

УДК 621.831.004.55

DOI: 10.18372/0370-2197.2(103).18676

О.В. БРЕШЕВ, П.Л. НОСКО, О.В. БАШТА, О.В. ГЕРАСИМОВА, М.О. РАДЬКО,  
Д.О. СОКОЛОВСЬКИЙ

Національний авіаційний університет, Україна

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПНЕВМОШПИНДЕЛЯ НА КОНІЧНИХ ГАЗОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ ЗА ДОПОМОГОЮ ОБЧИСЛЮВАЛЬНИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ ЗАСОБАМИ САД/САЕ

Наведено результати дослідження динамічної стійкості пневмошпинделя на конічних газостатичних підшипниках на основі визначення критичних частот обертання валу, амплітуд вимушених коливань та реакцій в опорах, рівня його допустимого дисбалансу. Розроблено тривимірні твердотільна, динамічна і кінцево-елементна моделі в САПР, визначено власні частоти коливань і критичні частоти обертання пневмошпинделя, проведено розрахунок та аналіз величин амплітуд вимушених коливань, реакцій в опорах пневмошпинделя на сталих та перехідних режимах обертання. Визначено умови, за яких високошвидкісний пневмошпиндель збереже свою динамічну стійкість та працездатність.

**Ключові слова:** динамічна стійкість, конічні газостатичні підшипники, критичні частоти обертання, амплітуда коливань, допустимий дисбаланс

**Вступ.** Кінцевою метою розрахунку статичних характеристик є визначення максимальних реакцій у газостатичних опорах, за яких механічна система безконтактного приводу буде перебувати в статичній рівновазі [1].

Однак, забезпечення статичної рівноваги для динамічної системи [2] є необхідною, але недостатньою умовою внаслідок наявності перехідних режимів, проходження критичних частот під час розгону та гальмування (для високошвидкісних приводів), виникнення колівальних явищ. У цьому випадку обов'язково досліджується стійкість обертального руху шпинделя (або його динамічна стійкість у ширшому сенсі). Для аналітичного дослідження стійкості складають рівняння динаміки розв'язують аналітично, чисельно або досліджують методами теорії стійкості [3] 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 їх роторів 200 000 об/ хв і вище [4]. Характеристиками опорних систем, що визначають їх динамічні властивості, є такі постійні або змінні величини [5]:

- власні частоти коливань ;
- Закон зміни пружної відновлювальної сили і жорсткості від зміщення (ексцентриситету) та інших факторів ;
- 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 факторів ;

- 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 резонансних коливань), дослідження стійкості обертального руху при невірноваженості динамічної системи, роботі пневмошпинделя під зовнішнім навантаженням, дослідження регульованості динамічних систем приводів (поведінка механічної системи безконтактного приводу при різній швидкості розгону ротора та час проходження ним небезпечних зон обертання), визначення параметричних областей та умов стійкого функціонування.

**Викладення основного матеріалу та обговорення результатів дослідження.** Зачеплення Дослідження динамічних характеристик – власних частот коливань, амплітуд, сил реакцій опорах проводилися з урахуванням обчислювальних експериментів засобами CAD/CAE з допомогою MСE.

Об'єктом дослідження є пневмошпиндель, динамічна модель якого складається з ротора 1 з газовою турбіною 4, що обертається на двох газостатичних радіально-упорних конічних підшипниках - лівого 2 і правого 3 (рис.1).

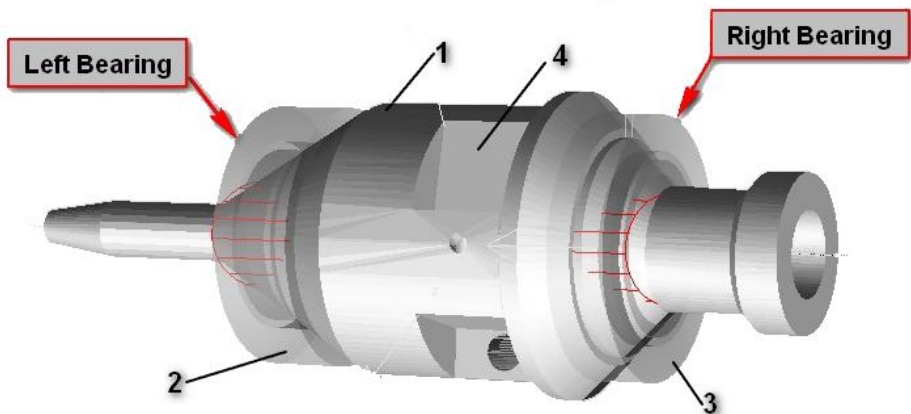


Рис.1 Розрахункова динамічна модель пневмошпинделя у CAE програмі на основі 3D-моделі

Побудовано тривимірну кінцево-елементну модель валу шпинделя (рис.2), де газові підшипники замінені віртуальними пружними опорами з відповідними розрахунковими значеннями осьової та радіальної жорсткостей [6].

