

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.1(110).20936

О.В. БРЕШЕВ, О.В. БАШТА, П. Л. НОСКО, А.О. БАШТА, О.В. ГЕРАСИМОВА
Державний університет «Київський авіаційний інститут», Київ, Україна

ПОЛПШЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОДНООПОРНОЇ СИСТЕМИ АЕРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА З ЛАБІРИНТОВИМИ УЩІЛЬНЕННЯМИ

Запропоновані нові рішення модернізації аеростатичних одноопорних систем, які спрямовані на покращення їх технічних характеристик. Досліджено позитивний вплив дроселювання газового мастила на виході із зазору шляхом встановлення лабіринтових ущільнень поза зазором, що полягає у збільшенні вантажопідйомності та жорсткості опори за одночасного зниження витрати повітря. Проведено порівняльний аналіз основних параметрів одноопорної системи та аналогічної їй двоопорної за однакової геометрії опорних поверхонь, показані переваги одноопорної системи за підйомною силою з огляду на вищий тиск мастила за об'ємом зазору

Ключові слова: *аеростатичний підшипник, одноопорна система, модернізація, лабіринтові ущільнення, тиск наддуву, витрати повітря, величина середнього зазору, шпindelний вузол, вантажопідйомність, жорсткість опори.*

Вступ. Одноопорна механічна система на радіально-упорному аеростатичному підшипнику здатна досягати технічних характеристик (підймальна 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 змогу реалізувати високошвидкісне (понад 25 м/с за швидкістю контакту і понад 18 000 за частотою обертання) і високопродуктивне механічне оброблення [1-3, 11].

За рівнем непродуктивних втрат і діапазоном швидкісних режимів аеростатичні одно- багатоопорні системи перевершують приводи з опорами на рідинному мастилі або на підшипниках кочення. За технічним ресурсом, точністю позиціонування і рівнем жорсткості на мікрометричному рівні безконтактні опори з газовим і рідинним мастилом значно перевершують підшипники кочення, навіть із керамічними тілами кочення [4, 14]. Найскладнішими й найактуальнішими науково-технічними завданнями для аеростатичних опорних систем залишаються завдання підвищення несучої здатності (граничної вантажопідйомності) і стійкості руху.

Одним із найважливіших інструментів і методів дослідження аеростатичних опорних систем є математичне моделювання [15, 19, 20]. 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 несучу 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 [5, 16, 18]. Останні досліджуються в лінеаризованій постановці з урахуванням масових характеристик ротора, жорсткості опори та демпфуючих

властивостей газового мастила.

В роботах [6, 7] запропоновано методику визначення статичних характеристик конічної одноопорної системи, що ґрунтується на постановці їй у відповідність розрахункової радіальної опори, одержуваної поворотом конічних опорних поверхонь за середнім радіусом на кут α , а потім зворотним поворотом розрахованої рівнодійної реакції газового змащення для визначення радіальної та осової її складових. Розроблена методика взята за основу подальших досліджень та дозволяє провести розрахунки технічних характеристик аеростатичних одноопорних систем, розв'язати завдання стосовно їхньої модернізації.

Одним із шляхів вирішення питання підвищення несучої здатності та жорсткості одноопорної механічної системи на радіально-упорному аеростатичному підшипнику є дроселювання газового мастила на виході із зазору.

Викладення основного матеріалу та обговорення результатів

дослідження. Так як відносний протитиск $\bar{p}_d = f(\bar{p}_a^2)$ [8], то досягнення необхідного інтервалу значень протитиску і відхід від критичного надзвукового режиму течії повітря через живильники можна отримати не тільки зменшенням тиску подачі технологічного повітря P_s , що було показано в [7], а й збільшенням тиску на виході із зазору опори P_a (рис.1). Останнє надає змогу підняти P_s , що призведе, за інших рівних умов, до збільшення вантажопідйомності та жорсткості опори.

