

(підп'ятника) модернізованої опори використовуємо співвідношення:

$$\begin{aligned}
 W_{\text{п}} &= \pi(R_{\text{пн}}^2 - R_{\text{пв}}^2) p_s \cdot \bar{W}_{\text{п}} = \\
 &= \pi(R_{\text{пн}}^2 - R_{\text{пв}}^2) p_s \cdot \frac{1}{c} e^{(v_1)^2} \left(\int_0^v e^{-(v)^2} dv - \int_0^{v_1} e^{-(v_1)^2} dv_1 \right), \quad (2.19)
 \end{aligned}$$

де $v = c \bar{p}_d$;

$v_1 = c \bar{p}_a$;

$$c = \sqrt{\frac{2|\ln r_1|}{\bar{p}_d - \bar{p}_a}}.$$

Розмірна осьова жорсткість упорної частини:

$$\begin{aligned}
 K_{\varepsilon} &= \frac{\pi(R_{\text{пн}}^2 - R_{\text{пв}}^2) p_s}{C_0} \cdot \bar{K}_{\varepsilon} = \frac{2\pi(R_{\text{пн}}^2 - R_{\text{пв}}^2) p_s}{C_0} \cdot \\
 &\cdot \frac{\bar{p}_d (1 - 2c^2 \bar{p}_a^2) \bar{W}_{\text{п}} + \bar{p}_d \cdot \bar{p}_a - \bar{p}_a^2 \cdot r_1^2}{2\bar{p}_d + \bar{m} |\ln r_1| \cdot |\mathcal{G}'(\bar{p}_d)|}, \quad (2.20)
 \end{aligned}$$

де $|\mathcal{G}'(\bar{p}_d)| = \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{p}_d \leq 0.5 \\ \frac{2}{\mathcal{G}(\bar{p}_d)} (2\bar{p}_d - 1) & \text{при } \bar{p}_d \geq 0.5 \end{cases}$ – похідна модуля функції

закінчення.

Підйомні сили підп'ятника і радіальної (конусної) частини опори спрямовані назустріч під кутом $\pi/2 + \alpha$ і частково врівноважуються. Вони є інтегральними характеристиками. У загальному вигляді їх можна представити як суму елементарних сил тиску мастила, що діють на елементарні майданчики опорних поверхонь.

На рис. 2.17 показано схему фрагмента опори з елементарними майданчиками конічної (нижній індекс – «r») і кільцевої (нижній індекс – «п») опорних поверхонь ротора, на які діють елементарні сили, зумовлені тиском мастила.

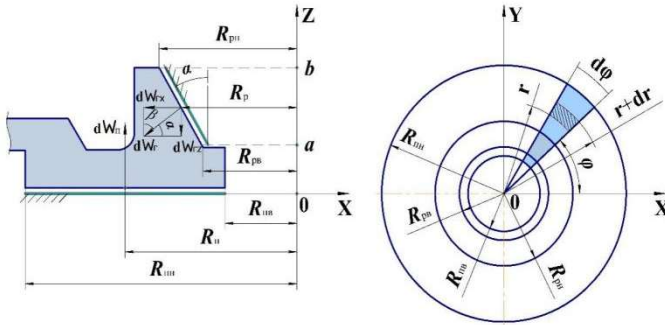


Рис. 2.17. Схема розрахунку вантажопідйомності модернізованої опори

Тоді елементарні сили та їхні складові можна представити у вигляді:

$$dW_{п} = p_{п}(r, \varphi) r dr d\varphi ;$$

$$dW_{r} = p_{r}(r, \varphi, z) dS_r ;$$

$$dW_{rx} = p_r(r, \varphi, z) dS_r \cos \alpha ;$$

(2.21)

$$dW_{rz} = p_r(r, \varphi, z) dS_r \sin \alpha = p_r(r, \varphi, z) dS_r \cos \beta$$

або

$$dW_{rz} = p_r(r, \varphi, z) r dr d\varphi ,$$

де $p_{п}(r, \varphi)$ і $p_r(r, \varphi, z)$ – функції розподілу тиску газового мастила за зазорами в упорній і радіальній частинах опори відповідно;

dS_r – елементарна площадка по конусній поверхні опори.

Отже, у загальному випадку, підйомна сила модернізованої одноопорної системи визначається виразом:

$$W_z = W_{\Pi} - W_{rz} = \int_0^{2\pi R_{\Pi}} \int_{R_{\Pi B}} p_{\Pi}(\varphi, r) r d\varphi dr - \int_0^{2\pi R_{\Pi H}} \int_{R_{\Pi B}} p_{\Gamma}(r, \varphi, z) r d\varphi dr \quad (2.22)$$

Якщо використовувати для розрахунку наближений характер розподілу тиску газового мастила, показаний на рис. 2.13, то підйомна сила підп'ятника або упорної частини опори визначається:

$$\begin{aligned} W_{\Pi} &= \pi(R_{\Pi}^2 - R_{\Pi B}^2) p_d + \frac{1}{2} \pi(R_{\Pi H}^2 - R_{\Pi}^2) p_d = \\ &= \pi p_d \left[(R_{\Pi}^2 - R_{\Pi B}^2) + \frac{(R_{\Pi H}^2 - R_{\Pi}^2)}{2} \right] \end{aligned} \quad (2.23)$$

Аналогічним чином можна отримати вираз для визначення осьової складової підйомної сили W_{rz} конічної частини опори. З огляду на те, що тиск подачі газового мастила p_s для всієї опори, як правило, однакове і пов'язане з протитиском співвідношенням $p_d \approx (0,55 \dots 0,85) p_s$, отримуємо формулу для наближеного розрахунку вантажопідйомності одноопорної системи:

$$W_z = 0,7 \pi p_d \left(\left[(R_{\Pi}^2 - R_{\Pi B}^2) + \frac{(R_{\Pi H}^2 - R_{\Pi}^2)}{2} \right] - \left[(R_p^2 - R_{\Pi B}^2) + \frac{(R_{\Pi H}^2 - R_p^2)}{2} \right] \right) \quad (2.24)$$

2.2.3. Визначення умов працездатності одноопорної системи

Тепер розглянемо укрупнено фрагмент опори з умовним перетином показаних зазорів із газовим мастилом для трьох положень ротора:

- розрахунковому не навантаженому (нульові ексцентриситети) із середніми зазорами C та C_0 , коли реакції частин опори дорівнюють 0;

- у вихідному положенні, коли на опорні поверхні ротора діють реакції газового мастила, зумовлені початковими ексцентриситетами e_{0r} та e_{0n} , з зазорами h_{0r} та h_{0n} , встановлюваними під час складання приводу, а сили реакції частково врівноважуються;

- у положенні під дією вертикального навантаження, що призводить до виникнення ексцентриситетів e_r та e_n з зазорами h_r та h_n (рис. 2.18).

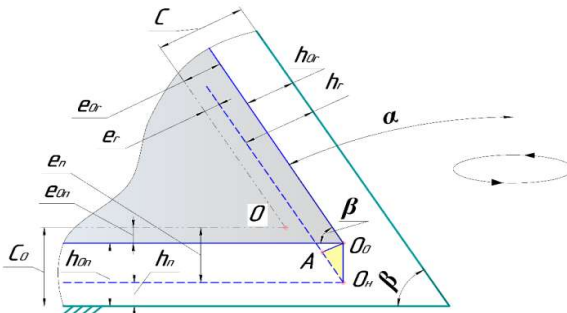


Рис. 2.18. Характерні положення рухомої опорної частини відносно нерухомої та відповідні їм зазори з газовим мастилом

Основне осьове навантаження (від 70% до 95% якого становить вага ротора шпиндельного вузла) сприйматиме горизонтальна кільцева опорна поверхня. Додаткову стабілізацію в осьовому напрямку (за рахунок деякого стабілізуючого навантаження на холостому ході) і стійкість у радіальному напрямку забезпечує конічна опорна поверхня радіальної частини аеростатичної опори. Покажемо, що для надійного функціонування опори необхідне встановлення її зазорів h_{0r} та h_{0n} з деякими

Ексцентриситетами e_{0r} та e_{0n} , що створює вихідний підпір ротора (часто живають термін "переднатяг") у робочому положенні, але без навантаження, що можна назвати роботою на холостому ходу. Якщо положення вершини O на кромці ротора відповідає середнім зазорам C та C_0 , то перехід її в положення O_0 здійснюється під час складання і призводить до виникнення ексцентриситетів вихідного положення e_{0r} та e_{0n} . Під вертикальним навантаженням вершина займе положення O_H з ексцентриситетами e_r та e_n . При цьому, відповідно до рис. 2.17, геометричні параметри опорної системи співвідносяться таким чином:

$$\begin{aligned}
 e_{0r} > e_r, \text{ а} & \quad e_{0n} < e_n; \\
 h_{0r} < h_r, \text{ а} & \quad h_{0n} > h_n; \\
 h_{0r} - h_r = (h_n - h_{0n}) \cdot \sin \alpha = (h_n - h_{0n}) \cdot \cos \beta < 0; \\
 h_{0n} - h_n > 0.
 \end{aligned}
 \tag{2.25}$$

Наведені вище співвідношення показують, що під час дії навантаження під'ятник навантажується, а радіальна або конічна частина опори розвантажується. Тому без "переднатягу", коли початкове положення має нульові ексцентриситети за середніх зазорів C та C_0 навантаження опори призведе до втрати працездатності радіальної (конічної) частини опори.

На цій підставі умова працездатності одноопорної системи під час дії максимально допустимого вертикального навантаження W_e^z , яка врівноважується головним вектором сил тиску змащення W_z , необхідно розглядати як одночасне виконання двох умов - збереження мінімального допустимого зазору на під'ятнику і мінімального відносного ексцентриситету ($\varepsilon_{0r} \approx 0,1$) на радіальній частині опори. Враховуючи, що осьова жорсткість під'ятника:

$$K_z^\varepsilon = \frac{2\pi(R_{\text{ин}}^2 - R_{\text{нв}}^2)p_s}{C_0} \cdot \frac{\bar{p}_d(1 - 2c^2\bar{p}_a^2)\bar{W}_n + \bar{p}_d \cdot \bar{p}_a - \bar{p}_a^2 \cdot r_1^2}{2\bar{p}_d + m|\ln r_1| \cdot |g'(\bar{p}_d)|}
 \tag{2.26}$$

Та з урахуванням (2.25) та рис. 2.17, умова працездатності модернізованої одноопорної системи набуває вигляду:

$$W_z \cdot \frac{C_0}{2\pi(R_{\text{тн}}^2 - R_{\text{тв}}^2)p_s} \cdot \frac{2\bar{p}_d + \bar{m}|\ln r_1| \cdot |g(\bar{p}_d)|}{p_d(1 - 2c^2\bar{p}_a^2)\bar{W}_n + p_d \cdot p_a - p_a^2 \cdot r_1^2} \leq 0.8C_0;$$

$$W_z \cdot \frac{C_0}{2\pi(R_{\text{тн}}^2 - R_{\text{тв}}^2)p_s} \cdot \frac{2\bar{p}_d + \bar{m}|\ln r_1| \cdot |g(\bar{p}_d)|}{p_d(1 - 2c^2\bar{p}_a^2)\bar{W}_n + p_d \cdot p_a - p_a^2 \cdot r_1^2} \cdot \sin \alpha < 0.9e_{0r}. \quad (2.27)$$

2.2.4. Аналіз і оцінка техніко-економічного ефекту модернізації

Розрахунок основних параметрів одноопорної системи для вантажопідйомностей у діапазоні від 1200 Н до 5500 Н, за варіювання низки параметрів аеростатичної опори (N, p_a, p_s, C, D_{nd}), показав технічні переваги модернізованої одноопорної системи перед її вихідною конструкцією.

Порівняльний аналіз засвідчив, що при збереженні достатньої вантажопідйомності та жорсткості, модернізована система має легший ротор, потребує значно меншої витрати технологічного повітря на опору і має більшу жорсткість.

Результати розрахунків модернізованої одноопорної системи безконтактного приводу і відсоткове порівняння її характеристик з вихідною конструкцією одноопорної системи (див. рис. 2.1 і 2.2) за умови однакової їхньої вантажопідйомності 2700 Н та однієї величини середнього зазору з повітряним мащенням - 15 мкм наведено в табл. 2.3.

Т а б л и ц я 2.3

Результати модернізації одноопорної системи шпindelного вузла

Параметр	Значення	Порівняння з вихідною системою, %
Вага ротора	81 (кг)	- 8
Витрата повітря	1,7 (м ³ /ч)	- 37
Тиск наддуву	0,56 (МПа)	- 18
Жорсткість	376 (Н/мкм)	+ 16

2.3. Аналітичне визначення критерію стійкості руху ротора одноопорного приводу

Розглянемо стійкість руху ротора безконтактного приводу в разі виникнення коливальних процесів, що супроводжують перехідні процеси. Останні є наслідком змінного і, як правило, періодичного характеру зовнішнього технологічного навантаження, розгону і гальмування ротора за умови деякого залишкового дисбалансу і нерівномірності сил зовнішніх опорів, дії пружної відновлювальної сили. Демпфуючі сили різної природи, зокрема з боку газового мастила, викликають дисипацію (лат. *dissipatio* - розсіювання) і роблять коливання обмеженими за амплітудою або навіть такими, що затухають, коли їхня амплітуда прагне до 0.

Під час моделювання коливань ротора в безконтактному приводі розглядатимемо його модернізований варіант (див. рис. 2.14). Якщо виходити з припущення, що головний (обертальний) рух ротора в розглянутому короткому проміжку часу є рівномірним, то залишковий дисбаланс і зовнішнє навантаження матимуть періодичний характер із частотою, що дорівнює частоті обертання ротора ω , а їхня рівнодійна матиме таку саму частоту.

Це дає можливість припустити, що головний рух відсутній (режим обертання ротора прирівняти до режиму підвісу), та аналізувати тільки поперечні (вздовж осі OX або OY) коливання умовно нерухомого ротора, викликані гармонійною силою:

$$Q(t) = P_0 \sin \omega t, \quad (2.28)$$

де P_0 – амплітуда зовнішньої періодичної сили, що рівнодіє сил залишкового дисбалансу ротора і зовнішніх технологічних сил P .

Друга особливість механічної системи, що розглядається, полягає в тому, що модернізована аеростатична опора має тримальні поверхні комбінованого типу (комбінація конічної і пласкої кільцевої). Одноопорна система має горизонтальне робоче положення, тож осьові вертикальні зусилля, зокрема від ваги, сприймає пласка кільцева поверхня (подібно до підп'ятника).

Конічна ж опорна поверхня сприймає як осьові, так і радіальні сили, але її головне призначення - формувати реакції в радіальному напрямку для забезпечення саме радіальної стійкості.

Середня площина одноопорної системи горизонтальна, а тому будь-який довільний обраний напрямок у площині XOY рівноцінно напрямку вздовж осі OX . Таким чином, перехід під час модернізації одноопорної системи від радіального аеростатичного підшипника до під'ятника, що сприймає основне навантаження, та його комбінування з конічною опорною поверхнею для радіальної стійкості дає можливість не лише отримати переваги, представлені в табл. 2.3, а й спростити динамічний аналіз із точки зору радіальної стійкості проти поперечних коливань.

У пп. 2.1.2. було зазначено, що для радіально-упорного аеростатичного підшипника властивості механічної системи в горизонтальному і вертикальному напрямках відрізняються. У вертикальному положенні необхідно розглядати два коливальні процеси або дві коливальні динамічні підсистеми, які відрізняються за жорсткістю та умовами демпфірування, а описуються рівняннями (2.7). Для модернізованого приводу всі радіальні напрямки ідентичні, тому розглянемо коливання тільки вздовж осі OX (рис. 2.18), припускаючи, що площина XOY горизонтальна.

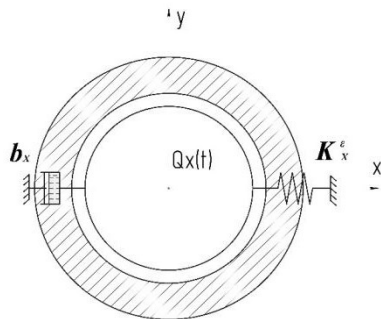


Рис. 2.19. Розрахункова модель вимушених коливань одноопорної системи

Диференціальне рівняння вимушених поперечних (уздовж осі OX) лінійних коливань ротора масою M у середовищі з в'язким опором з урахуванням (2.7) та (2.28):

$$M \left(\frac{d^2}{dt^2} x(t) \right) + b_x \left(\frac{d}{dt} x(t) \right) + K_x^\varepsilon \cdot x(t) = P_0 \sin \omega t \quad (2.29)$$

Коливання динамічних систем, що описуються лінійними диференціальними рівняннями з постійними коефіцієнтами, також називають малими коливаннями, оскільки лінеаризацію рівнянь виконують у припущенні, що відхилення системи від положення рівноваги досить малі [108, 115].

Нехай:

$$k = \sqrt{\frac{K_x^\varepsilon}{M}} \text{ – циклічна або кругова частота;}$$

$$2n = \frac{b}{M}, \quad \frac{P_0}{M} = p.$$

Тоді рівняння малих поперечних коливань (2.29) можна записати у вигляді:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2 x = p \sin \omega t \quad (2.30)$$

Розв'язок рівняння (2.30) визначає закон руху умовно нерухомого ротора під час поперечних коливань, зумовлених зовнішніми силовими факторами. Воно являє собою суму загального розв'язку, відповідного до вільних коливань з опором (однорідного рівняння) і окремого розв'язку неоднорідного диференціального рівняння, залежного від зовнішньої вимушеної сили, перетвореного до вигляду $p \sin \omega t$.

Протягом деякого часу вільні коливання загасають і встановлюються вимушені (стаціонарні) коливання з амплітудою A [73]:

$$A = \frac{P_0}{M\sqrt{R}} = \frac{P_0}{M\sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}.$$

Оцінка коливань на сталому режимі, з точки зору стійкості коливального руху, не становить труднощів. Однак, проблеми викликає аналіз стійкості ротора на початку коливального руху - з урахуванням вільних коливань і початкових умов. Тут для отримання результату необхідно щоразу виконувати обчислення відповідно до (2.30) і порівнювати отримані величини амплітуди коливань ротора A з допустимими величинами. Оцінити ж динаміку розвитку коливальних рухів ротора тільки за параметрами (коефіцієнтами) рівнянь (2.29) або (2.30) не видається можливим, оскільки вони не дають однозначної оцінки.

Так само не можуть дати відповідь на питання про стійкість (не перевищення допустимої амплітуди) коливального руху, описуваного диференціальним рівнянням (2.30), відомий коефіцієнт динамічності $K_{\text{дин}}$ (відношення амплітуди вимушених коливань до статичного переміщення під дією збурювальної сили):

$$K_{\text{дин}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{k^2}\right)^2 + \frac{4n^2 \omega^2}{k^4}}}$$

або коефіцієнт поглинання $\psi_{\text{п}}$ – відношення роботи сил опору до максимальної енергії E [73]:

$$E = \frac{K_x^e A^2}{2};$$

$$\psi_{\text{п}} = \frac{2\pi b \omega}{k^2},$$

де $k = \sqrt{\frac{K_x^e}{M}}$ – циклічна частота;

b – коефіцієнт пропорційності, що зв'язують силу в'язкого опору середовища (газового мастила) і швидкість ротора в поперечному русі вздовж відповідної осі; K_x^e – коефіцієнт, що пов'язує відновлювальну пружну силу з боку газового мастила і зміщення ротора вздовж цієї осі;

ω – частота гармонійних коливань зовнішньої збурювальної сили.

Найнебезпечнішим є випадок збігу власної частоти гармонійних коливань механічної системи з частотою зовнішньої збудовальної сили ($k = \omega$), що призводить до виникнення явища резонансу. У цій області коефіцієнт динамічності $K_{\text{дин}}$ має максимальні значення, але він не дає відповіді на питання про стійкість руху. Стійкість руху, яка характеризується не перевищенням амплітудою коливань деякого, заздалегідь встановленого порога максимальних значень, можлива і в умовах резонансу. Це дає можливість високошвидкісному обладнанню проходити критичні частоти і деякий час (який прагнуть максимально скоротити) працювати в умовах резонансу. Рівень дисипації може бути таким, що за такої величини сил, що збудують, і $k = \omega$, амплітуда не вийде за деякі встановлені межі. Або ж амплітуда зростатиме, але недостатньо швидко, щоб у короткий проміжок часу перебування обладнання в умовах резонансу (під час проходження смуги критичних частот) було втрачено стійкість руху.

Стосовно аеростатичної опори в разі резонансу ($k = \omega$) амплітуда поперечних коливань ротора (і його опорної поверхні підшипника) також може необмежено зростати і перевищити технічно допустимі межі - величину зазору з газовим мастилом, що призведе до механічного контакту опорних поверхонь і руйнування аеростатичного підшипника. В умовах необмеженого збільшення амплітуди поперечних коливань шпindelний вузол функціонувати не може, тому що не виконується одна з головних умов його роботи - стійкість положення ротора при обертанні або стані підвісу [109] і відсутність механічного контакту між опорними поверхнями аеростатичного підшипника.

Пропоноване рішення полягає в знаходженні такого співвідношення між контрольованими, закладеними під час проектування та регульованими під час експлуатації параметрами механічної системи приводу, за яких навіть виникнення резонансу не приводило б до втрати динамічної стійкості та працездатності шпindelного вузла або іншого обладнання. Таке шукане співвідношення між параметрами називатимемо *критерієм стійкості руху* аеростатичної опори, шпindelного вузла або будь-якої іншої механічної системи, що здійснює коливання.

Для аналітичного визначення *критерію стійкості руху* дослідимо найгірші динамічні умови, з точки зору втрати такої стійкості. Найгіршим є випадок збігу частоти гармонійних коливань зовнішньої сили, що збурює, з частотою одномасової механічної системи (резонанс), а також збіг напрямів початкової швидкості та початкового зміщення ротора. Очевидно, що якщо в цьому випадку максимальна амплітуда не перевищить деякі заздалегідь встановлені межі, що є умовою стійкості [24], то тоді за будь-яких інших умов стійкість руху ротора (аеростатичної опори, шпindelного вузла тощо) буде гарантована.

Критерієм стійкості вважатимемо таке співвідношення між параметрами механічної системи, що входять до диференціального рівняння (2.29), за якого коливальний рух ротора або вала, стосовно початкової амплітуди A_0 буде стійким [14]. Параметрами, що аналізуються, є маса M , спроможність K_x^ε віртуальної пружини, що моделює дію ВУС газового мастила, коефіцієнт в'язкого опору газового мастила b , амплитудне значення P_0 і частота ω зовнішньої збурювальної сили, а також початкові умови: $A_0 = x(0)$ – зміщення при $t = 0$, V_0 – швидкість при $t = 0$.

Якщо амплітуда коливань входить до деякого заздалегідь визначеного "коридору" - встановлюється на меншому, заздалегідь визначеному, рівні, то це є свідченням енергетичного балансу в механічній системі безконтактного приводу і досягнення стійкості в русі.

На сталому режимі робота A_p , здійснювана за період коливань зовнішньою силою, що збурює, над механічною системою, дорівнює роботі A_b , яку здійснює за той самий період сама механічна система з подолання сил в'язкого опору (тертя або демпфірування). Розглянемо енергетичний баланс механічної системи через рівність робіт $A_b = A_p$ за однаковий проміжок часу (період коливань), за рівності частоти вільних коливань ротора та частоти гармонійної сили, що збурює $k = \omega$.

Баланс робіт показує, що енергія, яка підводиться до механічної або динамічної системи приводу, дорівнює енергії, що розсіюється. Виразимо A_b , враховуючи, що коливання ротора мають гармонійний характер: учитывая, что колебания ротора имеют гармонический характер:

$$x = A \cos kt \quad \text{та} \quad V_x = \frac{d}{dt} x(t) = -Ak \sin kt \quad (2.31)$$

Сили в'язкого тертя (опору) коливальному руху представимо через коефіцієнт в'язкості b :

$$R_x = -b \frac{d}{dt} x(t) = -bV_x(t).$$

Тоді за час одного періоду поперечних (уздовж осі OX) коливань сили опору, наприклад, тертя і перемішування повітряного мастила під час обтікання опорної поверхні підшипника, здійснюють роботу, що дорівнює добутку сили (її проекції по осі OX) на переміщення вздовж осі OX , на якому вона діє:

$$A_b = \int_0^{2\pi/k} R_x(t) dt = \int_0^{2\pi/k} -bV_x(t) dt = -b \int_0^{2\pi/k} V_x^2 dt.$$

З урахуванням (2.31):

$$A_b = bA^2 k^2 \int_0^{2\pi/k} \sin^2 kt dt = \pi b A^2 k \quad (2.32)$$

Зовнішня збурювальна сила змінюється за гармонійним законом $Q(t) = P_0 \sin \omega t$ з амплітудним значенням P_0 , тому за один період коливань вона здійснює роботу:

$$A_p = P_0 \int_0^{2\pi/\omega} \sin \omega t dt = P_0 A \omega \int_0^{2\pi/\omega} \sin^2 \omega t dt = \pi \cdot P_0 A \quad (2.33)$$

Прирівнявши отримані вирази (2.32) і (2.33), а також враховуючи, що $k = \sqrt{\frac{K_x}{M}}$, виразимо абсолютну величину коефіцієнта в'язкого опору b , за якої зберігатиметься баланс між енергією, що підводиться до механічної системи через зовнішню збурювальну силу, і дисипацією енергії силами в'язкого опору:

$$b = \left| \frac{P_0 \sqrt{M}}{A \sqrt{c}} \right| \quad (2.34)$$

Отриманий аналітичний вираз (2.34) пов'язує параметри механічної системи одноопорного безконтактного приводу, що входять у диференціальне рівняння (2.29). Воно перетворюється на тотожність за енергетичного балансу в умовах резонансних гармонійних коливань.

Енергія, що підводиться до системи, дорівнює енергії, що розсіюється, і з огляду на те, що енергія E системи, яка здійснює коливання, пов'язана саме із середньою амплітудою A [73]:

$$E = \frac{1}{2} K_x^\varepsilon A^2 \quad \text{и} \quad \Delta E = 2E \frac{\Delta A}{A},$$

сталості енергії E одноопорної системи під час поперечних вимушених коливань (і збереженні величин інших параметрів) відповідає незмінності амплітуди A і навпаки.

З погляду стійкості кивального руху ротора важливий режим не зростання амплітуди A , тому порушення балансу в бік зменшення енергії E системи за рахунок збільшення розсіювання енергії (перевищення роботи сил опору A_b) є допустимим і навіть бажаним для отримання асимптотичної стійкості.

Тоді на підставі (2.34) параметричну умову або *критерій* не зростання амплітуди коливань, а отже, і стійкості руху ротора представимо у вигляді:

$$b \geq \left| \frac{P_0 \sqrt{M}}{A \sqrt{K_x^\varepsilon}} \right| \quad (2.35)$$

Особливе значення має початок руху, оскільки частоти вільних і вимушених коливань можуть збігтися, і розгін кільцевого ротора супроводжуватиметься збільшенням амплітуди подальших коливань відносно початкової амплітуди A_0 .

З урахуванням амплітуди A_0 критерій стійкості руху (2.35) для безконтактного одноопорного приводу набуває вигляду:

$$b \geq \frac{P_0 \sqrt{M}}{A_0 \sqrt{K_x^\varepsilon}} \quad \text{абл}$$

$$1 \geq \frac{P_0 \sqrt{M}}{b A_0 \sqrt{K_x^\varepsilon}} \quad (2.36)$$

Використовуючи отриманий *критерій стійкості руху*, поперше, можна заздалегідь (під час проектування або налаштування обладнання перед функціонуванням - реалізацією конкретного технологічного процесу оброблення монокристала) установити для механічної системи безконтактного одноопорного приводу такі значення параметрів і початкових умов ($M, b, K_x^\varepsilon, P_0, A_0$), за яких рух ротора з початкового моменту часу буде стійким, навіть у разі виникнення резонансу. В умовах відсутності резонансу стійкість тим більше гарантується.

По-друге, будь-яке поєднання перерахованих параметрів і початкових умов можна за допомогою критерію (2.36) перевірити і зробити висновок про динамічну стійкість механічної системи приводу на поперечні коливання.

Говорячи іншими словами, можна аналітично визначити параметричну область динамічної стійкості одноопорного безконтактного приводу. При цьому не мають принципового значення особливості конструкції, сфера застосування або тип опори (аеро- або гідростатична, аеро- або гідродинамічна, електромагнітна або ін.), потрапляння або не потрапляння механічної системи приводу в критичні області частот обертання з виникненням резонансу.

Таким чином, викладені в другому розділі монографії результати досліджень дають змогу зробити такі висновки:

1. Одноопорна механічна система на радіально-упорному аеростатичному підшипнику здатна досягати технічних характеристик (підіймальна сила, радіальна, осьова і кутова жорсткість, витрата газу, діапазон частот обертання), що забезпечують її ефективне застосування в робочих машинах різного призначення. Якщо говорити про механічне оброблення металів і

монокристалів, то одноопорна система дає можливість реалізувати високошвидкісне (понад 25 м/с за швидкістю контакту і понад 18 000 за частотою обертання) і високопродуктивне механічне оброблення. Для цього було показано шляхи підвищення тримальної здатності та жорсткості, визначено значення граничних розрахункових частот обертання, визначено умови для забезпечення динамічної стійкості (за величиною дисбалансу, мінімальним залишковим зазором) та через критерій стійкості руху ту параметричну область, у межах якої стійкість буде збережено навіть у разі виникнення резонансу.

2. Показано, що за рівнем непродуктивних втрат і діапазоном швидкісних режимів аеростатичні одно- багатоопорні системи перевершують приводи з опорами на рідинному мастилi або на підшипниках кочення. За технічним ресурсом, точністю позиціонування і рівнем жорсткості на мікрометричному рівні безконтактні опори з газовим і рідинним мащенням значно перевершують підшипники кочення, навіть із керамічними тілами кочення. Найскладнішими й найактуальнішими науково-технічними завданнями для аеростатичних опорних систем залишаються завдання підвищення тримальної здатності (граничної вантажопідйомності) і динамічної стійкості або, кажучи іншими словами, стійкості руху. Запропоновані в монографії технічні рішення і варіанти модернізації аеростатичних опорних систем спрямовані на розв'язання насамперед цих завдань.

3. Одним із найважливіших інструментів і методів дослідження аеростатичних опорних систем є математичне моделювання. Головною особливістю математичного моделювання одноопорного безконтактного приводу є його опис та аналітичне дослідження як єдиної механічної системи. У ній найсуттєвіше значення мають три взаємопов'язані фізичні процеси: створення газовим мастилом сил реакцій, що забезпечують жорсткість і тримальну здатність опори; статична стійкість безконтактного приводу під час дії вагових навантажень, сил технологічних опорів і реакцій опори на усталеному режимі обертання; динамічна стійкість одноопорної системи на перехідних режимах і виникненні коливальних процесів. Останні досліджуються в лінеаризованій постановці з урахуванням масових характеристик ротора, жорсткості опори та демпфуючих властивостей газового мастила.

4. Запропоновано методику визначення статичних характеристик конічної одноопорної системи, що ґрунтується на постановці її у відповідність розрахункової радіальної опори (див. розрахункові схеми рис. 2.5, 2.7, 2.16), одержуваної поворотом конічних опорних поверхонь за середнім радіусом на кут α , а потім зворотним поворотом розрахованої рівнодійної реакції газового мастила для визначення радіальної та осьової її складових. Досліджено позитивний вплив дроселювання газового мастила на виході із зазору, що полягає у збільшенні вантажопідйомності на 10% за одночасного зниження витрати повітря до 30%. Адекватність методики підтверджується тим, що розраховувані за нею параметри конструктивного прототипу одноопорного безконтактного приводу - шпindelного вузла верстата "Алмаз-150 ЕШВ" - відрізняються не більше, ніж на 10% від отриманих значень під час промислової його експлуатації. Їх розраховували як один із варіантів одноопорної системи із зовнішнім дроселюванням і регулюванням величини зазору (див. табл. 2.2). Розрахунки також показали, що середній рівень жорсткості одноопорної аеростатичної системи вихідної конструкції (див. рис. 2.1) при регулюванні середнього зазору C може досягати 1000 Н/мкм. Такий рівень жорсткості дає можливість забезпечити високу якість під час високошвидкісного механічного оброблення металів і монокристалів (за мінімального необхідного рівня жорсткості - 400 Н/мкм).

5. На основі аналізу характеристик аеростатичних опор запропоновано напрями та реалізовано модернізацію одноопорної аеростатичної системи приводу. Її суть полягає в переході від симетричної здвоєної конічної конструкції до несиметричної конічно-кільцевої конструкції, в якій кільцева опорна поверхня, як підп'ятник, сприймає основне навантаження. Конічна ж опорна поверхня довантажує кільцеву частину опорної системи, підвищуючи її стійкість, особливо на холостому ходу, а також забезпечує стійкість у радіальному напрямку. Дослідження показали, що за вантажопідйомності 2700 Н і величини середнього зазору з газовим мащенням у 15 мкм, модернізований безконтактний привід має меншу на 8% масу ротора, забезпечує зниження на 37% витрати технологічного повітря на опору і

зниження тиску його подачі на 18%, збільшується жорсткість опори на 16% (див. табл. 2.3).

6. Аналітично визначено умови працездатності модернізованої одноопорної системи, зважаючи на спільне розв'язання завдань створення тримальної здатності та забезпечення статичної стійкості приводу за максимального навантаження. Отримані умови показують функціональний зв'язок між геометричними параметрами приводу, його масою, статичними характеристиками аеростатичної опори та встановленням початкових зазорів у процесі складання одноопорного приводу.

7. Наближення форми вала (ротора) безконтактного приводу до форми широкого кільця вимагає збільшення діаметра для забезпечення необхідного рівня тримальної здатності опори, ускладнює розрахунок її статичних характеристик, але, при цьому, забезпечує високий рівень жорсткості власне ротора. Це дає можливість вважати ротор механічної системи приводу абсолютно твердим тілом, а тому не враховувати вплив його вимушених поздовжніх і згинальних коливань, розглядати коливальну систему як одномасову. Найнебезпечнішими є радіальні коливання опорної системи, які аналізуються за допомогою диференціальних рівнянь коливань пружної системи. При цьому коливання у вертикальному та горизонтальному напрямку мають різні умови (і відповідні коефіцієнти диференціальних рівнянь). Якщо ж розглядати модернізовану одноопорну систему (див. рис. 2.14 і 2.15), то вона передбачає горизонтальне положення кільцевого ротора, а тому основне навантаження стає осьовим, а коливання в усіх радіальних напрямках стають однаковими за своїми умовами. Тому й динамічний аналіз модернізованої аеростатичної одноопорної системи спрощується.

8. Для уточнення результатів проєктування в частині закладених властивостей механічної системи і, одночасно, для забезпечення динамічної стійкості одноопорного приводу, запропоновано використовувати критерій стійкості руху. Його отримано аналітично - з умови енергетичного балансу між енергією, що надходить до механічної системи від сил, що збурюють, та її розсіюванням силами тертя, - для малих коливань (що описуються лінійними диференціальними рівняннями з постійними коефіцієнтами) та в умовах виникнення резонансу.

Критерій стійкості руху має вигляд нерівності, що пов'язує конструктивні, технологічні, силові, масово-інерційні параметри одноопорної системи з початковими умовами докладання технологічного навантаження під час виникнення коливальних рухів ротора. Параметри та початкові умови є такими, що однозначно визначаються та контролюються під час проектування та налаштування приводу, що принципово важливо для практичного використання цього критерію. За своєю суттю *критерій стійкості руху* (або *критерій динамічної стійкості*) визначає деяку параметричну область для механічної системи безконтактного приводу, потрапляння до якої гарантує, що рух ротора одноопорної системи з початкового моменту часу буде стійким, навіть у разі виникнення резонансних коливань. Остання умова є принципово важливою для високошвидкісних приводів, наприклад, шпindelних вузлів високошвидкісного механічного оброблення, які в процесі розгону проходять критичні частоти обертання, що характеризуються виникненням резонансних явищ.

**ДОСЛІДЖЕННЯ БАГАТООПОРНОЇ
СИСТЕМИ ПРИВОДУ БЕЗКОНТАКТНОГО ТИПУ
НА АЕРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКАХ
КОНІЧНОЇ ФОРМИ**

Ефективне застосування робочих машин за цільовим призначенням визначає основні вимоги до них, вихідні параметри та характеристики, досягнення яких переслідує розробка приводів, у тому числі обертального руху.

Перш за все, це корисна потужність для виконання технологічного процесу, характер застосування технологічних навантажень, частота обертання (або колова швидкість), жорсткість, особливості підведення робочого тіла та контактної взаємодії з ним робочих органів або інструменту (нагрів, вібрації, зношування тощо). Для розглянутих у першій та другій главах одноопорних систем (див. рис. 1.1, рис. 2.1 та 2.14) характерними є підведення робочого тіла всередину кільцевого ротора або близько до його центру мас. У цьому випадку переважне прикладення технологічних сил у радіальному, коловому або осьовому напрямках, не призводить до виникнення суттєвих за величиною згинальних моментів через відсутність або малої величини плеча у цих сил.

Одноопорні безконтактні системи для приладобудування та машинобудування представлені у патентах [48, 50]. У більшості ж безконтактних приводів (шліфувальні шпинделі, розточувальні головки, турбогенератори, турбокомпресори та ін.) технологічне навантаження прикладається не в площині опор і створює значний згинальний момент на роторі, який виконується у вигляді витягнутого валу (з довжиною, що значно перевищує діаметр) та встановлюється на кілька опор. У пневмошпинделях традиційних конструкцій зазвичай дві радіальні опори, встановлені ближче до

різних кінців валу. Вони створюють радіальні реакції та стійкість у радіальному напрямку, врівноважують зовнішній згинальний момент. Для врівноваження осьових навантажень встановлюються два підп'ятники (або один подвійний), що забезпечують стійкість положення ротора в аксіальному напрямку. Робоче або технологічне навантаження може прикладатися як між опорами (характерно для насосів, генераторів), так і консольно по обидва боки від опор (турбодетандери, турбогенератори ДВС) або консольно по один бік, як у шпинделях для верстатів металообробки. В останньому випадку для закріплення інструменту використовується кінцева ділянка валу з однієї зі сторін шпинделя. Через виникаючі згинальні моменти і зважаючи на довгомірну конструкцію валу з розташуванням на ньому вторинного елемента рушія, виникає необхідність використання багатоопорних конструкцій [58].

Якщо взяти, наприклад, високошвидкісні прецизійні електрошпинделі для металорізальних верстатів, то у них вал утримується 3-6 шарикопідшипниками. Для забезпечення високої точності позиціонування та жорсткості інструменту з боку кінцевої ділянки валу обов'язково встановлюється «пакет» з двох або трьох шарикопідшипників, які ставляться з деяким натягом (підпружиненою розпіркою) для вибору внутрішніх зазорів між тілами кочення та обоймами, з можливістю примусового змазування масляного туману для температурної стабілізації та зниження зносу.

Найчастіше для високошвидкісних шпинделів використовується так звана «Тандем» - конфігурація установки підшипників на валу. Група з 2-3 шарикопідшипників більшої статичної та динамічної вантажопідйомності встановлюються на невеликій відстані один від одного в корпусі з боку виходу кінцевої ділянки валу. З протилежного боку на вал шпинделя встановлюються ще 2-3 підшипники, але меншої вантажопідйомності та з можливістю теплової компенсації, наприклад, за рахунок рухомої втулки.

У цьому розділі ми показуємо можливість створення аналогічних за призначенням високошвидкісних прецизійних приводів (пневмошпинделів), але безконтактного типу з використанням аеростатичних опор. На прикладі розробленої нами

конструкції високошвидкісного пневмошпинделя наводимо методику проектування та основні характеристики приводу на двох конічних аеростатичних регульованих опорах різної геометрії.

3.1. Аналіз типових конструкцій багатоопорного безконтактного приводу прямої дії

3.1.1. Конструкції з радіальними та упорними аеростатичними підшипниками

Враховуючи той факт, що конструкція приводів визначається особливостями навантажень, що виникають при виконанні корисної роботи, для подальшого аналізу виділимо три характерні випадки:

- консольне прикладення радіального та осьового навантажень з домінуванням осьового;
- консольне прикладення радіального та осьового навантажень з домінуванням радіального з коловим;
- симетричне консольне чи змішане – між опорами та консольно – прикладення навантажень (див. рис. 1.9).

Консольне прикладення навантажень, у яких домінує осьова складова в багатоопорних системах, вимагає проектування потужнішого аеродинамічно незалежного під'ятника. Прикладом такої системи є пневмошпindel із частотою обертання до 30 000 об/хв моделі KA15/30, схема якого показана на рис. 3.1. Система опор складається з одного радіального підшипника та двох під'ятників великого діаметру. Завдяки високій жорсткості під'ятників шпindelний вузол працює практично без перекосу опор з газовим мастилом.

Нестача приводу, показаного на рис. 3.1 полягає у значному збільшенні габаритних розмірів у радіальному напрямку.

Переважаючі радіальної складової у навантаженні змушує використовувати багатоопорну схему приводів з двома радіальними підшипниками і двома під'ятниками (див. рис. 1.7, 1.8., 1.9.). Наявність чотирьох аеростатичних опор ускладнює конструкцію, збільшує вартість виготовлення та значно збільшує витрати технологічного повітря на опорну систему приводу.

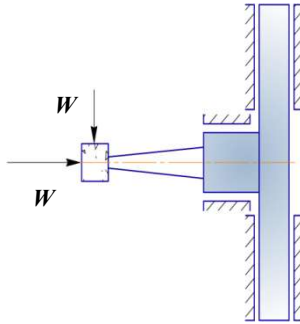


Рис. 3.1. Схема шліфувального шпиндельного вузла на аеростатичних опорах

Одним з можливих конструкторських рішень є використання одного радіального підшипника великої довжини, розташованого з боку прикладення навантаження (максимально близько до інструменту, що закріплюється на кінцевій ділянці валу) у поєднанні з подвійним під'ятником (рис. 3.2).

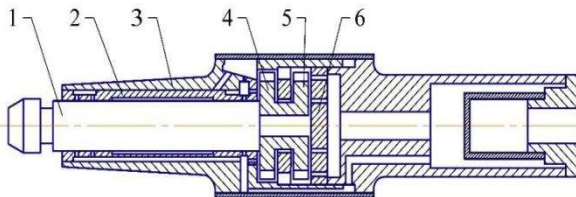


Рис. 3.2. Пневмошліфувальна машина ВІМШ 035.01:

- 1 – вал пневмошпинделя; 2 – опорний газостатичний підшипник;
- 3 – корпус; 4 – робоче колесо другого ступеня турбіни 5 – робоче колесо першого ступеня турбіни; 6 - упорний підшипник (під'ятник)

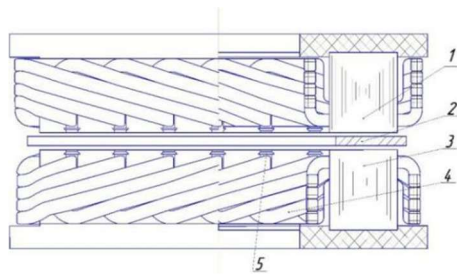
3.1.2. Способи та засоби створення обертального моменту на валу приводу, їх вплив на статичні та динамічні характеристики багатоопорної системи.

