

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.3(108).20487

О.В. БРЕШЕВ¹, П. Л. НОСКО¹, О.В.БАШТА¹, О. В. РАДЬКО², С.Ю. БОГДАН¹,
О.В.ГЕРАСИМОВА¹

¹Державний університет «Київський авіаційний інститут», Україна

²Національний університет оборони України, Україна

КЛАСИФІКАЦІЯ, МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТА НАПРЯМИ ТЕХНІЧНОГО УДОСКОНАЛЕННЯ ОПОР З ГАЗОВИМ ЗМАЩЕННЯМ

У статті проведена класифікація та розглянуті методи розрахунку й напрями технічного удосконалення опор з газовим змащенням. Класифікація проведена з урахуванням характеру навантажень, конструкції, способу створення підйомної сили й особливостей синтезу опор. Показано, що методи розрахунку та конструювання опор із газовим змащенням у складі приводу засновані на спільному ітераційному розв'язанні ряду завдань, класичній теорії стійкості руху А.М. Ляпунова та рішенні узагальненого нестационарного рівняння Рейнольдса. Визначено, що основними напрямками удосконалення (модернізації) безконтактних приводів є застосування аеростатичних опор із кінцевими опорними поверхнями різної геометрії (довжина, кут конуса), забезпечення регульованості жорсткості та несучої здатності, власних частот кінцевих аеростатичних опор зміною величини їхнього середнього зазору з газовим мастилом, тощо.

Ключові слова: класифікація, методи розрахунку, технічне удосконалення, безконтактні приводи, опори, газове змащення.

Вступ. Розвиток машинобудування є необхідною умовою економічного зростання України та виходу її на світові ринки наукомісткої продукції. Дослідження в машинознавстві визначають науково-технічний потенціал машинобудівної галузі та спрямовані на розробку нових технічних рішень і конструкцій вузлів, приводів, механізмів, які дозволяють суттєво підняти технічний рівень, якість та конкурентоспроможність машин. Безконтактні опори та прямі приводи знаходять все більш широке застосування у машинобудуванні, тому що дозволяють значно знизити енерговитрати, розширити діапазони частот обертання роторів, збільшити жорсткість та точність позиціонування виконавчих органів машин. Це підвищує ресурс виконавчих механізмів та інструмента, знижує собівартість машин і продукції машинобудування. Ефективність безконтактних прямих приводів обумовлена мінімальними втратами на тертя в аеростатичних опорах, відсутністю зношування їх робочих поверхонь, а також безконтактною передачею крутного моменту на ротор. Газове змащення в опорах усуває ударні навантаження, виконує функцію гасіння вібрацій та забезпечує екологічність виробництва, тому останнім часом є перспективним напрямом дослідження як в Україні, так і за кордоном, про що свідчить велика кількість публікацій [1-6] з цього питання. Проте узагальнена класифікація та комплексні дослідження щодо методів розрахунку й напрямів технічного удосконалення цих опор наразі відсутні. Цей факт обумовлює актуальність статті, метою якої є проведення класифікації, визначення методів розрахунку та формування напрямів технічного удосконалення опор з газовим

змащенням.

Аналіз результатів та обговорення. У найвідоміших роботах, присвячених дослідженню опор із газовим змащенням, наведено їхню класифікацію [7,8]. 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, що 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.