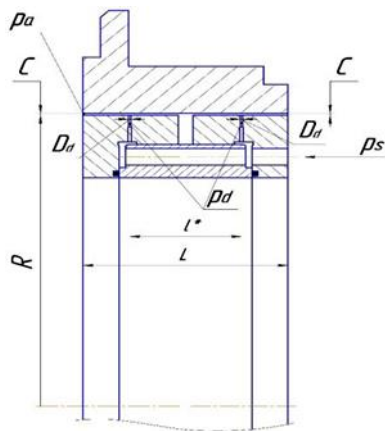


Рис. 1. Розрахункова схема аеростатичного підшипника:

R - радіус підшипника; L - довжина підшипника; наддуву, l^* - відстань між рядами (лініями) наддуву; відносний параметр $b = l^*/L$; C - середня величина зазору з повітряним змащенням; D_d - діаметр обмежувачів витрат

Таким чином, пропонується поліпшити статичні характеристики вузької радіальної опори з відносною довжиною підшипника $\lambda < 0.5$ ($\lambda = L/2R$) 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.

На рис. 2 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 [5]:

$$\bar{P}_d = \sqrt{\left[\left(\frac{P_a}{P_s} \right)^2 + \bar{m} \cdot \frac{\lambda(1-b)}{2} \sqrt{1 + \left(\bar{m} \cdot \frac{\lambda(1-b)}{2} \right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_s} \right)^4} \right] \div \left(1 + \left(\bar{m} \cdot \frac{\lambda(1-b)}{2} \right)^2 \right)}.$$

\bar{P}_d - відносний протитиск (відношення тиску на виході з живильника p_d у мастильний шар до тиску подачі p_s); \bar{m} - безрозмірний параметр режиму, характеризує відношення перепадів тиску вздовж мастильного шару ($p_d - p_a$) і на обмежувачі витрати ($p_s - p_d$)

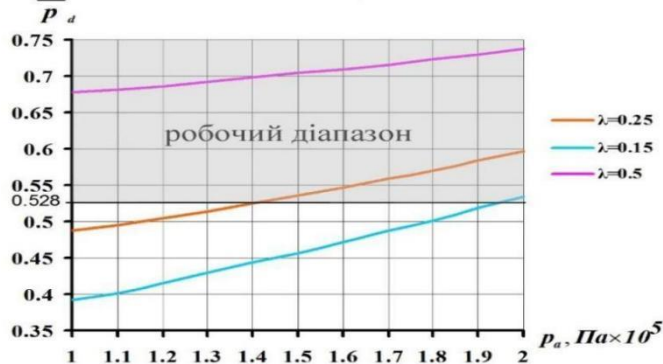


Рис. 2. Залежність протидії \bar{P}_d від P_a для опор різної довжини

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

З урахуванням усіх перерахованих вище міркувань було внесено відповідні зміни в розрахункову модель одноопорної системи (встановлення зовнішнього лабіринтового ущільнення), показано на рис. 1 і отримано розрахункову модель для одноопорної системи (рис. 3).

На основі розробленої методики [9] 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. 3).

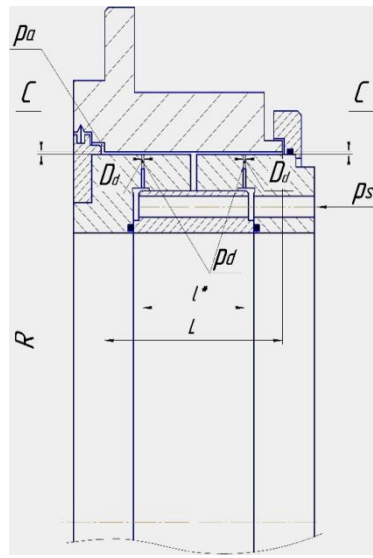


Рис. 3. Розрахункова схема опори з лабиринтовими ущільненнями

Результати розрахунків одноопорної системи за варіювання тиску мастила на виході з опори та величини середнього зазору наведено в табл. 1.

Аналізуючи дані табл. 1, 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, несучу 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), а при регулюванні тиску повітря на виході вантажопідйомність досягає 2724 Н зі значно меншою витратою повітря – $1.3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (див. табл. 1). Таким чином, встановлення зовнішнього лабиринтового ущільнення дає змогу підняти вантажопідйомність цієї аеростатичної опори на 10%, а витрату технологічного повітря, при цьому, зменшити на 30%.

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

Була також проведена оцінка середньої величини жорсткості опори, яка досягається за максимальної несучої здатності (третій рядок зверху табл. 1). При цьому встановлено, що 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 змогу досягати найвищих показників якості та виконувати високошвидкісну механічну обробку, для якої мінімальний необхідний рівень жорсткості становить приблизно 400 Н/мкм.