Для створення обертального моменту на валу безконтактного приводу не використовуються традиційні механічні передачі (зубчасті, ремінні і т.д.). Умови відсутності твердотілого механічного контакту реалізується за рахунок застосування наступних типів джерел обертального руху (рушійв):

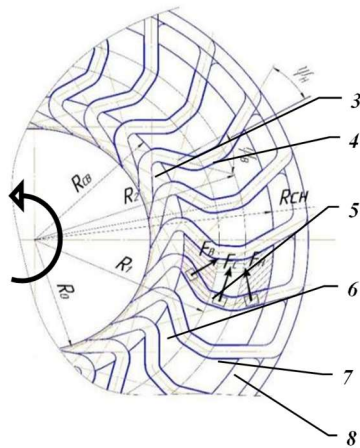
- одно- або двоступінчастих осьових газових турбін (рис. 3.2);
- радіальних газових турбін (див. рис. 1.1, 1.2);
- газових турбін типу «сегнерове колесо»;
- електроприводів різних модифікацій, зокрема торцевих.

Традиційно джерела механічної енергії використовуються тільки для створення обертального моменту. Якщо ж рушій не тільки створюватиме головний момент, а й головний вектор, що має радіальний напрямок, то останній можна використовувати для забезпечення динамічної стійкості ротора безконтактного приводу. Нами розроблено конструкцію торцевого асинхронного двигуна (ТАД) з кільцевим ротором (вторинним елементом асинхронного електродвигуна) без механічних опор [110, 111]. У ТАД будь-яке радіальне зміщення кільцевого ротора від центрального врівноваженого положення призводить до виникнення, додатково до головного обертального моменту, і головного вектора рушійних сил електродинамічної природи. Якщо головний момент рушійних сил забезпечує обертання ротора та виконання корисної роботи, то головний вектор є відновлюючою пружною силою (ВПС), яка прагне утримувати ротор в центральному положенні. ТАД у двох видах – з розрізом, позиціями для основних елементів конструкції та елементарними рушійними силами, що виникають на роторі у різних областях поля потенційних сил показані на рис 3.3.

Ротор являє собою широке мідне кільце, відносні розміри якого в порівнянні з магнітопроводом індуктора показані на рис. 3.3, а. У середньому (центральному) положенні ротор повністю перекриває зовнішню та середню області магнітопроводу та частково внутрішню. В областях проекційного перекриття (на рис. 3.3 б вони заштриховані) на кожній елементарній площинці ротора виникають елементарні рушійні сили електродинамічної природи



a



б

Рис. 3.3. ТАД з кільцевим ротором без механічних опор у розрізі (а) та його індуктор з електричними обмотками та елементарними рушійними силами(б), діють на ротор у різних областях поля сил:

1 – магнітопровід верхнього індуктора силового поля; 2 – кільцевий ротор (вторинний елемент ТАД) без механічних опор; 3 – магнітопровід верхнього індуктора силового поля; 4 – електрична трифазна обмотка індуктора; 5 – пази у магнітопроводі для електричної обмотки; 6 – внутрішня область магнітопроводу та поля елементарних рушійних сил, де на кожний елементарний майданчик ротора діє елементарна рушійна електродинамічна сила F_B ; 7 – середня область магнітопроводу та поля елементарних рушійних сил, де на кожний елементарний майданчик ротора діє елементарна рушійна електродинамічна сила F_C ; 8 – зовнішня область магнітопроводу та поля елементарних рушійних сил, де на кожну елементарну площинку ротора діє елементарна рушійна електродинамічна сила F_H

F_B , F_C і F_H . Елементарні сили діють на весь ротор і підсумовуються за його обсягом або кільцевою поверхнею. Якщо ротор займає центральне, співвісне з індуктором силового поля положення (яке ми називаємо положенням рівноваги з квазиульовою жорсткістю), всі елементарні сили приводяться тільки до головного моменту.

У електротехніці його називають обертальним моментом, оскільки саме він приводить ротор у обертання. Частота обертання ротора визначається частотою обертання силового електромагнітного поля, створюваного індукторами, і «ковзанням» ротора, характерним для асинхронних машин.

Ротор не зафіксований у просторі механічними опорами. І якщо його зміщення в осьовому напрямку обмежене зазором між індукторами, то в радіальному напрямку механічних обмежень немає, тому до нього застосовується поняття «ротора без механічних опор».

Стабілізацію положення ротора у радіальному напрямку створюють ті ж електродинамічні рушійні сили, що і обертання. Для цього поле сил має осесиметричну, але неоднорідну в радіальному напрямку конфігурацію, що задається укладеними особливим чином обмотками. Поле сил потенційно, оскільки в різних областях на роторі виникають різні елементарні сили F_B , F_C і F_H (див. рис. 3.3, б). Осі симетрії обертального силового поля, індукторів і ротора в центральному положенні рівноваги збігаються. Тому в центральному положенні на ротор діє осесиметрична система елементарних рушійних сил, що приводиться лише до головного моменту. При неминучому виникненні скільки завгодно малого радіального зміщення розподіл сил на роторі змінюється – перестає бути осесиметричним, оскільки його елементарні площинки потрапляють до інших областей силового поля, створюють і елементарні сили інших напрямків.

Порушення симетрії в розподілі елементарних рушійних сил на роторі при радіальному його зміщенні щоразу таке, що призводить до виникнення, поряд з головним моментом, і головного вектора рушійних сил, спрямованого виключно проти зміщення, що виникло. Під його дією ротор прагне повернутися у центральне положення. Таким чином, головний вектор, що виникає при зміщенні ротора, має стабілізуюче значення, а його дія має

зворотний негативний зв'язок з радіальним зміщенням будь-якого напрямку.

Існування негативного зворотного зв'язку за будь-яким радіальним зміщенням пов'язане з особливою конфігурацією силового поля і співвідношеннями між геометричними розмірами силового поля і кільцевого ротора (див. рис. 3.3). Вони обрані такими, щоб, при будь-якому радіальному зміщенні, кільцевий ротор своєї симетрії (або центру) поля, що віддаляється від осі, частиною входив в область дії елементарних сил з доцентровими складовими (як F_H). При цьому частина ротора, що наближається до осі симетрії, все більше входить в область елементарних рушійних сил з відцентровими складовими (як F_B). У такому разі головний вектор завжди буде протиспрямований вектору зміщення ротора від центрального положення.

Якщо говорити про осьову стабілізацію положення, то пласке кільце, що обертається в повітрі, при досягненні частоти обертання близько 1000 об/хв і більше «підвішується» у створюваних ним самим відцентрових потоках повітря, а у воді подібний ефект «підвішування» відбувається вже при частоті 200...400 об/хв.

Стале обертання кільцевого ротора без механічних опор дає цілу низку істотних техніко-технологічних переваг при використанні його як робочого органу (або його частини) в насосах (див. рис. 1.5 і рис. 1.6) або в верстатах різання монокристалів (див. рис. 1.1). В останньому випадку на внутрішню кромку тонкого кільцевого мідного ротора наноситься алмазний абразивний шар, що перетворює його в робочий орган верстата і ріжучий інструмент - *АКВР*. У цих прикладах кільцеві робочі органи (*КРО*) без механічних опор здійснюють сталий рух аналогічно ротору розглянутого *ТАД*. Однак, конфігурація створюваного потенційного силового поля у розглянутого вище електроприводу є більш досконалою, що дозволяє збільшити радіальну стійкість і жорсткість ротора на 20...40%, а момент, що обертає, - до 20%.

Численні експерименти та вимірювання характеристик приводу, на основі якого був виготовлений експериментальний зразок верстата різання монокристалів з *КРО* без механічних опор (див. рис. 1.1), дозволили сформулювати та обґрунтувати низку нових технічних рішень. Вони спрямовані на покращення механічної характеристики приводу та підвищення сталості руху

його ротора. Дослідження показали, що, поруч із зміною силового поля, істотну роль має форма, розміри і матеріал ротора, встановлювані у процесі руху зазори між ротором і індуктором та інших. На рис. 3.4 показані два кільцеві ротори без механічних опор для ТАД, відмінності в конструкції яких істотно впливають на характеристики всього приводу [110].

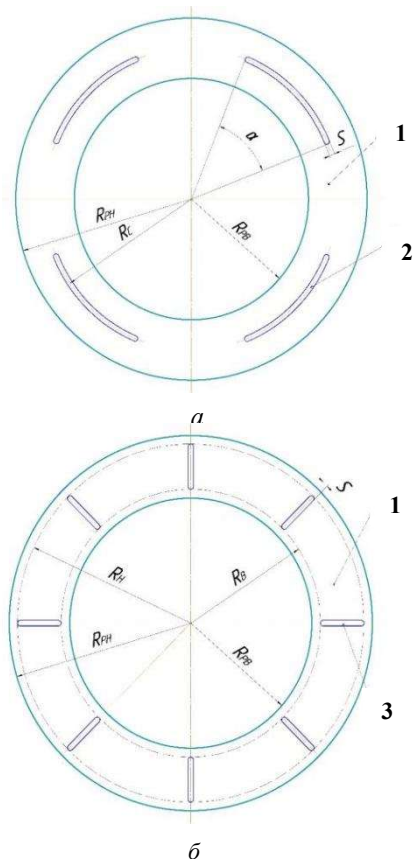


Рис. 3.4. Кільцеві ротори без механічних опор з коловими (а) та радіальними (б) осесиметричними вирізами:
 1 – кільцевий ротор без механічних опор; 2 – колові осесиметричні вирізи;
 3 – радіальні осесиметричні вирізи

Якщо співвіднести швидкості обертання і величину головного вектора рушійних сил, що забезпечує стійкість, з цими показниками у ротора без вирізів (за інших рівних умов), отримуємо наступні результати. Частота обертання ротора з коловими вирізами менше, ніж у ротора без вирізів приблизно на 30-80% і вище стійкість через збільшення головного вектора рушійних сил на 20-50%. Ротор з радіальними вирізами приблизно в таких же пропорціях показує зворотне зниження стійкості, але вже зростання частоти обертання. Дослідивши функціональні зв'язки, умови та параметри (геометричні, силові, технологічні), що впливають на величини головного моменту та головного вектора рушійних, ми отримуємо можливість при проектуванні встановлювати силові та кінематичні характеристики приводу, досягати його статичної та динамічної стійкості при виконанні корисної роботи.

Якщо головний вектор рушійних сил спрямований завжди проти вектора зміщення і пропорційний величині цього зміщення за інших рівних умов, це означає технічну можливість створювати головний вектор рушійних сил на роторі, задаючи відносне зміщення ротора та індуктора силового поля цілеспрямовано. Таким чином, подальший розвиток технології створення стабілізуючого головного вектора рушійних сил полягає в ідеї використовувати як *додатковий регульований силовий фактор* у безконтактних приводах на аеростатичних опорах. Якщо вал обертається в аеростатичних опорах, а рушієм у приводі є *ТАД*, (аналогічний розглянутому вище, рис. 3.3 і 3.4) з закріпленням на валу кільцевим ротором, то забезпечивши конструктивно дискретне зміщення індуктора силового поля щодо ротора, зафіксованого в опорі отримуємо можливість створення на роторі регульованого за величиною та напрямком головного вектора рушійних сил. Тепер головний вектор рушійних сил спільно з реакціями аеростатичних опор забезпечуватиме статичну і динамічну стійкість приводу. Якщо головний вектор направити проти радіальних сил від технологічного навантаження, він розвантажуватиме аеростатичні опори, а до навантаження і під час розгону створювати тароване навантаження і тим самим підвищувати діапазон навантажень і динамічну стійкість. Якщо технологічне навантаження відносно невелике, але необхідно збільшити жорсткість і точність позиціонування, то головний вектор необхідно зробити

співспрямованим із радіальним навантаженням і довантажувати аеростатичну опорну систему. Останній варіант актуальний саме для шпindelних вузлів верстатів різання монокристалів. Відомо, що стійкість роторів може бути збільшена застосуванням додаткових регульованих силових зв'язків і цілеспрямованою зміною динамічних властивостей системи [112], в даному випадку головним вектором можна змінювати ексцентриситет і жорсткість опор, діапазон робочих навантажень і пружні властивості механічної системи приводу.

При зміщенні індуктора силового поля (а відповідно і самого поля сил) від осі обертання ротора виникає головний вектор рушійних сил, спрямований по зміщенню індуктора та пропорційний величині цього зміщення. Він сумується із зовнішніми силами і відповідним чином змінює статичне навантаження на аеростатичні опори приводу.

Схема приводу, в якому зміщення A індуктор створює регульований головний вектор рушійних сил на кільцевому роторі і стабілізує навантаження на валу B , що обертається в опорах, показана на рис. 3.5.

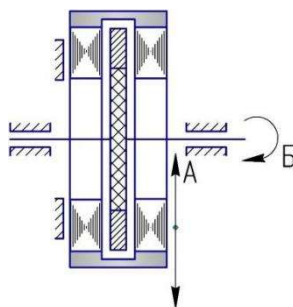


Рис. 3.5. Схема створення регульованого головного вектора

Реалізація запропонованої ідеї створення та використання регульованого головного вектора рушійних сил у приводах обертання на аеростатичних опорах дозволяє вирішити такі важливі технічні завдання:

- зробити безконтактні приводи на аеростатичних опорах ще більшою мірою *регульованими механічними системами*, що

налаштовуються в процесі експлуатації під вимоги технологічних процесів, що ними реалізуються;

- розширити діапазон статичних робочих навантажень на привод;
- підвищити жорсткість та динамічну стійкість аеростатичної опорної системи на холостому ходу при розгоні та гальмуванні;
- підвищити жорсткість та точність позиціонування робочих органів та інструменту під технологічним навантаженням.

3.2. Удосконалення конструкції багатоопорного безконтактного приводу на аеростатичних опорах

Розглянемо багатоопорний привод, який з точки зору застосування є пневмошпинделем малої потужності (від 50 до 300 Вт), призначений для свердління, фрезерування та шліфування отворів малого діаметра. Для продуктивної та якісної (високошвидкісної) обробки металу необхідно забезпечити швидкість різання в діапазоні 15...80 м/с [3]. У цьому випадку обробка отворів діаметром 3 мм вимагатиме частоти обертання від 50 000 до 250 000 об/хв. Конструктивний прототип такого пневмошпинделя показано на рис. 1.7 та рис. 1.8. Структурно він складається з наступних вузлів: валу чи ротора з консольно встановленим інструментом; корпуси із системами подачі стисненого повітря; рушія (газової турбіни); чотирьох аеростатичних опор - двох радіальних і двох під'ятників (у літературі для них так само використовується термін "подвійний під'ятник").

Удосконалення конструкції багатоопорного (в даному випадку чотирипорного) безконтактного приводу має на меті вирішення наступного *комплексу техніко-технологічних завдань* [113]:

- покращення експлуатаційних характеристик (збільшення граничних осьових та радіальних навантажень, розширення діапазону частот обертання, збільшення корисної потужності, підвищення жорсткості та точності позиціонування кінцевої ділянки валу із закріпленням інструментом, зниження рівня шуму та вібрацій);

- забезпечення регульованості основних параметрів опор і характеристик приводу в цілому (тримальної здатності та жорсткості опор, частот власних коливань, критичних частот обертання, стійкості до різних видів коливань);
- спрощення конструкції та вдосконалення технології виготовлення для зниження собівартості виготовлення при збереженні параметрів точності;
- зменшення масогабаритних параметрів, зниження витрати технологічного повітря;
- полегшення та здешевлення технічного обслуговування, ремонту, збільшення загального технічного ресурсу (терміну експлуатації) приводу;
- збереження модернізаційного потенціалу за вказаними вище позиціями.

Примітка. Збереження модернізаційного потенціалу проявляється у процесі досить тривалої експлуатації і виявляється у технічній можливості доопрацьовувати чи модернізувати існуючий виріб за окремими вузлами (не проектуючи зовсім новий) і одержувати при цьому істотне чи достатнє, на даному етапі, поліпшення вихідних характеристик і параметрів.

Для вирішення перерахованого *комплексу техніко-технологічних завдань* конструкція багатоопорного безконтактного приводу модернізувалась нами за такими напрямками:

- система з чотирьох аеростатичних підшипників (двох радіальних та двох підп'ятників) замінюється двома радіально-упорними підшипниками конічної форми;
- встановлюються конічні аеростатичні підшипники з різними кутами нахилу опорних поверхонь та довжиною (несиметричні опори) для реалізації оптимального співвідношення між радіальними та осьовими жорсткостями та тримальними здатностями для кожної з опор;
- турбіна типу «сегнерове колесо» розміщується між опорами, регулюється за потужністю та частотою обертання, може оснащуватися пристосуванням для створення головного вектора рушійних сил;
- для регулювання в процесі експлуатації величин середнього зазору конічних аеростатичних опор (а через нього і основних

характеристик приводу) використовуються гвинтові пари та спеціальні пристосування;

- права конічна аеростатична опора на другому етапі досліджень додатково модернізується (посилюється) для цілеспрямованої зміни характеристик усієї опорної системи приводу у напрямку підвищення тримальної здатності та жорсткості, зменшення витрати технологічного повітря.

3.3. Математичне моделювання приводу з радіально-упорними аеростатичними підшипниками та регульованим головним вектором рушійних сил

3.3.1. Тривимірна модель, принцип роботи та основні характеристики приводу на двох конічних аеростатичних опорах

Розроблений та досліджуваний високошвидкісний пневмошпindel є безконтактним приводом. Він має двохопорну конічну аеростатичну систему, що забезпечує підвищення ротора за рахунок аеродинамічних сил від повітряного мастила, що протікає в зазорі між конічними опорними поверхнями.

Його ротор приводиться в обертання від газової турбіни типу "сегнерове колесо". Для забезпечення незалежної регульованості опорної системи та газової турбіни, технологічне повітря подається до них різними магістралями з незалежним регулюванням тиску. Штуцер подачі повітря в турбіну розрахований на більшу витрату технологічного повітря та розташований з торця пневмошпинделя, а штуцер для подачі повітря в опорну систему – на бічній поверхні. Тривимірна модель пневмошпинделя в розрізі, з умовним зображенням газового мастила в зазорах конічних аеростатичних опор у вигляді множини бульбашок, представлена на рис. 3.6.

Конструкція пневмошпинделя (рис. 3.7) складається з ротора **1**, газової турбіни з соплами **7**, двох аеростатичних радіально-упорних конічних підшипників - лівого **5** і правого **6** з під'ятником **2**, втулки **3**, штуцера **4** для подачі технологічного повітря в турбіну для його подачі в опорну систему, корпусу **10**, кришки **14**, а також системи регулювання і фіксації зазорів з газовим мастилом опорної

системи, що складається з притискного, стопорних і регулювального кілець *11 - 13*, гайки *15*.

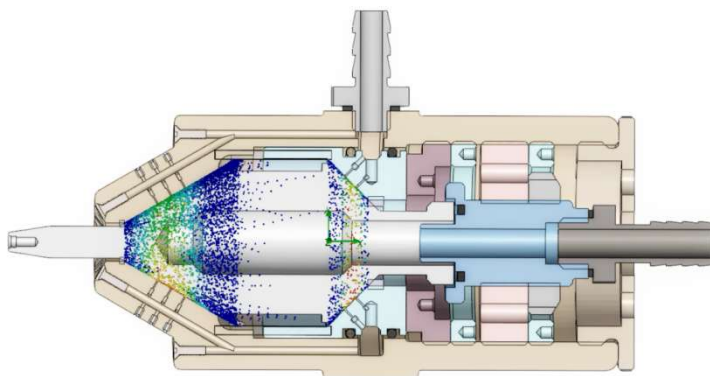


Рис. 3.6. Газове мастило в конічних аеростатичних опорах пневмошпинделя

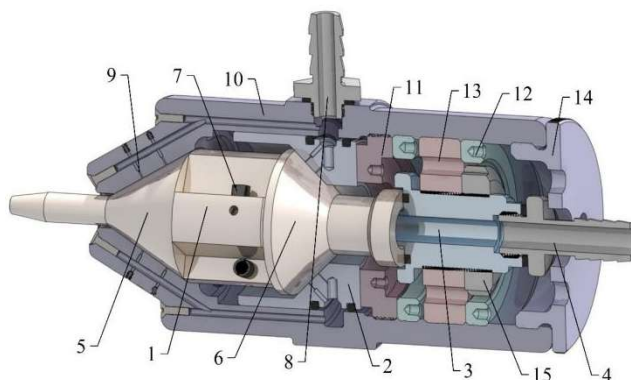


Рис. 3.7. Модель двоопорного безконтактного пневмошпинделя у розрізі:
 1 – ротор з турбіною; 2 – під'ятник правої опори із системою каналів та живильників; 3 – втулка; 4 – штуцера подачі технологічного повітря на турбіну; 5 – рухлива конічна тримальна поверхня лівої аеростатичної опори (парна їй нерухома поверхня належить корпусу); 6 – рухлива конічна тримальна поверхня правої аеростатичної опори (парна їй нерухома поверхня належить під'ятнику); 7 – сопла Лавалю газової турбіни; 9 – обмежувачі витрати повітряного мастила (живильники); 10 – корпус; 11 – притискне кільце; 12 – стопорні кільця (2шт.); 13 – регулювальне кільце для втулки; 14 – кришка торцева; 15 – гайка стопорна для фіксації регулювального кільця

Пневмошпindelь працює в такий спосіб. Після установки необхідних зазорів і фіксації відносного положення ротора *1*, п'ятника *2*, корпусу *10*, втулки *3*, фіксації самого пневмошпindelя і приєднання до нього пневмосистеми, подається технологічне повітря в його опорну систему. Технологічне повітря тиском 0,3 – 0,6 МПа надходить через бічний штуцер *8*, кільцеві та поздовжні канали на живильники *9*. Через них повітряне мастило дроселюється в зазори між парами сполучених конічних тримальних поверхонь опор. Надаючи тиск на конічні тримальні поверхні *5* і *6* ротора, повітряне мастило розділяє їх з конічними тримальними поверхнями корпусу *10* і підп'ятника *2* відповідно. Таким чином, створюється повітряна подушка, що відокремлює ротор від нерухомих деталей пневмошпindelя. Після виникнення аеростатичного підвісу, який легко контролюється провертанням валу або розмиканням сигнального ланцюга «корпус – ротор», технологічне повітря подається на турбіну. Для цього друга магістраль з'єднується зі штуцером подачі повітря *4*, який надходить до турбіни ротора *1* через втулку *3*, що має мінімальний зазор і лабіринтне ущільнення з хвостовою частиною ротора *1*. Далі через порожнину і канали технологічне повітря надходить до чотирьох рівномірно розташованих по колу ротора соплам Лаваля *7* газової турбіни. Турбіна має конструкцію "сегнерового колеса" або еоліпіла. У процесі закінчення в коловому напрямку стиснутого повітря з сопел *7* виникають реактивні колові сили, що створюють обертальний момент на роторі *1*.

Аеростатичні підшипники пневмошпindelя аеродинамічно незалежні один від одного, тому пневмошпindelь є двохопороною системою. Кожна з аеростатичних конічних опор сконструйована з розрахунку роботи з різним співвідношенням між осьовими і радіальними навантаженнями (а значить і різним співвідношенням між відповідними реакціями опор). Ліва опора розрахована на переважання радіальних навантажень, а права – осьових. Внаслідок цього вони мають різні кути розчину конусів своїх опорних поверхонь. Як видно із рис. 3.7 конус тримальної опорної поверхні *5* лівої опори має менший кут нахилу до осі в порівнянні з конусом тримальної опорної поверхні *6* правої опори. Така конструкція обумовлена радіальним напрямком технологічного навантаження від інструмента, закріпленого на кінцевій ділянці ротора.

Використання в опорній системі конічних аеростатичних підшипників різної геометрії дозволяє збільшити відносну здатність навантаження пневшпинделя при консольному прикладенні зовнішнього навантаження.

3.3.2. Умови статичної рівноваги багатоопорної системи

Статична стійкість багатоопорної системи при дії технологічного навантаження з рівнодіючою P , ваги ротора G і реакцій в опорах (радіальних, осьових та реактивних моментів) відображає умови рівності нулю головного вектора F і головного моменту M сил, що діють на ротор приводу в стані спокою або на встановленому режимі обертання:

$$\begin{cases} W_{eky}^n + W_{eky}^n + P_y + G_y = 0; \\ W_{ekx}^n + W_{ekx}^n + P_x = 0; \\ W_{ekz}^n + W_{ekz}^n + W_{ez}^n + P_z = 0. \end{cases} \quad (3.1)$$

$$P_y \cdot z_p - W_{eky}^n \cdot z_n - M_\gamma^n - W_{eky}^n \cdot z_n - M_\gamma^n - M_\gamma^n = 0. \quad (3.2)$$

Розрахункова схема механічної системи багатоопорного приводу показана на рис. 3.8.

При цьому між хвостовою частиною ротора I і втулкою 3 за допомогою регулювального кільця 13 заздалегідь встановлюється зазор $3 \dots 5$ мкм в крайньому правому положенні ротора (з торканням о підп'ятник) (див. рис. 3.7). Тоді при функціонуванні пневмошпинделя цей зазор збільшується і може перебувати в діапазоні $8 \dots 35$ мкм в залежності від початкового налаштування опорної системи і навантаження, що діє, а з центрального отвору в нього потрапляє технологічне повітря, що йде під тиском на турбіну. З урахуванням відносно великої величини зазору і малої площі кільцевих поверхонь (близько 2 см^2) хвостової частини ротора і торця втулки, осьова реакція і реактивний момент цього «додаткового» підп'ятника дуже малі, але можуть бути враховані

для підвищення точності розрахунків. Тому вони вказані і на розрахунковій схемі (див. рис. 3.8) з верхнім індексом «д».

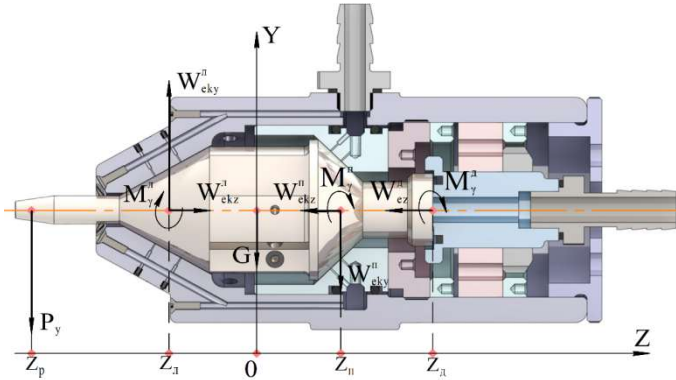


Рис. 3.8. Розрахункова схема для дослідження статичної стійкості

Для вирішення задачі статичної стійкості пневмошпинделя (в режимах підвісу або встановленого обертання) необхідно визначити статичні характеристики для кожної конічної опори в радіальному і осьовому напрямках. Тоді максимальне значення підйомної сили (радіальної чи осьової) у кожній із опор відповідатиме найбільшому допустимому ексцентриситету. Він відповідає мінімальному допустимому залишковому проміжку при максимальному ексцентриситеті, який для пневмошпинделів становить 2...4 мкм. Максимальні значення підйомних сил опор W_{eky}^n , W_{ekz}^n при підстановці у рівняння (3.1) і (3.2), зі знайденими реактивними моментами M_γ^d , M_γ^n , M_γ^d , дозволяють визначити максимальне статичне навантаження P_y , що прикладається до валу пневмошпинделя при виконанні корисної роботи. Вона є інтегральною величиною, що часто називається вантажопідйомністю приводу.

3.3.3. Розробка розрахункової схеми та дослідження статичних характеристик багатопорної системи

Розрахунок конічних аеростатичних опор виконаємо двома способами. Перший спосіб полягає в розробці розрахункової схеми та методики приведення вихідної конічної аеростатичної радіально-упорної опори до еквівалентної по тримальній здатності, жорсткості та витраті технологічного повітря комбінації типових опор. Тобто, конічна опора приводиться до еквівалентної за інтегральними характеристиками радіальної опори та підп'ятника, для яких існує аналітичне рішення [46], що дозволяє отримати чисельні значення характеристик. Отримання характеристик для типових опор засноване на аналітичному рішенні рівняння Рейнольдса методом збурень (МЗ). Аналогічним чином було досліджено раніше і одноопорну систему шпindelного вузла верстата різання монокристалів (див. п.2.1.3).

Для перевірки адекватності розробленої розрахункової схеми та методики приведення (або декомпозиції) вихідної конічної аеростатичної радіально-упорної опори до еквівалентної комбінації типових опор для отримання аналітичного рішення, нами були виконані розрахунки характеристик опор також другим способом – обчислювальним комп'ютерним експериментом. Він базується на отриманні чисельного рішення рівняння Нав'є-Стокса методом кінцевих елементів (МКЕ). З цією метою було розроблено методику проведення обчислювальних експериментів у середовищі САПР (CFD) на 3D моделі пневмошпиделя.

Вона включає: конструктивно точну (без спрощень) побудову 3D моделі опорної системи; визначення початкових та граничних умов роботи аеростатичних опор; отримання картини просторового розподілу тиску повітряного мастила по зазору; визначення значень інтегральних показників опор. Зміна величини C середнього зазору з повітряним мастилом при модифікації опорної системи виконувалася з кроком в 1 мкм. З таким самим кроком задавалася зміна ексцентриситету опори e , що відповідає навантаженню. Тобто вирішувалося завдання програмного визначення інтегральних характеристик – жорсткостей, сил реакцій опор та витрати технологічного повітря з максимально точного відтворення конструкції та умов роботи опори, включаючи ексцентриситет,

термодинамічні характеристики повітряного мастила. У ході обчислювальних експериментів визначався просторовий розподіл тиску та швидкості повітряного мастила в зазорі опор, тобто за конусом зі змінною товщиною стінки від 0,003 мм до 0,045 мм. На основі отриманого розподілу газодинамічних параметрів за зазором обчислювалися інтегральні характеристики, насамперед рівнодіючі сил, що діють на опорні поверхні ротора з боку повітряного мастила (рис. 3.9).

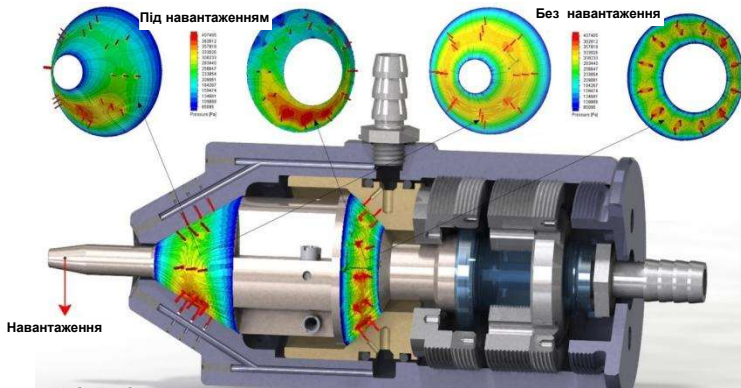


Рис. 3.9. Обчислювальний експеримент з дослідження навантажувальної здатності та характеристик аеростатичної опорної системи пневмошпинделя

Якщо зробити невидимим чи прозорим сам пневмошпиндель (див. рис. 3.9), то залишаться лише зображення просторових конусів зазорів із полем розподілу тисків та напрямків струму повітряного мастила. Так, для правої опори пневмошпинделя при встановленій величині середнього зазору $C = 25$ мкм, $p_a = 0,1$ МПа; $p_s = 0,5$ МПа, температурі мастила 20^0 С, для ексцентриситетів $e = 0$ мкм та $e = 10$ мкм отримуємо розподіл тиску, показаний на рис. 3.10.

При подальшому збільшенні ексцентриситету ($e = 15$ мкм та $e = 20$ мкм), вектор якого, як і зовнішнє навантаження, спрямований вниз, відбувається зміна картини розподілу тиску. Збільшується різниця між тиском у верхній і нижній частинами опори, утворюється яскраво виражена область найбільш високого тиску в частині опори, що звужується (рис. 3.11).

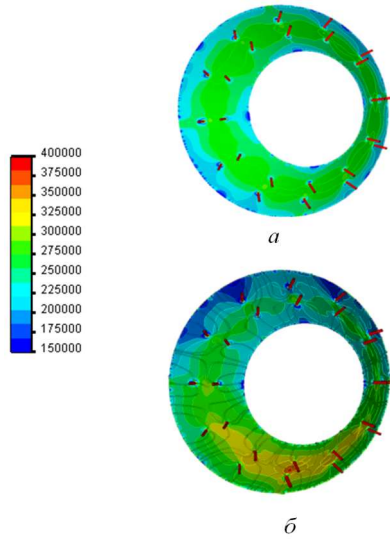


Рис. 3.10. Розподіл тиску повітряного мастила правої конічної аеростатичної опори при $e = 0$ мкм (*a*) та $e = 10$ мкм (*б*)

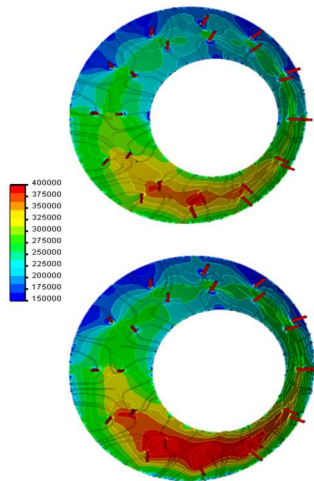


Рис. 3.11. Розподіл тиску повітряного мастила правої конічної аеростатичної опори при $e = 15$ мкм (*a*) та $e = 20$ мкм (*б*)

Розрахункова схема для перетворення конічної опори в еквівалентне їй поєднання типових опор - циліндричної (радіальної) і кругового під'ятника - створюють таку ж рівнодіючу силу реакції на дане навантаження, показана на рис. 3.12.

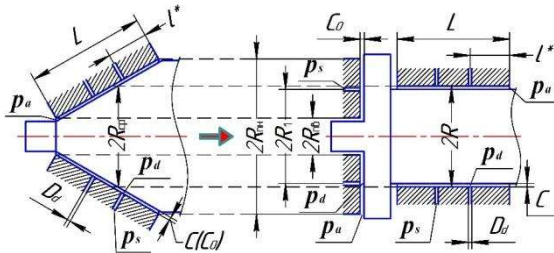


Рис. 3.12. Розрахункова схема багатоопорного безконтактного приводу

Для визначення методом збурень осьової вантажопідйомності конічній опорі ставиться у відповідність під'ятник, а для визначення радіальної вантажопідйомності – радіальна опора. На рис. 3.12 показано перетворення лівої конічної опори пневмошпинделя в радіальну і під'ятник. Аналогічно перетворюється і права опора. Розрахунок радіальної вантажопідйомності правої та лівої опор пневмошпинделя виконуємо за формулами (2.9) – (2.13). Розрахунок осьової вантажопідйомності проводимо за формулами (2.19) - (2.20), при цьому розрахункова схема під'ятника має одну лінію живильників, кількість яких і діаметри збігаються з вихідною опорою. Дане спрощення вносить додаткову похибку до розрахунку осьових сил, яка нівелюється вибором поправкового коефіцієнта виходячи з даних, отриманих іншими методами.

Визначення характеристик конічних аеростатичних опор в ході комп'ютерного експерименту в середовищі програми *CFD* не вимагає їх декомпозиції і дозволяє перевірити точність отриманих результатів. Чисельне рішення рівняння Нав'є-Стокса сітковим методом (МКЕ) являється об'єктивно точнішим, так як враховує колівні перетікання газового мастила, зміну його газодинамічних параметрів за висотою зазору, виникнення локальних областей із турбулентністю чи надзвуковими потоками тощо [114 - 117].

Так як рішення методом збурень має лінійний характер, зважаючи на сталість визначуваного коефіцієнта жорсткості, то збіжність результатів є змінною, без вираженої тенденції і знаходиться в коридорі від 5% до 10% відхилення від сіткового методу (комп'ютерного експерименту). Загалом це підтверджує адекватність запропонованого аналітичного методу розрахунку кінчних аеростатичних опор, що ґрунтується на декомпозиції (див. рис. 3.12).

Результати розрахунків характеристик лівої кінчної аеростатичної опори пневмошпинделя двома способами (МЗ та МКЕ) наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Результати розрахунків характеристик лівої кінчної аеростатичної опори пневмошпинделя

Середній зазор C , мкм	Тиск наддування p_s , атм	Ексцентриситет e , мкм	Реакції кінчної опори				Витрата повітря Q , м ³ /год		
			радіальна, $W_{eky}^л$, Н		осьова, $W_{ekz}^л$, Н		МЗ	МКЕ	
			МЗ	МКЕ	МЗ	МКЕ			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
35	4	0	0.0	0.0	211.2	215.0	3.08	2.65	
		5	14.2	13.1		211.2		211.9	2.85
		10	28.4	22.6		211.2		209.7	2.90
		15	42.6	37.9		211.2		201.1	3.03
		20	56.8	45.6		211.2		196.3	3.09
		25	71.0	66.7		211.2		182.5	3.23
		30	85.2	88.6		211.2		173.2	3.33
	5	0	0.0	0.0	309.0	299.7	3.46	2.75	
		5	17.4	16.4		309.0		294.0	2.97
		10	34.9	27.2		309.0		290.9	3.08
		15	52.3	41.8		309.0		279.0	3.12
		20	69.7	54.9		309.0		269.3	3.30
		25	87.1	76.5		309.0		250.0	3.43
		30	104.6	104.3		309.0		236.8	3.53
40	4	0	0.0	0.0	187.1	179.4	3.52	3.94	
		5	11.0	8.1		187.1		179.7	3.71
		10	22.0	16.0		187.1		172.3	3.82
		15	33.0	26.2		187.1		165.6	3.89
		20	43.9	41.7		187.1		163.3	3.89
		25	54.9	54.7		187.1		158.1	3.90
		30	65.9	61.7		187.1		152.6	3.91

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	5	35	76.9	72.0	266.5	144.9	3.52	3.99
		0	0.0	0.0		252.5		3.9
		5	13.2	13.4		253.4		3.86
		10	26.5	24.4		241.6		4.01
		15	39.7	33.4		233.4		4.12
		20	53.0	50.0		229.2		4.17
		25	66.2	63.6		219.5		4.29
		30	79.4	73.2		216.1		4.34
		35	92.7	86.9		203.8		4.5
45	4	0	0.0	0.0	170.2	161.5	3.96	4.44
		5	8.5	9.1		163.7		4.48
		10	17.1	16.5		152.8		4.51
		15	25.6	25.4		144.2		4.52
		20	34.1	32.5		142.2		4.54
		25	42.6	42.2		134.9		4.54
		30	51.2	50.8		130.6		4.66
		35	59.7	59.1		125.3		4.68
		40	68.2	69.5		117.3		4.63
	5	0	0.0	0.0	235.3	214.4	4.95	4.75
		5	10.3	11.2		215.0		4.76
		10	20.6	21.2		215.8		4.86
		15	30.9	31.0		205.9		4.88
		20	41.2	40.4		201.5		4.90
		25	51.5	51.6		192.8		5.09
		30	61.8	62.5		182.5		5.19
		35	72.1	74.4		173.2		5.29
		40	82.4	85.7		172.7		5.31

Результати аналогічних розрахунків правої опори наведено у табл. 3.2.

Аналіз наведених результатів показує, що розбіжності між величинами осьових, радіальних реакцій та тримальних здатностей (при максимальному ексцентриситеті e), визначених двома методами, знаходяться в допустимих з точки зору проектування приводів межах. Розбіжності пояснюються тим, що розрахунок по МКЕ враховує найбільшу кількість факторів і макронелінійність газодинамічних процесів. Для зручності аналізу отриманих даних представимо частину їх у наочному графічному вигляді. На рис. 3.13, *a* представлена нелінійна залежність $W_{eky} = f(e)$ (МКЕ) та

лінійна на основі аналітичного рішення для $C = 45$ мкм та тиску подачі $5 \cdot 10^5$ Па. На рис. 3.13, б представлені аналогічні залежності для $C = 40$ мкм, із зазначенням планок 5% і 10% похибки.

Таблиця 3.2

Результати розрахунків характеристик правої конічної аеростатичної опори пневмошпинделя

Середній зазор C , мкм	Тиск наддування p_s , атм	Ексцентриситет e , мкм	Реакції конічної опори				Витрата повітря Q , м ³ /год					
			радіальна W_{eky}^n , Н		осьова W_{eky}^n , Н		МЗ	МКЕ				
			МЗ	МКЕ	МЗ	МКЕ						
20	4	0	0.0	0.0	190.9	166.2	2.19	2.83				
		5	12.5	14.6		172.2		2.80				
		10	25.1	24.8		167.6		2.82				
		15	37.6	42.1		173.7		2.82				
	5	0	0.0	0.0	222.6	226.5	2.70	3.01				
		5	17.1	18.0		233.9		2.93				
		10	34.2	30.4		231.0		3.04				
		15	51.3	54.0		237.5		3.15				
25	4	0	0.0	0.0	144.6	150.7	2.75	3.67				
		5	10.0	10.8		145.6		3.64				
		10	20.0	22.1		142.5		3.60				
		15	29.9	32.2		147.4		3.58				
		20	39.9	39.7		150.7		3.59				
	5	0	0.0	0.0	175.2	193.9	3.4	3.87				
		5	12.9	14.5		199.2		3.84				
		10	25.8	29.2		206.9		3.84				
		15	38.7	41.7		213.3		3.89				
		20	51.6	49.3		217.3		3.94				
		30	4	0		0.0		0.0	121.3	111.6	3.3	4.52
				5		7.5		6.9		116.0		4.52
10	15.1			16	122.2	4.53						
15	22.6			24.6	120.0	4.48						
20	30.1			33.1	124.1	4.41						
25	37.7			41.2	133.3	4.42						
5	0		0.0	0.0	143.8	172.2	4.12	4.96				
	5		9.2	9.6		173.2		4.95				
	10		18.3	21.8		177.7		4.87				
	15		27.5	33.0		184.1		4.86				
	20	36.7	45.2	196.0	4.78							
	25	45.9	55.5	200.2	4.80							

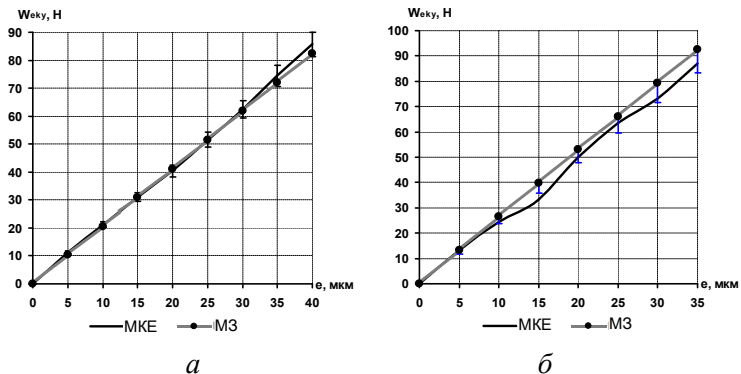


Рис. 3.13. Залежності радіальної підйомної сили від ексцентриситету e при середньому зазорі $C = 45$ мкм (а) та $C = 40$ мкм (б)

Розрахунок осьової підйомної сили виконано також двома методами. Чисельне рішення сіточним методом показало плавне зниження осьової сили зі зростанням ексцентриситету. При цьому МКЕ дозволяє отримати нелінійну залежність $W_{ekz} = f(e)$ на макрорівні для кожного розрахункового випадку. На мікрорівні – у межах елементарного обсягу – вирішуються лінеаризовані рівняння, а далі параметричний простір «зшивається». З цієї причини МКЕ має максимально високу точність на сучасному етапі досліджень, яка залежить від обчислювальних можливостей дослідника, що задає розміри елементарного обсягу сітки та всього розрахункового простору [114, 115]. У межах кожного обчислювального випадку виконується кілька експериментів (серій обчислень) для:

- підтвердження збіжності одержаних результатів;
- перевірки відповідності результатів їх апріорній оцінці;
- дослідження впливу встановлених налаштувань, у тому числі за точністю розрахунку, на чутливість за вихідними параметрами, оскільки у ряді випадків підвищення обчислювальної точності та значне зростання споживання обчислювальних ресурсів не призводять до уточнення результатів;

- перевірки впливу початкових та граничних умов, їх рівнів варіювання на зміщення результатів від отриманих раніше та від апіорної оцінки та ін.