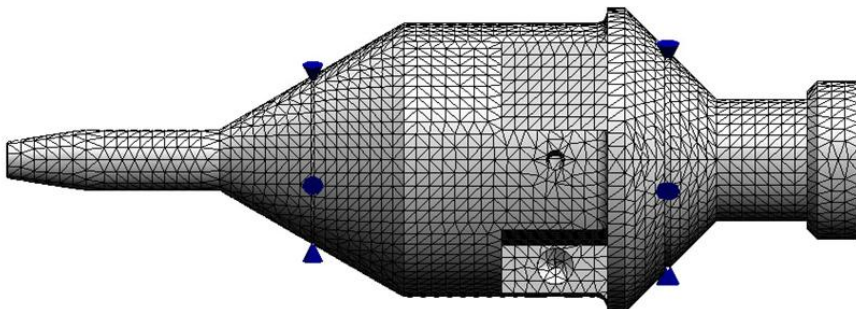


Рис. 2 Сітка на тілі валу із його закріпленням в газових опорах (▲)

З метою дослідження динамічних характеристик у 3D-модель ротора було

введено штучний тарований дисбаланс у вигляді висвердленого отвору діаметром 2мм, що відповідає неврівноваженості 3 г·мм на радіусі 40 мм [7] (рис. 3). При обертанні шпинделя дисбаланс призводить до появи неврівноважених сил інерції (відцентрових сил), що викликають гармонійні коливання шпинделя з частотою, що дорівнює частоті обертання [8,9].

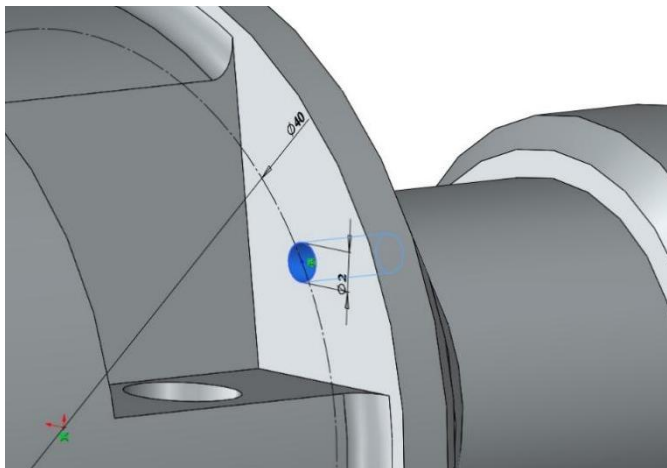


Рис.3 Моделювання тарованого дисбалансу

Як відомо [10, 14] амплітуда коливань, викликана дією відцентрових сил, суттєво залежить від того, наскільки частота цієї сили близька до частоти власних коливань. У механічній системі безконтактного приводу, що працює на високих частотах обертання, дослідження резонансних коливань та амплітуд мають велике практичне значення, оскільки частоти обертання можуть наближатися або проходити критичні частоти. Це може негативно позначитися на виконанні шпинделем технологічного процесу механічної обробки, призвести до торкання робочих поверхонь газостатичних опор та порушення працездатності шпинделя.

У свою чергу визначення власних частот валу шпинделя дає можливість виявити його резонансні області обертання, коли власні частоти збігаються з частотами вимушених коливань шпинделя [11, 14].

За результатами розрахунку були отримані значення 5 гармонік власних частот коливань шпинделя: I – 394,57 Гц, II – 394,61 Гц, III – 664,91 Гц, IV – 665,01 Гц та V – 1009 Гц.

Форми коливань шпинделя для IV гармонік представлені рис.4.

Надалі для дослідження динамічних характеристик власні частоти з однаковими значеннями об'єднані у наступні Mode : Mode I – 394 Гц; Mode II – 665Гц; Mode III – 1009 Гц.