Таблиця 1

Параметри одноопорної системи з лабіринтовими ущільненнями

Середній зазор з повітряним змащенням $C, \text{ м}$	Відношення тиску на виході до тиску на вході p_a/p_s	Несуча здатність одноопорної системи		Граничне кутове навантаження $M_\gamma, \text{ Н}\cdot\text{м}$	Витрата повітря $Q, \text{ м}^3/\text{ч}$
		в радіальному напрямку $W_{rky}, \text{ Н}$	в осьовому напрямку $W_{rkz}, \text{ Н}$		
$10 \cdot 10^{-6}$	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
$15 \cdot 10^{-6}$	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
$20 \cdot 10^{-6}$	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
$25 \cdot 10^{-6}$	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
$30 \cdot 10^{-6}$	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

Таблиця 2

Зміна параметрів одноопорної системи при варіюванні середнього зазору і тиску наддуву

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

Необхідно враховувати, що мінімальний зазор для підшипників із відносно великими діаметрами опорних поверхонь (понад 300 мм) є 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 [10], 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 був проведений порівняльний аналіз основних параметрів одноопорної системи та аналогічної їй двоопорної (рис. 4). Принципова відмінність між ними полягає в поділі опорних поверхонь дренажем. У двоопорній 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 двоопорній такі самі лінії працюють по одній на опору.

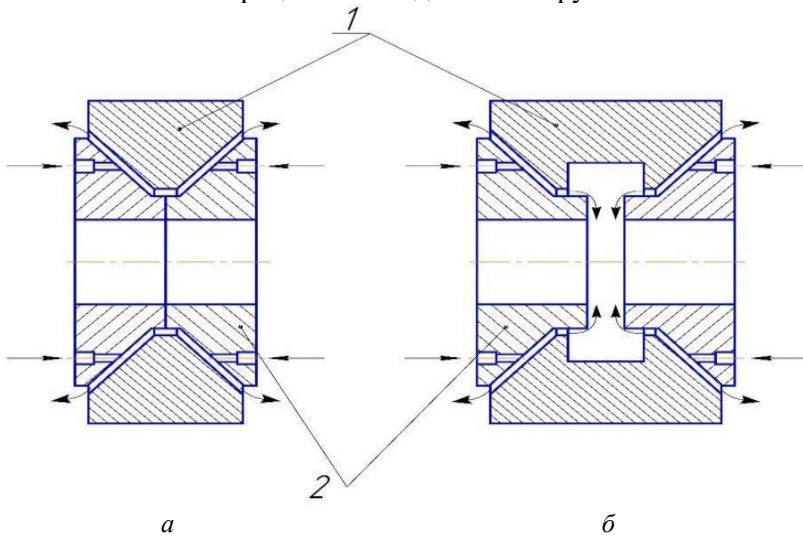


Рис. 4. Порівняльна схема одноопорної (а) і двоопорної (б) систем

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. 5 у графічному вигляді показано розраховані за методикою [11] залежності радіальної несучої здатності W_{ry} від величини середнього зазору C для одноопорної та аналогічної їй двоопорної аеростатичних систем.

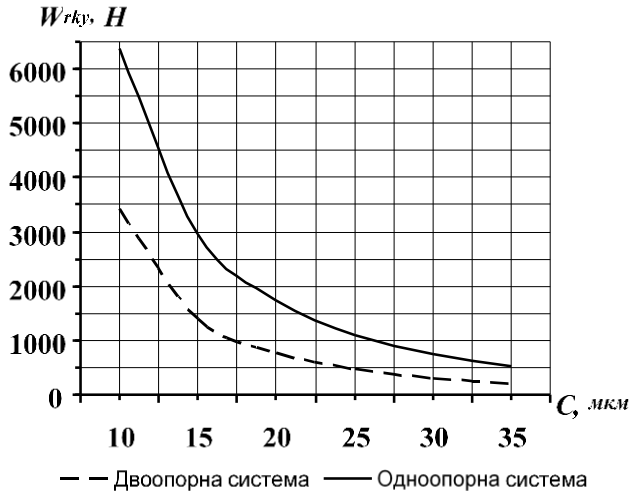


Рис. 5. Залежності радіальної несучої здатності від величини середнього зазору в одноопорній і двоопорній системах

Аналіз отриманих графічних залежностей для розглянутих аеростатичних систем показує таке:

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

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

- за середнього зазору в 15 мкм, який для розглянутої опорної системи шпindelного вузла (див. рис. 3) є найраціональнішим, несуча здатність одноопорної системи у 2,1 раза більша за двоопорну, легко припустити, що зі зменшенням зазору до 10 мкм різниця ще більше зростає.