На рис. 3.14 показана створена сітка розрахункового повітряного об'єму (обведена контуром) конічних опор пневмошпинделя для обчислювальних експериментів, результати яких були представлені на рис. 3.9, 3.10, 3.11, 3.13, табл. 3.1 та 3.2. Загальна кількість комірок розрахункової сітки у даному випадку становить 69294.

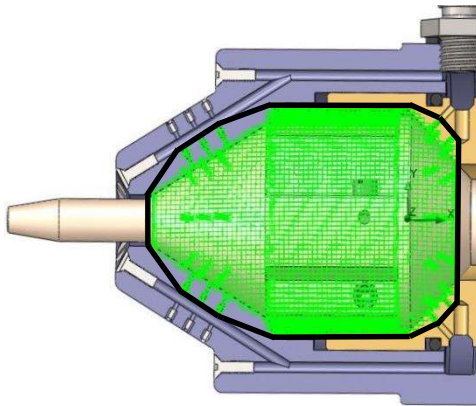


Рис. 3.14. Сітка розрахункового об'єму на моделі пневмошпинделя для обчислювального комп'ютерного експерименту

Наведемо варіант початкових умов для обчислювальних експериментів МКЕ щодо визначення газодинамічних параметрів та інтегральних характеристик аеростатичної опорної системи пневмошпинделя:

- середовище – повітря;
- тиск - 101325 Па;
- температура - 20 С⁰;
- інтенсивності турбулентності - 10%.

Основні граничні умови:

- тиск на вході в зазор - 101325 Па;
- температура - 20 С⁰;
- інтенсивності турбулентності - 2%.

- поверхням ротора і шипа присвоєна шорсткість в 0,6 мкм, з нульовою швидкістю обертання та переміщення.

Особливу увагу слід приділити *апріорній оцінці очікуваних результатів* обчислювального експерименту, без якої фактично неможливо вийти на адекватний рівень результатів обчислень. Дослідник повинен представляти загалом той результат (за рівнями параметрів та характеристик), який має отримати у процесі машинних розрахунків. Без цієї умови варіювання десятками налаштувань і параметрів, що встановлюються, не має сенсу і в результаті обчислення призведе до серйозних помилок. Не відповідність віртуальної моделі і виконаним на її основі інженерним розрахункам реальному об'єкту досліджень і реальним процесам, що відбуваються в ньому – головна проблема обчислювальних експериментів. Тому на всіх етапах моделювання та досліджень необхідні експертні оцінки, на основі яких формується апріорно очікуваний результат. У свою чергу основою для формування експертних оцінок є:

- параметри та характеристики, отримані в ході випробувань та розрахунків найближчих технічних аналогів досліджуваного об'єкта, досвід їх проектування та експлуатації;

- аналіз тих фізичних процесів, де проявляють себе досліджувані характеристики та параметри, в даному випадку йдеться про ламінарну течію газу в зазорі аеростатичних опор, його дроселюванні, формуванні зон локальної турбулентності та перетіканні газу всередині зазору, в'язкості тощо;

- результати дослідження даного об'єкта іншими методами, в даному випадку пневмошпіндель та його опорна система досліджуються за допомогою отриманого аналітичного рішення (методом збурень) та у процесі лабораторних випробувань експериментального зразка пневмошпінделя.

Для розрахунку методом збурень осьових реакцій, кінчна опорна поверхня в розрахунковій схемі (див. рис. 3.12) була перетворена на підп'ятник. Необхідно зауважити, що осьова здатність підп'ятника не залежить від радіального ексцентриситету, а в кінчній опорі така залежність існує. Тому на основі аналітичного рішення визначалося тільки одне значення осьової сили $W_z(0)$, що відповідає співвісному положенню або нульовому

радіальному ексцентриситету. Використовуючи отриману точку $W_z(0)$ були побудовані лінійні залежності для кожного розрахункового випадку, що апроксимують нелінійні рішення МКЕ, і на їх основі отримана залежність:

$$W_{ekz}(e) = 0,25 p_s \cdot W_z(0) - 0,35 p_s \cdot e. \quad (3.3)$$

Дана формула показує лінійну залежність осьових підйомних сил від ексцентриситету для конусних аеростатичних опор і дозволяє її отримати, базуючись на аналітичному рішенні для нульового ексцентриситету. При цьому збіжність результатів для лівої широкої опори ($\lambda=1,2$) вище, ніж для правої вузької опори ($\lambda=0,5$). Відхилення від результатів розрахунків по МКЕ не перевищує 10%.

Покажемо у графічному вигляді залежності осьової підйомної сили від радіального ексцентриситету для лівої конічної опори пневмошпинделя за різних тисків наддування. На рис. 3.15 представлені нелінійна залежність $W_{ekz} = f(e)$ (МКЕ) та лінійна, отримана аналітично (МЗ), для середніх зазорів 35 мкм, 40 мкм та 45 мкм, а також тиску подачі газового мастила $4 \cdot 10^5$ Па.

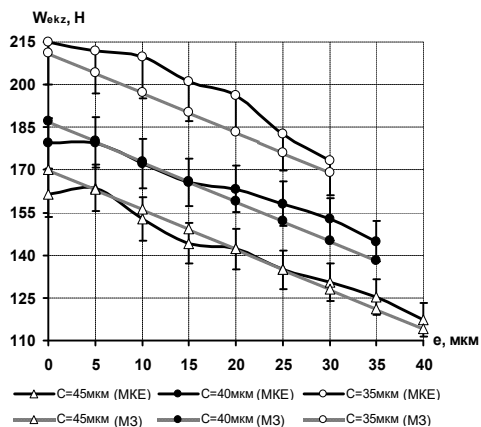


Рис. 3.15. Залежності осьової підйомної сили від ексцентриситету при тиску наддування $4 \cdot 10^5$ Па

На рис. 3.16 представлені аналогічні залежності при тиску подачі $5 \cdot 10^5$ Па. На кривих чисельного рішення вказано планки 7% похибки.

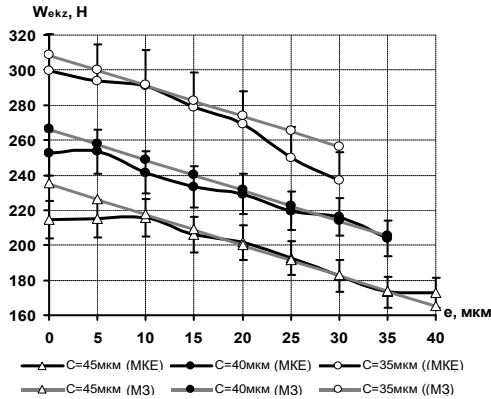


Рис. 3.16. Залежності осової підйомної сили від ексцентриситету при тиску наддування $5 \cdot 10^5$ Па

Аналогічно можуть бути побудовані залежності для правої опори пневмошпинделя (див. табл.3.2).

У діапазонах параметрів, що задаються, розраховане максимальне радіальне навантаження на ліву опору становить 104 Н, а на праву 54 Н. Максимальне осове навантаження на ліву опору становить 300 Н, при цьому на праву - 238 Н.

Для лівої опори середні величини розбіжностей результатів обчислень двома методами – аналітичним (М3) та чисельним (МКЕ) у відсотковому вираженні склали:

- за радіальними силами – 7,1%;
- за осовими силами – 2,1%.

Середні величини розбіжностей результатів для правої опори:

- за радіальними силами – 6,8%;
- за осовими силами – 9,2%.

Середнє відхилення за результатами всіх обчислень складає 6,3%.

Це показує, що запропонована методика визначення осових та радіальних сил конічних аеростатичних опор (а отже, і

відповідних тримальних здатностей) має достатню точність для використання при проектуванні безконтактних приводів.

Розподіл тиску повітряного мастила по зазору між конічними поверхнями має складний характер, особливо у разі виникнення ексцентриситету між ними. У напрямку твірної йде зниження тиску між двома рядами живильників, що зменшує області підвищеного тиску та знижує тримальну здатність опори. Для усунення цього недоліку перетворимо дві лінії по 12 живильників на три лінії по 8 живильників. На рис. 3.17 покажемо модель пневмошпинделя з трьома лініями та конус мастильного шару лівої опори з розрахованим МКЕ полем тисків (при $e = 0$), виділимо середню область де відбувається підвищення тиску при переході від двох до трьох ліній живильників.

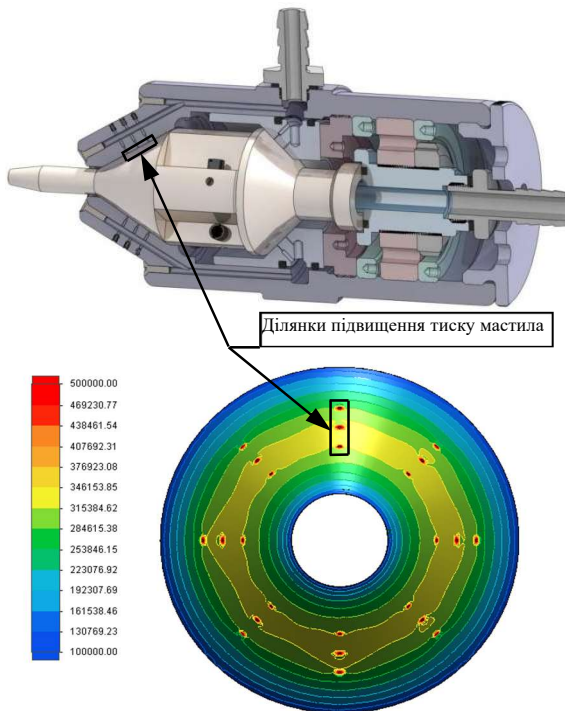


Рис. 3.17. Пневмошпиндель із посиленою лівою опорою третьою лінією живильників

Уздовж та по середині виділеної на рис. 3.17 ділянки покажемо розраховані за МКЕ значення тиску повітряного мастила для двох варіантів лівої конічної опори – з двома та трьома лініями живильників (рис. 3.18).

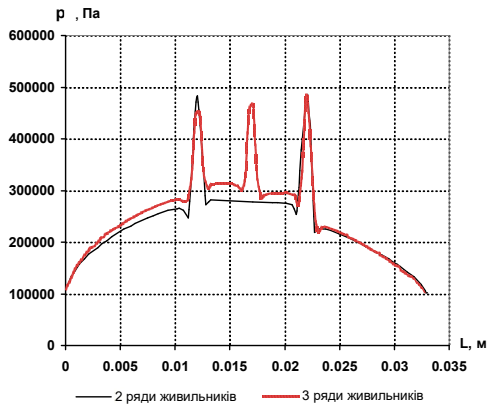


Рис. 3.18. Характер зміни тиску мастила вздовж утворюючої конічної опорної поверхні, що проходить через лінії живильників

Отримані залежності розподілу тиску показують, що розподіл подачі повітряного мастила в зазор лівої опори на три лінії живильників призвело до більш рівномірного розподілу її потоків. При цьому в середній частині конусної поверхні, де розташовуються лінії обмежувачів витрати (частина цієї області виділена на рис. 3.17), відбулося зростання рівня тиску повітряного мастила в зазорі. Виконані надалі розрахунки по МКЕ на 3D моделі пневмошпинделя показали збільшення вантажопідйомності лівої аеростатичної опори з трьома лініями живильників не менше ніж на 10%, при збереженні незмінними інших умов, налаштувань та параметрів.

Для вирішення питання про статичну стійкість пневмошпинделя необхідно розглядати ротор та його опори як єдину механічну систему. У даній двохопорній конструкції такий підхід є єдино можливим і необхідним, тому що осьові реакції правої та лівої аеростатичних опор завжди спрямовані назустріч і

для виникнення підвісу ротора повинні врівноважуватися між собою.

При статичній рівновазі в стані підвісу головний вектор зовнішніх сил повинен дорівнювати нулю, тому, поряд з врівноважуванням осьових сил, повинні врівноважуватися і радіальні. За відсутності технологічних сил виникають вертикальні радіальні реакції опор, які врівноважують силу тяжіння ротора. У режимі саморегулювання встановлюється певний радіальний ексцентриситет опор, що відповідає рівновазі. Врівноваження осьових реакцій лівої та правої опор також відбувається в режимі саморегулювання, у ході якого самовстановлюються і величини їх середніх зазорів. Сумарний зазор опор встановлюється конструктивно при складанні і налаштуванні пневмошпинделя за допомогою фіксації взаємного положення корпусу і під'ятника. Як розподілиться зафіксований у конструкції сумарний зазор між аеростатичними опорами залежить від осьових жорсткостей кожної з опор. Враховуючи, що опори пневмошпинделя мають різну конструкцію та геометрію конічних тримальних поверхонь, зазори в загальному випадку розподіляються між конічними підшипниками не рівномірно.

З метою визначення величин зазорів при статичному положенні рівноваги ротора на двох аеростатичних конічних опорах, осьові реакції яких спрямовані назустріч, побудуємо для кожної з опор залежність осьової сили від середнього зазору на малому ексцентриситеті (рис. 3.19). Тоді перетин кривих $W_{ekz} = f(C)$ з горизонтальною прямою покаже величини середніх зазорів на опорах, що відповідають рівним за величиною реакціям і рівновазі ротора в осьовому напрямку в умовах відсутності зовнішнього навантаження.

Стану рівноваги ротора можуть відповідати різні величини зазорів правої та лівої опор. На рис. 3.19 видно, що зазору правої опори 20 мкм відповідає зазор лівої 38 мкм і, аналогічно, зазору 30 мкм - 44 мкм.

Конструкція конічних опор дозволяє регулювати величину зазорів, тому ми можемо вибрати ту пару зазорів, яка забезпечуватиме найкращу динамічну стійкість на заданих швидкісних режимах, а їхню сумарну величину встановити на

шпинделі за допомогою притискного кільця *11*, що визначає взаємне положення підп'ятника *2* і корпусу *10* (див. рис. 3.7).

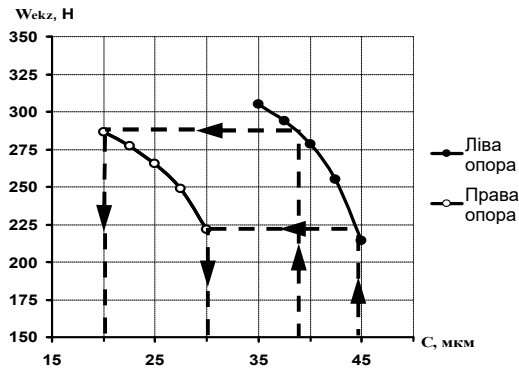


Рис. 3.19. Графічне визначення положення рівноваги ротора в осьовому напрямку

Вирішуючи систему (3.1) та рівняння моментів (3.2), при відомих максимальних значеннях тримальних здатностей, які відповідають парі зазорів (див. рис. 3.19), визначимо максимальне навантаження P_y для трьох різних налаштувань пневмошпинделя (табл. 3.3). Виходячи з розрахункової схеми (див. рис. 3.8), дія радіального навантаження призводить до виникнення моменту, що врівноважується моментами в опорах (реактивними моментами $M_{\gamma}^n, M_{\gamma}^n$) і моментами від реакцій цих опор. При цьому максимальне радіальне навантаження W_{eky}^n виникає на лівій опорі, що показують розрахунки, наведені в табл. 3.3.

Слід зазначити, що на рис. 3.19 та таблиці 3.3 розглянуті «м'які» налаштування пневмошпинделя, при яких мінімальний зазор припадає на праву опору і становить 20мкм. У такому стані, коли жорсткості опор не великі, пневмошпиндель із жорстким ротором (як у нашому випадку) більш стійко проходить критичні частоти і може працювати на максимально високих частотах обертання. Для пневмошпинделя, що розглядається, розрахунковою максимальною частотою обертання є 148,5 тис. об/хв. На таких частотах обертання реалізується високошвидкісна

механічна обробка, при якій і зусилля різання знижуються в 1,5...2,5 рази, тому зусилля в 100 Н є цілком прийнятними. Якщо ж зробити регульовану опорну систему пневмошпинделя жорсткішою, перейшовши на мінімальний зазор правої опори 10 ... 12 мкм і посиливши її додатково зенкуванням живильників і внутрішнім лабіринтним ущільненням (про це буде сказано в 4 главі), то максимальне допустиме навантаження збільшиться приблизно в 3 рази. Але на жорсткіших опорах шпиндель буде менш стійкий при проходженні критичних режимів на розгоні.

Таблиця 3.3

Варіанти налаштування пневмошпинделя

Параметр	Мінімальний зазор	Середній зазор	Максимальний зазор
Зазор лівої опори $C^л$, мкм	38	42	44
Вантажопідйомність лівої опори $W_{екy}^л$, Н	109	100	96
Зазор правої опори $C^п$, мкм	20	25	30
Вантажопідйомність правої опори $W_{екy}^п$, Н	42	39	38
Максимальне радіальне навантаження P_y , Н	60	54	51

3.4. Коливання, резонансні процеси та шляхи підвищення стійкості швидкісних режимів

Вирішення завдання створення роторних машин з високою частотою обертання при забезпеченні необхідного технічного ресурсу та надійності потребує дослідження динаміки приводів при розгоні та переході через «критичні частоти обертання». Вони характеризуються виникненням резонансних явищ у коливальній системі «ротор – опори» з інтенсивним зростанням амплітуди коливань та динамічних навантажень на опори.

У досліджуваному пневмошпинделі ротор є "жорстким". Його деформований стан при максимальних навантаженнях за своєю геометрією настільки близький до вихідного – ненавантаженого, що дозволяє не враховувати крутильні та згинальні коливання, а в поздовжньому та поперечному напрямках розглядати коливання ротора як абсолютно твердого тіла. Фактично ротор прийнято вважати жорстким, якщо його жорсткість як балки, опертої на опори, перевищує жорсткість опор у 5 – 6 разів [71], що у нашому випадку виконується з багаторазовим запасом.

З іншого боку, навіть жорсткий збалансований ротор на опорах будь-якого типу та жорсткості динамічно стійкий лише на малих (докритичних) частотах обертання. Перехід через критичні швидкості для жорсткого ротора в непружних опорах, наприклад, шарикопідшипникових практично не можливий. Енергія неминуче виникаючого коливального процесу не буде розсіюватися, а призводить до зростання динамічної складової реакцій в опорах кочення і руйнувати їх. У цьому випадку необхідно максимально скоротити час проходження резонансних явищ (час зростання енергії коливальних рухів системи) та/або навчитися відбирати енергію коливального процесу від механічної системи за межами опорної системи, пропускаючи її через опори.

Але відомо, що ротори можуть проходити критичні швидкості за умови зменшення жорсткості динамічної системи «ротор - опори». Тоді за рахунок м'якості опор відбувається інтенсивніше дисипація енергії коливань. Тут можливі варіанти реалізації і за рахунок піддатливості ротора (гнучкий вал), і за рахунок піддатливості пружних опор [71], чи їх комбінації. У нашому випадку жорсткий вал пневмошпинделя встановлений на регульованих опорах з газовим мастилом, які володіють достатнім діапазоном настроюваних жорсткостей, а, отже, і настроюваною піддатливістю для проходження критичних частот обертання.

Однак слід враховувати, що демпфуючі властивості газового мастила відносно невисокі, тому досягнення динамічної стійкості опорної аеростатичної системи необхідно добиватися не тільки демпфуванням, але також зменшенням енергії коливального процесу і, особливо, тривалості знаходження динамічної системи в критичній області. Всі ці фактори мають бути враховані під час проєктування високошвидкісних приводів. Але точний

теоретичний їх облік утруднений через складність математичного опису коливальних процесів у механічних системах, у яких накладаються коливальні процеси різних динамічних підсистем – кожної з опор, ротора, інструменту та заготівлі при механічній обробці тощо. У цьому випадку особливого значення набуває регульованість механічної системи приводу, що закладається при розробці, яка дозволяє значно змінювати властивості коливальної системи і підлаштовувати її при експлуатації.

Відомо, що енергія E коливального процесу пропорційна жорсткості і квадрату амплітуди коливань [73], тому необхідно дослідити умови зменшення цієї енергії на критичних режимах за рахунок регулювання (зниження) жорсткості опор, враховуючи також зміну амплітуди.

Враховуючи що $k = \sqrt{\frac{K_x}{M}}$ (див. п.2.3) є циклічною чи власною частотою динамічної системи приводу, а $n = \frac{b}{2M}$ – зведеним коефіцієнтом демпфування, рішення рівняння (2.30.) для гармонійних вимушених коливань вздовж осі OX дозволяє визначити амплітуду A_* загасаючих коливань:

$$A_* = e^{-nt} \sqrt{x_0^2 + \frac{(\dot{x}_0 + nx_0)^2}{k_*^2}}, \quad (3.4)$$

де $k_* = \sqrt{k^2 - n^2}$ – власна частота системи з демпфуванням [76, 88].

Аналізуючи (3.4), бачимо, що величина A_* пропорційна відношенню $\frac{n}{k}$, отже, амплітуду можна зменшити через збільшення сил опору в опорах, але це призведе до зниження ККД приводу. Зменшення власної частоти системи призводить до зростання амплітуди і квадратичного збільшення енергії коливань, але при цьому баланс між енергією, що підводиться до системи, і розсіюється за рахунок демпфування зміщується у бік збільшення розсіювання.

За інших рівних умов частка відведеної енергії згідно (2.32) і (2.33) збільшується, оскільки робота сил опору пропорційна квадрату амплітуди, а енергія, що підводиться до коливальної системи ззовні, пропорційна першому ступеню амплітуди. Крім того, амплітуда збурювальної сили, обумовленої дисбалансом, також пропорційна квадрату кутової швидкості і разом із зниженням критичної частоти обертання призводить до зменшення амплітуди вимушених коливань.

У запропонованій конструкції пневмошпинделя використовуються конічні аеростатичні опори з регульованими величинами зазору та тиску, а значить і жорсткості. Діапазон регулювання даних параметрів наведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Діапазон регулювання жорсткості та власних частот на «м'якому» налаштуванні пневмошпинделя

Параметр	Мінімальний зазор	Середній зазор	Максимальний зазор
Середній зазор лівої опори $C^л$, мкм	38	42	44
Жорсткість лівої опори $K^л$, Н/мкм	3.82	3.12	2.83
Середній зазор правої опори $C^п$, мкм	20	25	30
Жорсткість правої опори $K^п$, Н/мкм	6.83	5.16	3.67
Власні частоти коливань ν , Гц	19.45	16.91	14.77
	288.70	252.97	225.19
	290.78	252.98	226.80
	526.98	458.47	411.04
	527.33	458.78	411.32

Таким чином, зниження критичних частот (за рахунок зменшення жорсткості опор) з одночасним збільшенням у них зазору з газовим мастилом дозволяють збільшити динамічну стійкість багатоопорної системи на критичних частотах обертання.

Досліджуємо динаміку двохопороного безконтактного приводу при виникненні коливань у площині, що збігається з віссю обертання за відомими методиками коливань твердого тіла [25, 73, 76, 78, 81]. При роботі ротор пневмошпинделя підвішений в потоці

газу, який подається в зазор під надлишковим тиском через живильники і обтікає вал по зазору, створюючи сили реакції (газодинамічної природи) і не дозволяючи йому наблизитися до торкання з корпусом (у лівій опорі) або під'ятником (в правій опорі). Сили реакції з боку газу створюють «повітряну подушку», яка має властивості пружності з лінійною або близькою до лінійної жорсткості (рис. 3.20).

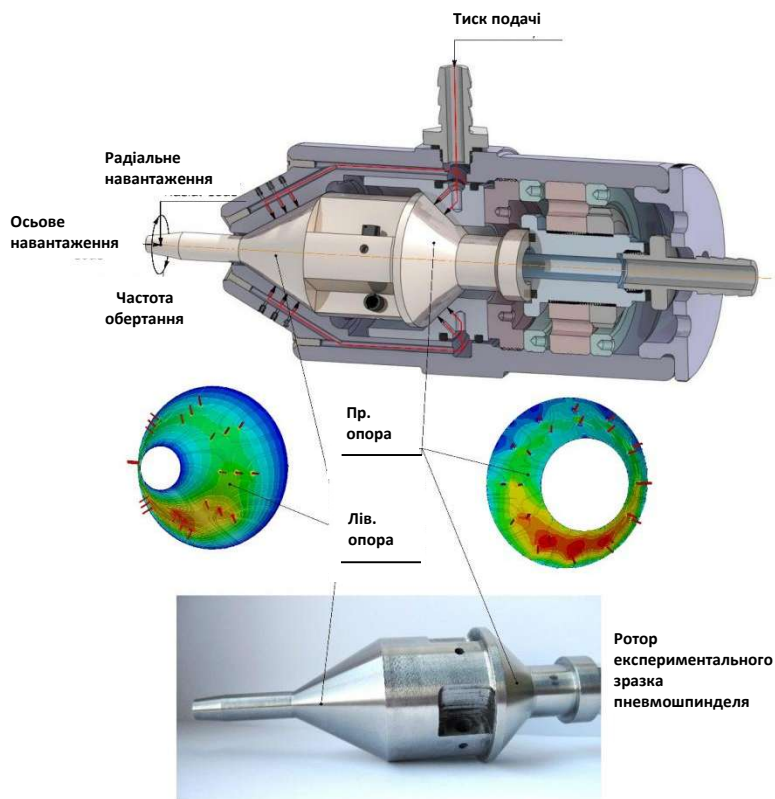


Рис. 3.20. Ротор пневмошпинделя та повітряне мастило, що створює пружні сили реакції на конічних тримальних поверхнях його правої та лівої аеростатичних опор при функціонуванні

За пружними властивостями жорсткість шару повітряного мастила близька до жорсткості циліндричної пружини, так як має приблизно постійний коефіцієнт на виникаючому зміщенні. На рис. 3.21 показана розрахункова схема (модель) для дослідження динаміки ротора приводу при коливаннях у площині YOZ із заміною повітряного мастила на аналогічні їй за пружними властивостями умовні пружини.

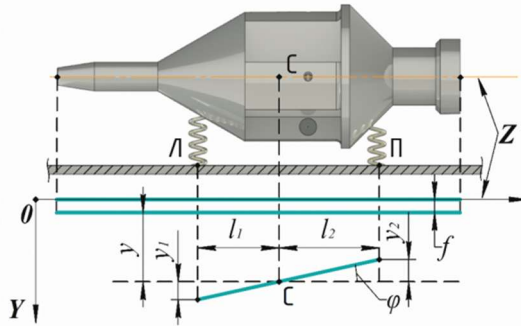


Рис. 3.21. Модель дослідження динаміки на несиметричних опорах

Дослідження динаміки приводу на двох аеростатичних підшипниках має такі особливості:

- ротор має не симетричну конструкцію та його центр мас знаходиться не посередині;
- аеростатичні опори мають різну жорсткість через різну геометрію їх конічних тримальних поверхонь.

Необхідно дослідити коливання приводу в його середній вертикальній площині (YOZ) за наступних умов: маса ротора m , відстань від центру тяжіння C до вертикальних площин, проведених через центри утворюючих конусів правої та лівої опор ротора, дорівнюють l_1 і l_2 , ρ – радіус інерції щодо осі, що проходить через центр мас та перпендикулярної площини YOZ , жорсткості умовних (віртуальних) пружин $K_{Л}^e$ і $K_{П}^e$.

Так як досліджувані коливання приводу відбуваються в середній вертикальній площині, система має два ступені свободи. За узагальнені координати приймемо вертикальне переміщення y центру мас C приводу при поперечному зміщенні ротора і кут φ

його повороту навколо осі, що проходить через точку C і перпендикулярної площини YOZ (див. рис. 3.21).

Тоді кінетична енергія коливальної системи або ротора при коливальних рухах на підставі теореми Кеніга дорівнюватиме:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{y}^2 + \frac{1}{2} I_C \dot{\varphi}^2, \quad (3.5)$$

де $I_C = m \rho^2$ – момент інерції ротора при обертанні в площині коливань щодо центру мас C .

Потенціальна енергія Π системи складається із потенціальної енергії $\Pi_1 = -mgy$ сили тяжіння та потенціальної енергії $\Pi_2 = \Pi_L + \Pi_{II}$ пружин L (що імітує ліву опору) і II (що імітує праву опору).

З розрахункової схеми рис. 3.21 видно, що деформація пружини A від положення рівноваги для малих кутів дорівнює $y - y_1 = y - l_1 \varphi$, а з урахуванням статичної деформації f_L вона буде $f_L + y - l_1 \varphi$. Тому потенціальні енергії умовних пружин L і II рівні відповідно:

$$\Pi_L = \frac{1}{2} K_L^\varepsilon (f_L + y - l_1 \varphi)^2 - \frac{1}{2} K_L^\varepsilon f_L^2; \quad (3.6)$$

$$\Pi_{II} = \frac{1}{2} K_{II}^\varepsilon (f_{II} + y + l_2 \varphi)^2 - \frac{1}{2} K_{II}^\varepsilon f_{II}^2.$$

Тоді потенціальна енергія або енергія положення всієї механічної системи «ротор-опори» набуває такого вигляду:

$$\Pi = -mgy + \frac{1}{2} K_L^\varepsilon (f_L + y - l_1 \varphi)^2 + \frac{1}{2} K_{II}^\varepsilon (f_{II} + y + l_2 \varphi)^2 - \frac{1}{2} K_L^\varepsilon f_L^2 - \frac{1}{2} K_{II}^\varepsilon f_{II}^2 \quad (3.7)$$

Сили умовних пружин, як і газового мастила, мають потенціальний характер, тому для даної системи в положенні рівноваги (при $y=0$ и $\varphi=0$) повинні виконуватись рівності:

$$\left. \frac{\partial \Pi}{\partial y} \right|_{\substack{y=0 \\ \varphi=0}} = 0 \quad \text{і} \quad \left. \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right|_{\substack{y=0 \\ \varphi=0}} = 0.$$

На цій підставі:

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \Pi}{\partial y} \right|_{\substack{y=0 \\ \varphi=0}} &= \left[-mg + K_{\text{Л}}^{\varepsilon} (f_{\text{Л}} + y - l_1 \varphi) + K_{\text{П}}^{\varepsilon} (f_{\text{П}} + y + l_2 \varphi) - \frac{1}{2} K_{\text{Л}}^{\varepsilon} f_{\text{Л}}^2 - \frac{1}{2} K_{\text{П}}^{\varepsilon} f_{\text{П}}^2 \right]_{\substack{y=0 \\ \varphi=0}} = \\ &= -mg + K_{\text{Л}}^{\varepsilon} f_{\text{Л}} + K_{\text{П}}^{\varepsilon} f_{\text{П}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right|_{\substack{y=0 \\ \varphi=0}} &= \left[-K_{\text{Л}}^{\varepsilon} l_1 (f_{\text{Л}} + y - l_1 \varphi) + K_{\text{П}}^{\varepsilon} l_2 (f_{\text{П}} + y + l_2 \varphi) - \frac{1}{2} K_{\text{Л}}^{\varepsilon} f_{\text{Л}}^2 - \frac{1}{2} K_{\text{П}}^{\varepsilon} f_{\text{П}}^2 \right]_{\substack{y=0 \\ \varphi=0}} = \\ &= -K_{\text{Л}}^{\varepsilon} l_1 f_{\text{Л}} + K_{\text{П}}^{\varepsilon} l_2 f_{\text{П}}. \end{aligned}$$

Отже, параметри системи задовольняють умовам:

$$\begin{aligned} -mg + K_{\text{Л}}^{\varepsilon} f_{\text{Л}} + K_{\text{П}}^{\varepsilon} f_{\text{П}} &= 0; \\ -K_{\text{Л}}^{\varepsilon} l_1 f_{\text{Л}} + K_{\text{П}}^{\varepsilon} l_2 f_{\text{П}} &= 0. \end{aligned} \tag{3.8}$$

Розкриємо у виразі для потенціальної енергії дужки та згрупуємо члени:

$$\begin{aligned} \Pi &= (-mg + K_{\text{Л}}^{\varepsilon} f_{\text{Л}} + K_{\text{П}}^{\varepsilon} f_{\text{П}})y + (K_{\text{Л}}^{\varepsilon} l_1 f_{\text{Л}} - K_{\text{П}}^{\varepsilon} l_2 f_{\text{П}})\varphi + \frac{1}{2}(K_{\text{Л}}^{\varepsilon} + K_{\text{П}}^{\varepsilon})y^2 + \\ &+ (K_{\text{П}}^{\varepsilon} l_2 - K_{\text{Л}}^{\varepsilon} l_1)y\varphi + \frac{1}{2}(K_{\text{Л}}^{\varepsilon} l_1^2 + K_{\text{П}}^{\varepsilon} l_2^2)\varphi^2 \end{aligned}$$

або, зважаючи на рівність (3.8):

$$\Pi = \frac{1}{2}(K_{\text{Л}}^{\varepsilon} + K_{\text{П}}^{\varepsilon})y^2 + (K_{\text{П}}^{\varepsilon} l_2 - K_{\text{Л}}^{\varepsilon} l_1)y\varphi + \frac{1}{2}(K_{\text{Л}}^{\varepsilon} l_1^2 + K_{\text{П}}^{\varepsilon} l_2^2)\varphi^2.$$

Рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial L}{\partial y} = 0;$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0,$$

де $L = T - \Pi$ – функція Лагранжа.

Тоді з урахуванням отриманих співвідношень та після елементарних перетворень приводиться до вигляду:

$$m\ddot{y} + (K_{Л}^{\varepsilon} + K_{П}^{\varepsilon})y + (K_{П}^{\varepsilon}l_2 - K_{Л}^{\varepsilon}l_1)\varphi = 0;$$

$$I_C\ddot{\varphi} + (K_{П}^{\varepsilon}l_2 - K_{Л}^{\varepsilon}l_1)y + (K_{Л}^{\varepsilon}l_1^2 + K_{П}^{\varepsilon}l_2^2)\varphi = 0.$$

Запишемо отримані диференціальні рівняння лінійних чи малих коливань приводу в такий спосіб:

$$\begin{cases} \ddot{y} + ay + b\varphi = 0; \\ \ddot{\varphi} + \frac{b}{\rho^2}y + \frac{e}{\rho^2}\varphi = 0, \end{cases} \quad (3.9)$$

$$\text{де } a = \frac{K_{Л}^{\varepsilon} + K_{П}^{\varepsilon}}{m}, \quad b = \frac{K_{П}^{\varepsilon}l_2 - K_{Л}^{\varepsilon}l_1}{m}, \quad e = \frac{K_{Л}^{\varepsilon}l_1^2 + K_{П}^{\varepsilon}l_2^2}{m}.$$

Розв'язання системи рівнянь (3.9) представимо в наступній формі:

$$y = A \sin(kt + \varepsilon), \quad \varphi = B \sin(kt + \varepsilon),$$

де A, B – амплітуди гармонійних коливань;

k – циклічна або кругова частота коливань;

ε – початкова фаза коливань.

Підставляючи u, \dot{u}, ϕ і $\ddot{\phi}$ у диференціальні рівняння руху та прирівнюючи нулю коефіцієнти при $\sin(kt + \varepsilon)$, отримуємо систему двох лінійних однорідних алгебраїчних рівнянь відносно A і B :

$$\begin{cases} (a - k^2)A + bB = 0, \\ \frac{b}{\rho^2}A + \left(\frac{e}{\rho^2} - k^2\right)B = 0. \end{cases} \quad (3.10)$$

Так як при коливаннях амплітуди A і B не дорівнюють нулю одночасно, то детермінант системи повинен дорівнювати нулю:

$$\begin{vmatrix} a - k^2 & b \\ \frac{b}{\rho^2} & \frac{e}{\rho^2} - k^2 \end{vmatrix} = 0.$$

Рівняння частот (або вікове рівняння) після розкриття детермінанта та групування членів набуває вигляду:

$$k^4 - \left(\frac{e}{\rho^2} + a\right)k^2 + \frac{ae - b^2}{\rho^2} = 0.$$

Воно має рішення відносно k^2 :

$$k_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{e}{\rho^2} + a \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{e}{\rho^2} + a \right)^2 - \frac{ae - b^2}{\rho^2}}.$$

З першого рівняння системи (3.10) знаходимо відношення амплітуд

$$\begin{aligned} \mu_1 &= \frac{A_1}{B_1} = \frac{b}{k_1^2 - a}; \\ \mu_2 &= \frac{A_2}{B_2} = \frac{b}{k_2^2 - a} \end{aligned}$$

Тоді загальне рішення диференціальних рівнянь малих коливань (3.9) має вигляд:

$$y = \mu_1 B_1 \sin(k_1 t + \varepsilon_1) + \mu_2 B_2 \sin(k_2 t + \varepsilon_2);$$

$$\varphi = B_1 \sin(k_1 t + \varepsilon_1) + B_2 \sin(k_2 t + \varepsilon_2).$$

Коефіцієнти k_1 , k_2 , μ_1 і μ_2 обчислюються за встановленими вище формулами, а довільні постійні B_1 , B_2 , ε_1 і ε_2 визначаються з початкових умов.

Таким чином, ротор у поздовжній площині, що проходить через центр мас, здійснює складний коливальний рух, що складається з двох – поперечних коливань і поворотних навколо центру мас, які взаємозалежні та утворюють перше та друге головні коливання. Відповідно до отриманого загального рішення можуть бути визначені узагальнені координати y, φ для будь-якого моменту часу, виходячи з початкових умов.

Слід зазначити той факт, що якщо ротор матиме симетричну конструкцію та однакові опори, тобто:

$$K_{л1}^e = K_{л2}^e = K^e \text{ и } l_1 = l_2 = l,$$

тож, так як $b = 0$, то диференціальні рівняння малих коливань, що описуються системою (3.9), у цьому випадку поділяються на два параметрично незалежні рівняння:

$$\ddot{y} + ay = 0;$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{e}{\rho^2} \varphi = 0,$$

а їхнє рішення спрощується, і, отже, коливання по кожній координаті будуть незалежними один від одного і можуть досліджуватися вже окремо.

3.5. Аналіз динамічної стійкості високошвидкісного шпинделя на аеростатичних підшипниках на основі 3d моделювання

За всіх перерахованих переваг аеростатичних підшипників, їх «слабким місцем» є динамічна стійкість. Виникнення коливань при м'якому повітряному шарі мастила може призвести до неприпустимого зменшення зазору і дотику опорних поверхонь. Причинами таких коливань можуть бути зовнішні технологічні сили, невірноваженість ротора, овальність циліндричних поверхонь підшипників, що призводить до пульсацій тиску при обертанні та ін.

Особливу небезпеку коливання мають на резонансних частотах обертання, які, як відомо, супроводжуються різким зростанням амплітуд коливань. На таких частотах обертання високошвидкісний шпиндель не може функціонувати, але він їх повинен проходити при розгоні, тому що робочі частоти обертання при ВШО можуть перебувати в закритих областях. У цьому випадку дослідження динамічної стійкості шпинделя набуває актуального значення.

Для оцінки динамічної стійкості [131, 142, 143] необхідно визначити амплітуди коливань різних режимах обертання. Потім у кожному розрахунковому випадку зіставити розраховані амплітуди коливань зі значеннями припустимого зміщення опорних поверхонь валу щодо нерухомих поверхонь підшипників. При динамічній стійкості залишковий зазор у аеростатичних підшипниках при коливаннях повинен становити 2...4 мкм [2], тому амплітуда коливань повинна бути меншою за середній зазор на величину допустимого залишкового зазору.

Мета динамічного аналізу:

- розробка методики дослідження динамічної стійкості високошвидкісного шпинделя із ротором на аеростатичних підшипниках;
- дослідження динамічної стійкості шпинделя на різних швидкісних режимах та в умовах виникнення резонансу [144];

- визначення критичних областей обертання, допустимого залишкового дисбалансу ротора та методів підвищення динамічної стійкості шпинделя верстата шліфування.

Для дослідження динамічної стійкості валу шпинделя було розроблено *методику* їх виконання, яка полягає у послідовному вирішенні наступних завдань:

- виконання попереднього розрахунку статичних характеристик аеростатичних опор – жорсткості та тримальної здатності – відповідно до вимог технічного завдання та розробленої конструкції;

- розробка 3D-моделі шпинделя на аеростатичних опорах;

- розробка динамічної моделі валу шпинделя в САЕ програмі з встановленням віртуальних опор з розрахованими для них жорсткостями;

- виконання на основі динамічної моделі розрахунків власних частот коливань валу на аеростатичних опорах у програмах САПР, що дозволить визначити найбільш небезпечні резонансні області функціонування шпинделя, коли власні частоти збігаються з частотами вимушених коливань (що виникають від дії зовнішніх сил різання, сил дисбалансу вала та ін.);

- моделювання введенням тарованої неврівноваженості зовнішніх динамічних навантажень у вигляді змінних сил, що залежать від частоти обертання та викликають коливання валу при його обертанні на різних швидкісних режимах [52, 130, 145];

- виконання обчислювальних комп'ютерних експериментів з віртуального розгону і обертання валу при дії динамічних навантажень з визначенням величин амплітуд коливань на перехідних режимах обертання, що встановилися, включаючи потрапляння в найбільш небезпечні резонансні області;

- визначення умов, за яких зберігається динамічна стійкість валу і працездатність шпинделя [135].