При цьому необхідно враховувати той факт, що шпиндель є високошвидкісним, і, отже, при обертанні його ротора з великою швидкістю власні частоти, на яких шпиндель може входити в режим резонансних коливань можуть зміщуватися з ряду причин [13, 14].

У нашому випадку зміщення власних частот ротора може відбуватися через такі фактори:

Відцентрові сили. При обертанні ротора на нього діють відцентрові сили, які розтягують його та змінюють його форму. Така зміна форми може призвести до зміщення власних частот.

Гіроскопічний ефект. Ротор, що обертається, має гіроскопічний момент, який протистоїть будь-яким спробам змінити його вісь обертання, що також може призвести до зміщення власних частот ротора.

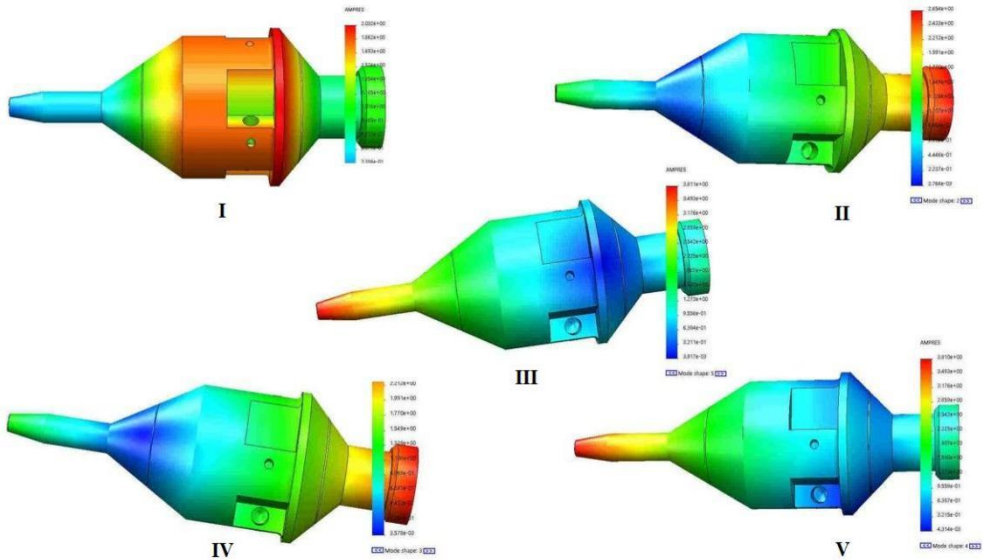


Рис. 4 Форми коливань пневмошпинделя I – V гармонік

Враховуючи ці фактори, було проведено дослідження даного явища в САЕ програмі на основі 3D-моделі валу шпинделя (рис.1), де в місці установки газостатичних підшипників були поставлені радіально-упорні підшипники з аналогічними лінійними жорсткостями та демпфуванням [12]. При цьому формула розрахунку власних частот при обертанні ротора представлена у вигляді:

$$\omega_d = \sqrt{(1 - \zeta^2)} \cdot \omega_{nr}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{(\omega_d^2 + \Omega^2)}{4\pi^2}},$$

де:

d - демпфовані частоти;

$\zeta = 0.55$  - коефіцієнт демпфування (величина визначалася шляхом послідовних наближень розрахункових аналітичних значень власних частот ротора до значень відповідних частот, отриманих САЕ програмою);

$\omega_{nr}$  - власні частоти без обертання ;

$\Omega$  – швидкість обертання ротора.

Як і передбачалося, результати досліджень показали усунення власних частот. Графічно це відображено на частотній діаграмі Кемпбелла [13] (рис. 5), на якій представлені критичні швидкості обертання (відзначені червоними маркерами - трикутниками) при зовнішній збурювальній силі, частота якої збігається з частотою обертання валу шпинделя.

Як показано на рисунку 5, перші дві гармоніки ( Mode 1, Mode 2) за рахунок прецесії прямої та зворотної [13] отримують, як зсув вгору, так і вниз. При прямій процесії ( FW ) критична швидкість Mode 1 знаходиться на рівні 26700 об/хв (445 Гц). Друга гармоніка Mode 2 при прямій процесії має критичну швидкість на рівні 40800 об/хв (680 Гц). Остання критична швидкість Mode 3 виникає при 60540 об/хв (1010 Гц ). Саме у цих областях передбачається значне

зростання амплітуд коливань ротора.