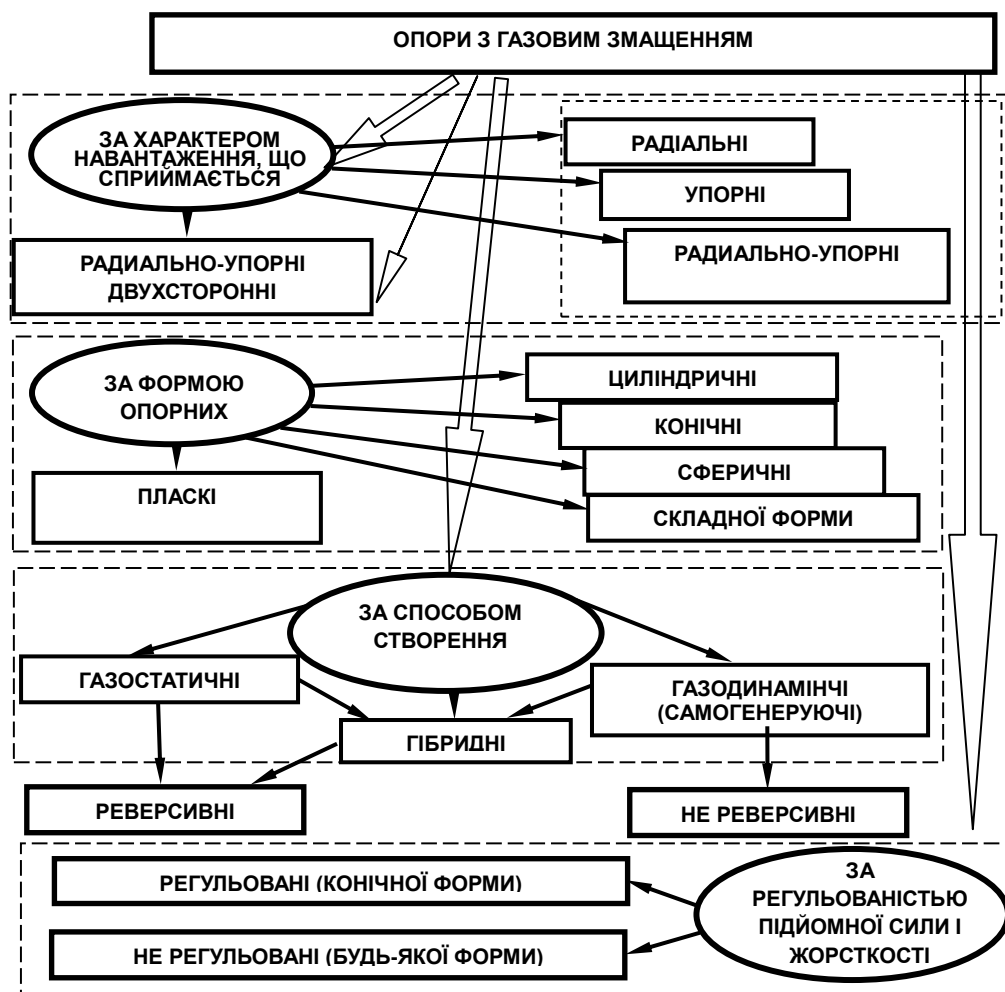


Рис. 1. Класифікація опор із газовим змащенням.

На рис. 1 не показано поділ опор із газовим змащенням за швидкохідністю, оскільки відмінною особливістю опор із газовим змащенням усіх типів є можливість досягнення високих швидкостей обертання. За цією ознакою вони перевершують сучасні опори кочення [9], опори ковзання з рідинним мастилом [10,11] і перебувають на одному рівні з електромагнітними опорами [12]. Тихохідні опори з газовим змащенням можуть бути газостатичними або

гібридними, оскільки допускають зниження частоти обертання до нуля і реверс. Газостатичні та гібридні опори з газовим змащенням здатні розвивати найбільшу підйомну силу, тому найпоширеніші в машинобудуванні, а газодинамічні опори зазвичай застосовують у приладобудуванні в разі нереверсивного руху "легких" ротора [5]. Відомі також віброопори з газовим змащенням [8], які не знайшли до теперішнього часу широкого застосування в машинобудуванні, тому не представлені на рис. 1.

Методи розрахунку та конструювання опор із газовим змащенням 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, що дає змогу оцінити потрібну потужність джерела обертального руху (механічної енергії) - електродвигуна або турбіни [9];

досягнення статичної рівноваги механічної системи приводу на сталому режимі руху, що передбачає рівність нулю головного вектора і головного моменту, водночас у рівняннях статички фігурують реакції опор із газовим змащенням і реактивні моменти цих самих опор [13];

забезпечення динамічної стійкості механічної системи приводу (стійкості обертального руху), що визначається збереженням потрібного положення ротора на перехідних режимах (розгін, гальмування, зміна навантаження), а також під час коливань, що виникають, - крутильних, поздовжніх, вигинистих, амплітуда яких залежить від частоти обертання, власних частот коливань вала у пружних опорах, зовнішніх періодичних сил [14, 15] та визначається, зокрема, жорсткістю й розташуванням опор із газовим змащенням, їхніми конструктивними особливостями [16, 17].

визначення типу, конструктивних параметрів кожної з газових опор окремо, розрахунок їхніх основних статичних і динамічних характеристик [18, 19], найважливішими з яких є: несуча здатність або вантажопідйомність, жорсткість, витрата технологічного повітря, момент опору.