Зважаючи на складність фізичних процесів, що відбуваються при коливаннях валу, що обертається, на аеростатичних підшипниках, завдання визначення власних частот коливань і характеристик опор вирішуються двома незалежними методами і в різних програмах САПР. Дублюючі розрахунки, наприклад, власних частот коливань дозволяють мінімізувати вплив випадкових і системних помилок досліджень.

Для розробленої конструкції шпинделя були попередньо розраховані характеристики аеростатичних опор, які визначальним чином впливають на статичну та динамічну стійкість шпинделя. Жорсткість кожної з опор використовувалася потім під час створення динамічної моделі [146].

З метою виконання комп'ютерних обчислювальних експериментів у середовищі САПР розроблено 3D-модель шпинделя (рис. 3.22, а), що включає модель його опорної аеростатичної системи (рис. 3.22, б.).

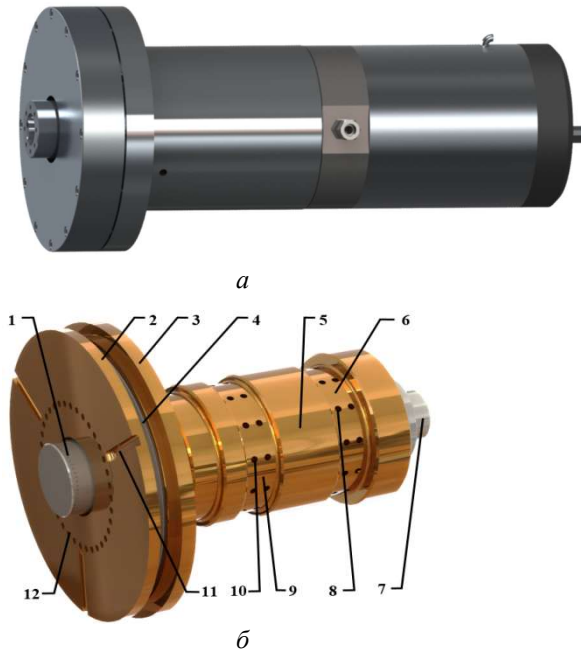


Рис. 3.22. Тривимірна модель шпинделя (а) та його аеростатичної опорної системи (б): 1 – вал (ротор) шпинделя; 2 – лівий підп'ятник із системою каналів та живильників; 3 – правий підп'ятник із системою каналів та живильників; 4 – п'ята валу; 5 – підшипниковий блок радіальних аеростатичних опор; 6 – права радіальна опора; 7 – хвостова частина валу, що йде до електродвигуна; 8 – обмежувачі витрати повітряного мастила (живильники) правої опори; 9 – ліва радіальна опора; 10 – живильники лівої радіальної опори; 11 – канали підведення повітряного мастила до живильників лівого підп'ятника; 12 – живильники лівого підп'ятника

Опорна система шпинделя включає подвійний (двосторонній) підп'ятник і дві радіальні – однакові за конструкцією – аеростатичні опори. 3D-модель шпинделевого ротора була експортована в програму інженерного аналізу, в якій зімітовані опори розрахункової жорсткості. Потім обчислювальними експериментами МКЕ в САЕ програмі було визначено власні частоти коливань валу на розрахункових опорах (рис. 3.23, рис. 3.24).

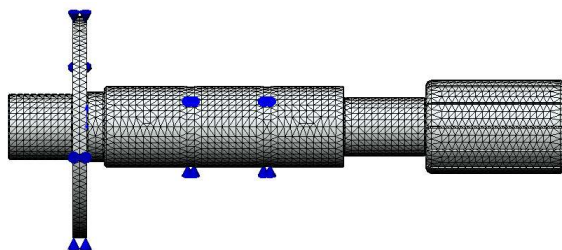
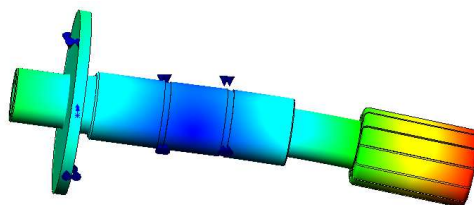
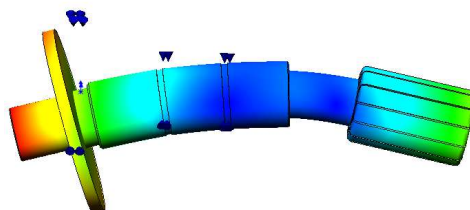


Рис. 3.23. Сітка та імітація аеростатичних опор



а



б

Рис. 3.24. Форми коливань валу 2 та 3 гармонік (а), 4 та 5 гармонік (б)

Отримано значення 5 гармонік власних частот коливань: 0,0188 Гц, 99,259 Гц, 99,26 Гц, 435,3 Гц, 435,31 Гц. Найчастіше зовнішня сила, що збудує, кратна частоті обертання, тому отримані значення показують, що явище резонансу на першій частоті малоймовірні (кратні частоті обертання 1,18 об/хв). На 2 та 3 гармоніках резонанс може виникнути при частоті обертання 5955,6 об/хв або кратно їй. На 4 та 5 гармоніках резонанс може виникнути при частоті обертання 26118 об/хв або кратно їй. Найбільшу небезпеку становлять 2 і 3 гармоніки, оскільки їх резонансна частота входить у діапазон робочих частот обертання шпинделя (до 25000 об/хв).

Результати розрахунків власних частот коливань та визначення критичних швидкостей обертання наочно демонструються на діаграмі Кемпбелла (частотною діаграмою), розрахованою та побудованою в іншій САЕ програмі на основі 3D-моделі валу шпинделя. Частотна діаграма показує критичні швидкості обертання (відзначені точками) при зовнішній силі, що збудує, частота якої збігається з частотою обертання валу шпинделя (рис. 3.25).

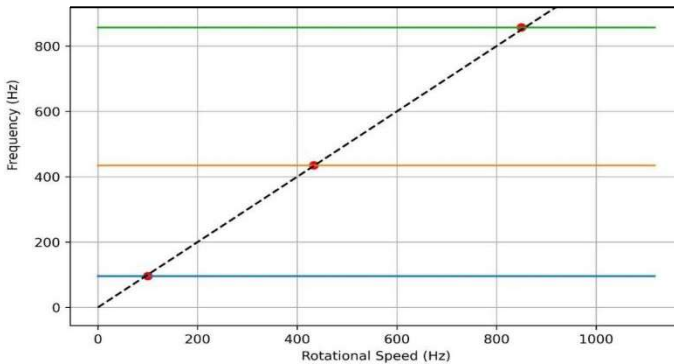


Рис. 3.25. Частотна діаграма

Для імітації змінного динамічного навантаження було введено штучний тарований дисбаланс валу, щоб задати заздалегідь відомі зовнішні збудувальні сили і мати можливість їх за необхідності коригувати. Штучний дисбаланс (рис. 3.26) при обертанні призведе до виникнення неврівноважених сил інерції (відцентрових сил), що

викликають близькі до гармонійних коливання валу з частотою, що дорівнює частоті обертання та з амплітудами у площині XOY.

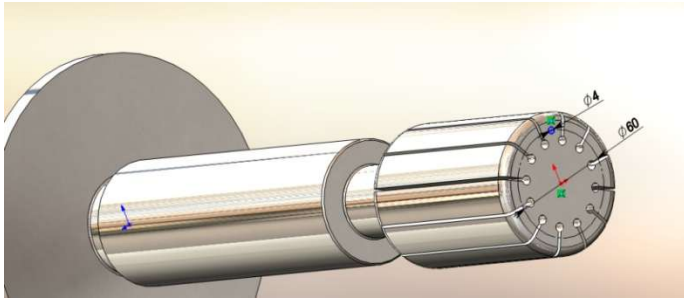


Рис. 3.26. Ескіз вирізу для створення тарованого дисбалансу на валу

Штучний тарований дисбаланс дорівнює 1 г на 30 мм. Неврівноважена частина ротора при обертанні викликає коливання валу шпинделя з частотою, що дорівнює частоті обертання. Відповідно до положень теоретичної механіки відцентрові сили та амплітуди коливань пропорційні квадрату кутової швидкості обертання, що підтверджує комп'ютерний обчислювальний експеримент у САЕ програмі (рис. 3.27).

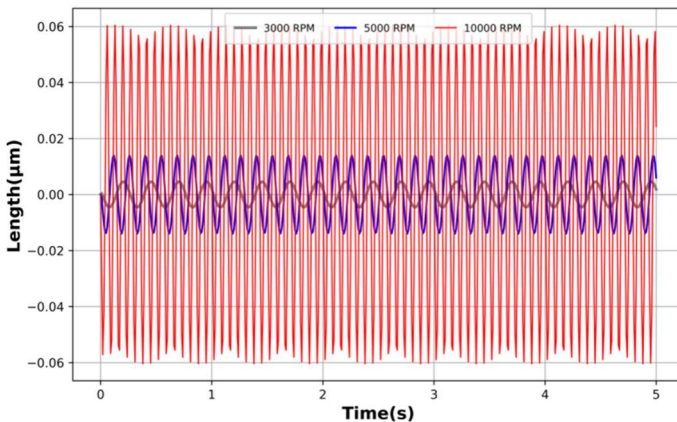


Рис. 3.27. Амплітуди коливань невірноваженого валу шпинделя при русі, що встановився, на частотах обертання 3, 5 і 10 тис. об/хв

Результати обчислень показують, що при частотах обертання до 10000 об/хв амплітуди коливань, викликані дисбалансом не перевищують 0,06 мкм, що цілком прийнятно для виконання високоточної шпинделем механічної обробки, наприклад, шліфування або полірування.

Однак частота 10000 об/хв є закритичною, тому для її досягнення необхідно пройти область резонансу, яка виникає при частоті обертання валу 5955,6 об/хв. Спочатку комп'ютерним обчислювальним експериментом досліджуємо відносно повільний розгін валу, який характерний для приводів, що розганяються під технологічним навантаженням і з невеликим запасом потужності двигуна. Розгін від 4170 об/хв до 9000 об/хв за 10 с та проходження критичної (резонансної) області частот показано на рис. 3.28.

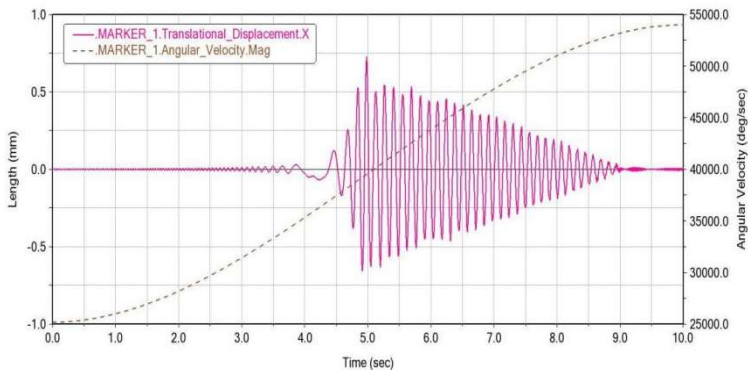


Рис. 3.28. Повільний розгін валу та проходження резонансної частоти

Виразно видно зростання амплітуд коливань валу при вході в область резонансу і більш затяжний вихід із неї в процесі повільного розгону, близького до рівномірного. При резонансі амплітуда коливань різко зростає і досягає величини 0,75 мм, що неприпустимо з точки зору функціонування ГСП, так як при зазорі повітряного мастила в 25 мікрон і ексцентриситеті 10 мікрон, залишковий зазор дорівнюватиме 15 мікронам, тобто коливання в 75 мікрон приведуть до пошкодження та порушення працездатності шпинделя. Таким чином, досягти ротором з дисбалансом 30 г·мм

частоти обертання 10000 об/хв для роботи на ній на встановленому режимі неможливо.

Досліджуємо в комп'ютерному експерименті рух центру мас валу шпинделя у площині XOY , так званий орбітальний рух. Для наочності та повної просторової картини визначимо траєкторії для малих інтервалів часу навколо характерних значень часу – 3, 6, 7, 8 с. (див. рис. 3.29), у яких амплітуди коливань істотно змінюються під час розгону.

Орбітальний рух показує симетричність амплітуд щодо осі обертання валу, що добре і ніякі додаткові фактори не втручаються.

Тепер досліджуємо можливість більш інтенсивного розгону та проходження резонансної області. Для цього в обчислювальному експерименті при наближенні до резонансної області збільшимо кутове прискорення з метою її «проскочити», не допустивши критичного зростання значень амплітуд коливань. На рис. 3.30 показані результати обчислювального експерименту з прискороного проходження резонансної області з кутовим прискоренням (ϵ)= 10000 об/хв за секунду розгону.

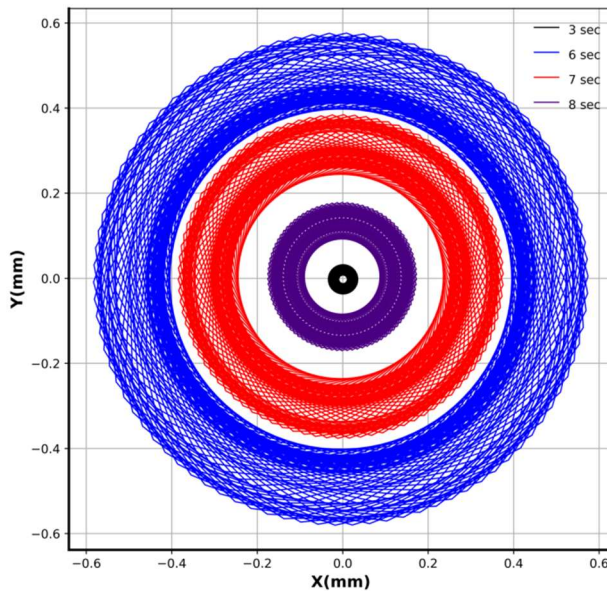


Рис. 3.29. Орбітальний рух валу близько 3, 5, 7, 8 секунд розгону

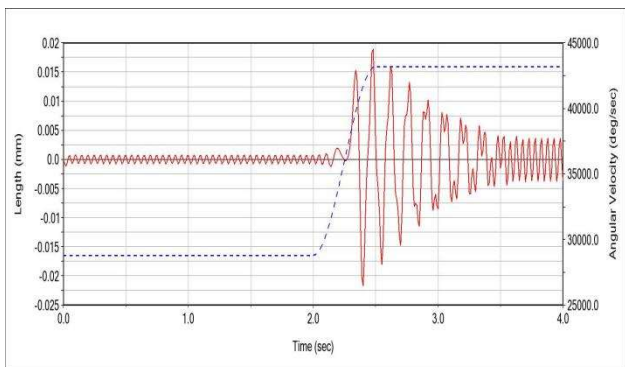


Рис. 3.30. Інтенсивний розгін валу та проходження резонансної області

Амплітуди в резонансній ділянці значно, у 6 разів, знизилася і досягають лише 0,125 мм або 125 мкм. Однак, аеростатичні підшипники, на яких закріплений вал шпинделя мають середній зазор з повітряним мастилом 15 мкм і не можуть у цьому випадку пройти область резонансу, не втративши працездатності. Це говорить про те, що шпиндель при даній невірності повинен працювати тільки на докритичних частотах обертання (до 5500 об/хв).

При необхідності виходу на закритичні частоти обертання, наприклад, при використанні даного шпинделя для високошвидкісної механообробки слід досліджувати застосування таких технічних рішень:

- зменшення невірності ротора чи величин зовнішніх сил, що збурюють;
- підвищення інтенсивності розгону валу.

При цьому зменшення допустимого рівня невірності валу шпинделя є найбільш простим та ефективним рішенням, яке може бути досліджено аналогічним чином.

Збільшення інтенсивності розгону ротора шпинделя для проходження резонансної області частот обертання та виходу на робочі закритичні частоти є ефективним при роботі шпинделя на високошвидкісних закритичних режимах обертання. На рис. 3.31 показаний розгін валу при проходженні резонансної області,

інтенсивність якого збільшена до кутового прискорення 25000 об/хв за секунду розгону, або в системі СІ $\varepsilon = 2618 \text{ рад/с}^2$.

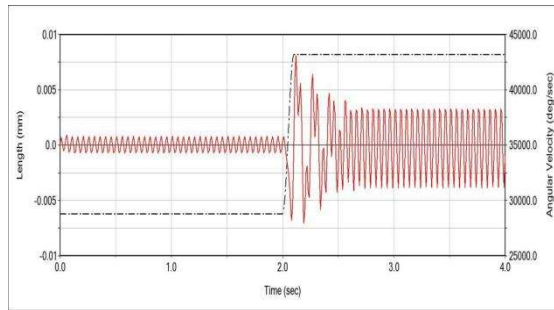


Рис. 3.31. Проходження резонансної області при підвищенні інтенсивності розгону валу до прискорення 2618 рад/с^2

Збільшення кутового прискорення у 2,5 рази порівняно з розгоном, показаним на рис. 3.31, призвело до багаторазового зниження амплітуд коливань у сфері резонансу. Розрахунок у програмі динамічного аналізу показав, що при розгоні з кутовим прискоренням 2618 рад/с^2 максимальні амплітуди коливань валу знижуються до 7...8 мкм. Вал на аеростатичних підшипниках із середнім зазором 15 мкм у даному випадку зможе пройти критичну область коливань 2 та 3 гармонік без втрати працездатності.

Розрахунки також показали, що введена штучна невірноваженість 1 г на 30 мм близька за величиною до максимальної допустимої залишкової невірноваженості ротора при виготовленні шпинделя. Вона багаторазово перевищує мінімальну невірноваженість (0,1 г·мм), яка в даний час може бути досягнута при виготовленні даного шпинделя.

3.6. Порівняльний аналіз характеристик безконтактних приводів з кінчними опорами і традиційної конструкції

При порівняльному аналізі виходитимемо з умови однакової розрахункової тримальної здатності приводів двох конструкцій і проводитимемо порівняння за такими параметрами та інтегральними характеристиками:

- витрата технологічного повітря на опорну систему приводу;
- габаритні розміри та маса приводу;
- діапазони регулювання технічних характеристик (жорсткості, тримальної здатності, критичних частот обертання), які визначають властивості механічної системи приводу, перш за все його статичну та динамічну стійкість.

Для отримання чисельних значень характеристик по кожному з перерахованих напрямів використовуватимемо тривимірні моделі приводів та обчислювальні засоби САПР, а також методику розрахунку характеристик кінчних аеростатичних опор, викладену в главах 2 та 3.

Головною особливістю класичної (традиційної) конструкції багатоопорного приводу (див. рис. 1.7, рис. 1.8, рис. 1.17) є наявність чотирьох пар опорних поверхонь (двох у радіальних підшипників і двох у подвійного підп'ятника), які істотно впливає на основні параметри та характеристики.

Для адекватності порівняльного аналізу підбираємо близький за параметрами пневмошпindel та розраховуємо його (а по суті проектуємо) на таке ж робоче радіальне навантаження – 60 Н, як і раніше розрахований привід з конусними несиметричними опорами (див. рис. 3.8 і рис. 3.12) . Дослідження радіальної вантажопідйомності опор пневмошпинделя виконуємо за формулами (2.9) – (2.14). Розрахунок осьової вантажопідйомності подвійного підп'ятника проводимо за формулами (2.19) - (2.20), враховуючи той факт, що його питома тримальна здатність \bar{W}_z дорівнює різниці питомих величин тримальної здатності односторонніх підп'ятників, а жорсткості та витрата повітря підсумовуються.

Результати розрахунків показують, що використання двох конічних аеростатичних опор у порівнянні з чотирма опорами при традиційному компонованні приводу дозволяє знизити масу на 11%, габарити приводу при збереженні вантажопідйомності на 17,3% (за довжиною на 10,6%, по діаметру на 24%). Витрати технологічного повітря на 25%. І це тільки в «м'якому» діапазоні налаштувань опорної аеростатичної системи пневмошпинделя.

Досить легко визначається і зниження собівартості, оскільки найбільш точними вузлами є аеростатичні опори, а в загальній вартості пневмошпинделя їх вартість досягає 50%, то зниження кількості опор з 4 до двох зменшує вартість пневмошпинделя до 25%.

На рис. 3.32 на тривимірних моделях показано порівняння двох конструкцій пневмошпинделів з однаковою розрахунковою вантажопідйомністю та вказані значення порівнюваних параметрів та характеристик.

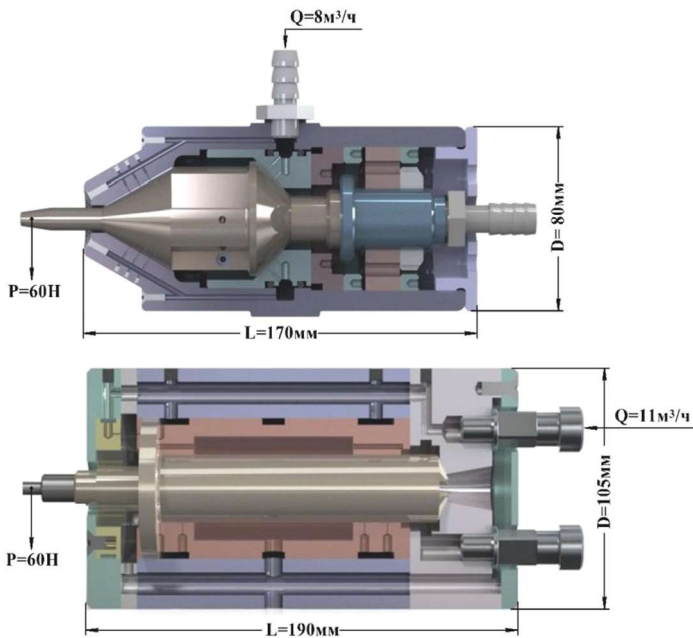


Рис. 3.32. Зіставлення пневмошпинделів нової – на конічних опорах – та традиційної конструкції

Окрему увагу варто приділити порівнянню варіантів конструкцій пневмошпинделів із конічними аеростатичними опорами. Більш досконалою є опорна система пневмошпинделя на конічних опорах, в якій кожна з опор проектується під навантаження, які виникають, відповідно до зовнішніх технологічних навантажень і розрахункової схеми. В цьому випадку опори приводу мають різну геометрію тримальних поверхонь і не однакове співвідношення між радіальною та осьюовою реакціями.

Така несиметричність конструкції опорної системи призводить до деякого ускладнення технології виготовлення (зазвичай конструктори віддають перевагу симетрії та уніфікації), але дозволяє ефективніше використовувати кожен з опор. У нашому випадку основне радіальне навантаження сприймає ліва опора, тому права може бути менших габаритів і мати більше відношення осьової вантажопідйомності до радіальної.

На рис. 3.23 представлені конструкції пневмошпинделів з симетричними та несиметричними конічними аеростатичними опорами, зазначені параметри та характеристики їх при однаковій здатності навантаження та інших рівних умовах.

При переході до несиметричної конструкції ротора на конічних опорах більш повно використовується здатність кожної з опор, це додатково знижує масу і габарити приводу до 8%. Використання на найбільш навантаженій опорі трьох ліній живильників замість двох (при однаковому сумарному поперечному перерізі живильників) дозволяє підняти вантажопідйомність опори і приводу на 7...10 %. Зміна зазору з газовим мастилом дозволяє регулювати власні частоти коливань приводу, отже, і критичні частоти обертання до 23 % (див. табл. 3.4), і з урахуванням зміни тиску подачі мастила – до 30 %.

Таким чином, виконані дослідження багатоопорних безконтактних приводів показали, що багатоопорна механічна система на радіально-упорних аеростатичних підшипниках дозволяє, на відміну від одноопорної, сприймати різноспрямовані та консольно прикладені радіальні навантаження. При цьому в багатоопорних системах зберігаються всі основні переваги приводів на аеростатичних опорах - широкий діапазон частот обертання і температур, малі втрати на тертя, практично відсутній

знос і високий технічний ресурс прецизійних опор, термічна стабільність, чутливість до мікрометричного ексцентриситету. Сукупність даних переваг і зумовлює ефективне застосування багатоопорних приводів на аеростатичних опорах у машинах різного призначення – металообробних верстатах, детандерах, турбогенераторах, ручному шліфувальному інструменті, верстатах для обробки монокристалів тощо.

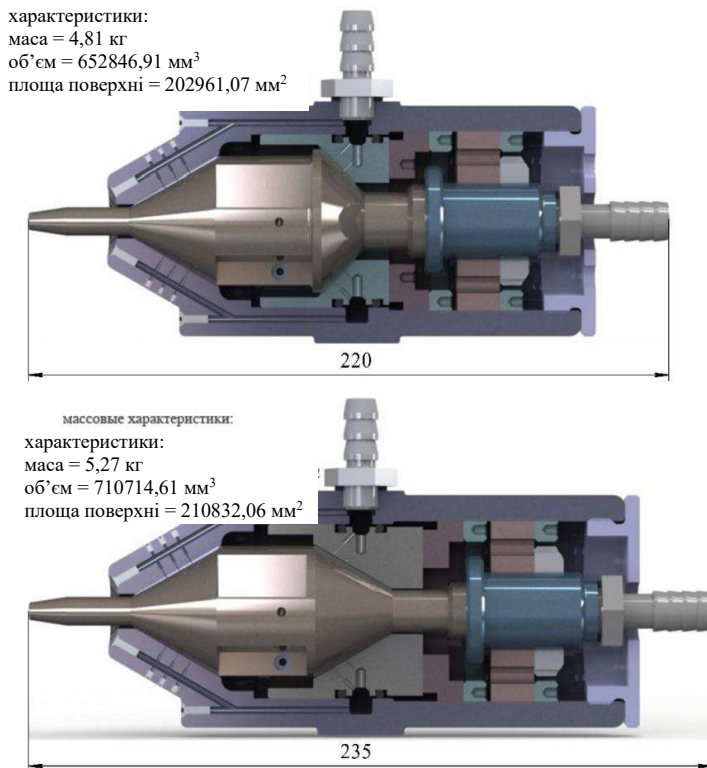


Рис. 3.23. Порівняння приводу на конічних несиметричних опорах та приводу з однаковими конусними поверхнями

Часто звертають увагу на такий недолік аеростатичних опорних систем, як необхідність задіяти джерело стисненого повітря, систему подачі та підготовки технологічного повітря. Тут слід мати на увазі наступне:

- в аеростатичних опорах використовується, як правило, стиснене повітря, яке не становить проблем для свого отримання та має найменшу вартість з усіх варіантів змащення;

- в аеростатичних опорних системах використовується повітря тиском до 0,65 МПа, це максимально здешевлює його стиснення та зберігання, знижує ризики виникнення аварійних ситуацій;

- якщо обладнання на аеростатичних опорах використовується в цехах машинобудівного або верстатобудівного підприємства, воно підключається до загальноцехової або загальнозаводської мережі низького тиску (до 0,65 МПа);

- за відсутності доступної мережі технологічного повітря низького тиску, створюється пост підготовки стиснутого технологічного повітря з компресорним обладнанням, вартість якого відносно невисока – значно менша вартості комплексу прецизійних кулькопідшипників, які замінюються в шпindelних вузлах приблизно кожні 2 роки експлуатації (до 10 000 годин напрацювання показників точності).

В результаті аналізу існуючих конструкцій приводів та їх технічних характеристик визначено напрями вдосконалення багатоопорного безконтактного приводу. Вони полягають у зміні конструкцій аеростатичних опор (конусна форма, збільшення кількості ліній живильників), несиметричному розташуванні опор у приводі, забезпеченні регульованості жорсткості, тримальної здатності, власних частот опор і всього приводу в процесі експлуатації.

Для дослідження статичної та динамічної стійкості багатоопорної системи розроблено математичну модель, в якій використовується запропонований метод приведення кінчної опори до еквівалентної за характеристиками комбінації радіальної опори та підп'ятника. Таке перетворення дозволяє визначити аналітичні характеристики кожної з опор, а потім досліджувати їх більш точним чисельним методом.

При підготовленому в математичному редакторі (MathCAD) алгоритмі на основі аналітичного рішення для типових опор (підп'ятників та радіальних опор) отримання чисельного рішення для кінчної опори вимагає не більше 10 хв. Даний алгоритм зручний для так званих «прикидкових розрахунків».

Комп'ютерні обчислювальні експерименти на твердотільній моделі сітковим методом підтвердили адекватність запропонованого методу розрахунку на основі декомпозиції та отримання аналітичного рішення. При кроці зміни зазору та ексцентриситету в 5 мкм розбіжності між результатами серій розрахунків знаходяться в межах від 2,1% до 9,2%.

Вивчення динаміки приводу з несиметричними опорами показало, що радіальні коливання мають параметрично пов'язані власні частоти двох основних коливань. У міру зниження «ступеня несиметричності» ротора та його опор взаємний вплив коливань зменшується (їх можна розглядати незалежно зі своїми парціальними частотами), але при цьому збільшується ймовірність накладання власних частот окремих опор та одночасного потрапляння в режим резонансу.

Кількісна оцінка запропонованих удосконалень багатоопорного безконтактного приводу показує, що використання двох конічних опор замість чотирьох (радіальних та під'ятників) дозволяє знизити масу приводу однієї вантажопідйомності на 11%, габарити на 17,3%, витрату технологічного повітря на 25%. При переході до несиметричної конструкції приводу на конічних опорах більш повно використовується здатність кожної з опор, що додатково дозволяє знизити масогабаритні параметри приводу до 8%. Використання на найбільш навантаженій опорі трьох ліній живильників замість двох (при однаковому сумарному поперечному перерізі живильників) дозволяє підняти вантажопідйомність опори і приводу на 7...10%.

Принциповим питанням підвищення якості механічної обробки (як і будь-якого іншого техпроцесу), розширення діапазонів швидкостей і робочих навантажень є *регульованість конічної аеростатичної опорної системи за величиною зазору*. Таке регулювання приводу, не доступне при використанні опор традиційних конструкцій, дозволяє істотно змінювати жорсткість, тримальну здатність та інші характеристики його конічної опорної системи в процесі експлуатації. Діапазон регулювання власних частот досліджуваного двоопорного пневмошпинделя через зміну середньої величини зазору в опорах становив від 214 Гц до 166 Гц або 23%, а разом із варіюванням тиску повітряного мастила - до 30%.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, МЕТОДИКА ПРОЄКТУВАННЯ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ З УДОСКОНАЛЕННЯ БЕЗКОНТАКТНИХ ПРИВОДІВ

Відповідно до відомих робіт [118, 119, 120], присвячених теорії та плануванню експериментальних досліджень, виділимо наступні етапи таких досліджень для розробленої нами конструкції двохопорного безконтактного пневмошпинделя на регульованих конічних аеростатичних опорах.

1. Постановка задачі:

- визначення об'єкта досліджень;
- формулювання основних цілей та завдань досліджень.

2. Розробка та виготовлення дослідного зразка пневмошпинделя на регульованих конічних аеростатичних опорах та експериментальної установки для дослідження його параметрів, властивостей та характеристик.

3. Планування експериментальних досліджень:

- висунення гіпотез;
- вибір залежної змінної;
- вибір факторів, які варіюються;
- вибір рівнів для цих факторів;
- підбір поєднань рівнів факторів;
- визначення необхідного числа спостережень;
- вибір порядку проведення експерименту;
- вибір математичної моделі для аналізу результатів експерименту.

4. Аналіз:

- збір та первинна обробка даних;
- статистична обробка результатів та перевірка гіпотез;
- інтерпретація результатів експериментальних досліджень.

Об'єктом експериментальних досліджень є *пневмошпindel* – двохопорний безконтактний привід обертального руху на регульованих за величиною зазору конічних аеростатичних опорах, призначений для механічної обробки матеріалів, у тому числі високошвидкісної.

Основна увага приділяється параметрам, які визначають функціональність приводу: стійкість руху і точність позиціонування кінцевої ділянки валу (ротора), тримальна здатність, жорсткість шпинделя при обертанні та в режимі підвісу, витрата технологічного повітря, обертальний момент, діапазони регулювання характеристик.

Цілі та завдання експериментальних досліджень:

- перевірка адекватності розробленої математичної моделі для розрахунку інтегральних характеристик пневмошпинделя на основі запропонованого методу декомпозиції та подальшого отримання аналітичного рішення;

- перевірка адекватності запропонованої методики обчислювального експерименту на основі комп'ютерного моделювання безконтактного приводу та застосування МКЕ при розрахунку його характеристик;

- дослідження статичних та динамічних характеристик двохопорної системи безконтактного приводу в режимі підвісу;

- дослідження статичних та динамічних характеристик двохопорної системи безконтактного приводу у режимі обертання з регулюванням вхідних параметрів;

- вдосконалення експериментальної установки та методики експериментальних досліджень;

- експериментальна перевірка технічних рішень, спрямованих на вдосконалення конструкції безконтактних приводів з регульованою аеростатичною опорною системою.

4.1. Планування експерименту

Під плануванням експерименту розумітимемо організацію експериментальних досліджень для отримання необхідних лабораторних даних про об'єкт, виконання їх аналізу статистичними методами та формулювання обґрунтованих висновків про властивості об'єкта, функціональні зв'язки між параметрами об'єкта дослідження [121]. Для цього виконується процедура вибору кількості дослідів та умов їх проведення, необхідних для вирішення поставленого завдання з необхідною точністю. При цьому основою планування покладено принцип отримання максимуму інформації при мінімумі дослідів.

Забезпечення високого рівня достовірності та чіткості інтерпретації результатів експериментальних досліджень (натурних випробувань пневмошпинделя) ґрунтується на багаторазових вимірах досліджуваних параметрів та повторенні дослідів при варіюванні факторів (реплікації). При цьому ми вибираємо розмір вибірки, що забезпечує достатню точність.

Для складання точної та послідовної схеми та алгоритму натурних випробувань була розроблена *методика експериментальних досліджень*. У ній, з метою максимальної формалізації та підвищення надійності процесу обробки результатів дослідження, використано методику *однофакторного експерименту* відповідно до [121]. В силу своєї максимальної визначеності (детермінованості) саме однофакторний експеримент дозволяє максимально деталізувати досліджувані функціональні зв'язки, зводячи до мінімуму перехресний вплив умов та факторів, які варіюються. Тому, незважаючи на збільшення загальної кількості вимірювальних експериментів, пневмошпиндель нами досліджувався виключно в однофакторних експериментах.

При дослідженні процесів при функціонуванні пневмошпинделя необхідно враховувати всі істотні фактори, тобто, ті незалежні змінні, які досліджуватимуться в експерименті (тиск подачі p_s , зазор лівої опори C^l , зазор правої опори C^r , частота обертання ротора n). У цьому кожен чинник має власну область визначення – сукупність всіх значень, які може він набувати. Як зазначалося раніше, тиск подачі технологічного повітря на підшипники варіюється в діапазоні: 0,3 – 0,6 МПа (див. пп.3.3.1.).

Запор лівої опори знаходиться в межах від 38 мкм до 44 мкм, а правої від 20 до 30 мкм (див. пп.3.3.3.). Тобто експериментальний зразок пневмошпинделя досліджується на «м'якому» налаштуванні його аеростатичної опорної системи. Сукупність цих областей параметрів (факторів) являє собою область планування експерименту. Реакція (відгук) на вплив чинників – це залежний параметр [122], який у експерименті представляє собою випадкову безперервну величину.

Експерименти, які проводяться на пневмошпинделі, є активними, однофакторними (класичними). Визначення «активний» передбачає можливість впливу на перебіг експерименту і вибору в кожному досліді рівнів чинників (p_s, C^n, C^n, n). При плануванні активного експерименту вирішується завдання раціонального вибору факторів та діапазонів їх варіювання. Однофакторність вимірювального експерименту передбачає почергове варіювання кожного з перерахованих факторів стану пневмошпинделя, при стабілізації решти на певному рівні [120]. Зовнішню температуру і тиск зовнішнього повітряного середовища вважаємо постійними величинами ($p_a = \text{const}, t = \text{const}$).

Вважаємо, що процеси, які моделюються на експериментальній установці, є детермінованими (не стохастичними), оскільки вони повністю визначаються початковими умовами і задаються поперемінно незалежними змінними або факторами.

Основні етапи математичної (статистичної) обробки результатів досліджень, які застосовуються в експериментальних дослідженнях, включають:

- формування масивів вимірів;
- перевірку гіпотези розподілу вимірюваних величин;
- визначення математичного очікування, як найбільш достовірної величини (з гіпотези про нормальний розподіл випадкової величини);
- оцінку розсіювання випадкової величини залежного параметра;
- визначення довірчого інтервалу;
- інтерпретацію отриманих результатів.

4.2. Розробка експериментальної установки та методики експериментальних досліджень пневмошпинделя

4.2.1. Конструкція пневмошпинделя на регульованих аеростатичних опорах

Для виконання експериментальних досліджень було виготовлено експериментальний зразок пневмошпинделя на регульованих конічних аеростатичних опорах різної геометрії (рис. 4.1).

Принцип роботи та конструктивна схема досліджуваного пневмошпинделя були представлені у главі 3 (див. пп.3.3.1).

Для розробки методики експериментальних досліджень розглянемо докладніше конструкцію пневмошпинделя. Покажемо також технологію складання експериментального зразка пневмошпинделя та налаштування його опорної системи за величиною сумарного зазору в аеростатичних опорах (рис. 4.2).



Рис. 4.1. Експериментальний зразок пневмошпинделя

Саме через сумарний зазор, що встановлюється, визначаються величини середніх зазорів в конічних аеростатичних опорах і, таким чином, відбувається ефективне регулювання характеристик пневмошпинделя, налаштування його під умови застосування за призначенням.

Для регулювання частоти обертання та обертового моменту незалежно від регулювання тримальної здатності і жорсткості опор, магістралі подачі технологічного повітря в пневмошпинделі

розділені. На аеростатичні опори повітря подається через бічний штуцер **13**, який вкручується в корпус **1** і ущільнюється гумовою прокладкою **14**. Для подачі повітря до опор в корпусі наскрізним свердлінням виконані канали, які герметизуються із зовнішньої сторони гвинтами **15** і **16**.

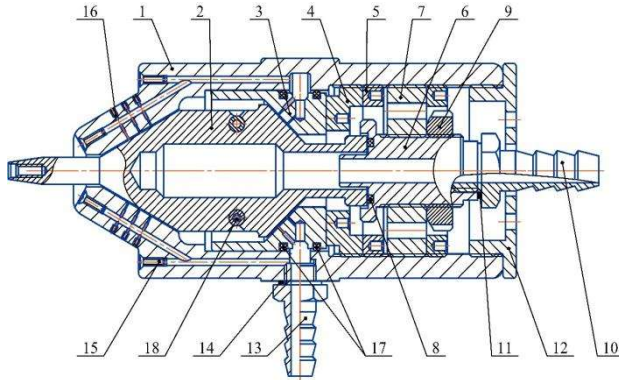


Рис. 4.2. Конструкція досліджуваного пневмошпинделя:

- 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – під'ятник; 4 – кільце притискне; 5 – кільце стопорне; 6 – втулка; 7 – гайка регульовальна; 8 – кільце графітове; 9 – гайка стопорна; 10 – штуцер торцевий; 11 – прокладка; 12 – кришка; 13 – штуцер бічний; 14 – прокладка; 15 – сопло Лаваля газової турбіни; 16 – гвинт M2; 17 – кільце графітове (страхувальне); 18 – гвинт M3

Кільцева камера, утворена корпусом **1** і під'ятником **3**, забезпечує рівномірну подачу повітря по колу в канали і герметизується двома гумовими кільцями **17**. На газову турбину повітря подається з торцевого штуцера **10**, з'єднаного через прокладку **11** з втулкою **6**. Втулка не має механічного зв'язку з ротором, тому її положення регулюється відносно корпусу за допомогою подвійної диференціально-гвинтової пари. Остання включає дві гвинтові пари «втулка-гайка регульовальна» (крок 0,75 мм) та «корпус-гайка регульовальна» (крок 1 мм).

Поворот регульовальної гайки **7** на один оберт відповідає осьовому зміщенню втулки **6** на 0,25 мм, а необхідний зазор в 5 мкм відповідає повороту на $7,2^{\circ}$. Припустима похибка установки $7,2^{\circ} \pm 2^{\circ}$ відповідає зазору $5 \pm 1,3$ мкм.

Налаштування диференціально-гвинтової пари фіксується стопорним кільцем **5** і гайкою **9**. Малий зазор між втулкою і ротором перешкоджає втратам технологічного повітря, а можливе стикання запобігається встановленням на торці втулки страхувального графітового кільця **8**. По внутрішнім каналам ротора повітря надходить до сопел **18** турбіни і потім, після витікання з сопел і створення реактивних сил, дренажується через отвори в корпусі **1** (див. рис. 4.2).

4.2.2. Методика встановлення та регулювання зазорів конічних аеростатичних опор

Виходячи з того, що ротор «спливає» в потоці повітряного мастила, його осьове положення визначається співвідношенням між осьовими жорсткостями, які визначають рівність реакцій лівої та правої опор при певних осьових ексцентриситетах. Очевидно, що у разі однакових конструкцій та умов подачі повітряного мастила правої та лівої аеростатичних опор, розрахункове положення ротора буде відповідати середині – сумарний зазор між парами конічних тримальних поверхонь опор розділиться порівну.

Оскільки в модернізованому пневмошпинделі конічні опори мають різну конструкцію і форму тримальних конічних поверхонь, рівність осьових сил встановлюється при підвішуванні ротора з різними величинами зазорів в правій і лівій опорах. У цьому випадку стає актуальною задача встановлення необхідного сумарного зазору з урахуванням апріорного визначення величин його доданків – зазорів з повітряним мастилом у правій та лівій конічних аеростатичних опорах у стані рівноваги ротора пневмошпинделя.

При монтажі та налаштуванні пневмошпинделя встановлюється та контролюється величина саме сумарного зазору двох аеростатичних опор. У пп.3.3.3 на підставі розрахунків та графічних побудов було визначено відповідність між величинами зазорів у правій та лівій опорах (див. рис. 3.19), які самовстановлюються при аеростатичному підвісі виходячи з рівності осьових реакцій. Їх сумарний зазор встановлюється при налаштуванні пневмошпинделя і відповідає передбачуваному

поділу величин зазорів при досягненні ротором рівноваги при відсутності зовнішнього навантаження для кожного розрахункового випадку.