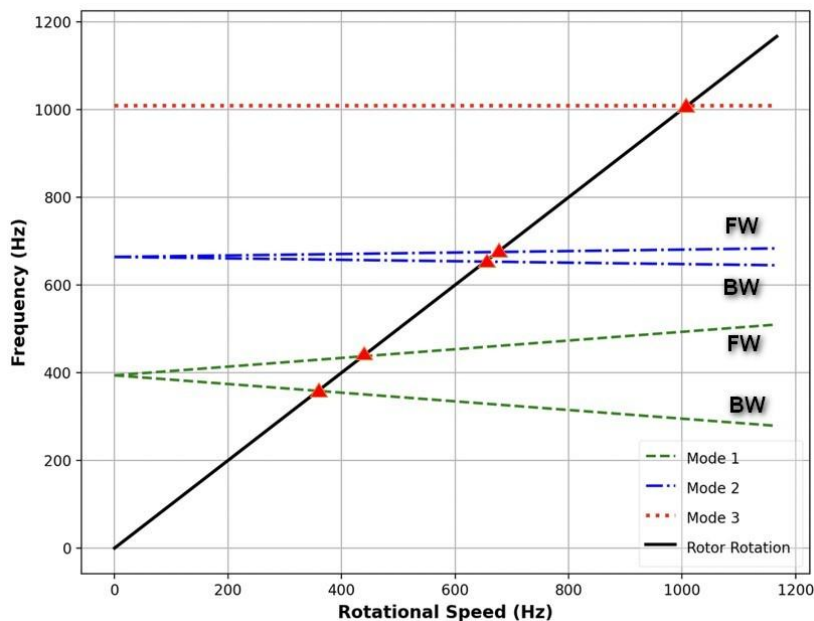


Рис. 5 Частотна діаграма

Для наочності, на рисунку 6 показано проходження перших критичних частот і представлена крива коливань центру мас ротора шпинделя при його розгоні. Починаючи від докритичної області, яка триває перші 0.5 секунди, далі швидкість шпинделя входить у зону першої критичної частоти (Mode1), і коливання набувають великих амплітуд (аж до 2.7 мкм). Так як друга критична частота знаходиться близько до першої, то збурення шпинделя, що виникли, переходять в наступну критичну зону, зазначену на графіку як Mode2. Проходження цієї зони показує вже тенденцію до згасання і стабілізації коливань. Третя критична частота (Mode3) проходить вже без помітних змін у характері та амплітудах коливань ( 2 мкм).

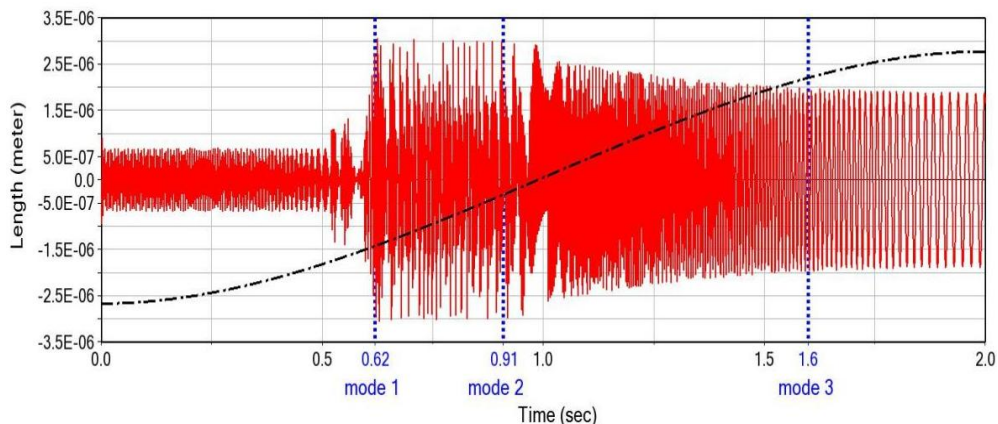


Рис. 6 Розгін шпинделя та проходження резонансних частот

Виходячи із завдань комп'ютерного експерименту також визначався рух центру мас валу шпинделя в площині  $XOY$ , так званий орбітальний рух. Для наочності на рис. 7 представлені три основні траєкторії: докритична, критична та посткритична.