Для визначення характеристик опор із газовим змащенням необхідно знати розподіл тиску газу в зазорі, який істотно не рівномірний по зазору і не стаціонарний. Інтегрування функції розподілу тиску дає змогу визначити величину реакції газового мастила. Вона, у загальному випадку, квазілінійно зростає під час збільшення ексцентриситету і досягає для даної опори деякого максимуму, який називається несучою здатністю або вантажопідйомністю. Теоретичне розв'язання задачі визначення реакції газового мастила базується на дослідженні рішень узагальненого нестационарного рівняння Рейнольдса [20]:

$$\frac{\partial}{\partial \nu} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial \nu} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) = \Lambda \frac{\partial(PH)}{\partial \nu} - \bar{m} \theta(p) f(\nu, \xi) + \sigma \frac{\partial(PH)}{\partial t}, \quad (1)$$

де H – поточне значення безрозмірного зазору з газовим мастилом;

P – відносний тиск газового змащення;

Λ – число стисливості (комплексна величина);

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

$f(\nu, \xi)$ – функція розподілу критичної витрати по змащуваній поверхні

опори (функція проникності);

σ – число здавлювання (комплексна величина);

$\theta(p)$ – функція закінчення.

Рівняння (1) є узагальненим через застосовність до всіх типів опор із газовим змащенням. Для газостатичних опор (підвісів) $\overline{m} \neq 0$, 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” $\overline{m} \neq 0$ и $\Lambda \neq 0$.

Дослідження перехідних режимів функціонування приводу пов’язане з розв’язуванням нестационарних задач газового змащення, динаміки твердого тіла (у разі жорстких вала, кільцевого ротора) або гнучкого вала. Застосування класичної теорії стійкості руху А.М. Ляпунова дає змогу 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 околиці 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 інтегродиференціальними рівняннями [2, 3, 14]. 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” [21]. Порушення динамічної стійкості газової опори в цих випадках призводить до автоколивань і необмеженого зростання амплітуди, зіткнень опорних поверхонь, порушення працездатності. Для досягнення динамічної стійкості розроблено конструкції як окремих опор [16], так і приводів (наприклад, комбінований привід [7]), визначено параметричні режими функціонування, що забезпечують стійкість до таких коливань.

Одно- та багатоопорні безконтактні приводи прямої дії на аеростатичних опорах, їх статичні та динамічні характеристики. Приводи прямої дії обертального руху мають один ступінь свободи, що 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

змащенням. 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 шпиндельні вузли верстатів автоматизованого та автоматичного прецизійного різання напівпровідникових монокристалів “Алмаз – 150 ЕШВ”, “Агат” [22], “Алмаз – 200 ЕШВ”, “Опал – 300”. Головний конструктор – Швагер Л.К., розробник – ЦКБМ “Донець”, виробник – ВО “Машинобудівний завод-100”, м. Луганськ. На рис. 2 показано зовнішній вигляд верстата “Алмаз – 150 ЕШВ”, а на рис. 3 – тривимірна модель шпиндельного вузла верстатів серії “Алмаз” зі встановленим інструментом – алмазним кругом із внутрішньою різальною кромкою (АКВР) та монокристалом сапфіра, який можна розрізати.



Рис. 2. Верстат автоматичного прецизійного різання “Алмаз – 150 ЕШВ”.

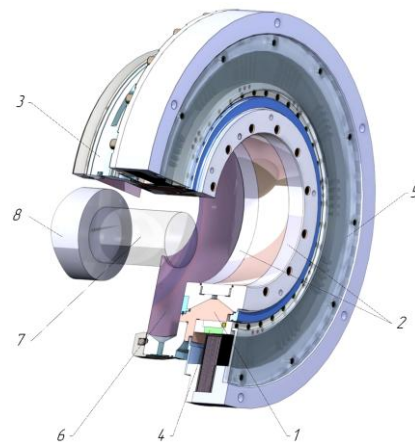


Рис. 3. Тривимірна модель шпиндельного вузла верстата “Алмаз – 150 ЕШВ”: 1, 2 - рухома і нерухома частини конічної аеростатичної опори; 3 - натяжний пристрій для АКВР; 4, 5 - первинний і вторинний елементи електроприводу; 6 - ріжучий інструмент (АКВР 690 × 235); 7, 8 - монокристал, що розрізається, і його тримач відповідно.