Наприклад, якщо розрахунковим випадком є положення рівноваги ротора при зазорі на правій опорі 0,02 мм, а на лівій 0,038 мм, то при складанні пневмошпинделя необхідно встановити номінальний сумарний осьовий зазор величиною 0,1043 мм. Як визначається і встановлюється сумарний осьовий зазор на пневмошпинделі буде роз'яснено нижче. При збільшенні навантаження, незалежно від її напрямку, зазор з повітряним мастилом зменшується у тій опорі, реакція якої протилежно спрямована зовнішньому навантаженню. Осьове навантаження зменшує величину зазору рівномірно по всій опорній поверхні, а радіальна - тільки в секторі і робить зазор змінним за конусом (або за колом в радіальному перерізі конуса). Максимальному навантаженню відповідає мінімальний допустимий залишковий зазор 0,003...0,004 мм, а дотик опорних поверхонь підшипників є аварійним і недопустимим режимом функціонування пневмошпинделя, що відповідає його перевантаженню.

Конструкція пневмошпинделя передбачає можливість зменшення номінального (середнього) зазору, який встановлюється, на кожній з опор до величини 0,010...0,015 мм. При таких величинах зазорів жорсткість та тримальна здатність опор і всього шпинделя значно збільшується, але зростають і вимоги до точності налаштування опорної системи. Таке «жорстке» налаштування опорної системи характерне для масивних роторів шпинделів середньої та великої потужності, але може застосовуватися і в малопотужних пневмошпинделях при роботі з максимально можливими для них радіальними та осьовими зусиллями.

У досліджуваному пневмошпинделі встановлюються і регулюються одночасно два зазори двоопорної аеростатичної системи (див. рис. 4.2) між ротором 2 і корпусом пневмошпинделя 1 (ліва опора), а також ротором 2 і під'ятником 3 (права опора). Одночасне встановлення номінальних величин 0,02 мм і 0,038 мм для лівої та правої опор відповідно реалізується осьовим зміщенням під'ятника 3 щодо корпусу 1, як показано на рис. 4.3.

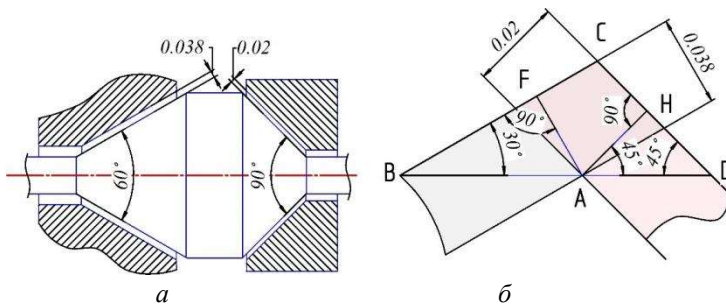


Рис. 4.3. Схема встановлення зазорів:
a – середнє положення ротора; *б* – розрахункова схема

Зміщення досягається обертанням притискного кільця *4* за рахунок різьбового з'єднання останнього з корпусом пневмошпинделя. Конічна поверхня корпусу пневмошпинделя *1* є нерухомою і базовою для встановлення двох зазорів з газовим мастилом, які поділяють ротор *2*, який обертається, і нерухомі деталі – корпус пневмошпинделя *1* і під'ятник *3* (див. рис. 4.2).

На рис. 4.3. *a* ротор показаний в середньому положенні, коли з правої сторони зазор має величину 0,02 мм, а з лівої 0,038 мм. Величина даних зазорів встановлюється при встановленні пневмошпинделя, як сумарна в осьовому напрямку і визначається величиною зміщення $|BD|$ (рис. 4.3 *б*) під'ятника *3* вздовж осі обертання ротора *2*, яке збігається з віссю симетрії під'ятника *3* і віссю конічної опорної поверхні лівої опори, що належить корпусу *1*.

Для встановлення зазорів необхідно відвести під'ятник *3* на відстань $|BD|$ і зафіксувати притискним кільцем від *4* зміщення вліво. Внаслідок конусності, сума величин зазорів, нормальних до поверхонь, не дорівнює осьовому зміщенню під'ятника *3* від положення нульового зазору (при дотику всіх конусних поверхонь). Конус лівої опори має кут у вершині 60° , а правої – 90° , тому частки осьового зміщення під'ятника для формування рівних зазорів також не однакові. З метою визначення осьового зміщення під'ятника *3* при встановленні двох зазорів відповідних величин, з'єднаємо на схемі точки *B* і *D* прямої паралельної осі обертання ротора після уявного зближення зазорів 0,02 мм і 0,038 мм до їх перетину. При перетині ліній зазорів у точці *A* утворюється

трикутник **BDC** (рис. 4.3 б). Гіпотенуза **[BD]** трикутника **BDC** дорівнює величині шуканого осьового зміщення підп'ятника **3** при встановленні повітряних зазорів, за умови, що ротор **2** в середньому положенні буде відокремлений від нерухомих деталей сумарним нормальним зазором номінальної величини - 0,058 мм (відповідно до рис. 3.19). Гіпотенуза **[BD]** дорівнює сумі гіпотенуз **[BA]** та **[AD]** трикутників **ABF** та **AHD**. З трикутника **ABF** знаходимо:

$$|BA| = |FA| / \sin 30^{\circ} = 0,076 \text{ мм.}$$

З трикутника **AHD** знаходимо величину **[AD]** :

$$|AD| = |AH| / \sin 45^{\circ} = 0,0283 \text{ мм.}$$

Таким чином, щоб забезпечити в лівій та правій конічних аеростатичних опорах відповідні нормальні зазори 0,02 мм і 0,038 мм, осьове зміщення підп'ятника від положення нульового зазору (дотику всіх опорних поверхонь) має бути **|BD| = 0,1043 мм**.

Дану величину необхідно округлити та встановити з допустимими межами відхилень при встановленні. Приймаємо **|AD| = 0,10 ± 0,01 мм**. Крок дрібного різьблення на притискному кільці 1 мм, тому осьове зміщення на 0,01 мм виникає при повороті кільця притискного **4** на кут 3,6°, який легко піддається встановленню і вимірному контролю.

Порядок встановлення та регулювання зазорів конічних аеростатичних опор пневмошпинделя (див. рис. 4.2) наступний:

- змістити ротор **2** до торкання з корпусом пневмошпинделя **1** по конічних опорних поверхнях;

- обертанням кільця притискного **4** за годинниковою стрілкою підвести підп'ятник **3** до упору та торкання з ротором **2** по конічних поверхнях;

- відзначити «нульове» кутове положення притискного кільця **4**, яке відповідає нульовим зазорам в аеростатичних опорах приводу;

- від нульового положення повернути кільце притискне **4** проти годинникової стрілки на кут $36^{\circ} \pm 4^{\circ}$, це забезпечить величину

осьового зміщення під'ятника 3 на $0,1043 \pm 0,01$ мм і номінальні величини зазорів в опорах 0,02 мм і 0,038 мм з припустимими похибками;

- зафіксувати нове кутове положення притисного кільця 4 за допомогою кільця стопорного 5;

- мікрометром (індикатором годинного типу) виміряти утворений люфт (сумарний зазор) ротора 2 при зміщенні від корпусу 1 пневмошпинделя до під'ятника 3 (див. рис. 4.2), він повинен дорівнювати $0,1043 \pm 0,01$ мм.

4.2.3. Експериментальне устаткування

Структурно устаткування складається з трьох частин: експериментального зразка пневмошпинделя (рис. 4.4), пневмосистеми для подачі технологічного повітря на опори та турбіну пневмошпинделя, а також виміральної апаратури.

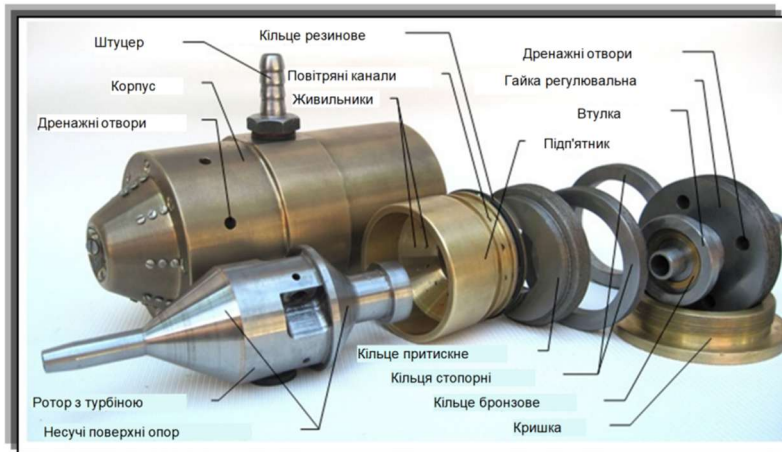


Рис. 4.4. Пневмошпиндель у розібраному вигляді

Схему розробленої експериментальної установки показано на рис. 4.5. У ній експериментальний зразок пневмошпинделя фіксується у горизонтальному положенні з попередньо

встановленими величинами зазорів регульованих аеростатичних опор згідно з пп.4.2.2.

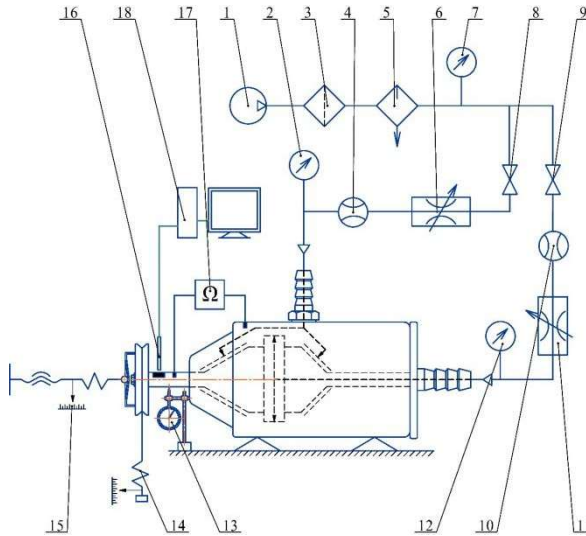


Рис. 4.5. Експериментальна установка:

- 1 – компресор; 2 – манометр тиску пов. на опори; 3 – фільтр;
- 4 – витратомір; 5 – маслорозділювач; 6 – редуктор; 7 – манометр тиску технолог. пов.;
- 8 – вентиль подачі повітря на опори; 9 – вентиль подачі повітря на турбину; 10 – витратомір; 11 – редуктор; 12 – манометр тиску пов. на турбину; 13 – індикатор годинникового типу;
- 14 – динамометр радіал. навантаження; 15 – динамометр осьового навантаження; 16 – чутливий елемент частотоміра; 17 – омметр;
- 18 – ПК с АЦП

До штуцерів стикаються трубопроводи подачі повітря від пневмосистеми, яка складається з двох магістралей регульованого тиску (на опори та турбину) з арматурою, засобами вимірювань та загальної магістралі подачі від компресора **1**. На пневмошпindel подається технологічне повітря, очищене від парів мастила, води та механічних домішок, згідно з ГОСТ 17433-80 по 1 класу забруднення. Повітря стискається компресором до тиску 0.6 - 0.8 МПа, для згладжування пульсацій тиску стисненого повітря в компресорній установці передбачені повітрозбірники (ресивери). Очищення здійснюється фільтром **3** і маслорозділювачем **5**.

Вентилі **8** і **9** відкривають доступ технологічного повітря до магістралей регульованого тиску технологічного повітря, яке йде на аеростатичні опори та газову турбіну відповідно. Тиск регулюється в магістралях редукторами **6** і **11**. При цьому витрата повітря після його редукування до тиску 0,3 – 0,6 МПа вимірюється витратомірами роторного типу **4** і **10**. Контроль тиску повітря на всіх ділянках пневмосистеми здійснюється за допомогою манометрів **2**, **7** та **12**.

Апаратура експериментальної установки дозволяє встановлювати, регулювати та вимірювати в режимі реального часу такі параметри:

- витрата повітря на опори та окремо турбіну;
- тиск подачі технологічного повітря на кожній магістралі;
- частоту обертання ротора пневмошпинделя;
- радіальне навантаження на ротор, прикладене консольно;
- осьове навантаження на ротор;
- биття ротора та його зміщення під дією радіального навантаження;
- контакт опорних поверхонь аеростатичних підшипників, що фіксується за допомогою омметра **17**;
- обертальний момент на роторі.

Частота обертання ротора визначається оптичним методом, це дозволяє виключити механічну дію на ротор при виконанні вимірювань, характерну для механічних тахометрів. На ротор нанесена чорна світлопоглинаюча смуга або мітка. Світлодіод чутливого елемента **16** фіксує перехід від відбиваючої поверхні металу кінцевої частини ротора до поглинаючої чорної поверхні двічі за один оборот. Сигнал обробляється АЦП **18** а результат виводиться на монітор ПК.

Радіальні та осьові навантаження створюються та вимірюються пружинними динамометрами **14** і **15** відповідно, зусилля від яких прикладаються через нерухомий шків, який імітує інструмент. Нерухомість шківа щодо устаткування забезпечується встановленням його на ротор через радіально-упорний підшипник.

При вимірюванні обертального моменту шків, навпаки, повинен рухатися разом із ротором. Для цього він з підшипником фіксується торцевою притисочною шайбою на кінцевій ділянці ротора і працює як блок тертя, в якому обертальний момент

дорівнює моменту від сил тертя на блоці. Сила натягу тросика на блоці (при опорі сил тертя від прокручування) вимірюється динамометром радіального навантаження **14**, а потім для визначення моменту множиться на плече блоку. Биття ротора та його зміщення під дією радіального навантаження вимірюються мікрометром **13** (індикатором годинникового типу), зафіксованому за допомогою штатива на основі.

4.3. Умови та методика експериментальних досліджень

При виконанні експериментальних досліджень виконуються такі умови:

- пневмошпindel та індикатор годинникового типу нерухомо та жорстко закріплені на масивній основі;

- технологічне повітря подається з постійною температурою 20⁰С, це забезпечує ізотермічний процес перебігу мастила в опорах;

- технологічне повітря на шпindel подається через гнучкі з'єднання для виключення механічного впливу, передачі вібраційних навантажень у будь-якому напрямку;

- технологічне повітря надходить в аеростатичні опори та на газову турбіну очищеним від мастила та механічних домішок;

- для усунення пульсацій тиску, характерних для поршневих компресорів, у магістралі підвищеного тиску встановлено ресивер, а додаткове згладжування забезпечують дроселі, які регулюються.

Методику експериментальних досліджень представимо у вигляді кількох блоків: налаштування обладнання та вимірювальної техніки, регулювання вхідних параметрів і контроль виходу на встановлений режим, зняття вимірювань та їх обробка.

Налаштування обладнання починається з встановлення середніх величин проміжків опор пневмошпинделя (див. п.4.2.). Приєднуються пневмомагістралі, і перевіряється їх герметичність пробною подачею тиску на опори та турбіну. Після наповнення ресивера компресора до 0,7 - 0,8 МПа подається тиск у магістраль, яка живить опори. За допомогою регульованого дроселя **б** (редуктора) регулюється тиск подачі p , відповідно до умов експерименту. Після подачі тиску в зазори опор, вал шпинделя

підвішується в потоці повітря, наявність аеростатичного підвісу фіксується зростанням опору до нескінченності між корпусом і ротором за показаннями омметра *17*. Чутливий елемент частотоміра підводиться до мітки на вихідній ділянці валу на відстані 3 – 5 мм, вмикається АЦП і ручним поворотом валу перевіряється проходження вимірювального сигналу за міткою. До вихідної ділянки валу підводиться до торкання індикатор годинникового типу *13*. Для створення та вимірювання радіальних та осьових навантажень на кінцевій ділянці ротору, де при експлуатації пневмошпинделя закріплюється інструмент, встановлюються динамометри *14, 15* (див. рис. 4.5).

За відсутності подачі повітря до газової турбіни виконуємо експериментальні дослідження пневмошпинделя в режимі підвісу. Послідовною зміною тиску наддування, середніх зазорів, осьових і радіальних навантажень отримуємо нові режими функціонування підвісу. Для кожного з встановлених режимів визначаємо основні вихідні параметри (витрата повітря, граничні осьове та радіальне навантаження, зміщення ротора). Апаратура налаштовується таким чином, щоб багаторазово повторювані виміри одного параметра при однакових умовах призводили до отримання масиву послідовних вимірів з розкидом не більше 5%.

Для експериментального дослідження пневмошпинделя в режимі обертання після подачі тиску на опори відкриттям вентиля *9* переконуємося у створенні підвісу ротора його прокручуванням і/або за показаннями омметра і подаємо повітря в магістраль газової турбіни. За допомогою регульованого дроселя *11* поступово піднімаємо тиск (див. рис. 4.5). При цьому ротор починає розганятися, і кожному фіксованому тиску відповідає своя частота обертання на встановленому режимі.

Для дослідження залежності частоти обертання ротора від тиску подачі повітря на турбіну виконуємо ступінчасте підвищення тиску з кроком 0,05 МПа і виходом на встановлену частоту обертання.

На встановленому режимі контролюємо биття ротора за допомогою мікрометра. Для вимірювання пускового обертального моменту динамометром через блок загальмовуємо ротор і подаємо тиск.

Радіальна тримальна здатність опори при обертанні вимірюється за допомогою динамометра, при цьому шків не зафіксований відносно валу і залишається нерухомим під час вимірів. Радіальне навантаження, прикладене через шків, відповідає половині показань динамометра. Граничне допустиме радіальне навантаження буде менше на 5% того, це викликає торкання опорних поверхонь.

Послідовною дискретною зміною тиску подачі технологічного повітря на опори, встановлених середніх зазорів через сумарний зазор і радіальних навантажень отримуємо масив варіантів встановлених режимів функціонування пневмошпинделя. Для кожного з режимів визначаємо основні вихідні параметри (витрата повітря, граничне радіальне навантаження та ін.). Апаратура налаштовується таким чином, щоб багаторазово повторювані виміри одного параметра при однакових умовах експерименту призводили до отримання масиву послідовних вимірів без викидів. При налаштованому лабораторному устаткуванні зазвичай 3...5 пусків із виміром дають розкид значень до 5%.

Вихід із режиму вимірювань здійснюється у наступній послідовності: знімається навантаження, припиняється подача повітря на турбіну. Після повної зупинки ротора перекривається подача повітря на аеростатичні опори і вимикається вимірювальна апаратура.

На основі отриманих експериментальних даних було складено таблиці результатів випробувань та побудовано графічні залежності, які співвідносяться з теоретичними розрахунками. Кожна точка на експериментальному графіку виходить після статистичної обробки масиву з десяти спостережень за методикою, наведеною у роботі [123].

Основною умовою застосування статистичних методів є статистична стійкість даних – частота потрапляння результатів у заданий інтервал зі збільшенням кількості експериментів. При цьому виконується «змістовна інтерпретація»:

- перевірка фізичного змісту отриманих результатів відповідно до апріорних уявлень та теоретичних даних;
- перевірка відповідності результатів прийнятим математичним моделям.

4.4. Результати та аналіз експериментальних досліджень

При експериментальних дослідженнях багатоопорної системи виникає два види помилок: систематичні та випадкові. Причинами систематичних помилок є [124]:

- недосконалість використовуваної вимірювальної апаратури (динамометр, мікрометр, манометр);
- не ідеальне налаштування вимірювальної апаратури;
- мінливість умов проведення вимірювань параметрів (C, p_a, t);
- вплив людського фактора (можливі помилки експериментатора).

Випадкові помилки (відхилення) спричиняють розкид результатів повторних вимірювань, як між собою, так і відносно справжнього значення вимірюваної величини. Уникнути випадкових помилок можна за рахунок збільшення числа однотипних вимірів. Нескінченна кількість випробувань, при яких вимірювані залежні змінні (P_z, P_y, M) можуть приймати всі можливі значення, є генеральною сукупністю. Для обробки експериментальні дані подаються у вигляді обмеженої за розміром вибірки, яка є частиною генеральної сукупності. Використовуючи методи статистичного аналізу, можна отримати характеристики генеральної сукупності по окремо взятій вибірці кожного з дослідів.

4.4.1. Дослідження тримальної здатності та жорсткості приводу при нерухомому роторі

Основною характеристикою безконтактного приводу є тримальна здатність, яка виникає в результаті дії сил реакцій (тиску) повітряного мастила на тримальні поверхні ротора в двох його опорах. тримальна здатність або вантажопідйомність є максимальною реакцією опори в даному напрямку, при якій гарантується надійне функціонування пневмошпинделя.

Різниця між критичним навантаженням, яке призводить до торкання опорних поверхонь та аварійного режиму функціонування і тим навантаженням, яке менше, вважається граничним, але

допустимим при експлуатації, залежить від умов застосування пневмошпинделя, вимог до його надійності.

Спочатку досліджуємо залежність граничної тримальної здатності від величин середніх зазорів в опорах при постійному тиску наддування. На графіку будемо вказувати сумарну величину зазору, яка розподіляється між опорами нерівномірно (див. рис. 3.19).

Граничне значення тримальної здатності має бути менше на 5 % від вимірюваного критичного навантаження, яке призводить до контакту опорних поверхонь підшипника. Вихідні дані дослідження граничної тримальної здатності наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Вихідні дані для експериментів з дослідження тримальної здатності

Номер виміру	Сумарний зазор, C (мкм)	Зазор правої опори, C^n (мкм)	Зазор лівої опори, C^n (мкм)
1	58	≈ 20	≈ 38
2	62	≈ 22	≈ 40
3	66	≈ 24	≈ 42
4	70	≈ 27	≈ 43
5	74	≈ 30	≈ 44

Як відомо, при вимірах безперервних величин експериментатор, як правило, апріорно вважає, що розподіл результатів гауссів (нормальний). Надалі буде показано на підставі застосування об'єктивних критеріїв, що припущення про нормальний розподіл у наших дослідженнях є вірним. В результаті експерименту отримуємо масив даних із тридцяти спостережень (x_i , де $i = 1, \dots, n = 30$) для кожного сумарного зазору. Результат кожного виміру можна представити у вигляді $x_i = Q + \delta(x_i)$, де Q – справжнє значення вимірюваного параметра, а $\delta(x_i)$ – деяка похибка i -го виміру. Отримані дані можна розглядати як вибірку, взяту з генеральної сукупності, це дозволяє досить точно визначити Q .

Для дослідження радіальної підйомної сили (його граничного чи максимального значення) пневмошпинделя (P_r) було виконано серії

з 30 спостережень. Кожна серія виконувалася при фіксованих сумарному середньому зазорі C і тиску подачі технологічного повітря p_s . Результати вимірювань P_y та їх статистична обробка для сумарного зазору $C = 62$ мкм та $p_s = 5$ атм. наведено у табл. 4.2.

Таблиця 4.2

**Результати вимірювань P_y та їх статистична обробка
(сумарний зазор $C = 62$ мкм та $p_s = 5$ атм)**

	Кількість однакових результатів	Показання динамометра x_i , Н	Середнє арифметичне \bar{x} , Н	Середнє квадратичне відхилення σ , Н	Довірчі межі похибки ψ_d , Н
1	1	54.16	54.21	0.02	0.01
2	1	54.17			
3	2	54.18			
4	3	54.19			
5	5	54.20			
6	6	54.21			
7	5	54.22			
8	3	54.23			
9	2	54.24			
10	1	54.25			
11	1	54.26			

Для доказу гіпотези про нормальний розподіл скористаємося «імовірнісним папером». Цей метод дозволяє за допомогою математичного пакету STATISTICA обробити вибірку вимірювань та отримати наочне геометричне підтвердження гіпотези (рис. 4.6).

Як видно з графіка, отримані експериментальні точки лежать досить близько до прямої, що свідчить про досить хорошу сходиність дослідних даних із нормально-логіарифмічним законом розподілу. Отже, розподіл випадкової величини – вимірної підйомної сили пневмошпинделя – нормальний.

Нормальний закон розподілу залежить лише від двох параметрів: середнього арифметичного $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$ та середнього квадратичного відхилення σ :

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (4.1)$$

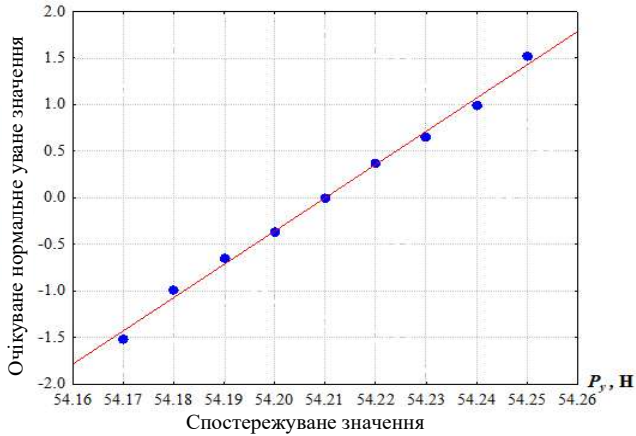


Рис. 4.6. Експериментальні дані радіальної підйомної сили на нормальному ймовірнісному папері

Квадрат величини σ (4.1), являється дисперсією σ^2 , за допомогою якої оцінюється міра розсіювання (розкиду) виміряних в експерименті значень дискретної випадкової величини.

Нормальний закон розподілу випадкової величини P_y (імовірність потрапляння результату одного виміру в задану область) в інтегральній формі має вигляд [121, 124, 125]:

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} dx, \quad (4.2)$$

де x – випадкова величина радіальної підйомної сили;

\bar{x} – середнє арифметичне (математичне очікування) значень випадкової величини x .

Після відомих математичних перетворень [125] отримуємо остаточно формулу для визначення ймовірності потрапляння випадкової величини радіальної підйомної сили пневмошпинделя в певний інтервал:

$$\Phi(P_y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\frac{x-x}{\sigma}} e^{-\frac{\tau^2}{2}} d\tau = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^0 e^{-\frac{\tau^2}{2}} d\tau + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{\tau^2}{2}} d\tau = \frac{1}{2} + \Phi_0(t),$$

де $\Phi_0(t)$ – стандартний інтеграл ймовірностей (функція Лапласа), який визначається за таблицею в [125].

Таким чином, для випадкової величини максимальної радіальної підйомної сили P_y , що підпорядковується нормальному закону розподілу, ймовірність потрапляння, наприклад, в інтервал від 54,17 до 54,25 Н складе:

$$\begin{aligned} P(54.17 \leq x \leq 54.25) &= \Phi(54.25) - \Phi(54.17) = \\ &= \left(\frac{1}{2} + \Phi_0\left(\frac{54.25 - 54.21}{0.02}\right) \right) - \left(\frac{1}{2} + \Phi_0\left(\frac{54.17 - 54.21}{0.02}\right) \right) = \Phi_0(2) - \Phi_0(-2) = 95.5\%. \end{aligned}$$

Наочно розподіл випадкової величини P_y із зазначенням діапазонів та відповідних їм ймовірностей для 30 спостережень показано на рис. 4.7.

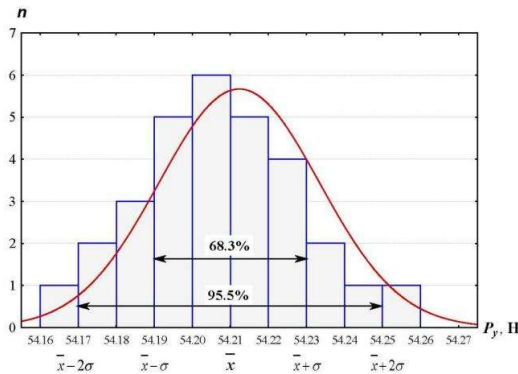


Рис. 4.7. Полігона значень радіальної підйомної сили для серії вимірів

Для оцінки надійності потрапляння випадкової величини в заздалегідь встановлений інтервал або вирішення зворотного завдання – оцінки інтервалу, в який потрапляє випадкова величина із заданою надійністю (ймовірністю), заздалегідь вибирається один із перерахованих параметрів.

Точність результатів вимірювань характеризується відхиленням від середнього арифметичного \bar{x} , довірчі кордони ψ_p якого визначаються [123]:

$$\psi_p = t_p \sigma / \sqrt{n}, \quad (4.3)$$

де t_p – коефіцієнт Стьюдента;

σ – середнє квадратичне відхилення;

n – кількість елементів вибірки.

При цьому t_p вибираємо з таблиці [126] залежно від ступенів свободи ($n-1$) та рівня значущості. При взятому рівні надійності 90%, рівень значущості – 0.1. Тоді довірчий інтервал для величини підйомної сили пневмошпинделя за результатами багаторазових вимірів (табл. 4.1) з ймовірністю потрапляння до нього 90% становить 54.21 ± 0.01 Н.

По наведеному вище алгоритму виконуємо статистичну обробку й інших значень виміряних експериментально величин максимальної підйомної сили. Вибірки значень виходять для кожного вимірювального експериментального випадку, який виникає при почерговому варіюванні середнього сумарного зазору C і тиску подачі повітря p_s . Результати експериментальних досліджень радіальної тримальної здатності P_y у порівнянні з отриманими теоретичними значеннями представлені на рис. 4.8, 4.9.

Аналізуючи представлені в графічному вигляді залежності легко помітити, що дані, отримані дослідним шляхом, приблизно на 5% - 7% менше теоретичних значень згідно (2.9) - (2.15), але мають однаковий характер зміни. Найбільша збіжність отримана при оптимальних значеннях тиску подачі ($p_s = 0.45 \dots 0.55$ МПа.) і сумарному середньому зазорі ($C = 62$ мкм). Однією з можливих

причин розбіжності результатів зі збільшенням значення середнього зазору є похибка встановлення його величини при проведенні експерименту. З іншого боку, теоретичні формули для розрахунку підйомної сили отримані на основі наближеного рішення стаціонарного рівняння Рейнольдса (див. пп.2.1.2), тому мають об'єктивну похибку припущень та лінеаризації.

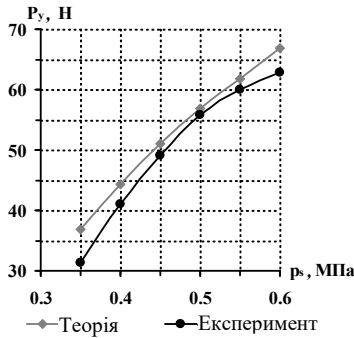


Рис. 4.8. Залежність радіальної підйомної сили від тиску подачі повітряного мастила

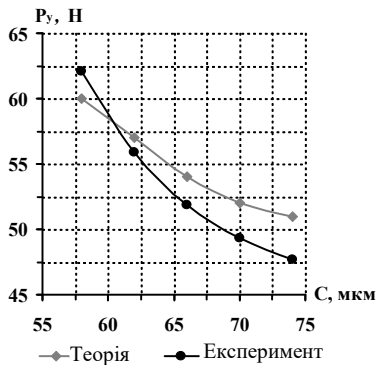


Рис. 4.9. Залежність радіальної підйомної сили від сумарного зазору

На рис. 4.10 представлені графічні залежності осьової підйомної сили P_z від тиску подачі p_s , але в рис. 4.11 - від середнього сумарного зазору C опор.

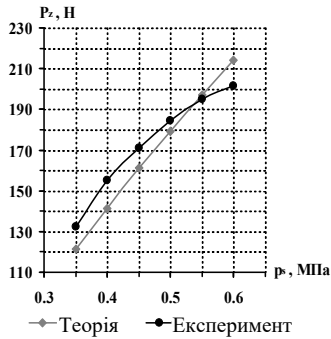


Рис. 4.10. Залежність осьової підйомної сили від тиску подачі повітряного мастила

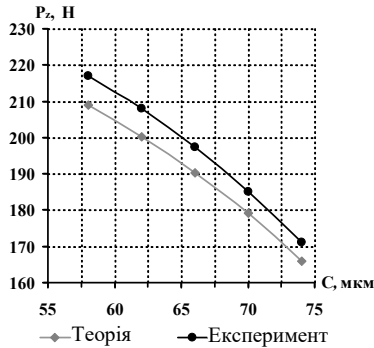


Рис. 4.11. Залежність осьової підйомної сили від сумарного зазору

Показані залежності демонструють хорошу збіжність (до 10%) результатів експерименту з результатами теоретичних розрахунків (аналітичним методом через приведення конічних опор до еквівалентної комбінації радіальних опор та підп'ятників).

У ході експериментальних досліджень виконалися вимірювання витрати технологічного повітря на опорну систему пневмошпинделя при різних навантаженнях. Виміри проводилися при ненавантаженому роторі, коли кожна з опор має нульове зміщення (відносний ексцентриситет $\varepsilon = e/C \approx 0$), і при максимальному радіальному навантаженні ($\varepsilon = 0,9$).

Покази витрати повітря знімалися із витратоміра. В результаті отримано залежність витрати повітря Q на опорну систему пневмошпинделя від тиску подачі p_s (витратні характеристики), які показані на рис. 4.12.

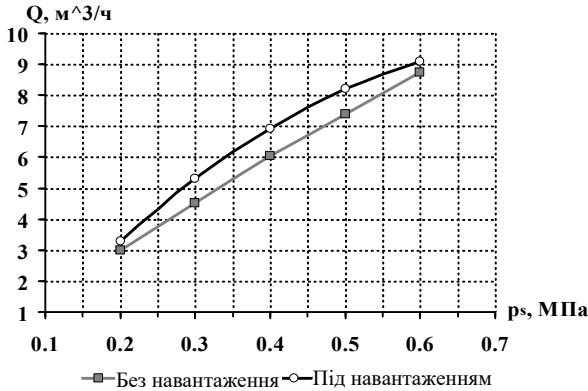


Рис. 4.12. Залежність витрати повітря від тиску подачі

З представлених на рисунку показників випливає, що багатоопорна система має на 7% – 10% більшу витрату повітря при навантаженому стані, ніж без навантаження. Пояснюється це тим, що зміщення ротора утворює область збільшеного зазору, яка є зоною меншого тиску і в ній збільшується витрата повітряного мастила через живильники та через зазор у навколишнє середовище, а відповідно і сумарна витрата технологічного повітря. Одночасно збільшується перетікання мастила в тангенціальному напрямку, це перешкоджає зниженню витрати через живильники в області зазору, який звужується.

Наочно цей ефект підтверджується обчислювальними експериментами на 3D моделі пневмошпинделя в середовищі програми CFD аналізу (МКЕ) [114]. За відсутності ексцентриситету (рис. 4.13, а) та його збільшенні до 15 мкм (рис. 4.13, б) під навантаженням, показано поле тисків та лінії струму повітряного мастила.

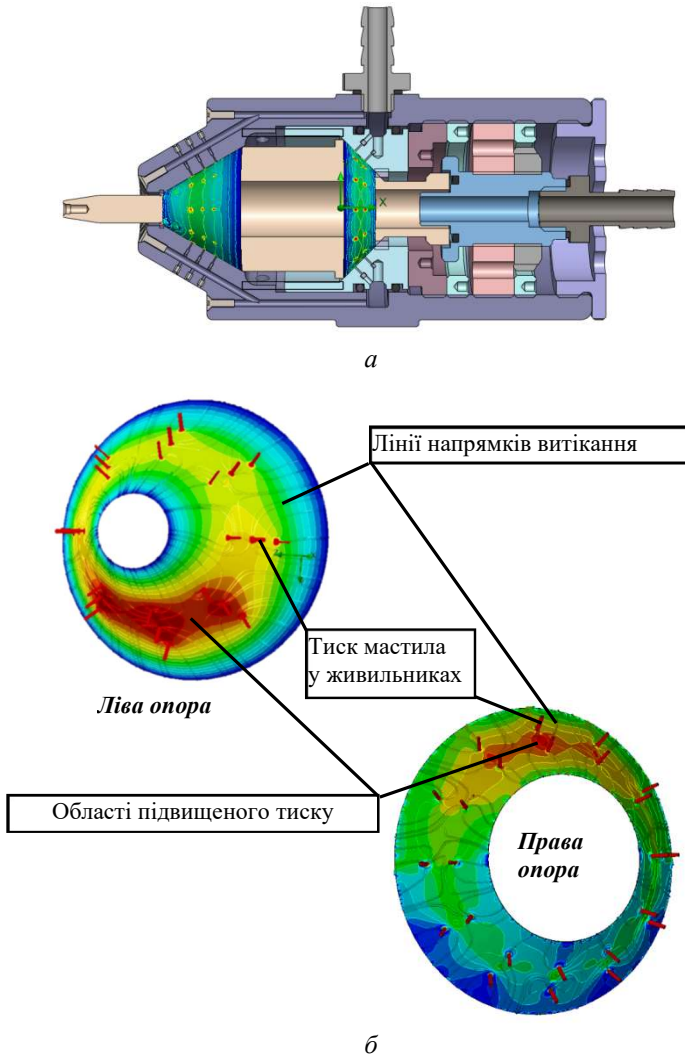


Рис.4.13. Розподіл газового мастила у зазорах опор без навантаження (а) та під радіальним навантаженням (б)

З рисунка видно, що при ненавантажених опорах (рис. 4.13, а) характер розподілу мастила в коловому напрямку приблизно рівномірний і має центральну осю симетрію.

Навантажені ж опори (при ексцентриситеті опор ротора близько 15 мкм) мають яскраво виражену область підвищеного тиску, з якої мастило витікає як в осьовому напрямку, так і в коловому (тангенціальному), це добре видно по напрямках ліній течії мастила. Здебільшого лінії йдуть від живильників до меж зазору. Але частина ліній витягується в коловому напрямку конуса з області більш високого тиску мастила в області зниженого, де величина зазору зростає (див. рис. 4.13, б). Це так звані «перетічки» газового мастила, які неминуче виникають, знижують підйомну силу опори та збільшують витрату технологічного повітря. Ефект перетікання мастила моделюється і враховується при визначенні інтегральних характеристик лише в комп'ютерному обчислювальному експерименті МКЕ.

4.4.2. Експериментальне дослідження характеристик приводу на швидкісних режимах

Ротор при обертанні «захоплює» за собою газове мастило, воно в зазорі рухається із середньою розрахунковою швидкістю, яка дорівнює половині колової швидкості поверхні ротора. Ексцентриситет призводить до звуження зазору, а значить і прохідного перерізу для мастила, це призводить до утворення області підвищеного тиску - повітряного мастильного клина. Величина клину пропорційна швидкості обертання ротора і підвищує його підйомну силу, так як тиск клину спрямований проти зовнішнього навантаження [2, 45, 46]. Таким чином, аеростатичний підшипник при обертанні за рахунок сил в'язкості і ефекту прилипання межового шару повітряного мастила до поверхні опори, яка обертається, набуває додаткової підйомної сили. Вона утворюється за рахунок мастильного клина, який формується обертючим потоком мастила в звуженій частині опори. Насамперед слід зазначити, що цей ефект характерний для аеродинамічних підшипників, а в аеростатичних опорах не домінує. Він починає себе проявляти у аеростатичних опорах на середніх та високих частотах обертання. Тим самим аеростатичні опори набувають властивості гібридних, які поєднують різні складові реакції газового мастила (статичну та динамічну).

Але на високих частотах обертання ротор починає набувати і властивостей гіроскопа - пручається вимушеному повороту осі обертання. Прагнення зберегти положення осі у просторі призведе до виникнення гіроскопічного моменту, пропорційному власній частоті обертання та кутовій швидкості вимушеного повороту. Але гіроскопічний момент повертатиме ротор у площині, перпендикулярній радіальному навантаженню, що задається, тому вектор радіального ексцентриситета почне повертатися навколо осі обертання. Прикладене навантаження перестає бути співвісним ексцентриситету, це вносить похибку в дослідження реакції опори від заданого навантаження. Більше того, прецесійний рух може призвести до коливань опори. Найбільш простим рішенням є зменшення та наближення до нульового значення кутової швидкості вимушеного повороту, тобто необхідно виконувати навантаження пневмошпинделя поступово або навіть поступово-ступінчасто, виходячи на попередні рівні без гіроскопічного ефекту (без кутової швидкості вимушеного повороту). Саме даний варіант поступово-ступінчастого прикладення консольного радіального навантаження використовувався нами. Другий шлях нівелювання гіроскопічних ефектів полягає в рівномірному навантаженні опорної системи з різних сторін (не консольно) так, щоб не викликати повороту осі обертання, лише її зміщення. У цьому випадку при будь-яких частотах обертання гіроскопічний момент не виникатиме, оскільки дорівнює нулю кутова швидкість вимушеного повороту осі обертання ротора.

Для підтвердження виникнення ефекту повітряного мастильного клина в двохопорній аеростатичній системі безконтактного приводу було проведено серію натурних експериментів та аналогічну їй за умовами серію обчислювальних експериментів МКЕ у програмі *CFD* аналізу. Визначалося збільшення радіальної підйомної сили зі зростанням частоти обертання. Зростання частоти обертання досягалося поступовим збільшенням тиску подачі повітря на турбіну пневмошпинделя. У діапазоні 1000 до 10 000 об/хв він мав яскраво виражений характер - близько 6% на кожну 1000 об/хв. Далі відносний вплив мастильного клину на реакцію опори знижується. На ділянці від 10 000 до 15 000 об/хв зростання лише до 2 % на кожну 1000 об/хв. Результати експериментів та порівняння їх із чисельним аналізом

на 3D моделі методом кінцевих елементів у графічному вигляді представлені на рис. 4.14.

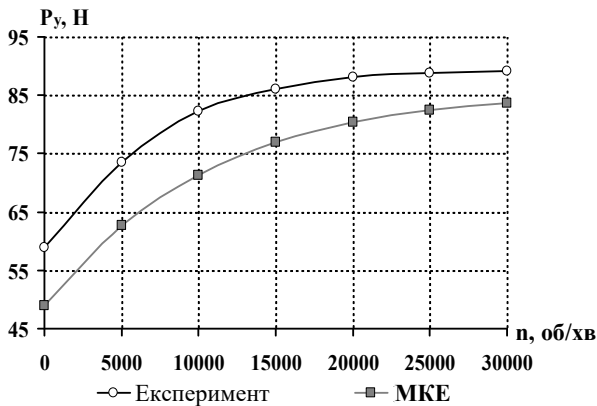


Рис. 4.14. Залежність радіальної підйомної сили від частоти обертання

Апріорі можна припустити, що при подальшому збільшенні кутової швидкості ротора, крива графіка набуде горизонтального характеру, тобто підйомна сила асимптотично прагне до деякого значення.

Узагальнюючи результати цієї частини експериментальних досліджень експериментального зразка пневмошпинделя, результати яких були наведені вище, можна зробити такі висновки:

1. Розроблена конструкція та виготовлений зразок пневмошпинделя на регульованих конічних аеростатичних опорах концептуально показали працездатність та ефективність регульованих конічних аеростатичних опорних систем. Ефективність конічних аеростатичних опор різної геометрії полягає не тільки у можливості через величину зазору регулювати в широкому діапазоні механічні властивості, статичну та динамічну стійкість пневмошпинделя, але досягти істотного зниження витрати технологічного повітря, маси, габаритів та собівартості пневмошпинделя. Іншими словами, перехід до регульованих конічних аеростатичних опорних систем дозволяє комплексно

вирішувати завдання технічного вдосконалення приводного обладнання, підвищення його економічної ефективності.