На рис. 6. показано залежність граничної (при $\bar{P}_a \rightarrow 0$) витрати повітря Q від величини середнього зазору C для одноопорної системи й аналогічної їй двоопорної системи за умови однакової вантажопідйомності W_{rky} приводу для кожної величини зазору C .

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.

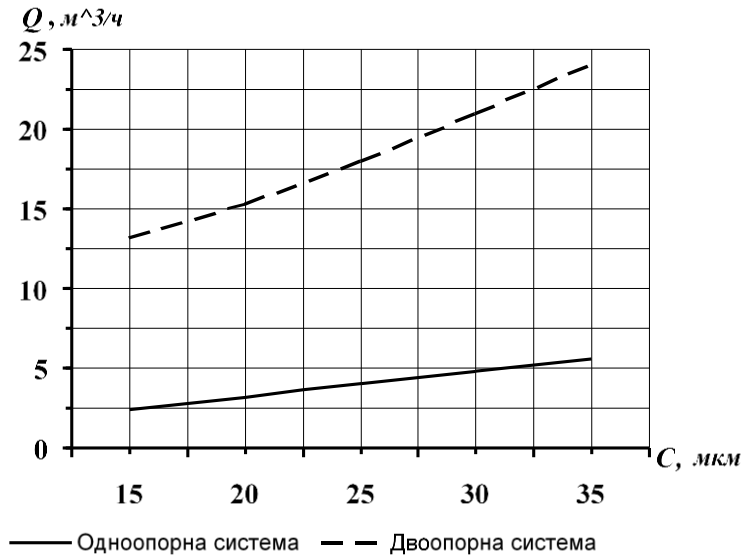


Рис. 6. Графіки залежності витрати повітря від величини середнього зазору

Висновки

У результаті проведеного дослідження визначено, що:

- за відносно малих згинальних моментів від зовнішніх навантажень і достатньої вантажопідйомності, в безконтактному приводі доцільно використовувати одноопорну систему;
- найраціональнішим для розглянутої опорної системи шпиндельного вузла є середній зазор в 15 мкм, при цьому несуча здатність одноопорної системи у 2,1 раза більша за двоопорну;
- можна припустити, що зі зменшенням зазору до 10 мкм різниця несучої здатності одноопорної та двоопорної системи ще більше зростає;
- вантажопідйомність одноопорної системи зростає нелінійно зі зменшенням величини C середнього зазору з повітряним змащенням;
- зі зменшенням величини середнього зазору з повітряним змащенням перевага у вантажопідйомності одноопорної системи збільшується.

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 bezkontaktnih privodiv robochih mashin [Tekst] / V. E. Breshev, O. V. Breshev. *Vostochno-Evropskij 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 zhurnalul : 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 turbulentsnosti 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. V.E. Breshev, O.V. Breshev, P.L. Nosko, O.V. Bashta, S.Yu. Bohdan. Simulation modeling in hydrodynamic analysis software for the flow of pumped fluid in a centrifugal pump impeller. *Problems of friction and wear*, 4 (109). 2025. pp.153-161.
10. Chermenskij, O. N. Podshipniki kacheniya [Tekst]: spravochnik–katalog / O. N. Chermenskij, N. N. Fedotov. – M. : Mashinostroenie, 2003. – 576 s.
11. O.V. Breshev, O.V. Bashta, P.L. Nosko, A.O. Bashta, O.M. Spivak I.V. Semak. Development of a design scheme of a single-support drive system with aerostatic bearings. *Problems of friction and wear*, 2 (107). 2025. pp.25-31.
12. Voskresenskij, V. A. Raschyot i proektirovanie opor skolzheniya [Tekst]: spravochnik / V. A. Voskresenskij, V. I. Dyakov. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 280 s. – (Biblioteka konstruktora).
13. 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.
14. Magnetic Bearings and Bearingless Drives [Text] /A. Chiba [and other]. – Newnes An imprint of Elsevier Linacre House. – Oxford, 2005. – 375 p.
15. 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.Даля “Наукові вісті Давіського університету”*. №26 , 2024, Київ
16. 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>.
17. 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>.
18. 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).
19. 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.Даля “Наукові вісті Давіського університету”*. №26 , 2024, Київ.
20. 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.*
21. 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>.
22. 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 Даля. Луганськ, 2014. 24 с.