Шпиндельний вузол складається з аеростатичного підшипника (одноопорної системи), натяжного пристрою 3, магнітної системи 4 та електричного статора 5. Зі свого боку, газостатичний підшипник представлений рухомою опорною частиною 1 і нерухомою опорною частиною 2, між якими утворюється “газова подушка”. Вона утримує ротор шпинделя, що містить рухома частину підшипника з натяжним пристроєм 3, магнітну систему та АКВР 6. Після

утворення "газової подушки" шпindel завдяки електромагнітним силам приводиться в обертання та відбувається подавання монокристала 7, закріпленого в утримувачі 8 (показано фрагмент), на товщину пластини, що відрізається, і на різання. 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.

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. 4 показано натяжний пристрій верстата зі встановленим АКВР і монокристал кремнію.



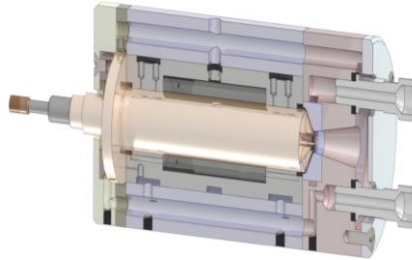
Рис. 4. Натяжний пристрій верстата з АКВР і монокристал кремнію.

Дослідження одноопорної системи та її модернізація спрямовані на зменшення маси ротора шпинделя при збереженні або навіть збільшенні несучої (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).

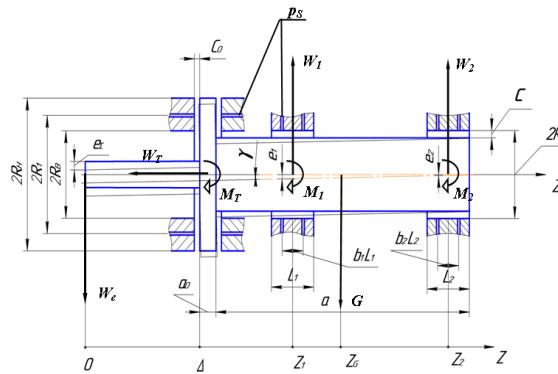
Якщо ж технологічне навантаження має розподілений характер уздовж осі обертання або є зосередженим, але утворює згинальний момент відносно центру мас ротора (точки його прикладання не лежать у середній площині опори), то виникає необхідність використання декількох опор, відстань між якими обирають пропорційно до згинального моменту. На рис. 5а показано тривимірну модель високошвидкісного пневмощпинделя в розрізі. Цей високошвидкісний шпindel є типовим прикладом багатоопорної системи, що містить два радіальні аеростатичні підшипники і один подвійний аеростатичний підп'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 ,

а



технологічного навантаження W_e і реакцій в опорах (W_1 , W_2 , W_T). Розрахункова схема багатоопорної системи пневмощпинделя показана на рис. 5 б).



б

Рис. 5. 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 [7,20]:

- несуча 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 [16] 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 разі 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 [13] для визначення параметричних областей стійкості.

Ще більшій 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. Характеристиками опорних систем, що визначають їхні динамічні властивості, є такі постійні або змінні величини [23]:

- ✓ 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 корелюються 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.

Шляхи технічного удосконалення машин з безконтактними прямими приводами на аеростатичних опорах. 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 за:

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

- ✓ рівнем власного шуму і вібрацій;
- ✓ регульованості вихідних параметрів у процесі експлуатації приводу;
- ✓ нерівномірності обертання ротора;
- ✓ температурної стабільності;
- ✓ витратам 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 змащенням.

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

По-друге, опори з газовим змащенням, на відміну від опор кочення, проєктуються спільно з приводом, тому їхні конструктивні параметри від самого початку дискретно не визначено, немає і суворой їхньої 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 змогу 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 несучій здатності (як порівняти 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 ходу.

У найзагальнішому випадку можна визначити такі основні напрямки удосконалення (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, що 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 технологічних процесів, що реалізуються. Нині комп'ютерному моделюванню та аналізу (обчислювальному експерименту) можуть бути піддані 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 вищесказане стає очевидно, що процес модернізації безконтактних приводів на аеростатичних опорах є ітераційним і багатфакторним, як і їхнє проектування.

В подальшому для дослідження пропонуються такі напрями технічного удосконалення безконтактних прямих приводів обертання:

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

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

- розроблення та подальша модернізація одноопорних безконтактних приводів на двосторонньому конічному аеростатичному підшипнику із зовнішнім дроселюванням повітряного змащення і регулюванням статичних і динамічних характеристик;

- розроблення 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 повинна базуватися на забезпеченні динамічної стійкості приводу за досягнутого підвищення навантажувальної здатності та жорсткості, зниженні витрат технологічного повітря, зменшенні масогабаритних параметрів.