2. Методами математичної статистики виконано обробку експериментальних даних із визначенням закону розподілу статистик та достатнього обсягу вибірки спостережень, які забезпечують необхідну достовірність результатів – 90%. Статичні характеристики пневмошпинделя, отримані внаслідок експериментів, показали хорошу збіжність з даними теоретичних досліджень. Розбіжності за радіальною підйомною силою перебувають у межах 5% – 7%, а, за осьюовою – до 10%. Це пояснюється наближеним характером математичних методів, а з іншого боку, складністю та багатофакторністю фізичних процесів, які відбуваються в пневмошпинделі, похибкою вимірювань.

3. Експериментальні дослідження показали, що розроблені та представлені в главах 2 і 3 математичні моделі, у частині визначення статичних характеристик аеростатичних опорних систем, мають достатню точність і можуть використовуватись в інженерних розрахунках при проектуванні. При цьому аналітичний метод розрахунку дозволяє отримати результат досить швидко і його раціонально використовувати як «прикидковий», а чисельні методи як «уточнюючий» у зв'язку з його високою точністю та більшою трудомісткістю.

4. Експериментальні дослідження показали, що безконтактні приводи на регульованих конічних аеростатичних опорах мають достатні діапазони підстроювання своїх механічних систем за статичними та динамічними характеристиками, оскільки в процесі регулювання задіяно зміну середньої величини зазору з мастилом. Це дозволяє налаштовувати приводи під умови функціонування, розширити діапазони навантажень та частот обертання, а значить, використовувати їх у машинах різного призначення (шліфувальні верстати, верстати для обробки елементів оптичних систем та різання монокристалів, турбодетандери, вакуумні насоси та ін.).

4.5. Методика проєктування безконтактного приводу на аеростатичних опорах як єдиної механічної системи

Результати, отримані на вході теоретичних та експериментальних досліджень одноопорних і багатоопорних приводів на регульованих конічних аеростатичних опорах, покладені в основу розробленої нами *методики проєктування* подібних приводів. Дана методика відпрацьовувалась при модернізації аеростатичного одноопорного пневмошпинделя для верстатів різання монокристалів, а потім при розробці та подальшій модернізації високошвидкісного пневмошпинделя на конічних, регульованих за зазором і різних за своєю геометрією (а також конструкцією) опорах. У ході дослідження властивостей та характеристик приводів на регульованих аеростатичних системах було розроблено або уточнено математичні моделі та алгоритми комп'ютерного моделювання – обчислювальних експериментів.

Загалом у ході досліджень перехресно використовувалися три методи отримання інформації:

- Методи теоретичні – аналітичні дослідження на основі положень теоретичної механіки про рух і коливання обертового твердого тіла; теорії стійкості руху для визначення умов (критеріїв) динамічної стійкості ротора; газогідродинаміки в частині отримання аналітичного рішення щодо інтегральних характеристик аеростатичних опор. Спочатку аналітичне дослідження властивостей та характеристик опор радіального типу та підп'ятників, а потім, застосовуючи метод перетворення (декомпозиції) отримання аналітичного рішення та для дослідження конічних аеростатичних опор різної геометрії.

- Методи постановки обчислювальних експериментів, які ґрунтуються на тривимірному моделюванні об'єктів дослідження та комп'ютерному моделюванні (відтворенні) фізичних процесів, що відбуваються при функціонуванні даних об'єктів – обертання, коливань, зіткнень, деформацій, нагріву, створення підйомної сили газовим мастилом опори. Дані методи займають проміжне положення між суто теоретичними дослідженнями та експериментальними. Комп'ютерні розрахунки на основі методу кінцевих елементів надають можливість отримати математично

чисельні рішення завдань і, при цьому, імітувати натурні експерименти (а по суті фізичні процеси) з об'єктом у віртуальній реальності. Але висування концепцій та побудова гіпотез, аналітичне обґрунтування причинно-наслідкових зв'язків перебуває, нині, поза можливостями комп'ютерного моделювання. У цьому сенсі обчислювальні експерименти у програмах САПР, як і натурні випробування об'єктів, є для дослідників зручним та універсальним інструментом перевірки висунутих ними гіпотез, отримання кількісної та якісної інформації про об'єкт досліджень.

- Методи експериментальних (натурних) досліджень об'єкта. Вони є традиційними та найбільш надійними джерелами інформації для дослідників, хоча вимагають значних витрат часу та коштів, а також не мають такого рівня варіативності, як комп'ютерні обчислювальні експерименти. При цьому для одноопорної системи використовувалися дані виробничих випробувань заводу-виробника, а також досвід експлуатації найближчого аналога – шпиндельного вузла верстата прецизійного автоматичного різання монокристалів «Алмаз – 150 ЕШВ» (див. рис. 1.14). Для дослідження багатоопорних приводів на регульованих конічних аеростатичних опорах було розроблено конструкцію та виготовлено експериментальний зразок високошвидкісного двоопорного пневмошпинделя для механічної обробки (див. рис. 4.1, 4.2, 4.4), розроблено методика його експериментальних досліджень та встановлення для їх проведення (див. 4.5.).

Виконані дослідження дозволили розробити методику проектних розрахунків та сформулювати рекомендації щодо створення приводів на регульованих за зазором конічних аеростатичних опорах з будь-яким кутом нахилу конічних тримальних поверхонь.

При проектуванні безконтактного приводу на аеростатичних опорах основними параметрами є: діапазон швидкісних режимів, величина та напрямок зовнішніх навантажень при виконанні корисної роботи, необхідна жорсткість опорної системи ротора, вимоги до точності позиціонування ротора, динаміка розгону та гальмування, корисна потужність при реалізації технологічного процесу, режим роботи, розрахунковий технічний ресурс, обмеження за масою, габаритами та ін.

Як правило, ключові параметри і характеристики приводу, який розробляється, або машини з цим приводом, закладаються в технічне завдання (ТЗ). Для отримання у проєктованого приводу параметрів і характеристик у заданих ТЗ межах, виділимо кілька напрямків проєктних процедур і досліджень, які поєднують в собі операції аналізу та синтезу:

1. Визначення структури приводу та розробка його компонуальної та розрахункової схем. Алгоритм структурного синтезу та основні принципи компонування та конструювання безконтактних приводів викладено у [9, 11, 15, 20, 94]. Загальну класифікацію безконтактних опор для таких приводів наведено на рис. 1.13. Основними структурними варіантами для безконтактних приводів запропоновано використовувати *одноопорні* або *багатоопорні* системи на конічних (переважно регульованих) аеростатичних опорах. Розрахункові схеми та варіанти конструкцій одноопорних приводів наведено на рис. 1.15, 2.1, 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 та багатоопорних приводів – на рис. 1.17, 2.4, 2.5, 2.7, 3.8, 3.12, 3.21. У главі 2 було показано, що одноопорна система має масогабаритні та енергетичні переваги, але її застосування, порівняно з багатоопорною системою, обмежено за умовами прикладення технологічних навантажень, можливостями підведення робочого тіла до робочого органу з інструментом та обов'язковою відсутністю значущого за величиною згинального моменту на ротор.

2. Розрахунок приводу на статичну стійкість чи стійкість під впливом постійних за величиною сил (навантажень) різних напрямів. При цьому визначаються максимальні сили реакції (тримальні здатності) кожної з аеростатичних і далі, на основі розрахункової схеми (див. рис. 1.17, 2.4) з відповідними системами рівнянь статичної рівноваги, визначається максимальне зовнішнє навантаження для приводу (його тримальна здатність або вантажопідйомність). Знаючи граничну величину навантажень можна задати будь-які менші зовнішні сили і, у зворотному порядку, визначити сили реакцій та реактивні моменти, які виникають у кожній із опор. Враховуючи, що проєктуються регульовані конічні опорні системи, конструктор повинен діапазонами налаштовуваних параметрів приводу охопити передбачувані діапазони параметрів реалізованого технологічного

процесу. Для механічної обробки це насамперед жорсткість інструменту, частота обертання (отже швидкість різання), максимальні та номінальні зусилля (з урахуванням частоти обертання виходимо на потужність приводу). Як правило, при проектуванні прагнуть не тільки досягти необхідних діапазонів за параметрами, але забезпечити деякий запас і максимальну регульованість.

3. Вибір конкретних варіантів конструкцій, попередній розрахунок параметрів (геометричних, силових, технологічних) та характеристик для структурних елементів приводу (вал, аеростатичні опори, рушій, корпус). «Прикидковий» розрахунок кінчної опорної системи дозволяє досить швидко перевірити пропоновану конструкцію за інтегральними характеристиками, насамперед за жорсткістю та тримальною здатністю. У главі 3 показано, що застосування кінчних опор в малонавантажених високошвидкісних безконтактних приводах дозволяє знизити їх масу до 11%, габарити на 17% і витрату технологічного повітря на 25%.

4. Остаточне визначення статичних характеристик кінчних аеростатичних опор аналітичним методом та дублюючим (уточнюючим) розрахунком на основі методу кінцевих елементів. Перевірка приводу на статичну стійкість при дії максимально допустимих зовнішніх навантажень та досягнення ним заданої жорсткості. Для цього в главах 2 і 3 розроблено методику аналітичного визначення статичних характеристик кінчних опор, в пп.2.2.3. визначено умови працездатності. У пп.3.3.3. показано розробку розрахункової схеми та дослідження статичних характеристик багатоопорної аеростатичної системи аналітичним методом, а також кінцево-елементним аналізом у середовищі САПР (обчислювальним комп'ютерним експериментом).

5. Дослідження динамічної стійкості безконтактного приводу на основі запропонованого у п.2.3. критерію стійкості руху, а також одержаних рівнянь малих коливань (пп.2.1.2., п.3.4.), дослідження власних та критичних частот коливань за допомогою обчислювального комп'ютерного експерименту у програмах динамічного аналізу.

6. Застосування конструктивних удосконалень та вибір раціональних параметрів приводу для підвищення його надійності,

покращення функціональності та техніко-економічних характеристик. У п. 2.2. (див. рис. 2.14, 2.15) виконано модернізацію одноопорної системи, це дозволяє збільшити жорсткість при зниженні маси та витрати технологічного повітря (див. патенти [128, 129, 140], роботу [131]). У главі 3 для безконтактного приводу запропоновано використовувати конічні опори різної конструкції та розмірів – з різними співвідношеннями осьових та радіальних вантажопідйомностей, показано способи регулювання величин середніх зазорів опор приводу. Через останні регулюються жорсткість і підйомна сила опор і всього приводу (див. патент [52]). У цьому розділі будуть розглянуті технічні вдосконалення опор щодо зміни конструкцій їх живильників і опорних поверхонь.

7. Вибір типу та конструктивне опрацювання рушія з урахуванням компунувальної схеми безконтактного приводу. Тут найважливішим при проектуванні є забезпечення необхідної потужності до виконання корисної роботи (зазвичай із забезпеченням запасу 15...50 %) і досягнення заданого діапазону частот обертання. Додаткові вимоги, як правило, пов'язані зі споживаною потужністю, динамікою розгону, регульованістю частоти обертання, показниками надійності, температурними режимами та необхідністю примусового охолодження, віброактивністю та ін.

Найбільш складною частиною проектування безконтактного приводу є розробка (проектний розрахунок) його опор, методику якої розглянемо докладніше.

У більшості випадків, у класичній теорії газових опор [2, 3, 4, 45, 46], підшипники розробляються під тиск подачі технологічного повітря 0,35 ... 0,63 МПа, який відповідає параметрам цехової пневмомережі промислових підприємств і також є виправданим в нашому випадку.

При проектуванні конічних аеростатичних опор слід насамперед визначити необхідні величини радіальної та осьової вантажопідйомностей. Вони функціонально пов'язані і визначають значною мірою площу опорних поверхонь, а, отже, розміри (діаметри та довжину) опори. Іншими конструктивними параметрами, які суттєво впливають на максимальні вантажопідйомності, є величини: середнього зазору; тиску мастила у зазорі; максимально допустимого ексцентриситету. Відоме або

задане співвідношення між необхідними осьовою та радіальною вантажопідйомністю дозволяє визначити кут розчину конуса опорної поверхні. При цьому забезпечення радіальної та осрової стійкостей ротора вимагає застосування кількох пар опорних поверхонь у межах однієї опори (одноопорна система) або кількох відокремлених аеростатичних опор (багатоопорна система). Якщо без навантаження осьові реакції взаємно врівноважуються, то застосування осьових зовнішніх сил компенсується різницею між аксіальними реакціями опор.

Визначення максимально допустимого ексцентриситету пов'язане з досягненням мінімально можливого (критичного) зазору в опорах. Він гарантує відсутність контакту робочих конусних поверхонь, збереження тримальної здатності, працездатності опор та пневмошпинделя. Розмір його визначається газодинамічними властивостями мастила, точністю геометрії опорних поверхонь (точністю виготовлення та встановлення). Для розробленого пневмошпинделя (див. рис. 4.1, 4.2) відхилення від круглості конусних поверхонь і допуск на прямолінійність твірної цих поверхонь становить не більше 4 мкм (при шорсткості поверхонь не гірше за $R_a = 0,8$ мкм). Таким чином, мінімально допустимий залишковий зазор в аеростатичних конічних опорах можна прийняти рівним 5 мкм. Для ротора пневмошпинделя параметри точності виготовлення та взаємного положення поверхонь, включаючи конічні поверхні опор, показані на рис. 4.15.

На основі компунувальної схеми, розробленої під задане навантаження та умови застосування, створюється розрахункова схема або розрахункова модель безконтактного приводу для визначення статичної стійкості (рис. 1.17, 2.4). Вона дозволяє вирішувати як пряме завдання проєктування (за заданими параметрами опор визначати загальне припустиме навантаження на привід), так і зворотне – розраховувати опори за відомим максимальним навантаженням для приводу [44]. Розрахунок опор, насамперед, полягає у визначенні їх жорсткості та тримальної здатності з певним запасом за максимальною величиною. Вони є статичними інтегральними характеристиками, які закладаються та розраховуються ітераційно через варіювання геометричними, конструктивними та технологічними параметрами проєктованих опор.

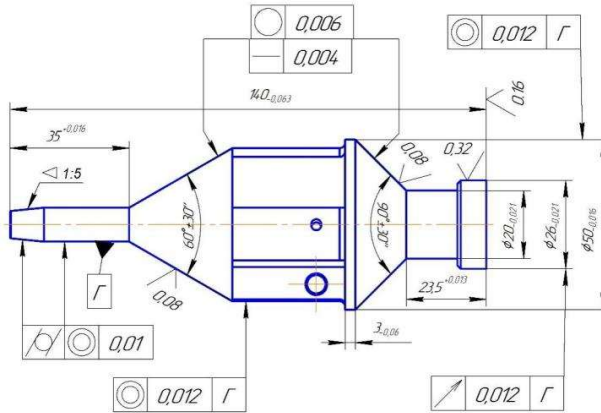


Рис. 4.15. Розміри та вимоги до точності виготовлення ротора пневмошпинделя з кінцевими опорними поверхнями

Алгоритм проектувального розрахунку кінчної опори по заданому навантаженню (зворотне завдання теорії газового мастила) полягає у реалізації двох етапів. На першому етапі виконується орієнтовне визначення основних геометричних розмірів опори, які за інших усереднених параметрів забезпечують необхідну вантажопідйомність. Потім виконується розрахунок статичних характеристик опори у першому наближенні.

На другому етапі виконуються уточнюючі розрахунки, при яких геометричні, технологічні та інші параметри змінюються від своїх початкових орієнтовних значень для отримання заданої тримальної здатності та жорсткості. Ітераційно досягається виконання вимог ТЗ та за габаритами, масою, витратою технологічного повітря, критерієм стійкості руху тощо.

Основними параметрами, які визначають габаритні розміри кінчної опори і одночасно суттєво впливають на її тримальну здатність у радіальному та осьовому напрямках є:

- кут у вершині конусної опорної поверхні - 2α ;
- середній діаметр усіченої конусної опорної поверхні

$$D_{cp} = 2R_{cp} = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2};$$

- довжина опори L .

Довжину підшипника L з орієнтовного визначення геометрії опори у першому наближенні виключимо. Для цього використовуватимемо зв'язок останніх двох геометричних величин через параметр подовження підшипника $\lambda = \frac{L}{D_{cp}}$, задаючись у

першому наближенні деякою його середньою величиною, наприклад, 1, тоді $L = D$.

Кут 2α у вершині конусної опорної поверхні, як було показано вище, визначає співвідношення між радіальною W_r та осьювою W_z реакціями опори.

Зважаючи на багатофакторність процесу створення підйомної сили газодинамічними силами потоку повітряного мастила в зазорі і складності функціональних залежностей між перерахованими параметрами, для визначення кута 2α в першому наближенні будемо використовувати емпіричні залежності.

Вони отримані при проведенні обчислювальних експериментів в середовищі *CFD* з кінчними аеростатичними опорами різної геометрії.

При інших усереднених параметрах, для кута $2\alpha = \frac{\pi}{4}$ отримано значення вантажопідйомностей, для яких $\frac{W_z}{W_r} = 1.5 \dots 2.2$.

Для кута $2\alpha = \frac{\pi}{3}$ відношення $\frac{W_z}{W_r} = 2.2 \dots 2.8$, а для $2\alpha = \frac{\pi}{2}$ значення

вантажопідйомностей опори мають співвідношення $\frac{W_z}{W_r} = 2.8 \dots 3.6$.

Дані дискретні значення кутів у вершині опорної кінчної поверхні охоплюють основний діапазон співвідношень між радіальними і осьовими навантаженнями і є переважними з точки зору технології виготовлення кінчних опор.

У разі необхідності розрахунку опори на деяке інше значення $\frac{W_z}{W_r}$, легко виконати інтерполювання поданих залежностей.

У роботі [46] дана формула для наближеного визначення тримальної здатності радіальної опори від діаметра, перепаду тисків та коефіцієнта навантаження. Зіставлення даної формули з результатами чисельних експериментів на аеростатичних конічних опорах показало хорошу збіжність по радіальній вантажопідйомності. Якщо за діаметр приймати середній діаметр конуса D_{cp} , то тоді за адаптованою для конічних опор наближеною формулою визначимо D_{cp} залежно від W_r

$$D_{cp} = \sqrt{\frac{W_r}{\Delta p \eta}} = 3.54 \sqrt{W_r},$$

де $\Delta p = 0,4 \text{ МПа}$ – різниця середніх значень тисків подачі повітря в опору та на виході з неї p_a ;

η – коефіцієнт навантаження (при максимальних значеннях відносних ексцентриситетів $\varepsilon = 0,6 \dots 0,8$ приймаємо $\eta = 0,2$)

Маючи в своєму розпорядженні у першому наближенні основні геометричні параметри конічної аеростатичної опори (α і D_{cp}), виконуємо її наближений чи «прикидковий» розрахунок статичних характеристик аналітичним методом (див. глави 2 і 3, формули (2.9) – (2.15) і (2.19)). У прикидковому розрахунку використовуємо такі усереднені параметри: середній зазор опори $C = 30 \text{ мкм}$, кількість живильників $N = 10$, діаметр живильників $D_d = 0.4 \text{ мм}$, число ліній живильників $n_d = 1$, параметр подовження підшипника $\lambda = 1$, тиск наддування повітря $p_s = 0,5 \text{ МПа}$ (див. п. 2.1).

Порівнюємо отримані значення тримальних здатностей опори при її геометричних параметрах першого наближення з необхідними значеннями W_z і W_r , отриманими для опор на підставі розрахункової схеми приводу із заданими за величиною і напрямком зовнішніми технологічними навантаженнями.

Далі проводимо уточнюючі розрахунки, коригуючи параметри кожної конічної аеростатичної опори відповідно до

необхідної точності розрахунку, додаткових умов та обмежень. Вибираємо найбільш відповідні діапазони регулювання опорної системи за величиною зазору (див. рис. 3.19, пп.4.4.2.) Для перевірки результатів аналітичного розрахунку опори та уточнення її конструктивних параметрів, виконуємо чисельні розрахунки методом кінцевих елементів (приклад кінцево-елементного обчислювального експерименту наведено у пп.3.3.3.). Таким чином, послідовність проектування безконтактного приводу на регульованих конічних аеростатичних опорах за заданими навантаженнями та умовами функціонування можна укрупнено подати у вигляді схеми, показаної на рис. 4.16.

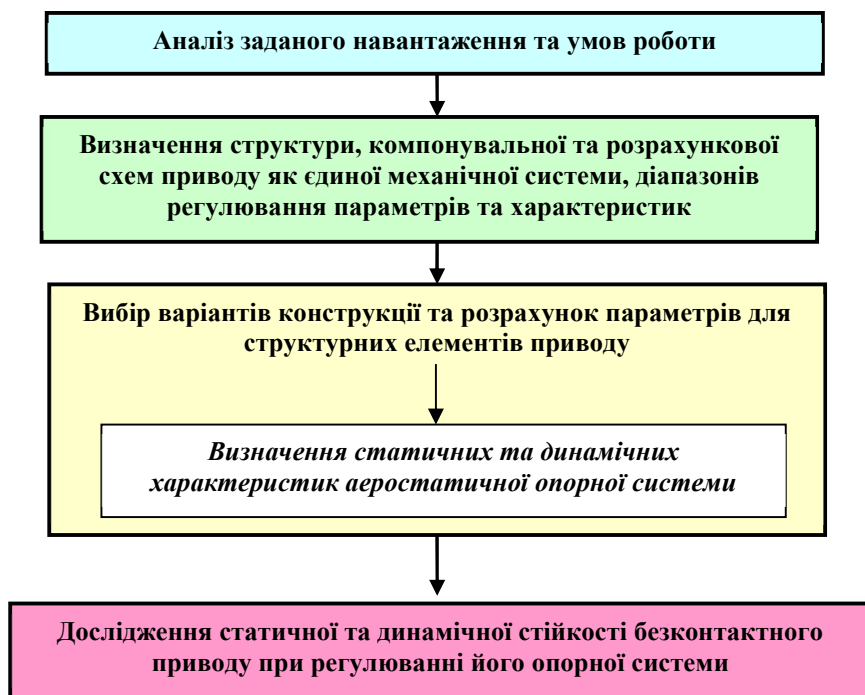


Рис. 4.16. Алгоритм проектування безконтактного приводу на конічних опорах

4.6. Шляхи підвищення тримальної здатності безконтактних приводів

Представлені в монографії результати теоретичних та експериментальних досліджень безконтактних приводів обертання на регульованих опорах з газовим мастилом, а також розроблені технічні рішення щодо поліпшення характеристик одноопорних та багатоопорних безконтактних приводів [11, 12, 15, 113, 129–131, 140] дозволили узагальнити основні напрямки вдосконалення приводного обладнання на регульованих конічних аеростатичних опорах [139].

Багатоопорний привод під час функціонування зазнає консольно прикладених навантажень (див. рис. 3.8 та рис. 3.9). Їхні радіальні складові сприймаються переважно лівою опорою, а, які осьові складові, головним чином, врівноважуються реакцією правої опори. Таким чином, доцільно знайти технічні рішення підвищують радіальну здатність лівої опори і осьову тримальну здатність правої. Зазначимо, що одночасне збільшення радіальних і осьових тримальних здатностей на конічних опорах призводить до збільшення їх розмірів і витрат технологічного повітря. Тому раціональніше розглядати завдання підвищення тримальної здатності кожної аеростатичної опори в необхідному для неї напрямку.

Одним із очевидних шляхів підвищення вантажопідйомності аеростатичної опори є перехід до більш ефективної системи живильників. Як зазначалося раніше, у досліджуваному пневмошпинделі використовуються кільцеві діафрагми, які не забезпечують такі високі значення підйомних сил, як проста діафрагма, щілинний канал чи пористі обмежувачі повітря [2, 46]. Відповідно до роботи [132], де дається аналіз навантажувальних і видаткових характеристик газостатичних підп'ятників, використання такого перетворення, як зенкування вихідних кромek кільцевих діафрагм дає приріст вантажопідйомності з деяким збільшенням витрати повітря.

Права конічна опора пневмошпинделя має кут нахилу до осі обертання 60° , це наближає її за характеристиками та властивостями до підп'ятників. Варіант застосування зенкування в

порівнянні з переходом до інших видів живильників є кращим, так як простий у технічній реалізації і не вимагає значних змін у методиці розрахунку статичних характеристик (порівняно з живильниками типу кільцева діафрагма). Це уможливило застосування використовуваної раніше методики розрахунку опор з урахуванням зміни поправкового коефіцієнта витрати α_p (див. пп.2.1.3.).

Зростання тримальної здатності при зенкуванні можна пояснити наближенням обмежувача витрати повітря до конусного сопла [133], це розширює області підвищеного тиску мастила під живильниками. Варто зазначити, що відповідно до існуючої теорії [2, 3, 46] обидва види розглянутих живильників мають свої недоліки. Кільцева діафрагма має ефект «псевдострибка», який виникає при різкому переході з області діафрагми, де створюється надзвуковий потік, в початкову область зазору опори, де відбувається різке гальмування плин мастила. Таким чином, в основну частину мастильного шару, розташовану за «псевдострибком», газ надходить під зниженим тиском. Це призводить до зменшення середнього рівня тиску мастила в даній частині шару та зниження підйомної сили. Зенкування знижує небезпеку «псевдострибка» за рахунок більш поступового розширення і повороту потоку мастила, яке надходить у зазор. Але при цьому зенкування збільшує об'єм мастильного шару, який може спровокувати виникнення автоколивань на кшталт «пневмомолот».

Дослідження аеростатичних опор з зенкуванням проводитимемо переважно чисельним методом (МКЕ) у середовищі програми *CFD* аналізу. Він враховує локальну турбулентність потоку, так як у реальних опорах мають місце турбулентні області та «стрибки» тиску в зазорі поблизу живильників. При виході з живильника повітряне мастило відчуває значне розширення та збільшення швидкості, його щільність та тиск різко падають [2]. В результаті *CFD* аналізу, проведеного на правій опорі пневмошпинделя з використанням зенкування вихідних кромek кільцевих діафрагм, отримано суттєве збільшення осьової підйомної сили – на 35%, радіальної вантажопідйомності – на 4,7%, підвищення витрати повітря – на 36%.

На рис. 4.17 показано розподіл тиску в зазорі правої опори пневмошпинделя, яка має живильники типу «кільцева діафрагма»

без зенкування (а) та з зенкуванням живильників (б). Для більшої наочності аналізованого явища опора досліджена при максимальному радіальному ексцентриситеті, це відповідає найбільшому допустимому навантаженню радіального напрямку.

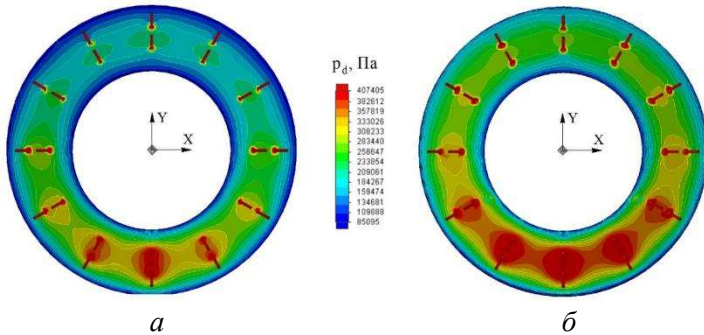


Рис. 4.17. Розподіл тиску повітряного мастила у зазорах опор з живильниками без зенкування (а) та з зенкуванням (б)

З представлених на рисунку полів розподілу тиску в шарі повітряного мастила (на рис. 4.17 конуси мастильного шару розташовані фронтально) видно, що зенкування розширило області підвищеного тиску на околицях живильників або обмежувачів витрати. Це призвело до збільшення середньої величини тиску мастила по всьому зазору, а тому значного зростання жорсткості та тримальної здатності в осьовому напрямку. Зростання радіальних жорсткості і тримальної здатності не настільки виражене, це пояснюється невеликою зміною в перепаді тиску мастила між областями зазору, який розширюється і звужується.

Відповідний рис. 4.17 розподіл тиску мастила при радіально спрямованому навантаженні, але виміряне тільки по колу конуса, розташованого посередині між рядами його живильників для випадків з зенкуванням і без нього, показано на рис. 4.18.

Те, що використання зенкування підвищує тиск по всій тримальній поверхні, а в середній її частині найбільш виражено - на $(0,3 \dots 0,5) \cdot 10^5$ Па. Як наслідок, збільшується і рівнодіюча сил тиску повітряного мастила по всій конічній опорній поверхні, яка і є реакцією опори. Підвищення тиску мастила спостерігається і без

радіального ексцентриситета, тому приріст аксіальних жорсткості і тримальної здатності виникає на будь-якому режимі функціонування опори і більш виражений.

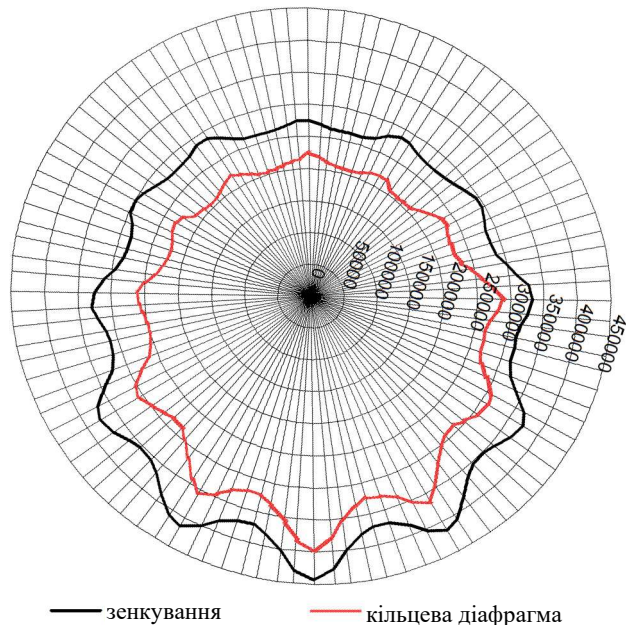


Рис. 4.18. Збільшення тиску повітряного мастила по колу конічної опори при зенкуванні її живильників

Однак, поряд із збільшенням радіальної та осьової тримальних здатностей, збільшується і витрата технологічного повітря, тому для оцінки результуючого ефекту даної модернізації опори будемо використовувати *параметр ефективності*. Він є відношенням осьової підйомної сили опори до її масової витрати повітря – W_{ekz}/Q [Н·ч/м³] і був запропонований у роботі [134].

Аналіз представлених залежностей, дозволяє зробити висновок п Відношення даних параметрів до та після модернізації

опори дозволяє оцінити результат модернізації. Якщо відношення цих параметрів більше одиниці, можна говорити про позитивний результат модернізації. Наприклад, проведена в главі 2 (див. п. 2.2.) модернізація одноопорної системи має відношення параметрів W_{ekz}/Q рівне 1,6.

Як було показано вище, ефективність зенкування живильників правої опори нівелюється значним збільшенням витрати повітря. Застосуємо додаткове конструктивне рішення, яке полягає у встановленні прямооточного лабіринтного ущільнення (аеродинамічного опору) опорної поверхні правого аеростатичного підшипника. Його призначення полягає у створенні безконтактного додаткового опору протіканню мастила до периферії зазору та виходу в навколишнє середовище, що цілком закономірно призведе до зниження витрати технологічного повітря через опору.

Зважаючи на те, що конічна опора має як велику, так і малу основи конуса, по колу яких виходить повітряне мастило, доцільно збільшити опір виходу (дренажу) повітряного мастила саме по колу більшого радіусу. До неї примикають найбільші області зниженого тиску мастила (див. рис. 4.13, 4.17) внаслідок його дренажу через велику площу. Тому одним із очевидних можливих рішень зниження витрати мастила та підвищення *параметра ефективності* є встановлення лабіринтних ущільнень усередині мастильного зазору.

Для конічних поверхонь, з урахуванням конструктивних особливостей пневмошпинделя, раціонально використовувати так звані прямоструминні лабіринтні ущільнення всередині мастильного зазору. Вони виконуються у вигляді 2...4 кільцевих канавок перед виходом газового мастила по великому радіусу рухомої конічної поверхні, яка належить ротору. Використання прямоструминних лабіринтів більш переважно, так як класичні ступінчасті кільцеві лабіринти (див. пп.2.1.3) технічно складніше реалізовані. Вони вимагають додаткового об'єму всередині корпусу та спеціального кріплення для встановлення відповідних кілець поза мастильним зазором, це ускладнює конструкцію приводу та ускладнює регулювання середнього зазору. Для посилення ефекту опору плинущого потоку мастила можна в прямоструминних лабіринтних ущільненнях збільшити кількість проточок і зробити їх двосторонніми - доповнивши проточками на нерухомій конусній

поверхні зі зміщенням на половину кроку. При цьому необхідно співвідносити розміри та кількість проточок з допустимим збільшенням об'єму повітряного мастила в зазорі, щоб не провокувати виникнення режиму автоколивань аеростатичної опори типу «пневмомолот».

На рис. 4.19 показано виконання проточок на роторі пневмошпинделя з ілюстрацією поведінки потоку повітряного мастила в зазорі правої аеростатичної опори пневмошпинделя.

Як видно з рисунка, використання прямоструминних лабіринтів перешкоджає витіканню повітря із зазору опори по більшому діаметру. Вихороутворення і перемішування потоку створюють додатковий опір плинину повітряного мастила, зменшують його витрату через опору і дещо збільшують тиск у зазорі. Розмір проточок був визначений виходячи з умови, що обсяг проточок $V_{\text{п}}$ повинен бути в 4 - 5 разів менше загального обсягу зазору $V_{\text{з}}$ опори [2].

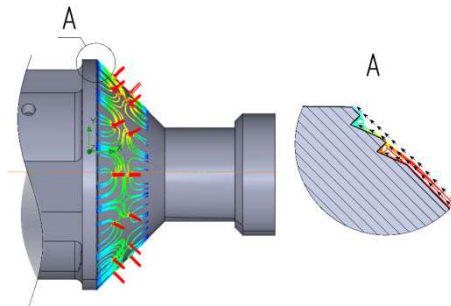


Рис. 4.19. Прямоструминні лабіринти на роторі пневмошпинделя

Виконання умови $5V_{\text{п}} < V_{\text{з}}$ є ефективним методом боротьби з коливаннями на кшталт «пневмомолот». Лабіринтні ущільнення забезпечують більш рівномірний розподіл мастила за зазором, зменшують перепад тиску мастила по висоті зазору, а також створюють області різної жорсткості, тим самим підвищуючи вібростійкість опори. На рис. 4.20 показаний сукупний ефект підвищення тиску мастила в зазорі від зенкування живильників та встановлення лабіринтного прямоструминного ущільнення.

Представлено розподіл тиску повітряного мастила в модернізованій і вихідній конструкціях правої опори по твірній конічній поверхні, яка проходить під живильниками.

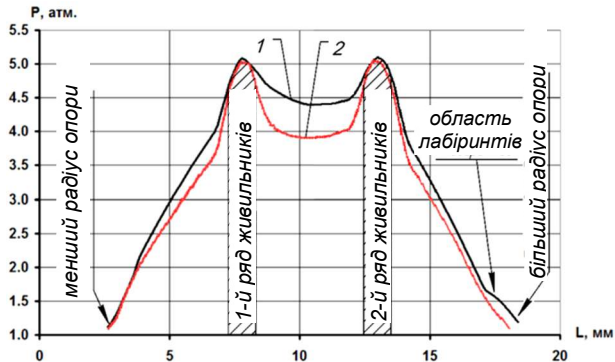


Рис. 4.20. Розподіл тиску вздовж твірної правої опори:

- 1 – опора із застосуванням зенкування та прямоструминними лабіринтами;
- 2 – вихідний варіант виконання правої опори пневмошпинделя

На кривій *1* чітко видно область підвищення тиску повітряного мастила, отримана завдяки встановленню прямоструминних лабіринтів у модернізованій опорі. При цьому характер розподілу тиску в області звуження опорної конічної поверхні ідентичний з його розподілом у вихідному варіанті конструкції правої опори.

Представлені в графічному вигляді залежності тиску повітряного мастила вздовж твірної конуса також наочно демонструє підвищення тиску між живильниками модернізованої правої опори завдяки використанню зенкування живильників. Поряд із досягнутим зменшенням витрати газу – близько 10% – встановлення прямоструминних лабіринтів забезпечила приріст осьової складової вантажопідйомності опори на кілька відсотків, оскільки зросли значення тиску в області конуса, яка розширюється від своєї середини.

Важливо відзначити, що дана модернізація – посилення правої опори зенкуванням та встановленням внутрішніх прямоструминних лабіринтних ущільнень – не призводить до ускладнення

конструкції, збільшення маси або габаритних розмірів, практично не змінює вартість виготовлення пневмошпинделя.

Для демонстрації отриманих переваг від двох розглянутих етапів модернізації правої опори наведемо зміни її *параметра ефективності* W_{ekz}/Q . Покажемо графічно залежність W_{ekz}/Q від величини середнього зазору C опори для двох випадків – модернізованої (МО) та вихідної (ВО) конструкції правої опори при тиску подачі повітряного мастила 0,5 МПа (рис. 4.21).

Як видно з наведених залежностей, встановлення лабіринтів разом із зенкуванням живильників дають максимальний – до 12% – приріст *параметра ефективності* W_{ekz}/Q у діапазоні зазорів від 25 до 35 мкм.

Через те, що осьова тримальна здатність правої опори збільшилася, розподіл осьових сил у приводі став іншим. Отже,

змінилися величини зазорів правої та лівої опор у положенні рівноваги ротора (див. пп.3.3.3). Посилена права опора пневмошпинделя надає більший осьовий вплив на ліву опору і призводить до нового (зміщеного до лівої опори) осьового рівноважного положення ротора. Перерозподіл величин осьових сил та зазорів опор до та після модернізації правої опори показано на рис. 4.22.

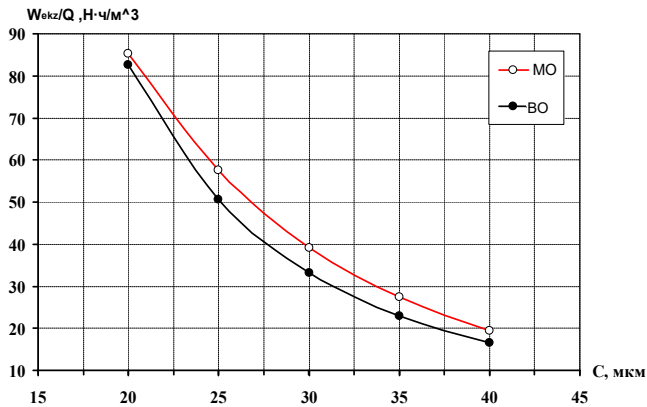


Рис. 4.21. Залежність параметра W_{ekz}/Q від величини середнього зазору газового мастила C

На рис. 4.22 виділена штрихуванням область C_{mo} відповідає діапазону регулювання величини середнього зазору лівої опори пневмошпинделя з урахуванням змін, викликаних модернізацією (посиленням) його правої опори. Діапазон регулювання середнього зазору лівої опори значно збільшився і складає після модернізації від 27 мкм до 44 мкм. Область C_{mo} показує діапазон зазорів лівої опори при вихідній конструкції правої опори, який знаходився в межах від 38 мкм до 44 мкм. Таким чином, бачимо, що посилення тільки правої конічної аеростатичної опори призводить до ще більш вираженого посилення лівої опори і значного розширення діапазону регулювання опорної системи приводу за величинами середніх зазорів з повітряним мастилом.

Для лівої опори діапазон регулювання середньої величини зазору C збільшився на 120%, а правої – на 100%. Це полегшує та робить більш ефективним регулювання та налаштування аеростатичної опорної системи та всього пневмошпинделя під умови конкретного технологічного процесу механічної обробки матеріалів за такими параметрами:

- жорсткості опор та всієї опорної системи ротора приводу;
- тримальної здатності (вантажопідйомності);
- власним частотам опор і всієї механічної системи підвісу ротора.

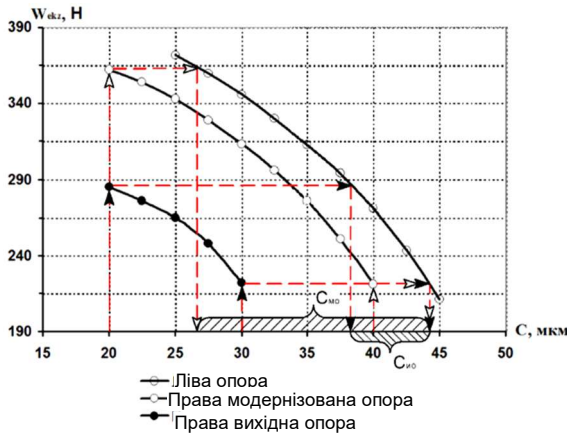


Рис. 4.22. Визначення положення рівноваги ротора в осьовому напрямку до та після посилення правої опори

Якщо спочатку величини мінімальних зазорів були 20 мкм на правій опорі і 38 мкм на лівій, тобто, 34 % до 66 % від загальної сумарної величини, то після модернізації, величини мінімальних зазорів стали 20 мкм і 27 мкм, їх значення наблизилися (43 % і 57 %). Крім того, модернізація дозволила переходити при налаштуванні пневмошпинделя на значно менші зазори, це проілюстровано на рис. 4.23.

Цей факт наочно показує необхідність розглядати безконтактний привод з його аеростатичними опорами, рушієм, ротором та інструментом, який виконує корисну роботу як єдину механічну (або динамічну) систему, яка кардинально змінює свої властивості, наприклад, при посиленні тільки правої опори. Тому і при проектних розрахунках (структурно-параметричному синтезі) пневмошпиндель або інший безконтактний привод повинен розглядатися саме як єдина та регульована механічна система.

На рис. 4.24 у графічному вигляді показано зміни радіальної підйомної сили $W_{еку}$ для модернізованої (МО) та вихідної (ВО) конструкцій правої опори при регулюванні величин середніх зазорів з повітряним мастилом C та двох тисках її подачі.