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

24. 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).

Отримано: 25 лютого 2026

Прийнято: 25 березня 2026

Опубліковано: 9 квітня 2026

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: abreshv@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0007-4176-775X>.

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>.

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 Анастасія Олександрівна - здобувач вищої освіти, кафедра транспортних технологій і систем, Державний університет “Київський авіаційний інститут”, пр-т Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, E-mail: 9165249@stud.kai.edu.ua.

Герасимова Ольга Вячеславівна – 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.

Breshv 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: abreshv@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0007-4176-775X>.

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>.

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 Anastasia Oleksandrivna – graduate student, Department of Transport Technologies and Systems, State University “Kyiv Aviation Institute”, 1, Lubomyr Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: 9165249@stud.kai.edu.ua.

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

O.V. BRESHEV, O.V. BASHTA, P.L. NOSKO, A.O. BASHTA, O.V.HERASYMOVA

IMPROVEMENT OF THE CHARACTERISTICS OF A SINGLE-SUPPORT AEROSTATIC BEARING SYSTEM WITH LABYRINTH SEALS

This study focuses on the characteristics and optimization of a mechanical system with a single support element that utilizes an angular contact aerostatic bearing, which is used in high-speed machining. To solve the problem of increasing load-carrying capacity and stiffness, a new approach is proposed: adjusting the flow of gaseous lubricant at the outlet of the gap using external labyrinth seals. Mathematical modeling shows that increasing the outlet pressure prevents the occurrence of critical supersonic flow while significantly improving operating parameters. The results show that the use of external labyrinth seals increases the bearing load capacity by 10% while reducing air consumption by 30%. A comparative analysis shows that at an optimal average clearance of 15 μm , a single-support system demonstrates a load-carrying capacity 2.1 times greater than that of an equivalent double-support system. Single-support aerostatic systems are highly effective for non-contact drives subjected to relatively low bending moments.

Key words: aerostatic bearing, single-support system, modernization, labyrinth seals, boost pressure, air flow, average clearance, spindle assembly, load capacity, support stiffness.

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 robochih 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 zhurnal: 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. Spenkov, A. Yu. Filippov // Nauchno tehicheskie vedomosti. – 2004. – № 2 –S. 159–176. – Rezhim dostupa k zhurn. : <http://aero.spbstu./science/public/dept70.html>.
9. V.E. Breshev, O.V. Breshev, P.L. Nosko, O.V. Bashta, S.Yu. Bohdan. Simulation modeling in hydrodynamic analysis software for the flow of pumped fluid in a centrifugal pump impeller. Problems of friction and wear, 4 (109). 2025. pp.153-161.
10. Chermenskij, O. N. Podshipniki kacheniya [Tekst]: spravochnik–katalog / O. N. Chermenskij, N. N. Fedotov. – M. : Mashinostroenie, 2003. – 576 s.

11. O.V. Breshev, O.V. Bashta, P.L. Nosko, A.O. Bashta, O.M. Spivak, I.V. Semak. Development of a design scheme of a single-support drive system with aerostatic bearings. *Problems of friction and wear*, 2 (107). 2025. pp.25-31.
12. Voskresenskij, V. A. Raschyot i proektirovanie opor skolzheniya [Tekst]: spravochnik / V. A. Voskresenskij, V. I. Dyakov. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 280 s. – (Biblioteka konstruktora).
13. 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. IPK Izd-vo standartov, 2002. – 18 s.
14. Magnetic Bearings and Bearingless Drives [Text] /A. Chiba [and other]. – Newnes An imprint of Elsevier Linacre House. – Oxford, 2005. – 375 r.
15. 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
16. 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>.
17. 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>.
18. 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).
19. 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.
20. Kharchenko A., Breshev O., Nosko P., Bashta O. Shliakhy tekhnichnogo 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.
21. 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>.
22. Breshev, Oleksii Volodymyrovych. Vdoskonalennia bezkontaktnykh priamkykh pryvodiv mashyn stvorennyam 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.
23. Peshti, Yu. V. Gazovaya smazka [Tekst] / Yu. V. Peshti – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 1993. – 381s.
24. Nikiforov, A. N. Problemy kolebanij i dinamicheskoy ustojchivosti bystrovrashayushihysya rotorov [Elektronnyj resurs] : Nacionalnaya tehnologicheskaya grupa / A. N. Nikiforov // *Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitiya*. – 2010. – №3(31).