Висновки. У результаті проведеного дослідження:

- проведено класифікацію опор з газовим змащенням, яка виконана з урахуванням характеру навантажень, конструкції, способу створення підйомної сили й особливостей синтезу опор;

- розглянуті методи розрахунку та конструювання опор із газовим змащенням у складі приводу. Показано, що вони засновані на спільному ітераційному розв'язанні ряду завдань, класичній теорії стійкості руху А.М. Ляпунова та рішенні узагальненого нестационарного рівняння Рейнольдса;

- визначені основні напрями технічного удосконалення (модернізації) безконтактних приводів: застосування аеростатичних опор із конічними опорними поверхнями різної геометрії (довжина, кут конуса); забезпечення регульованості жорсткості та несучої здатності, власних частот конічних аеростатичних опор зміною величини їхнього середнього зазору з газовим мастилом; 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 тощо.

Список літератури

1. Akhondzadeh, M. and Vahdati, M. (2014) 'Study of variable depth air pockets on air spindle vibrations in ultra-precision machine tools', *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 73(5-8), pp.681–686. <https://doi.org/10.1007/s00170-014-5866-8>.
2. Chen, C.-H., Kang, Y. and Huang, C.-C. (2003) 'The influences of orifice restriction and journal eccentricity on the stability of the rigid rotor-hybrid bearing system', *Tribology International*, 37(3), pp.227–234. [https://doi.org/10.1016/s0301-679x\(03\)00139-7](https://doi.org/10.1016/s0301-679x(03)00139-7).
3. Genta, G. (2009) *Vibration dynamics and control*. New York: Springer.
4. Ise, T., Nakatsuka, M., Nagao, K., Matsubara, M., Kawamura, S., Asami, T., Kinugawa, T. and Nishimura, K. (2017) 'Externally pressurized gas journal bearing with slot restrictors arranged in the axial direction', *Precision Engineering*, 50, pp.286–292. <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2017.05.016>.
5. Nosko, P., Breshev, V. and Fil, P. (2008) 'The concept of creating non-contact drive for working bodies in machines of various purpose', *Polish Academy of sciences in Lublin TEKA Commission of motorization in agriculture*, Lublin. Vol. VIIIA, pp.126–133.
6. Breshev, V. E. Strukturnij sintez bezkontaktних приводів робочих машин [Текст] / V. E. Breshev, O. V. Breshev. *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij*. 2011. № 5/3 (53). S. 6–10.
7. 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 zhurnalu : http://www.rae.fs/?section=content&op=show_article&article_id=7778554.
8. Zablockij, N. D. K 50-letiyu shkoly gazovoj smazki L. G. Lojcyanskogo [Elektronnyj resurs] : Problemy turbulentnosti i vychislitel'naya gidrodinamika (k 70-letiyu kafedry «Gidroaerodinamika») / N. D. Zablockij, I. E. Sipekov, A. Yu. Filippov // Nauchno tehicheskie vedomosti. – 2004. – № 2 –S. 159–176. – Rezhim dostupa k zhurn. : <http://aero.spbstu.science/public/dept70.html>.
9. Chermenskij, O. N. Podshipniki kacheniya [Tekst]: spravochnik–katalog / O. N. Chermenskij, N. N. Fedotov. – M. : Mashinostroenie, 2003. – 576 s.
10. Voskresenskij, V. A. Raschyot i proektirovanie opor skolzheniya [Tekst]: spravochnik / V. A. Voskresenskij, V. I. Dyakov. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 280 s. – (Biblioteka konstruktora).
11. GOST ISO 4378-1-2001. Mezhhgosudarstvennyj standart. Podshipniki skolzheniya terminy, opredeleniya i klassifikaciya. Ch.1. Konstrukciya, podshipnikovye materialy i ih svoystva [Tekst]. – Vved. 2002-07-01. – M. : IPK Izd-vo standartov, 2002. – 18 s.
12. Magnetic Bearings and Bearingless Drives [Text] /A. Chiba [and other]. – Newnes An imprint of Elsevier Linacre House. – Oxford, 2005. – 375 p.
13. Брешев О.В., Носко П.Л., Башта О.В., Бойко Г.О., Радько О.В. До питання про стійкість руху робочого органу в одновісному безконтактному приводі. *Наукове електронне фахове видання Східноукраїнського національного університету імені В.Дала "Наукові вісті Дніпровського університету"*. №26 , 2024, Київ
14. Jia, C., Pang, H. and Ma, W. (2017) 'Analysis of dynamic characteristics and stability prediction of gas bearings', *Industrial Lubrication and Tribology*, 69(2), pp.123–130. <https://doi.org/10.1108/ilt-09-2015-0134>.
15. Kang, T.S., Choi, D.H. and Jeong, T.G. (2001) 'Optimal design of HDD air-lubricated slider bearings for improving dynamic characteristics and operating performance', *Journal of Tribology Trans ASME*, 123(3), pp.541–547. <https://doi.org/10.1115/1.1308031>.
16. Breshev, O., Nosko, P., Bashta, O., Bashta, A. and Radko, M. (2024) 'Study of the dynamics of spindle shaft on gas-static bearings', *Problems of Friction and Wear*, 1(102), pp.91–100. [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(102\).18433](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(102).18433).
17. Брешев О.В., Носко П., Башта О.В., Співак О.М., Бойко Г.О., Радько М.В. Аналіз динамічної стійкості високошвидкісного шпинделя на газостатичних підшипниках.