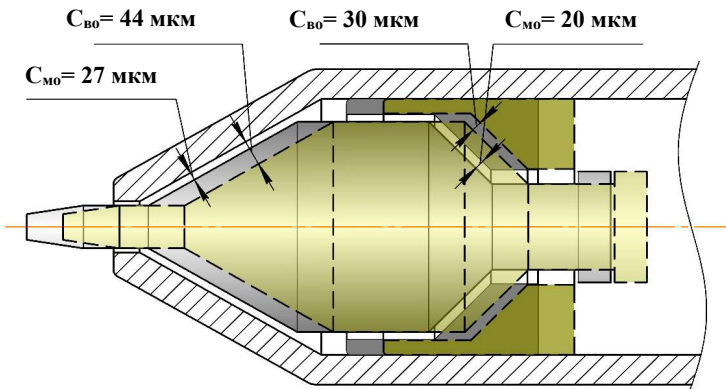


Рис. 4.23. Розподіл величин зазорів опор пневмошпинделя до та після модернізації

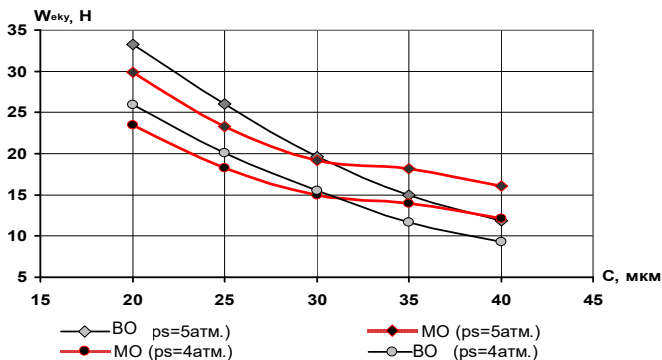


Рис. 4.24. Залежність радіальної підйомної сили W_{eky} правої опори від величини її середнього зазору C

Показані на рис. 4.22 та 4.24 залежності показують, що осьова W_{ekz} і радіальна W_{eky} тримальні здатності правої опори змінюються при її модернізації по-різному.

Приріст осьової підйомної сили W_{ekz} на посиленій після модернізації правої опори склав у середньому 30%, це важливе і позитивне значення, так як права аеростатична опора сприймає головним чином осьові навантаження при функціонуванні пневмошпинделя.

Зміна ж радіальної підйомної сили W_{eky} при максимальному ексцентриситеті має різноспрямований характер - вона дещо перевищує значення для вихідної конструкції опори на середніх та великих зазорах і дещо менші (до 10%) значення має при малих значеннях C (менше 30 мкм). З іншого боку, ми бачимо утворення деякої «полиці» на середніх величинах C (25...35 мкм), де градієнт зміни радіальної тримальної здатності W_{eky} модернізованої опори значно знижується. Останнє можна пояснити перехресним впливом лабиринтних прямоструминних ущільнень і колових перетікань повітряного мастила. Саме колові перетікання мастила (перетічки) знижують радіальну тримальну здатність як супутній негативний ефект, а лабиринтні ущільнення створюють опір у напрямку виходу із зазору і, тим самим, збільшують поперечні колові перетікання. Особливо цей ефект проявляє себе на малих зазорах, де прямоструминні лабиринти найбільш ефективні. Зі збільшенням

середнього зазору ефективність прямоструминних лабіринтів знижується, але це сприяє і зменшенню негативного ефекту від колових перетікань.

На підтвердження того, що даний ефект взаємного впливу прямоструминних лабіринтів та колових перетікань не носить випадковий характер, досліджуємо W_{eky} посиленої та вихідної конструкції правої опори при фіксованому середньому зазорі $C = 30$ мкм, варіюючи ексцентриситет e від 0 до 25 мкм. Залежності побудовані для тисків подачі повітря $p_s = 4$ атм. та $p_s = 5$ атм. (рис. 4.25).

Аналіз показаних на рис. 4.25 залежностей показує, що радіальна підйомна сила W_{eky} модернізованої (посиленої) опори при незмінному середньому зазорі в 30 мкм на 5% менше радіальної підйомної сили вихідної опори при всіх значеннях ексцентриситету e .

Отже, ефективність лабіринтного ущільнення на W_{eky} залежить, головним чином, від величини середнього зазору C , на якому функціонує кінцева аеростатична опора і не чутлива до варіювання радіального ексцентриситету e .

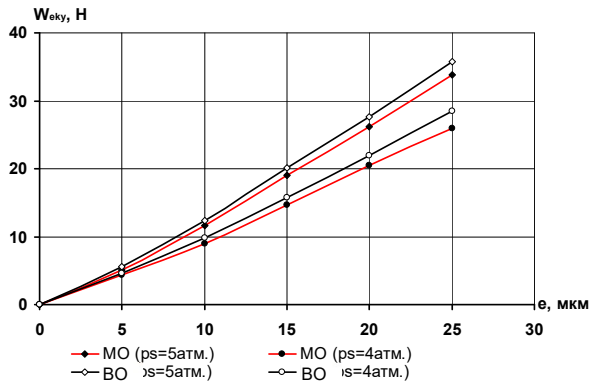


Рис. 4.25. Залежність радіальної підйомної сили W_{eky} правої опори від радіального ексцентриситету e

Піддатливість правої опори до впливу навантаження трохи збільшилася при роботі в діапазоні середніх зазорів від 20 до 30 мкм, але відбувся істотний приріст її жорсткості на зазорах більше 30 мкм (рис. 4.26). Жорсткості опори K визначалися через відношення приросту підйомної сили до викликаної його зміни величини зазору при кроці в 5 мкм. Осьова жорсткість опори K_ε визначалася як:

$$K_\varepsilon = \frac{\Delta W_{ekz}}{\Delta C}, \quad (4.4)$$

де ΔW_{ekz} – приріст осьової підйомної сили опори;

ΔC – аналізована зміна величини зазору з повітряним мастилом.

Радіальна жорсткість K_r^ε обчислювалася за наведеною нижче формулою:

$$K_r^\varepsilon = \frac{\Delta W_{eky}}{\Delta e}, \quad (4.5)$$

де ΔW_{eky} – приріст радіальної підйомної сили опори;

Δe – приріст радіального ексцентриситету.

На рис. 4.26 та 4.27 показані графічні залежності осьової та радіальної жорсткостей відповідно для правої модернізованої опори (МО) при регулюванні C . Результати зіставлені з вихідною конструкцією (ВО) правої опори при варіюванні середнього зазору C від 20 мкм до 40 мкм для тисків подачі технологічного повітря 4 і 5 атм.

Отримані залежності осьової та радіальної жорсткостей за своїм характером аналогічні – у середньому діапазоні зазорів (25...40 мкм) градієнт жорсткості значно менший у модернізованого варіанта опори.

Крім того, створення прямоструминного лабіринтного ущільнення робить характер залежностей менш лінійним. При цьому збереження постійного рівня жорсткості на правій опорі дає

перевагу при регулюванні зазорів і полегшує налаштування приводу на різні режими функціонування.

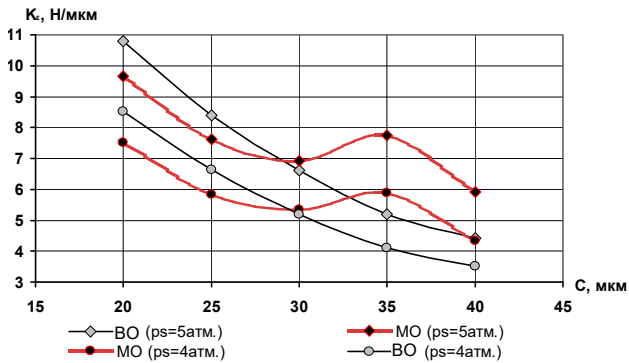


Рис. 4.26. Осьова жорсткість правої опори в залежності від величини середнього зазору з повітряним мастилом

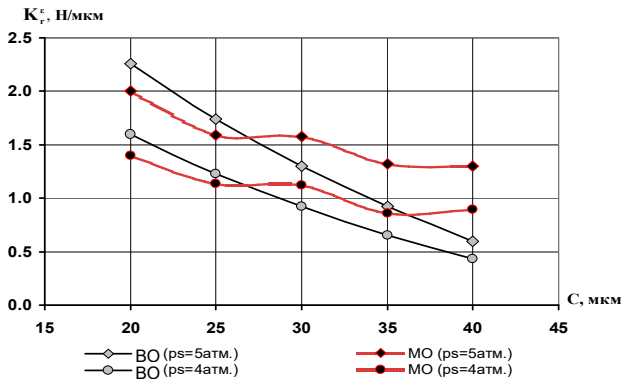


Рис. 4.27. Залежність радіальної жорсткості правої опори від величини середнього зазору з повітряним мастилом

Модернізація правої опори призвела до зменшення середнього зазору на лівій опорі в положенні рівноваги. Нові робочі зазори (див. рис. 4.22, 4.23) призвели до зростання не тільки осьових сил, але також і радіальних на лівій опорі, це забезпечило суттєве підвищення тримальної здатності всього приводу (рис. 4.28). Важливо підкреслити, що позитивний ефект на лівій опорі і для

всього пневмошпинделя досягнуто під час модернізації або посилення тільки його правої опори.

Криві залежностей отримані як методом збурень (за формулами (2.11) – (2.15)), і методом кінцевих елементів у обчислювальному комп'ютерному експерименті, при тиску подачі повітря на опору $p_s = 4$ атм. та радіальних ексцентриситетах 15 мкм та 20 мкм. Обидва методи показали хороший рівень збіжності між собою та з експериментальними дослідженнями пневмошпинделя, що свідчить про достовірність отриманих залежностей жорсткості та підйомної сили від *регульованої величини середнього зазору C* та при варіюванні тиску подачі p_s та ексцентриситету e .

На рис. 4.28 виділено область приросту радіальної підйомної сили $\Delta W_{\text{екв}}$, при зменшенні робочих зазорів після посилення правої аеростатичної опори. Таким чином, ми бачимо, що після модернізації правої опори збільшилася радіальна вантажопідйомність лівої опори та всього приводу, а радіальна жорсткість може регулюватися в широкому діапазоні – від 37 Н/мкм до 74 Н/мкм, тобто до 100 %. Відповідно до табл. 3.3 до проведення модернізації радіальна вантажопідйомність пневмошпинделя становила $P_y = 60,0$ Н і зросла після посилення правої опори до $P_y = 71,1$ Н або на 18,5 %. Якщо регулюванням перейти від $p_s = 4$ атм. до $p_s = 6$ атм., то вантажопідйомність або максимальне радіальне навантаження пневмошпинделя складе $P_y = 106,6$ Н.

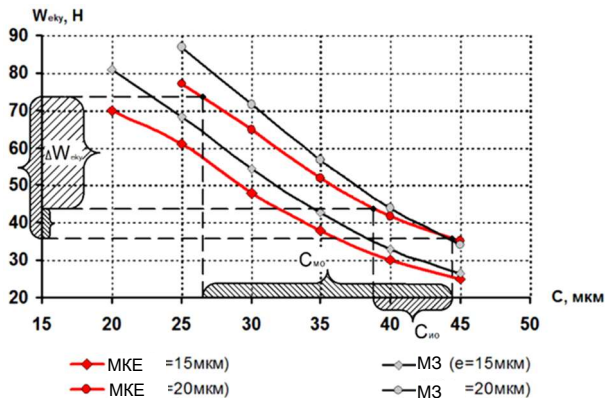


Рис. 4.28. Залежність радіальної підйомної сили лівої опори від величини середнього зазору з повітряним мастилом

Радіальну жорсткість лівої опори також досліджуємо двома методами. Для розрахунків на основі аналітичного рішення, отриманого методом збурень (МВ) використовуємо формулу, отриману приведенням конічної опори до радіальної розрахункової з циліндричними опорними поверхнями (див. пп.2.1.3., формула (2.11)):

$$K_r^\varepsilon = \overline{K}_r^\varepsilon \cdot \frac{4R^2 \lambda p_s}{C} \cdot \cos \alpha, \quad (4.6)$$

де R – середній радіус опори (див. 2.1.3);
 $\lambda = L/2R$ – відносне подовження опори;
 p_s – тиск подачі повітряного мастила;
 C – величина зазору з газовим мастилом;
 α – кут нахилу опорної поверхні до осі обертання, $\alpha = 30^\circ$.

За аналогією аналітичне визначення осьової жорсткості ґрунтується на перетвореннях конічної опори в підп'ятник та визначенні питомого коефіцієнта жорсткості \overline{K}_ε (див. пп.2.2.2., формула (2.20), а також пп.3.3.3.):

$$K_\varepsilon = \overline{K}_\varepsilon \cdot \frac{\pi(R_{\text{пн}}^2 - R_{\text{вн}}^2)p_s}{C_0} \cdot \sin \alpha, \quad (4.7)$$

де $R_{\text{пн}}$, $R_{\text{вн}}$ – відповідно зовнішній та внутрішній радіуси підп'ятника, перетвореного з конічної опори;
 C_0 – зазор мастильного шару перетвореного підп'ятника;
 p_s – тиск подачі повітряного мастила;
 α – кут нахилу опорної поверхні до осі обертання, $\alpha = 30^\circ$.

Чисельне визначення радіальної та осьової жорсткостей опори методом кінцевих елементів виконано з урахуванням (4.4) та (4.5) за отриманими значеннями підйомної сили та при варіюванні величини зазору.

Метод обурень дав більш високі значення жорсткостей через те, що він не враховує колові перетікання мастила з області

високого тиску в область нижчого [2], тому приріст ΔK_r^ε був визначений, ґрунтуючись на чисельному методі рішення. Радіальна жорсткість лівої опори збільшилася на 27 %, що відповідає графічному позначенню області ΔK_r^ε на рис. 4.29, а осьова жорсткість K_ε зросла практично на 60 %. Залежності було досліджено для невеликих відносних ексцентриситетів ($\varepsilon = 0,3 \dots 0,5$), які є оптимальними. Отримані залежності для K_r^ε та K_ε від встановлюваної величини середнього зазору показані C на рис. 4.29 та рис. 4.30.

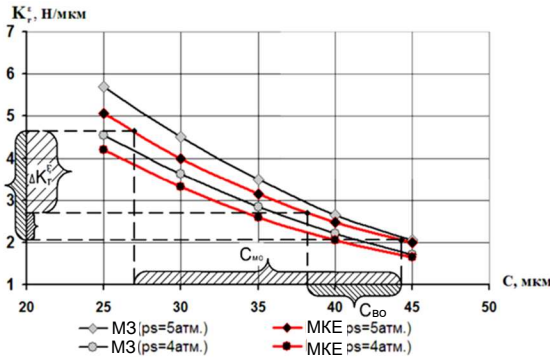


Рис. 4.29. Залежність радіальної жорсткості лівої опори від величини середнього зазору C

Однак, поведінка інтегральних величин може змінюватися при відході від середніх значень відносних ексцентриситетів ε , тому за допомогою обчислювальних експериментів було досліджено залежність радіальної жорсткості лівої опори від відносного ексцентриситету ε , при варіюванні останнього від 0,2 до 0,8. (Рис. 4.31).

Представлені на рис. 4.31 залежності показують, що у робочих зазорах до 30 мкм найбільша жорсткість лівої опори досягається при відносному ексцентриситеті 0,4. Найбільш стабільним, з погляду сталості радіальної жорсткості опори (і всього пневмошпинделя), є ділянка $\varepsilon = 0,2 \dots 0,4$. Якщо виходити з того, що

максимальні допустимі навантаження для аеростатичних опор припадають на рівні $\varepsilon = 0,8$, тоді ми отримуємо чотири характерні ділянки на всьому допустимому діапазоні відносних ексцентриситетів ε (див. рис. 4.31), а значить і зовнішніх навантажень:

1. На ділянці $\varepsilon = 0,2...0,4$ (що становить 25% від усього діапазону ексцентриситетів і навантажень) жорсткість практично постійна і максимальна, що має важливе позитивне значення для механічної обробки, особливо високошвидкісної. При цих ексцентриситетах рівень навантаження відповідає діапазону приблизно від 25% до 50% від максимальної допустимої або максимальної розрахункової. Стабільність рівня розрахункової жорсткості для різних встановлюваних величин середніх зазорів C лівої опори зручна з точки зору налаштування пневмошпинделя, забезпечення його статичної та динамічної стійкості. З цієї причини величини зовнішніх радіальних навантажень у діапазоні до 50% від максимальної розрахункової є оптимальними для реалізації технологічних процесів. З іншого боку, це говорить про те, що при проектуванні пневмошпинделів найбільш раціональним запасом, який закладається по радіальній вантажопідйомності, є запас від 50% до 70% від номінального навантаження реалізованого технологічного процесу.

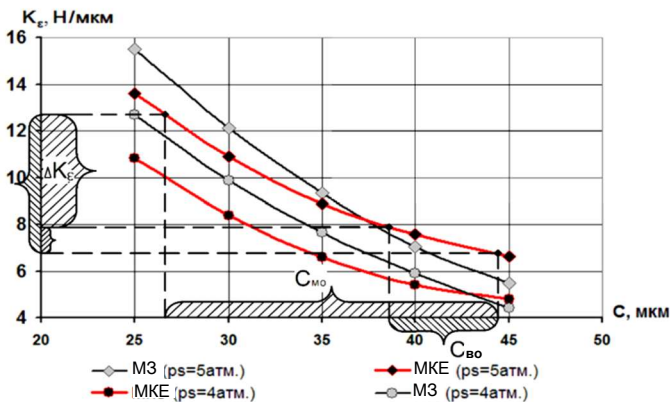


Рис. 4.30. Осева жорсткість лівої опори в залежності від величини середнього зазору C

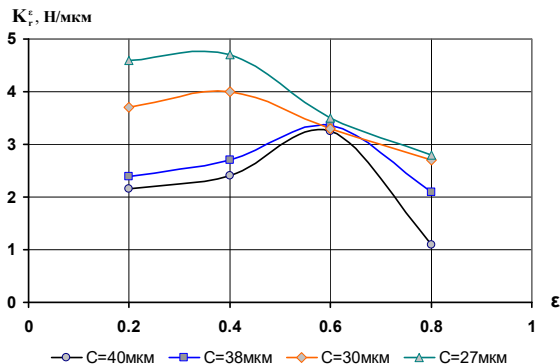


Рис. 4.31. Залежність радіальної жорсткості лівої опори від відносного ексцентриситету ϵ

2. На ділянці $\epsilon = 0,4 \dots 0,6$ жорсткість опори значно знижується для малих зазорів C (менше 30 мкм) і збільшується для зазорів C більшої величини. Різностромова зміна жорсткості повинна враховуватися при встановленні величин зазорів C на регульованій аеростатичній системі пневмошпинделя, якщо передбачається його використовувати при зовнішніх технологічних навантаженнях в діапазоні від 50% до 75% від максимальної допустимої.

3. На ділянці $\epsilon = 0,6 \dots 0,8$ радіальна жорсткість лівої опори, при всіх досліджуваних величинах середніх зазорів C , знижувалася зі зростанням відносного ексцентриситету ϵ . При таких відносних ексцентриситетах рівень зовнішнього навантаження, який його викликає, буде відповідати діапазону приблизно від 75 до 95% від максимального допустимого. Очевидно, що експлуатувати пневмошпиндель в цьому діапазоні навантажень недоцільно при будь-якій установці величин середніх зазорів C з міркувань небажаного зниження жорсткості і наближення опори до мінімальних допустимих величин зазору з повітряним мастилом у звужуваній частині на встановлених режимах обертання.

4. Значення $\epsilon = 0,6$ є особливим для радіальної жорсткості лівої опори та всього пневмошпинделя. Як видно із графіків рис. 4.31, всім величинам середнього зазору C лівої опори, її радіальна жорсткість при $\epsilon = 0,6$ перебуває на одному рівні. Це означає, що,

при навантаженнях 75% від допустимої, ліва опора має приблизно однакову радіальну жорсткість, незалежно від C .

Наступною інтегральною характеристикою пневмошпинделя, яка залежить від регульованої при його експлуатації величини середнього зазору C , є витрата технологічного повітря. На рис. 4.32 графічно показана залежність витрати повітря Q через ліву опору від величини середнього зазору C опори. Вказано також величину ΔQ зменшення витрати повітря лівої опори, отриману в результаті посилення правої опори пневмошпинделя.

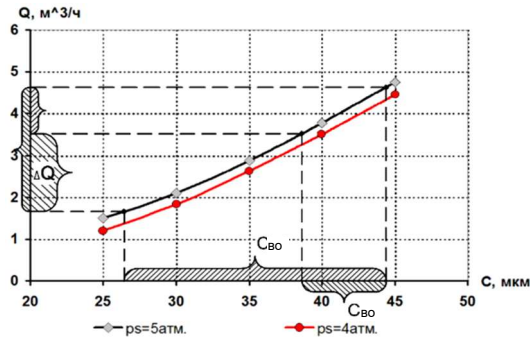


Рис. 4.32. Витрата повітряного мастила лівої опори пневмошпинделя

З рисунка видно, що мінімально можлива витрата повітряного мастила через ліву опору, до проведення модернізації правої, становила $3,5 \text{ м}^3/\text{год}$ (при тиску подачі повітряного мастила $p_s = 5$ атм.). Перехід лівої опори на менші величини середніх зазорів після модернізації дозволив скоротити Q до $1,8 \text{ м}^3/\text{год}$. При цьому витрата правої модернізованої опори зросла з $2,02$ до $2,70 \text{ м}^3/\text{год}$, але витрата повітря всього пневмошпинделя скоротилася на $1,02 \text{ м}^3/\text{год}$, це становить 38%.

4.7. Рекомендації щодо забезпечення динамічної та вібраційної стійкості приводу

Розглянемо такі завдання дослідження динаміки ротора безконтактного пневмошпинделя на конічних аеростатичних опорах:

- оцінка рівня резонансних коливальних явищ та визначення критичних частот обертання ротора;
- обмеження амплітуд коливань механічної системи пневмошпинделя;
- аналіз відгуку ротора на дію динамічних навантажень від дисбалансу та способи переходу механічної системи приводу у стійкий стан;
- дослідження впливу на механічну систему приводу газодинамічних сил, які виникають в мастильному шарі аеростатичних опор.

При дослідженні динаміки роторних систем (механічних систем з ротором, що обертається) велике значення має аналіз умов виникнення резонансних коливань, при яких, через збіг частот гармонічних зовнішніх сил (періодичних навантажень) з власними частотами, спостерігаються коливання і вібрації зі значною амплітудою. Останнє може призвести до торкання опорних конічних поверхонь аеростатичних підшипників пневмошпинделя та втрати стійкості, зносу та руйнування. Для визначення динамічних характеристик і властивостей роторної системи безконтактного приводу розглянемо механічну модель коливань ротора з кінцевим числом ступенів свободи. Вона побудована на основі твердотільної моделі приводу, в якій повітряне мастило замінено пружинами з близькими до неї пружними (коефіцієнт **K**) і демпфуючими (коефіцієнт **b**) властивостями (рис. 4.33).

Розрахунок динамічних властивостей моделі (жорсткостей, сил інерції, траєкторій та амплітуд, власних частот коливань) виконано методом кінцевих елементів. Він дозволяє чисельно розв'язати поставлене завдання з похибкою результатів, що не перевищує 3% та обумовленою сітковою дискретизацією.

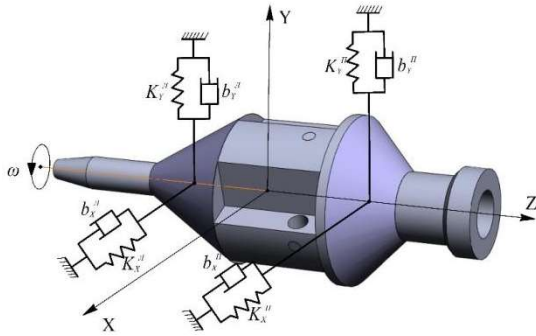


Рис. 4.33. Розрахункова модель коливань ротора пневмошпинделя

Математична модель обчислювального експерименту побудована на рівняннях роторної динаміки, які в матричній формі мають вигляд [135]:

$$[M][\ddot{U}] + ([b] + [G])[\dot{U}] + ([K] + [B])[U] = [F], \quad (4.8)$$

де M , b і K – відповідно матриці мас, демпфування та жорсткості системи кінцевих елементів;

U – вектор-стовпець вузлових переміщень;

F – вектор-стовпець динамічного навантаження, приведений до вузлів кінцево-елементної сітки;

G , B – гіроскопічна матриця та матриця демпфування.

Величини G , B пов'язані з обертальним рухом і дозволяють врахувати залежність динамічних характеристик (наприклад, власних частот) від кутової швидкості обертання ротора. Остання матриця змінює загальну матрицю конструкційної жорсткості, що може призвести до нестійкості руху ротора.

При $[F] = 0$ цим рівнянням надається форма, що відповідає задачі про власні значення. Для дискретних значень кутової швидкості обертання у заданому діапазоні знаходяться власні частоти, що відповідають згинальним (поперечним) формам коливань. Це дозволяє побудувати частотну діаграму.

Вона має назву діаграми Кемпбелла [136] і для ротора пневмошпинделя з вихідною та модернізованою системою опор показана на рис. 4.34.

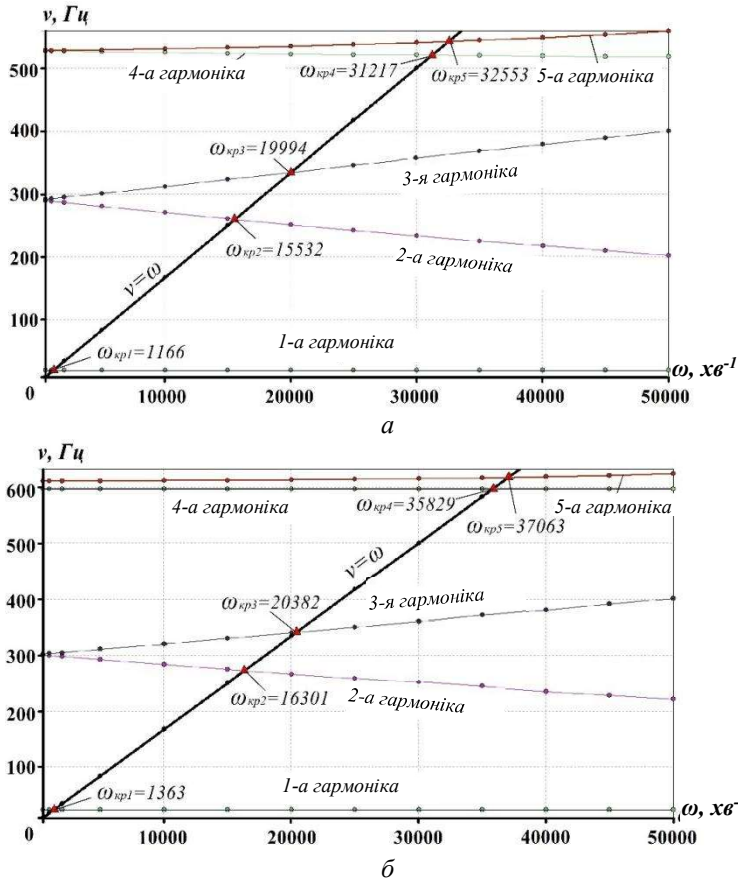


Рис. 4.34. Діаграма Кемпбелла (частотна діаграма) ротора пневмошпинделя вихідної (а) та модернізованої (б) опорної системи

На ротор при обертанні діють відцентрові сили, проєкції яких на осі системи координат (X і Y), перпендикулярні до осі валу, змінюються за гармонічним законом в протифазі [135]:

$$\begin{aligned}
 F_x &= \omega^2 (F \cos \alpha \cos \omega t + F \sin \alpha \sin \omega t); \\
 F_y &= \omega^2 (F \cos \alpha \sin \omega t + F \sin \alpha \cos \omega t); \\
 F &= me,
 \end{aligned}
 \tag{4.9}$$

де m – неврівноважена маса;

e – ексцентриситет;

α – фаза неврівноваженості;

ω – кутова швидкість обертання ротора.

На діаграмі (див. рис. 4.34) відзначені точки критичних швидкостей. Частотна діаграма показує, що при виході ротора на робочий діапазон частот обертання (від 10000 до 35000 об/хв), у приводі виникнуть чотири резонанси при вихідній конструкції опор і три резонанси при їх модернізованому варіанті (підсиленій правій опорі). Більше того, при великій кутовій швидкості внаслідок відхилення осі ротора від осі обертання, сума головних моментів відцентрових сил щодо нерухомих осей дорівнює гіроскопічному моменту [137]:

$$M = (J_0 \omega / \omega_0 \pm J_1) \omega_0^2 \varphi, \tag{4.10}$$

де J_0, J_1 – моменти інерції ротора (у системі координат x, y, z , пов'язаної з ротором, $J_x = J_y = J_1; J_z = J_0$);

ω – кутова швидкість ротора;

ω_0 – кутова швидкість прецесії;

φ – кут між віссю ротора та віссю обертання.

Знак мінус у формулі (4.10) відноситься до випадку прямого обертання (пряма прецесія), коли прецесійна вісь ротора і ротор обертаються в одному напрямку. Гіроскопічний момент при цьому спрямований у бік зменшення кута φ і перешкоджає відхиленню ротора від вихідного положення, тобто, як би збільшує жорсткість системи та підвищує критичну швидкість (3-я гармоніка рис. 4.34). Знак плюс у формулі (4.10) відноситься до зворотної прецесії, коли напрямки обертання прецесійної осі та осі ротора протилежні. Гіроскопічний момент у такому разі спрямований у бік збільшення

кута φ , критична частота ротора зменшується (2-я гармоніка рис. 4.34).

Для отримання аналітичних частотних рівнянь [138] безконтактного приводу розглянемо жорсткий ротор маси M , що обертається у двох пружних опорах L та II . Коефіцієнти жорсткості лівої опори – K_L , правої – K_{II} (рис. 4.33). Відстань між опорами дорівнює l . Центр тяжіння C , який лежить між опорами, знаходиться на відстанях l_1 і l_2 відповідно. Ротор обертається навколо осі симетрії з постійною кутовою швидкістю ω . Момент інерції ротора відносно осі симетрії – A , відносно осі, перпендикулярної до осі обертання і яка проходить через центр тяжіння – B . Розглянемо малі коливання ротора біля положення рівноваги, тобто, рівномірного обертання біля горизонтальної осі, причому початок нерухомої системи координат $xуz$ виберемо так, щоб він збігався з лівою опорою у положенні рівноваги. Тоді довільне переміщення ротора визначається координатами двох опор ротора та його центру тяжіння, кутом між проекцією осі ротора на площину $xу$ та віссю x (β) та кутом між віссю ротора та її проекцією на площину $xу$ – γ . Положення ротора визначається координатами y_L, z_L, y_{II}, z_{II} із системи чотирьох лінійних однорідних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} M(l_1 \ddot{y}_{II} + l_2 \ddot{y}_L) + K_L l y_L - K_{II} l y_{II} = 0; \\ M(l_1 \ddot{z}_{II} + l_2 \ddot{z}_L) + K_L l z_L - K_{II} l z_{II} = 0; \\ A\omega(\dot{y}_{II} - \dot{y}_L) - B(\ddot{z}_{II} - \ddot{z}_L) - K_{II} l_2 l z_{II} + K_L l_1 l z_L = 0; \\ A\omega(\dot{z}_{II} - \dot{z}_L) + B(\dot{y}_{II} - \dot{y}_L) + K_{II} l_2 l y_{II} + K_L l_1 l y_L = 0. \end{cases} \quad (4.11)$$

Частинний розв'язок цієї системи має вигляд:

$$\begin{cases} y_L = D_1 \sin(pt + \alpha); \\ y_{II} = D_2 \sin(pt + \alpha); \\ z_L = D_3 \cos(pt + \alpha); \\ z_{II} = D_4 \cos(pt + \alpha), \end{cases} \quad (4.12)$$

де $D_1, D_2, D_3, D_4, p, \alpha$ – постійні, які визначаються так, щоб система (4.12) задовольняла диференційні рівняння (4.11). Після

елементарних перетворень отримуємо систему чотирьох алгебраїчних рівнянь відносно D_1, D_2, D_3, D_4 :

$$\begin{cases} (K_{\text{Л}}l - Ml_2p^2)D_1 + (K_{\text{П}}l - Ml_1p^2)D_2 = 0; \\ (K_{\text{Л}}l - Ml_2p^2)D_3 + (K_{\text{П}}l - Ml_1p^2)D_4 = 0; \\ -A\omega pD_1 + A\omega pD_2 + (K_{\text{Л}}l_1l - Bp^2)D_3 - (K_{\text{П}}l_2l - Bp^2)D_4 = 0; \\ (Bp^2 - K_{\text{Л}}l_1l)D_1 - (Bp^2 - K_{\text{П}}l_2l)D_2 + A\omega pD_3 - A\omega pD_4 = 0. \end{cases} \quad (4.13)$$

Після угруповання отримуємо системи для знаходження $D_1 + D_3$ и $D_2 + D_4$, $D_1 - D_3$ і $D_2 - D_4$:

$$\begin{cases} (K_{\text{Л}}l - Ml_2p^2)(D_1 + D_3) + (K_{\text{П}}l - Ml_1p^2)(D_2 + D_4) = 0; \\ (Bp^2 + A\omega p - K_{\text{Л}}l_1l)(D_1 + D_3) - (Bp^2 + A\omega p - K_{\text{П}}l_2l)(D_2 + D_4) = 0. \\ (K_{\text{Л}}l - Ml_2p^2)(D_1 - D_3) + (K_{\text{П}}l - Ml_1p^2)(D_2 - D_4) = 0; \\ (Bp^2 - A\omega p - K_{\text{Л}}l_1l)(D_1 - D_3) - (Bp^2 - A\omega p - K_{\text{П}}l_2l)(D_2 - D_4) = 0. \end{cases} \quad (4.14)$$

Прирівнюючи визначники (4.14) до нуля, отримуємо два частотні рівняння:

$$(Bp^2 - A\omega p - K_{\text{Л}}l_1^2 + K_{\text{П}}l_2^2)(K_{\text{Л}} + K_{\text{П}} - Mp^2) + (K_{\text{Л}}l_1 - K_{\text{П}}l_2)^2 = 0, \quad (4.15)$$

$$(Bp^2 + A\omega p - K_{\text{Л}}l_1^2 + K_{\text{П}}l_2^2)(K_{\text{Л}} + K_{\text{П}} - Mp^2) + (K_{\text{Л}}l_1 - K_{\text{П}}l_2)^2 = 0. \quad (4.16)$$

Таким чином, вільні коливання ротора складаються з чотирьох гармонійних коливань, два з яких відповідають прямій прецесії та дві зворотній. Зазначимо, що при кутовій швидкості ω , яка дорівнює нулю, рівняння (4.15) і (4.16) збігаються і набувають вигляду:

$$(Bp^2 + K_{\text{П}}l_2^2 - K_{\text{Л}}l_1^2)(K_{\text{Л}} + K_{\text{П}} - Mp^2) + (K_{\text{Л}}l_1 - K_{\text{П}}l_2)^2 = 0. \quad (4.17)$$

Коріння рівняння (4.17) визначають частоти вільних коливань ротора безконтактного приводу, який не обертається.

На практиці у ротора завжди існує несиметричність розподілу мас щодо осі обертання, це викликано неточністю виготовлення, розкидом маси деталей, які кріпляться на роторі, похибкою проведеного балансування ротора, внаслідок чого завжди є залишковий (непереборний) дисбаланс. При обертанні ротора через дисбаланс виникають змінні за напрямком сили інерції, які додатково навантажують опори і викликають коливання ротора на пружних опорах [138, 141]. Розрахунок амплітуд коливань ротора безконтактного приводу у програмі *CAE* з опорами до та після модернізації представлений на рис. 4.35.

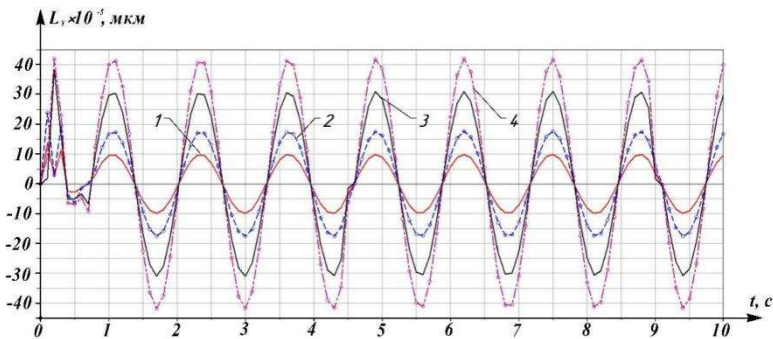


Рис. 4.35. Відгук на дисбаланс ротора:
 1, 3 – коливання лівої опори та кінцевої частини ротора після модернізації правої опори; 2, 4 – коливання лівої опори та кінцевої частини ротора до модернізації правої опори.

На рис. 4.36 *а* показано значне зниження амплітуд коливань на лівій опорі пневмошпинделя після модернізації (посилення) його правої опори. При цьому амплітуди коливань правої опори, заміряні в середині осі опорної конусної поверхні, істотно не змінилися (рис. 4.36, *б*).

При розробці та модернізації конічних аеростатичних опор важливо аналізувати зміну властивостей динамічної системи всього приводу. В даному випадку модернізація правої опори, спрямована на підвищення її жорсткості та тримальної здатності, призвела до істотної зміни динамічних властивостей всього приводу, більш вираженого зниження амплітуд коливань на модернізованій лівій

опорі. З отриманих раніше залежностей радіальної жорсткості опор від відносного ексцентриситету (див. рис. 4.33) випливає, що властивості газового мастила та пружність опор при радіальному навантаженні на ротор пневмошпинделя стають анізотропними, тобто $K_X^I \neq K_Y^I$ и $K_X^{II} \neq K_Y^{II}$.

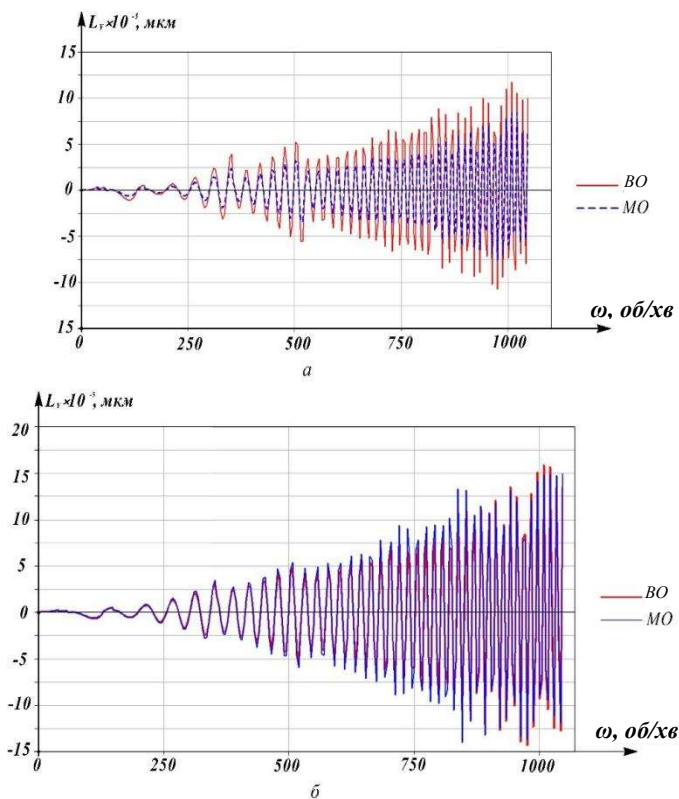


Рис. 4.36. Коливання лівої (а) та правої (б) опор приводу при обертанні

На рис. 4.37 показано зміни амплітуди коливань лівої опори в площині XOY до модернізації правої опори при $C = 38$ мкм і після - при $C = 27$ мкм. Вимірювання амплітуди виконувались для точки, яка є серединою висоти зрізаного конуса (конічної опорної поверхні).

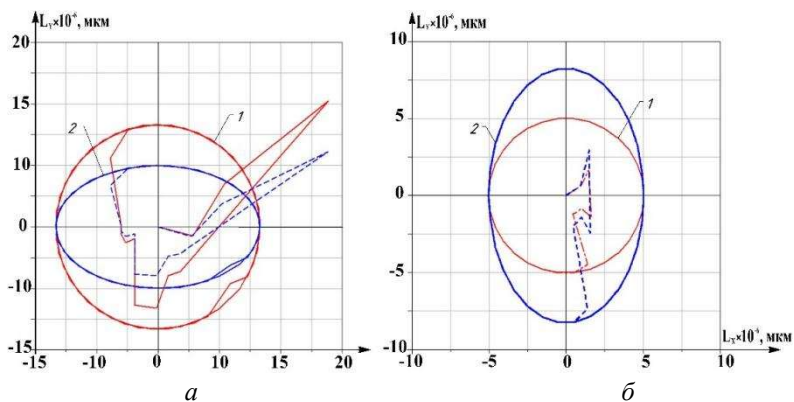


Рис. 4.37. Орбітальний рух лівої опори до (а) та після (б) модернізації:
 1 – коливання лівої опори без навантаження;
 2 – коливання лівої опори під навантаженням (при $\epsilon = 0,8$)

Після модернізації опорної системи значно - більш ніж у 2 рази - знижується амплітуда поперечних коливань лівої опори (а значить і кінцевої ділянки ротора) на холостому ході, який є найбільш небезпечним для стійкості аеростатичних опор, і до 30% під технологічним навантаженням.

Таким чином, у п. 4.5. було представлено методику проектування безконтактних приводів на регульованих кінцевих аеростатичних опорах як єдиної механічної системи. Вона включає алгоритм проектувального розрахунку кінцевої аеростатичної опори будь-якої геометрії, це дозволяє вирішувати як пряме завдання проектування (за заданими параметрами опор визначати допустиме навантаження на привод), так і зворотне – розраховувати опори за відомим навантаженням на привод. У п.4.6. досліджено модернізацію регульованої кінцевої опорної системи пневмошпинделя. Зенкуванням живильників та встановленням прямоструминних лабіринтних ущільнень на правій опорі пневмошпинделя досягнуто підвищення осьової тримальної здатності на 30%, радіальної – на 18,5%, скорочення витрати повітря до 38%, збільшення діапазонів регулювання параметрів. У п.4.7. розглянуто моделювання механічної системи приводу та алгоритм дослідження її динамічних властивостей (по критичним

частотам обертання, відгуку на дисбаланс, траєкторіям руху та амплітудам коливань) для оцінки ефективності запропонованої модернізації пневмошпинделя з точки зору підвищення його динамічної стійкості.

ВИСНОВКИ

У монографії викладено результати дослідження нових конструкцій безконтактних приводів – на регульованих аеростатичних опорах різної геометрії. Показано рішення науково-прикладного завдання підвищення технічного рівня безконтактних приводів різного призначення, у тому числі шпинделів верстатів та пневмошпинделів на конічних аеростатичних опорах для високошвидкісної та прецизійної механічної обробки матеріалів.

Розроблені одноопорні та двоопорні приводи характеризуються простотою конструкції, меншими масогабаритними параметрами та витратою повітря, регульованістю статичних та динамічних характеристик, це підвищує стійкість руху роторів, значно розширює діапазони робочих частот обертання та навантажень.

У ході досліджень було розроблено математичну модель одноопорного безконтактного приводу як єдиної механічної системи. Вона описує процес створення газовим мастилом пружних сил реакції, які забезпечують статичну та динамічну стійкість ротора приводу. Для аналітичного визначення статичних характеристик приводу запропоновано метод приведення (декомпозиції) його радіально-упорної конічної аеростатичної опори до еквівалентної за характеристиками розрахункової системи з радіальної опори та підп'ятника. Адекватність методу підтверджена розрахунком характеристик для найближчого конструктивного прототипу – шпиндельного вузла верстата автоматичного прецизійного різання монокристалів «Алмаз-150ЕШВ», які відрізняються від експлуатаційних на 5% – 10%.