Наукове електронне фахове видання Східноукраїнського національного університету імені В.Дала "Наукові вісті Давіського університету". №26 , 2024, Київ.

18. Харченко А., Брешев О., Носко П., Башта О. Шляхи технічного удосконалення машин з безконтактними прямими приводами на аеростатичних опорах та оцінка їх ефективності. *ПОЛІТ. Сучасні проблеми науки: XXIV міжнар. наук.-практ. конф. студ. та молодих учених*: тези доп. К, 2024. С. 49–51.

19. Yang, D.-W., Chen, C.-H., Kang, Y., Hwang, R.-M. and Shyh-Shyong Shyr (2009) 'Influence of orifices on stability of rotor-aerostatic bearing system', *Tribology International*, 42(8), pp.1206–1219. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.04.002>.

20. Брешев, Олексій Володимирович. Вдосконалення безконтактних прямих приводів машин створенням регульованих конічних аеростатичних опор [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Брешев Олексій Володимирович; Східноукр. нац. ун-т ім. Володимира Дала. Луганськ, 2014. 24 с.

21. Peshti, Yu. V. Gazovaya smazka [Tekst] / Yu. V. Peshti – М.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 1993. – 381s.

22. РО "Donec". Katalog vypuskaemoj produkcii [Tekst]. – Lugansk: AT KoDr, 1996. – 16 s.

23. Nikiforov, A. N. Problemy kolebanij i dinamicheskoy ustojchivosti bystrovrashayushihsysa rotorov [Elektronnyj resurs] : Nacionalnaya tehnologicheskaya gruppa / A. N. Nikiforov // Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitiya. – 2010. – №3(31).

Стаття надійшла до редакції 28.09.2025.

Брешев Олексій Володимирович – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), здобувач, Державний університет "Київський авіаційний інститут", кафедра прикладної механіки та інженерії матеріалів; м. Київ, Україна; e-mail: abreshev@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0007-4176-775X>.

Носко Павло Леонідович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Державний університет «Київський авіаційний інститут», пр-т Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел. 406-78-42, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4792-6460>.

Башта Олександр Васильович - кандидат технічних наук, доцент, кафедра прикладної механіки та інженерії матеріалів, Державний університет "Київський авіаційний інститут", пр-т Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, E-mail: oleksandr.bashta@npp.kai.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-7914-897X>.

Радько Олег Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, професор кафедри авіації, Національний університет оборони України, пр-т Повітряних Сил, 28, м. Київ, Україна, 03049, E-mail: radlviv@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-6391-5713>.

Богдан Світлана Юрївна - кандидат технічних наук, доцент, кафедра прикладної механіки та інженерії матеріалів, Державний університет "Київський авіаційний інститут", пр-т Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, E-mail: svitlana.bohdan@npp.kai.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9506-6357>.

Герасимова Ольга В'ячеславівна – м.н.с. кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел. 406-78-42, E-mail : nau12@ukr.net

O.V. BRESHEV, P.L. NOSKO, O.V. BASHTA, O.V. RADKO, S.Y. BOHDAN, O.V. HERASYMOVA

CLASSIFICATION, CALCULATION METHODS, AND DIRECTIONS FOR TECHNICAL IMPROVEMENT OF GAS-LUBRICATED BEARINGS

The article classifies and discusses methods for calculating and improving gas-lubricated bearings. The classification takes into account the nature of the loads, the design, the method of generating lifting force, and the characteristics of the bearings. It is shown that the methods for calculating and designing gas-lubricated bearings in a drive are based on the joint iterative solution of a series of problems, the classical theory of motion stability by A.M. Lyapunov, and the solution of the generalized unsteady Reynolds equation. It has been determined that the main directions for improving (modernizing) contactless drives are the use of aerostatic bearings with conical bearings surfaces of various geometries (length, cone angle), ensuring the adjustability of stiffness and load-bearing capacity, natural frequencies of conical aerostatic bearings by changing the value of their average clearance with gas lubricant, comprehensive provision of dynamic stability of the contactless drive by adjusting the stiffness of conical aerostatic bearings in conjunction with adjusting the parameters of supercharging and throttling of lubricant, design changes in the distribution of masses and external loads, etc.

Key words: classification, calculation methods, technical improvements, contactless drives, bearings, gas lubrication.

References

1. Akhondzadeh, M. and Vahdati, M. (2014) 'Study of variable depth air pockets on air spindle vibrations in ultra-precision machine tools, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 73(5-8), pp.681–686. <https://doi.org/10.1007/s00170-014-5866-8>.
2. Chen, C.-H., Kang, Y. and Huang, C.-C. (2003) 'The influences of orifice restriction and journal eccentricity on the stability of the rigid rotor-hybrid bearing system, Tribology International, 37(3), pp.227–234. [https://doi.org/10.1016/s0301-679x\(03\)00139-7](https://doi.org/10.1016/s0301-679x(03)00139-7).
3. Genta, G. (2009) Vibration dynamics and control. New York: Springer.
4. Ise, T., Nakatsuka, M., Nagao, K., Matsubara, M., Kawamura, S., Asami, T., Kinugawa, T. and Nishimura, K. (2017) 'Externally pressurized gas journal bearing with slot restrictors arranged in the axial direction, Precision Engineering, 50, pp.286–292. <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2017.05.016>.
5. Nosko, P., Breshev, V. and Fil, P. (2008) 'The concept of creating non-contact drive for working bodies in machines of various purpose, Polish Academy of sciences in Lublin TEKA Commission of motorization in agriculture, Lublin. Vol. VIIIA, pp.126–133.
6. Breshev, V. E. Strukturnij sintez bezkontaktnih privodiv robocnih mashin [Tekst] / V. E. Breshev, O. V. Breshev. Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. 2011. № 5/3 (53). S. 6–10.
7. 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 zhurnalu : http://www.rae.fs/?section=content&op=show_article&article_id=7778554.
8. Zablockij, N. D. K 50-letiyu shkoly gazovoj smazki L. G. Lojcyanskogo [Elektronnyj resurs] : Problemy turbulentnosti i vychislitel'naya gidrodinamika (k 70-letiyu kafedry «Gidroaerodinamika») / N. D. Zablockij, I. E. Sipekov, A. Yu. Filippov // Nauchno tehicheskie vedomosti. – 2004. – № 2 –S. 159–176. – Rezhim dostupa k zhurn. : <http://aero.spbstu.science/public/dept70.html>.
9. Chermenskij, O. N. Podshipniki kacheniya [Tekst]: spravochnik–katalog / O. N. Chermenskij, N. N. Fedotov. – M. : Mashinostroenie, 2003. – 576 s.