На основі аналізу конструкцій та характеристик аеростатичних опор запропоновано напрямки вдосконалення та реалізовано модернізацію одноопорного приводу. Вона полягає у комбінуванні опорних поверхонь конічної та кільцевої форми, у застосуванні зовнішнього дроселювання повітряного мастила.

Дослідження показали, що при вантажопідйомності 2700 Н і середньому зазорі з газовим мастилом 15 мкм, модернізований одноопорний привід має меншу на 8% масу ротора, забезпечує зниження на 37% витрати повітря, збільшення жорсткості до 376 Н/мкм (при жорсткості опори - "Алмаз-150ЕШВ" - не менше 160 Н/мкм). При налаштуванні модернізованого одноопорного шпindelного вузла на максимальну тримальну здатність жорсткість його опори перевищить 1000 Н/мкм.

Аналітично визначено умови працездатності модернізованої одноопорної аеростатичної системи, які ґрунтуються на функціональних зв'язках між параметрами приводу, характеристиками аеростатичної опори, встановленими початковими зазорами в процесі встановлення та налаштування приводу.

На основі енергетичного балансу отримано аналітичний критерій динамічної стійкості безконтактного одноопорного приводу. Він має вигляд нерівності $1 \geq \frac{P_0 \sqrt{M}}{bA_0 \sqrt{K_x^\varepsilon}}$ і пов'язує

параметри опорної системи з початковими умовами коливального руху під впливом зовнішніх сил, а його виконання гарантує, що рух ротора з початкового моменту часу буде стійким, навіть при виникненні резонансу.

Розроблено математичну модель двоопорного безконтактного приводу, в якій реалізовано запропонований метод приведення кінчних аеростатичних опор до розрахункових – радіальних опор та підп'ятників – для отримання аналітичного рішення щодо інтегральних характеристик. На цій основі досліджено вантажопідйомність, жорсткість та динамічні властивості механічної системи приводу на регульованих кінчних аеростатичних опорах. Адекватність запропонованого методу розрахунку кінчних опорних систем підтверджено комп'ютерними обчислювальними експериментами (МКЕ). Вони виконані на тривимірній моделі пневмошпинделя на кінчних регульованих аеростатичних опорах в програмі газодинамічного аналізу. При кроці зміни зазору та ексцентриситету в 5 мкм розбіжності між результатами розрахунків різними методами знаходяться в діапазоні від 2,1% до 9,2%.

Досліджено основні напрямки вдосконалення багатоопорного безконтактного приводу. Показано, що застосування конічних опор дозволяє знизити масу приводу на 11%, габарити – на 17,3%, витрату технологічного повітря – на 25%. Варіювання зазорів конічних опор дозволяє регулювати в процесі експлуатації вантажопідйомність до 100 % (див. рис. 4.28), жорсткість – до 61 % та власні частоти – до 28 %. Використання багатоопорного приводу конічних опор різної геометрії знижує його масогабаритні параметри до 8 %. Зенкування живильників і встановлення прямоструминних лабіринтних ущільнень підвищує осьову вантажопідйомність приводу (пневмошпинделя) на 30%, а радіальну на 18,5% при скороченні витрати повітря до 38%.

Лабораторні випробування розробленого пневмошпинделя на регульованих конічних аеростатичних опорах різної геометрії показали, що експериментальні характеристики відрізняються від розрахованих теоретичними методами на 5% – 8% за радіальною підйомною силою, до 15% – за осьовою підйомною силою та жорсткістю. Підтверджено ефективність регулювання характеристик приводу через величину середнього зазору опор з повітряним мастилом.

У заключній частині монографії викладено методику проектування безконтактних приводів на регульованих конічних аеростатичних опорах, яка включає п'ять основних напрямків, послідовність проектного розрахунку конічної опорної системи заданого навантаження на привод. Для перевірки ефективності проектних рішень розроблено алгоритм комп'ютерного дослідження динамічних властивостей приводу (критичних частот обертання, відгуку на дисбаланс, траєкторії руху та амплітуди коливань ротора) при перехресному впливі конструктивних, силових та технологічних параметрів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Orlov, P. I. Osnovy konstruirovaniya [Tekst]: spravochno-metodicheskoe posobie: v 2 kn. / P. I. Orlov; pod red. P. N. Uchaeva; 3-e izd. – M. : Mashinostroenie, 1988. – Kn.2. – 544 s.
2. Opory skolzheniya s gazovoj smazkoj [Tekst] / S. A. Shejnberg [i dr.]; pod red. S. A. Shejnberga. – 2-e izd. – M. : Mashinostroenie, 1979. – 335 s.
3. Podshipniki s gazovoj smazkoj [Tekst] / pod red. N. S. Gressema, Dzh. U. Pauella; per s angl. P. P. Mostovenko [i dr.]. – M.: Mir, 1963. – 423 s.
4. Peshti, Yu. V. Gazovaya smazka [Tekst] / Yu. V. Peshti – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 1993. – 381s.
5. Anurev, V. I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya [Tekst]: v 3 t.: T.2. / V. I. Anurev; pod red. I. N. Zhestkovoij. – 9-e izd., pererab i dop. – M. : Mashinostroenie, 2001. – 912 c.
6. Pavlishe, V. T. Osnovi konstruyuvannya ta rozrahunok detalej mashin [Tekst] / V. T. Pavlishe. – Lviv: Afisha, 2003. – 560 s.
7. Orlov, P. I. Osnovy konstruirovaniya [Tekst]: spravochno-metodicheskoe posobie: v 2 kn. / P. I. Orlov; pod red. P. N. Uchaeva. – 3-e izd. – M.: Mashinostroenie, 1988. – Kn.1. – 559 s.
8. Teoriya mehanizmov i mashin. Terminologiya [Tekst]: Ucheb. posob. / N. I. Levitskij [i dr.]; pod red. K. V. Frolova. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2004. – 80 s.
9. Nosko, P. The concept of creating non-contact drive for working bodies in machines of various purpose [Text] / P. Nosko, V. Breshev, P. Fil // Polish Academy of sciences in Lublin TEKA Commission of motorization in agriculture. Vol. VIIIA. – Lublin, 2008. – P. 126–133.
10. Nosko, P. Multiparameter synthesis of non-contact machine drive [Text] / P. Nosko, V. Breshev, P. Fil // Polish Academy of sciences in Lublin TEKA Commission of motorization in agriculture. Vol. IX. – Lublin, 2009. – P. 172–180.
11. Nosko, P. Structural synthesis and design variants for non-contact machine drives [Text] / P. Nosko, V. Breshev, P. Fil, G. Boyko // Polish Academy of sciences in Lublin TEKA Commission of motorization in agriculture. Vol. XB. – Lublin, 2010. – P. 77–86.
12. Breshev, V. E. Parametrichnij sintez kilcevih robochih organiv bez mehanichnih opor dlya pidvishennya tehničnogo rivnya mashin z

- pryamim privodom [Tekst]: dis. ... kand. teh. nauk : 05.02.02 / V. Ye. Breshev – Lugansk: Vid-vo SNU im. V. Dalya, 2006. – 189 s.
13. Eroshin, S. S. Povyshenie effektivnosti mashin primeneniem rabochnih organov bez mekhanicheskikh opor [Tekst] / S. S. Eroshin, V. E. Breshev // Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. – 2005. – №5(17). – S. 82 – 85.
 14. Breshev, V. E. Opredelenie kriteriya ustojchivosti vrasheniya rabochnih organov mashin i ego eksperimentalnaya proverka [Tekst] / V. E. Breshev // Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. – 2007. – № 4/4 (28). – S. 21–25.
 15. Nosko, P. Developments in technology of non-contact drives for working machines [Text] / P. Nosko, A. Breshev, P. Fil, V. Breshev // Polish Academy of sciences in Lublin TEKA Commission of motorization in agriculture. Vol. XC. – Lublin, 2010. – P. 209 – 216.
 16. Створення конструкції безпосереднього приводу інструмента та робочих органів верстатів с використанням електромагнітних опор [Текст]: Звіт про НТР (заключний) / Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля. – КГН–7–03; – № ДР 0103U008250; Інв. № 0205U000311. – Луганськ, 2004. – 164 с.
 17. Breshev, V. E. Opredelenie kriteriya ustojchivosti vozvratno-postupatel'nogo dvizheniya ispolnitelnogo organa v beskontaktnom privode [Tekst] / V. E. Breshev // Visnik Shidnoukrayinskogo nacionalnogo universitetu imeni Volodimira Dalja. – 2010. – № 2(144). – S. 23 – 28.
 18. Eroshin, S. S. Eksperimentalnoe issledovanie reakcij svobodnogo kolcevogo rotora na radialnuyu nagruzku [Tekst] / S. S. Eroshin, B. I. Nevzlin, V. E. Breshev // Praci Luganskogo viddilennya Mizhnarodnoyi Akademiyi informatizaciji. – 2005. – № 1(10). – S. 23 – 25.
 19. Breshev, V. E. Issledovanie vliyaniya na ustojchivost dvizheniya rabochnih organov mashin sposobov prilozheniya vneshnej nagruzki [Tekst] / V. E. Breshev, A. E. Tretyak // Praci Luganskogo viddilennya Mizhnarodnoyi Akademiyi informatizaciji. – 2007. – № 2 (15) Ch.II. – S. 10 – 12.
 20. Breshev, V. E. Razvitie tehnologii beskontaktnyh opor i perehod k resursoberegayushej tehnologii beskontaktnogo privoda [Tekst] / V. E. Breshev, A. V. Breshev // Resursozberigayuchi tehnologiyi virobnictva ta obrobki tiskom materialiv u mashinobuduvanni: Zb. nauk. pr. – Lugansk: Vid-vo SNU im. V. Dalja, 2010. – S. 153 – 159.
 21. Розробка конструкцій верстатів різання та динамічних насосів з робочими органами без механічних опор [Текст]: Звіт про НТР (заключний) / Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. – КГН – 15 – 06; – № ДР 0106U011377; Інв. №0208U000253. – Луганськ, 2007. – 168 с.

22. Lyapunov, A. M. Obshaya zadacha ob ustojchivosti dvizheniya [Tekst] / A. M. Lyapunov. – M.-L.: Izd-vo tehniko-teoreticheskoy literatury, 1950. – 472 s.
23. Alfutov, N. A. Ustojchivost dvizheniya i ravnovesiya [Tekst]: ucheb. dlya studentov vyssh. ucheb. zav. / N. A. Alfutov, K. S. Kolesnikov; pod red. K. S. Kolesnikova. – 2-e izd. – M. : MGTU im. N.E. Baumana, 2003. – T.3 – 256 s. – (Seriya Mehanika v tehničeskom universitete, v 8 t.).
24. Merkin, D. R. Vvedenie v teoriyu ustojchivosti dvizheniya / D. R. Merkin. – 4-e izd. – SPb. : Lan, 2003. – 304 s.
25. Butenin, N. V. Kurs teoreticheskoy mehaniki [Tekst]: uchebnik dlya studentov vyssh. ucheb. zav: v 2t. (v 1kn.) / N. V. Butenin, Ya. L. Lunc, D. R. Merkin. – 2-e izd. – SPb. : Lan, 2002. – 736 s.
26. Malkin, I. G. Teoriya ustojchivosti dvizheniya [Tekst] / I. G. Malkin. – 2-e izd. – M. : Nauka, 1966. – 530 s.
27. Eroshin, S. S. Parametricheskij sintez rabochih organov bez mehanicheskikh opor dlya povysheniya tehničeskogo urovnya mashin s pryamym privodom [Tekst] / S. S. Eroshin, V. E. Breshev // Tr. MNTK Fizicheskie i kompyuternye tehnologii. – Harkov: HNPК FED, 2006. – S. 193 – 196.
28. Пат. 77529 Україна, МПК H01L 21/461. Пристрій для різання монокристалів на пластини [Текст] / О. Л. Голубенко, С. С. Єрошин, Б. І. Невзлін, В. Є. Брешев; заявник та власник Східноукраїнський національний ун-т ім. В. Даля. – № 20041210091 ; заявл. 08.12.04 ; опубл. 15.12.06, Бюл. № 12. – 4 с.
29. Пат. 90584 Україна, МПК F04D 1/00. Відцентрово-вихровий насос [Текст] / П. Л. Носко, П. В. Філь, В. Є. Брешев, О. П. Карпов; заявник та власник Східноукраїнський національний ун-т ім. В. Даля. – № a200811287 ; заявл. 18.09.08; опубл. 11.05.10, Бюл. № 9. – 4 с.
30. Kosmyrin, A. V. Podshipniki na gazovoj smazke vysokoskorostnyh rotorov [Elektronnyj resurs] : nauchnaya elektronnyaya biblioteka / A. V. Kosmyrin, V. S. Vinogradov, V. S. Shetinin, A. V. Smirnov // Sovremennye naukoymkie tehnologii. – 2009. – №1. – Rezhim dostupa k zhurnalu : http://www.rae.ru/snt/?section=article_index – Zagolovok s ekrana.
31. Mikroturbinnij generator MGT100 [Elektronnyj resurs] : OOO NTC Mikroturbinnye tehnologii, g. Sankt-Peterburg. – Rezhim dostupa: <http://www.stc-mtt.ru/files/pdf/mtg-100.pdf> – Zagolovok s ekrana.
32. Nikiforov, A. N. Problemy kolebanij i dinamicheskoy ustojchivosti bystrovrashayushihhsya rotorov [Elektronnyj resurs] : Nacionalnaya tehnologicheskaya gruppa / A. N. Nikiforov // Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitiya. – 2010. – №3(31). – Rezhim dostupa k zhurnalu: <http://www.vntr.ru>

33. Timoshenko, S. P. Kolebaniya v inzhenernom dele [Tekst] / S. P. Timoshenko, D. H. Yang, U. Uiver; per s ang. L. G. Kornejchuka. – M. : Mashinostroenie, 1985. – 427 s.
34. Timoshenko, S. P. Prochnost i kolebaniya elementov konstrukcij [Tekst] / S. P. Timoshenko. – M. : Nauka, 1975. – 703 s.
35. Pronikov A. S. Nadyozhnost mashin [Tekst] / A. S. Pronikov. – M. : Mashinostroenie, 1972. – 592 s. – (seriya Nadyozhnost i kachestvo).
36. Nadyozhnost i effektivnost v tehnike [Tekst]: spravochnik v 10 t. / pod red. V. S. Avduevskogo. – M. : Mashinostroenie, 1987. – T.1: Obshie polozheniya. – 350 s.
37. Nadyozhnost i effektivnost v tehnike [Tekst]: spravochnik v 10 t. / pod red. V. S. Avduevskogo. – M. : Mashinostroenie, 1988. – T.3: Effektivnost tehniceskikh sistem. – 328 s.
38. Bessonov, A. P. Nadyozhnost funkcionirovaniya mehanizmov [Tekst] / A. P. Bessonov // Problemy mashinostroeniya i nadyozhnosti mashin. Mashinovedenie. – M. : Nauka, 2004. – №3. – S. 26 – 31.
39. Gribinichenko, M. V. Osevye gibridnye podshipniki s gazovoj smazkoj dlya turbokompressorov nadduva sudovyh DVS [Tekst]: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: 05.08.05 Sudovye energeticheskie ustanovki i ih elementy / M. V. Gribinichenko. – Vladivostok, 2006. – 20 s.
40. Reshetov, D. N. Nadyozhnost mashin [Tekst] / D. N. Reshetov, A. S. Ivanov, V. Z. Fadeev. – M.: Vysshaya shkola, 1988. – 235 s.
41. Laboratorii AMFORA. MANLO Pozicionery i Privody (Magnetostatic Air bearing Nano-precision Long-travel Open loop) [Elektronnyj resurs] : AMPHORA Laboratories 2004, g. Moskva. – Rezhim dostupa: <http://www.amphoralabs.ru> – Zagolovok s ekrana.
42. Sharikovintovye privody Rexroth. Koncevye opory i korpusa gaek R310RU3301 [Elektronnyj resurs] : Rexroth Bosch Group – Rezhim dostupa: [http://www.boschrexroth.com/country_units/europe/russia/downloads/brl/Katalog_R310_RU_3301_\(2006.02\).pdf](http://www.boschrexroth.com/country_units/europe/russia/downloads/brl/Katalog_R310_RU_3301_(2006.02).pdf). – Zagolovok s ekrana.
43. Indukaev, K. V. Beskontaktnye sverhtochnye mehatronnye uzly i ih komponenty razrabotki rossijskoj kompanii «Laboratorii AMFORA» [Elektronnyj resurs] : Mezhdunarodnaya specializirovannaya vystavka «Interdrajv» / K. V. Indukaev. – 2009. – Rezhim dostupa k zhurn.: <http://www.idexpo.ru/site.xp/053053055124050048054054>.
44. Drozdovich, V. N. Gazodinamicheskie podshipniki [Tekst] / V. N. Drozdovich. – L. : Mashinostroenie, 1976. – 208 s.
45. Konstantinesku, V. N. Gazovaya smazka [Tekst] / V. N. Konstantinesku; per. s rum. G. P. Maho; pod red. M. V. Korovchinskogo. – M. : Mashinostroenie, 1968. – 709 s.

46. Pinegin, S. V. Precizionnye opory kacheniya i opory s gazovoj smazkoj [Tekst]: spravochnik / S. V. Pinegin, A. V. Orlov, Yu. B. Tabachnikov. – M. : Mashinostroenie, 1984. – 216 s. – (Osnovy proektirovaniya mashin).
47. Федотов, В. О. Газові підвіси шпіндельних вузлів [Текст]: монографія / В. О. Федотов, І. В. Федотова. – Вінниця: Вид-во ВНТУ, 2010. – 244 с.
48. A. s. SSSR № 1280224, MKI F16 C32/06. Beskontaktnyj radialno-upornyj podshipnik skolzheniya s vneshnim istochnikom davleniya smazki [Tekst] / V.M. Dericyn, Z. S. Babadzhanyan, M. A. Shimanovich (SSSR). – №3916269/25-27 ; zayavl. 27.06.85 ; opubl. 30.12.86, Byul. №48. – 2 s.
49. A. s. SSSR № 1260572, MKI F16 C32/06. Opора skolzheniya na gazovoj smazke [Tekst] / V. I. Smirnov, Yu. P. Kotikov, A. I. Tyutyunin, A. Ya. Kovalenko(SSSR). – №3779236/25-27 ; zayavl. 31.07.84 ; opubl. 30.09.86, Byul. №36. – 2 s.
50. A. s. SSSR № 1640466, MKI F16 C32/00. Aerostatischeeskaya opora vrasheniya [Tekst] / V. V. Mitrofanov, S. V. Mitrofanov(SSSR). – №4256361/27 ; zayavl. 03.06.87 ; opubl. 07.04.91, Byul. №13. – 2 s.
51. A. s. SSSR № 1686231, MKI F16 C32/06. Shpindelnyj uzel s gazovymi oporami [Tekst] / V. B. Sholohov, V. B. Petrushin, V. A. Arhipov, G. V. Stepanov(SSSR). – №4629468/27 ; zayavl. 02.01.89 ; opubl. 23.10.91, Byul. №39. – 2 s.
52. Пат. 98084 Україна, МПК F16C 32/06 (2006. 01). Шпіндельний вузол з газовими опорами [Текст] / П. Л. Носко, В. Є. Брешев, О. В. Брешев; заявник та патентовласник Східноукраїнський нац. ун-т ім. В. Даля. – № а201106472; заявл. 23.05.11; опубл. 10.04.12, Бюл. №7. – 4 с.
53. Kosmynin, A. V. Shpindel i na gazovyh oporah – perspektivnyj put razvitiya vysokoskorostnoj obrabotki metallov [Tekst] / A. V. Kosmynin, M. R. Petrov // Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya. – 2006. – №6 – S. 47–48.
54. Rulyova, L. B. Nekotorye primery primeneniya teorij gazovoj dinamiki [Elektronnyj resurs] : Institut problem mehaniki im. A. Yu. Ishlinskogo Rossijskoj akademii nauk / L. B. Rulyova // Fiziko-himicheskaya kinetika v gazovoj dinamike. – 2010. – Rezhim dostupa: www.chemphys.edu.ru/pdf/2010-01-12-035.pdf.
55. Sipenkov, I. E. Precizionnye gazovye podshipniki [Tekst] / I. E. Sipenkov [i dr.]; pod red. A. Yu. Filippova i I. E. Sipenkova. – SPb. : GNC RF CNII «Elektropribor», 2007. – 504 s.
56. Kosmynin, A. V. Kombinirovannaya opora shpindel'nogo uzla [Elektronnyj resurs] : Nauchnaya elektronnyaya biblioteka (NEB) / A. V. Kosmynin, V. S. Shetinin, S. V. Vinogradov // Fundamentalnye issledovaniya. – 2007. – № 12 – S. 83-84. – Rezhim dostupa k zhurnalul :

http://www.rae.ru/fs/?section=content&op=show_article&article_id=7778554

57. Zablockij, N. D. K 50-letiyu shkoly gazovoj smazki L. G. Lojcyanskogo [Elektronnyj resurs] : Problemy turbulentsnosti i vychislitelnaya gidrodinamika (k 70-letiyu kafedry «Gidroaerodinamika») / N. D. Zablockij, I. E. Sipenkov, A. Yu. Filippov // Nauchno tehnicheckie vedomosti. – 2004. – № 2 –S. 159–176. – Rezhim dostupa k zhurn. : <http://aero.spbstu.ru/science/public/dept70.html>
58. Pinegin, S. V. Sticheskie i dinamicheskie karakteristiki gazosticheskih opor [Tekst] / S. V. Pinegin, Yu. B. Tabachnikov, I. E. Sipenkov. – M. : Nauka, 1982. –265 s.
59. Chermenskij, O. N. Podshipniki kacheniya [Tekst]: spravochnik–katalog / O. N. Chermenskij, N. N. Fedotov. – M. : Mashinostroenie, 2003. – 576 s.
60. Podshipniki kacheniya [Tekst]: spravochnik–katalog / R. V. Korostashevskij [i dr.] ; pod red. V. N. Naryshkina, R. V. Korostashevskogo. – M. : Mashinostroenie, 1984. – 280 s.
61. Voskresenskij, V. A. Raschyot i proektirovanie opor skolzheniya [Tekst]: spravochnik / V. A. Voskresenskij, V. I. Dyakov. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 280 s. – (Biblioteka konstruktora).
62. Chernavskij, S. A. Podshipniki skolzheniya [Tekst] / S. A. Chernavskij. – M. : MASHGIZ, 1963. – 244 s.
63. GOST ISO 4378-1-2001. Mezhgosudarstvennyj standart. Podshipniki skolzheniya terminy, opredeleniya i klassifikaciya. Ch.1. Konstrukciya, podshipnikovye materialy i ih svojstva [Tekst]. – Vved. 2002-07-01. – M. : IPK Izd-vo standartov, 2002. – 18 s.
64. Teoriya i primenenie elektromagnitnyh podvesov [Tekst] / Yu. A. Osokin [i dr.]. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 284 s.
65. Magnetic Bearings and Bearingless Drives [Text] /A. Chiba [and other]. – Newnes An imprint of Elsevier Linacre House. – Oxford, 2005. – 375 p.
66. Elektromagnitnye podshipniki. [Elektronnyj resurs] : Materialy o razrabotkah NPP VNIEM (Moskva, RF). – Rezhim dostupa: http://www.vniem.ru/page/pdsh_rotor.htm. – Zagolovok s ekrana.
67. A. s. SSSR № 478998 Elektromagnitnyj podves [Tekst] / E. A. Nikitin, S. A. Shahov (SSSR). – opubl. 1975, Byul. № 28. – 2 s.
68. A. s. SSSR № 614325 Elektromagnitnyj podves [Tekst] / Yu. A. Osokin [i dr.] (SSSR). – opubl. 1978, Byul. № 25. – 2 s.
69. Spravochnik po proektirovaniyu avtomatizirovannogo elektroprivoda i sistem upravleniya tehnologicheskimi processami [Tekst] / pod red. V. I. Krupovicha, Yu. G. Barybina, M. L. Samovera. –3-e izd. – M. : Energoizdat, 1982. – 412 s. – (Elektrostanovki promyshlennyh predpriyatij).

70. Natalevich, A. S. *Vozdushnye mikroturbiny* [Tekst] / A. S. Natalevich. –2-e izd. – M. : Mashinostroenie, 1979. – 192 s.
71. Kelzon, A. S. *Dinamika rotorov v uprugih oporah* [Tekst] / A. S. Kelzon, Yu. P. Cimanskij, V. I. Yakovlev. – M. : Nauka, 1982. – 280 s.
72. Kelzon, A. S. *Raschyot i konstruirovaniye rotornykh mashin* [Tekst] / A.S. Kelzon, Yu. N. Zhuravlyov, N. V. Yanvaryov ; pod red. A. S. Kelzona. – L. : Mashinostroenie, 1977. – 288 s.
73. Biderman, V.L. *Teoriya mehanicheskikh kolebanij* [Tekst] / V. L. Biderman. – M. : Vysshaya shkola, 1980. – 408 s.
74. Demidovich, B. P. *Lekcii po matematicheskoy teorii ustojchivosti* [Tekst]: uchebnoe posobie / B. P. Demidovich. –3-e izd. – SPb. : Lan, 2008. – 480 s. – (Klassicheskaya uchebnaya literatura po matematike).
75. Tarabasov, N. D. *Proektirovaniye detalej i uzlov mashinostroitelnykh konstrukcij* [Tekst]: spravochnik. / N. D. Tarabasov, P. N. Uchaev. – M. : Mashinostroenie, 1983. – 239 s. – (Biblioteka konstruktora).
76. Babakov, I. M. *Teoriya kolebanij* [Tekst]: ucheb. posobie / I. M. Babakov. – 4-e izd. – M. : Drofa, 2004. –591 s. – (Klassiki otechestvennoj nauki).
77. Blehman, I. I. *Vibratsionnaya mehanika* [Tekst] / I. I. Blehman. – M. : Fizmatlit, 1994. – 400 s.
78. Butenin, N. V. *Teoriya kolebanij* [Tekst] / N. V. Butenin. – M. : Vysshaya shkola, 1963. – 188 s.
79. Sirazetdinov T. K. *Ustojchivost sistem s raspredelyonnymi parametrami* [Tekst] / T. K. Sirazetdinov. – Kazan: Izd-vo KAI, 1971. – 180 s.
80. Malkin, I. G. *Teoriya ustojchivosti dvizheniya* [Tekst] / I. G. Malkin. –2-e izd. – M. : Nauka, 1966. – 530 s.
81. Andronov, A. A. *Teoriya kolebanij* [Tekst] / A. A. Andronov, A. A. Vitt, S. E. Hajkin. – 3-e izd. – M. : Nauka, 1981. – 916 s.
82. Snopov, A. I. *Modelirovaniye gazostaticeskikh opor s neravnomernym diskretnym podduvom* [Elektronnyj resurs] : Nauchnyj zhurnal. Rossijskaya Akademiya Estestvoznaniya / A. I. Snopov, N. A. Larikova, E. V. Mironova // *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*. – 2009. – № 6 – S. 34–36.– Rezhim dostupa k zhurn. : <http://www.science-education.ru/34>
83. PO “Donec”. *Katalog vypuskaemoj produkcii* [Tekst]. – Lugansk: AT KoDr, 1996. – 16 s.
84. Butenin, N. V. *Vvedenie v teoriyu nelinejnykh kolebanij* [Tekst] / N. V. Butenin, Yu. I. Nejmark, N. A. Fufaev. – M. : Nauka, 1976. – 380 s.
85. Levitskij, N. I. *Teoriya mehanizmov i mashin* [Tekst] / N. I. Levitskij. – M. : Nauka, 1979. – 576 s.
86. Goryachenko, V. D. *Elementy teorii kolebanij* [Tekst] / V. D. Goryachenko. – 2-e izd. – M. : Vysshaya shkola, 2001. – 395 s.

87. Marcel Dekker. Handbook of turbomachinery [Text] / Marcel Dekker. – NY, Inc., 1995. – 472 p.
88. Levitskij, N. I. Kolebaniya v mehanizmah [Tekst] / N. I. Levitskij – M. : Nauka, 1988. – 336 s.
89. Panovko, Ya. G. Vvedenie v teoriyu mehanicheskikh kolebanij [Tekst] / Ya. G. Panovko. – M. : Nauka, 1980. – 270 s.
90. Stepanov, A. G. Dinamika mashin [Tekst] / A. G. Stepanov. – Ekaterinburg : Izd-vo UrO RAN, 1999. – 304 s.
91. Vvedenie v matematicheskoe modelirovanie [Tekst]: ucheb. posob. / V. N. Ashihlin [i dr.] ; pod red. P. V. Trusova. – M. : Logos, 2004. – 440 s.
92. Samarskij, A. A. Matematicheskoe modelirovanie: Idei. Metody. Primery [Tekst] / A. A. Samarskij, A. P. Mihajlov. –2-e izd. – M. : Fizmatlit, 2001. – 320 s.
93. Myshkis, A. D. Elementy teorii matematicheskikh modelej [Tekst] / A. D. Myshkis. –3-e izd. – M. : KomKniga, 2007. – 192 s.
94. Breshev, V. E. Strukturnij sintez bezkontaktnih privodiv robochih mashin [Tekst] / V. E. Breshev, O. V. Breshev // Vostochno-Evropejskij zhurnalпередovyh tehnologij. – 2011. – № 5/3 (53). – S. 6 – 10.
95. Shlihting, G. Teoriya pogranichnogo sloya [Tekst] / G. Shlihting ; per. s nem. G. A. Volperta ; pod red. L. G. Lojcyanskogo. – M. : Nauka, 1974. – 390 s.
96. Tablicy fizicheskikh velichin. Spravochnik [Tekst] / V. G. Averin [i dr.] ; pod red. I. K. Kikoina. – M. : Atomizdat, 1976. – 1008 s.
97. Abramovich, G. N. Prikladnaya gazovaya dinamika [Tekst]: v 2ch. : Ch.1. / G. N. Abramovich. – 5-e izd. – M. : Nauka, 1991. – 600 s. – (Glavnaya redakciya fiziko-matematicheskoy literatury).
98. Lojcyanskij, L. G. Mehanika zhidkosti i gaza [Tekst] / L. G. Lojcyanskij. – 5-e izd. – M. : Nauka, 1987. – 840 s.
99. Najfe, A. H. Metody vozmushenij [Tekst] / A. H. Najfe. – M. : Nauka, 1976. – 450 s.
100. Tihonov, A. I. Uravneniya matematicheskoy fiziki [Tekst] / A. I. Tihonov A. A. Samarskij. – 5-e izd. – M. : Nauka, 1977. – 736 s.
101. Vibracii v tehnike [Tekst]: spravochnik v 6t. : T.3. / E. L. Ajrapetov [i dr.] ; pod red. F. M. Dimentberga, K. S. Kolesnikova. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 544 s.
102. Ganiev, R. F. Kolebaniya tvyordyh tel [Tekst] / R. F. Ganiev, V. O. Kononenko. – M. : Nauka, 1976. – 432 s.
103. Breshev, V. E. Opreделение kriteriya ustojchivosti vozvratno-postupatel'nogo dvizheniya ispolnitelnogo organa v beskontaktnom privode [Tekst] / V. E. Breshev // Visnik Shidnoukrayinskogo nacional'nogo universitetu imeni Volodimira Dal'ya. – 2010. – № 2(144). – S. 23 – 28.

104. Benett, J. The frictional torque in externally pressurized bearings [Text] / J. Benett, H. Marsh. – Gas bearings Symp., Southampton, 1974, AI/I – AI/8.
105. Feodosev, V. I. Soprotivlenie materialov [Tekst] / V. I. Feodosev. – 4-e izd. – M. : Nauka, 1967. – 552 s.
106. Ushakov I. A. Kurs teorii nadyozhnosti sistem [Tekst] / I. A. Ushakov. – M. : DROFA, 2008. – 239 s.
107. Krajnev, A. F. Ideologiya konstruirovaniya [Tekst] / A. F. Krajnev. – M. : Mashinostroenie-1, 2003. – 384 s.
108. Гащук, П. М. Лінійні динамічні системи і звичайні диференціальні рівняння [Текст] / П. М. Гащук – Львів : Українські технології, 2002. – 608 с.
109. Denisov, G. G. K voprosu o neustojchivosti vrashayushihsysa tel [Tekst] / G. G. Denisov, V. V. Novikov // Problemy mashinostroeniya i nadyozhnosti mashin. Mashinovedenie. – 2004. – № 3. – S. 20 – 25.
110. Пат. 60456 Україна, МПК H02K 17/02, H02K 41/025 (2006.01). Торцевий асинхронний електродвигун з вільним ротором [Текст] / В. Є. Брешев, І. В. Чупріна, О. В. Брешев; заявник та патентовласник Східноукраїнський нац. ун-т ім. В. Даля. – № u201012383 ; заявл. 20.10.10 ; опубл. 25.06.11, Бюл. № 12. – 4 с.
111. Пат. 96695 Україна, МПК (2011. 01), F04D 1/00. Відцентрово-вихровий насос [Текст] / П. Л. Носко, В. Є. Брешев, П. В. Філь, О. В. Брешев; заявник та патентовласник Східноукраїнський нац. ун-т ім. В. Даля. – № a201011303; заявл. 22.09.10 ; опубл. 25.11.11, Бюл. № 22. – 4 с.
112. Goldin, A. S. Vibraciya rotornyh mashin [Tekst] / A. S. Goldin – M. : Mashinostroenie, 1999. – 344 s.
113. Breshev, A. V. Modernizaciya konstrukcii mnogoopornogo beskontaktnogo privoda na aerostaticeskikh podshipnikah [Tekst] / A. V. Breshev, A. P. Karpov, V. E. Breshev // Visnik Shidnoukrayinskogo nacionalnogo universitetu imeni Volodimira Dalya. – 2012. – № 6(177) – Ch.1. – S. 339 – 344.
114. Alyamovskij, A. A. Kompyuternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike [Tekst] / A. A. Alyamovskij, A. A. Sobachkin, E. V. Odincov. – SPb. : BHV-Peterburg, 2005. – 800 s.
115. Ivlev, V. M. Chislennoe modelirovanie turbulentyh processov [Tekst] / V. M. Ivlev. – M. : Nauka, 1990. – 216 s.
116. Rashikov, V. I Chislennye metody resheniya fizicheskikh zadach [Tekst] / V. I. Rashikov, A. S. Roshal. – SPb. : Izd-vo Lan, 2005. – 208 s.
117. Babenko, K. I. Osnovy chislennoho analiza [Tekst] / K. I. Babenko. – Moskva-Izhevsk: Izd-vo NIC Regulyarnaya i haoticheskaya dinamika, 2002. – 848 s.

118. Hiks, Ch. Osnovnye principy planirovaniya eksperimenta [Tekst] / Ch. Hiks. – M. : Mir, 1967. – 406 s.
119. Nalimov, V. V. Teoriya eksperimenta [Tekst] / V. V. Nalimov. – M. : Nauka, 1971. – 208 s.
120. Krasovskij, G. I. Planirovanie eksperimenta [Tekst] / G. I. Krasovskij, G. F. Filaretov. – Minsk: Izd-vo BGU, 1982. – 302 s.
121. Montgomeri, D. K. Planirovanie eksperimenta i analiz dannyh [Tekst] / D. K. Montgomeri. – L. : Sudostroenie, 1980. – 384 s.
122. Grishencev, A. Yu. Teoriya i praktika tehniceskogo i tehnologicheskogo eksperimenta [Tekst] / A. Yu. Grishencev. – Spb. : Izd-vo SPbGU ITMO, 2010. – 102 s.
123. Granovskij, V. A. Metody obrabotki eksperimentalnyh dannyh pri izmereniyah [Tekst] / V. A. Granovskij, T. N. Siraya. – L. : Energoatomizdat, 1990. – 228 s.
124. Romanov, V. N. Teoriya izmerenij. Analiz i obrabotka eksperimentalnyh dannyh [Tekst] / V. N. Romanov, V. V. Komarov. – SPb.: Izd-vo SZTU, 2002. – 127 s.
125. Kudryavcev, V. A. Kratkij kurs vysšej matematiki [Tekst] / V. A. Kudryavcev, B. P. Demidovich. – M. : Nauka, 1975. – 624 s.
126. Korn, G. Spravochnik po matematike dlya nauchnyh rabotnikov i inzhenerov [Tekst] / G. Korn, T. Korn. – M. : Nauka, 1974 – 832 s.
127. Opyry skolzheniya s gazovoj smazkoj [Tekst] / S. A. Shejnberg [i dr.] ; pod red. S. A. Shejnberga. – M. : Mashinostroenie, 1969. – 336 s.
128. Пат. 99374 Україна, МПК H01L 21/461 (2006.01) B28D 5/02 (2006.01) Безконтактний шпиндель верстата для різання монокристалів [Текст] / П.Л. Носко, В. Є. Брешев, О. П. Карпов, Л. К. Швагер, О. В. Брешев ; заявник та патентовласник Східноукраїнський нац. ун-т ім. В. Даля. – № a201015399 ; заявл. 20.12.10; опубл. 10.08.12, Бюл. № 15. – 4 с.
129. Пат. 74026 Україна, МПК (2012.01) F16C 32/00 Аеростатична опора обертання [Текст] / П. Л. Носко, В. Є. Брешев, О. В. Брешев ; заявник та патентовласник Східноукраїнський нац. ун-т ім. В. Даля. – № u201204998 ; заявл. 23.04.12; опубл. 10.10.12, Бюл. № 19. – 4 с.
130. Yang, J., et al. (2019). Modeling and analysis of a high-speed spindle with hybrid bearings considering the influence of bearing parameters. Mechanical Systems and Signal Processing, 130, 262-279.
131. Breshev, A. V. Modernizaciya odnoopornogo beskontaktnogo privoda dlya uluchsheniya ego tehniceskikh harakteristik [Tekst] / A. V. Breshev // Visnik Shidnoukrayinskogo nacionalnogo universitetu imeni Volodimira Dalya. – 2013. – № 17 (206) – S. 15 – 21.
132. Sedko, N. P. Analiz osnovnyh harakteristik kolcevyyh gazostaticeskikh podpyatnikov razlichnogo konstruktivnogo ispolneniya [Tekst] / N. P.

- Sedko // Tr. Nikolaevskogo korablestroitel'nogo instituta. – 1975. – Vyp.100. – S.48 – 53.
133. Pirumov, U. G. Gazovaya dinamika sopel [Tekst] / U. G. Pirumov, G. S. Roslyakov. – M. : Nauka, 1990. – 367 s.
 134. Kosmynin, A. V. Sovershenstvovanie karakteristik gazovykh opor vysokoskorostnykh shpindelnykh uzlov metalloobrabatvyvayushogo oborudovaniya [Tekst]: diss. ... dokt. tehn. nauk: 05.03.01 / A. V. Kosmynin. – Komsomolsk-na-Amure, 2004. – 385 s.
 135. Nelson, H. D. The dynamics of rotor bearing systems using finite elements [Text] / H.D. Nelson, J.M. McVaugh. – Journal of Engineering for Industry. – 1976. –Vol. 98. – P. 593 – 600.
 136. Genta, G. Vibration Dynamics and Control [Text] / G. Genta. – Springer Science and Media Business Media, LLC, 2009. – 855 p.
 137. Kolman-Ivanov, E. E. Konstruirovaniye i raschyot mashin himicheskikh proizvodstv [Tekst]/E.E. Kolman-Ivanov [i dr.]. – M.: Mashinostroeniye, 1985. – 408 s.
 138. Bat, M. I. Teoreticheskaya mehanika v primerah i zadachah [Tekst]: v 3t. / M. I. Bat, G. Yu. Dzhanelidze, A. S. Kelzon; pod red. G. Yu. Dzhanelidze. – 3-e izd. – M. : Nauka, 1966. – T2. Dinamika. – 664 s.
 139. Breshev V. E. Sovershenstvovanie resursosberegayushih privodov beskontaktnogo tipa [Tekst] / V. E. Breshev, A. A. Afoshin // Resursosberegayushie tehnologii proizvodstva i obrabotki davleniem materialov v mashinostroenii: Sb. nauch. tr. – Lugansk: Izd-vo LNU im. V. Dala, 2016. – № 2 (17). – S. 106 – 112.
 140. Пат. 104690 Україна, МПК F16C 32/06 H01L 21/461 B28D 5/02 (2006.01) Безконтактний шпindelь верстата для різання монокристалів [Текст] /В. Є. Брешев, О. В. Брешев, О. П. Карпов ; заявник та патентовласник Східноукраїнський нац. ун-т ім. В. Даля. – № а201301139 ; заявл. 30.01.13; опубл. 25.02.14, Бюл. № 4. – 4 с.
 141. Gusarov A. A. Dinamika i balansirovka gibkikh rotorov [Tekst] / A. A. Gusarov. – M. : Nauka, 1990. – 152 s.
 142. Zhang, H., et al. (2016). High-speed electro-spindle running on air bearings: Design and experimental verification. International Journal of Mechanical Sciences, 87, 9-18.
 143. Childs, B. (2019). Rotor dynamics for gas-lubricated turbomachinery. Cambridge University Press.
 144. Wang, Z., et al. (2023). Development of a high-speed air-bearing spindle using one-directional porous bearing. Journal of Mechanical Science and Technology, 37(9), 1707-1716.

145. Wu, J., et al. (2023). Active balancing control of a high-speed aerostatic spindle using piezoelectric actuators. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 189, 109903.
146. Breshev V.E. Metod preobrazovaniya opory slozhnoj konstrukcii dlya analiticheskogo opredeleniya ee integralnyh harakteristik / V.E. Breshev, A.V.Breshev // *Tehnologicheskij audit i rezervy proizvodstva*. – 2013. – №1/1 (9). – С. 10–13.

Наукове видання

БРЕШЕВ Олексій Володимирович
НОСКО Павло Леонідович
БАШТА Олександр Васильович
РАДЬКО Олег Віталійович
БОЙКО Григорій Олексійович

СИНТЕЗ АЕРОСТАТИЧНИХ ОПОРНИХ СИСТЕМ
ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПРИВОДІВ

Монографія

В авторській редакції

Оригінал-макет О.В. Могильна

Підписано до друку_25.11.2025.
Формат 60× 84¹/₈. Гарнітура Times.
Умов. друк. арк. 15,2. Обл.-вид. арк.16,8.
Вид. № 3425.

Видавництво Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля

Свідоцтво про реєстрацію: серія ДК No 1620 від 18.12.03 р.

Адреса університета: вул. Іоанна Павла II., 17
м. Київ, 01042, Україна
e-mail: vidavnictvosnu.ua@gmail.com