10. Voskresenskij, V. A. Raschyot i proektirovanie opor skolzhneniya [Tekst]: spravochnik / V. A. Voskresenskij, V. I. Dyakov. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 280 s. – (Biblioteka konstruktora).
11. GOST ISO 4378-1-2001. Mezhhgosudarstvennyj standart. Podshipniki skolzhneniya terminy, opredeleniya i klassifikaciya. Ch.1. Konstrukciya, podshipnikovyje materialy i ih svoystva [Tekst]. – Vved. 2002-07-01. – M. : IPK Izd-vo standartov, 2002. – 18 s.
12. Magnetic Bearings and Bearingless Drives [Text] /A. Chiba [and other]. – Newnes An imprint of Elsevier Linacre House. – Oxford, 2005. – 375 r.
13. Breshev O.V., Nosko P.L., Bashta O.V., Boiko H.O., Radko O.V. Do pytannia pro stiikist rukhu robochoho orhanu v odnovisnomu bezkontaktnomu pryvodi. Naukove elektronne fakhove vydannia Skhidnoukrainskoho natsionalnogo universytetu imeni V.Dalia “Naukovi visti Dalivskoho universytetu”. №26 , 2024, Kyiv
14. Jia, C., Pang, H. and Ma, W. (2017) ‘Analysis of dynamic characteristics and stability prediction of gas bearings, Industrial Lubrication and Tribology, 69(2), pp.123–130. <https://doi.org/10.1108/ilt-09-2015-0134>.
15. Kang, T.S., Choi, D.H. and Jeong, T.G. (2001) ‘Optimal design of HDD air-lubricated slider bearings for improving dynamic characteristics and operating performance, Journal of Tribology Trans ASME, 123(3), pp.541–547. <https://doi.org/10.1115/1.1308031>.
16. Breshev, O., Nosko, P., Bashta, O., Bashta, A. and Radko, M. (2024) ‘Study of the dynamics of spindle shaft on gas-static bearings, Problems of Friction and Wear, 1(102), pp.91–100. [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(102\).18433](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(102).18433).
17. Breshev O.V., Nosko P., Bashta O.V., Spivak O.M, Boiko H.O., Radko M.V. Analiz dynamichnoi stiikosti vysokoshvydkisnogo shpyndelia na hazostatychnykh pidshypnykakh. Naukove elektronne fakhove vydannia Skhidnoukrainskoho natsionalnogo universytetu imeni V.Dalia “Naukovi visti Dalivskoho universytetu”. №26 , 2024, Kyiv.
18. Kharchenko A., Breshev O., Nosko P., Bashta O. Shliakhy tekhnichnoho udoskonalennia mashyn z bezkontaktnymy priamymy pryvodamy na aerostatychnykh oporakh ta otsinka yikh efektyvnosti. POLIT. Suchasni problemy nauky: KhKhIV mizhnar. nauk.-prakt. konf. stud. ta molodykh uchenykh: tezy dop. K, 2024. S. 49–51.
19. Yang, D.-W., Chen, C.-H., Kang, Y., Hwang, R.-M. and Shyh-Shyong Shyr (2009) ‘Influence of orifices on stability of rotor-aerostatic bearing system, Tribology International, 42(8), pp.1206–1219. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.04.002>.
20. Breshev, Oleksii Volodymyrovych. Vdoskonalennia bezkontaktnykh priamykh pryvodiv mashyn stvorenniam rehulovanykh konichnykh aerostatychnykh opor [Tekst] : avtoref. dys. ... kand. tekhn. nauk : 05.02.02 / Breshev Oleksii Volodymyrovych; Skhidnoukr. nats. un-t im. Volodymyra Dalia. Luhansk, 2014. 24 s.
21. Peshti, Yu. V. Gazovaya smazka [Tekst] / Yu. V. Peshti – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 1993. – 381s.
22. PO “Donec”. Katalog vypuskaemoj produkcii [Tekst]. – Lugansk: AT KoDr, 1996. – 16 s.
23. Nikiforov, A. N. Problemy kolebanij i dinamicheskoy ustojchivosti bystrovrashayushihся rotorov [Elektronnyj resurs] : Nacionalnaya tehnologicheskaya gruppa / A. N. Nikiforov // Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitiya. – 2010. – №3(31).

Breshev Oleksii Volodymyrovych - PhD in Engineering, degree applicant, Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, State University “Kyiv Aviation Institute”, 1, Lubomyr Huzar Ave. 1, Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: abreshev@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0007-4176-775X>.

Nosko Pavlo Leonidovych – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, State University “Kyiv Aviation Institute”, 1, Lubomyr Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, tel. 406-78-42, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4792-6460>.

Bashta Oleksandr Vasylovych - PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, State University "Kyiv Aviation Institute", 1, Lubomyr Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: oleksandr.bashta@npp.kai.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-7914-897X>.

Radko Oleg Vitaliyovych – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Senior Researcher, Professor of the Aviation Department, National Defense University of Ukraine, 28, Air Force Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: radlviv@ukr.net. ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6391-5713>.

Bohdan Svitlana Yuriivna - PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, State University "Kyiv Aviation Institute", 1, Lubomyr Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: svitlana.bohdan@npp.kai.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9506-6357>.

Herasymova Olha Viacheslavivna - junior researcher of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, State University "Kyiv Aviation Institute", 1, Lubomyr Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, tel. 406-78-42, E-mail: nau12@ukr.net