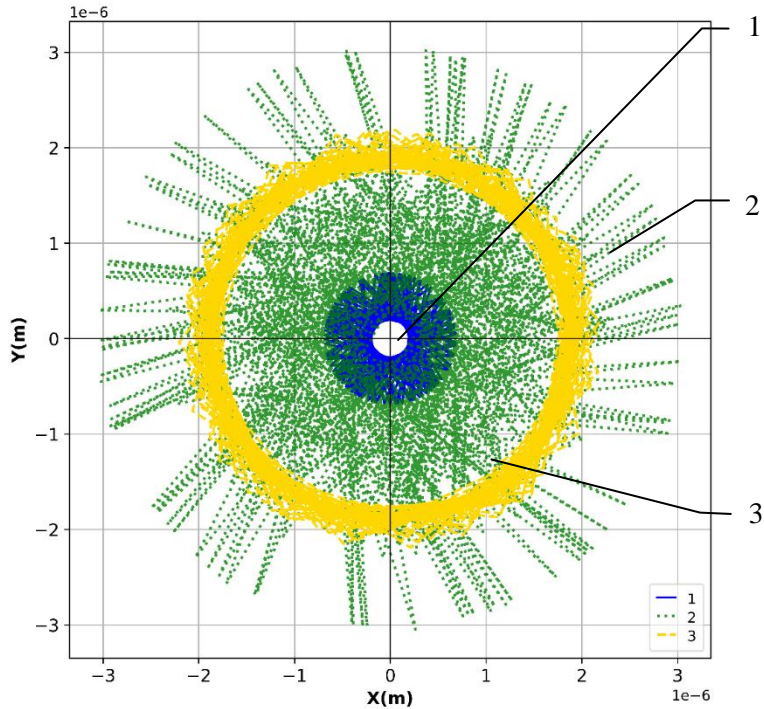


Рис. 7 Орбітальний рух центру мас валу: 1 – докритична область, 2 – критична область, 3 – посткритична область швидкості обертання

Аналіз амплітуд коливань центру мас валу шпинделя щодо осі його обертання показує, що в докритичній і посткритичній областях траєкторії руху центру мас зберігають симетричність, а амплітуди коливань знаходяться в межах 0.7 і 2.1 мкм відповідно. У критичній області швидкості обертання амплітуди коливань центру мас валу шпинделя зростають до 3 мкм.

З метою аналізу інтенсивності проходження критичних частот обертання досліджено поведінку механічної системи безконтактного приводу при різній швидкості розгону шпинделя та час проходження ним небезпечних зон обертання (відображено на рисунку 8),

Як показують результати комп'ютерного експерименту (рис. 8), опорна система валу стійка за даних умов – навіть повільний розгін не несе загрози втрати працездатності. Різна інтенсивність розгону дає у всіх трьох випадках максимальні амплітуди, які не перевищують 7,5 мкм, що вдвічі менше, ніж допустима максимальна амплітуда.

Важливо, що опори ротора цілеспрямовано спроектовані під різну вантажопідйомність та жорсткість. Лівий газостатичний підшипник сприймає основне радіальне навантаження від інструменту, тому має менший кут нахилу конічної поверхні і має більшу радіальну жорсткість -  $5.0E+06$  Н/м, при цьому правий -  $2.0E+06$  Н/м.

Змінні сили, створювані дисбалансом під час обертання, мають наступний діапазон значень ( $<5$  Н), показаний на графіку рисунка 9.

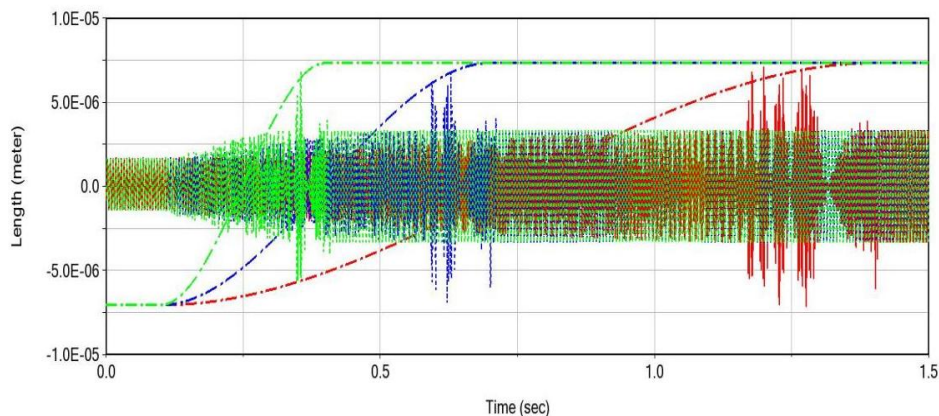


Рис. 8 Варіювання швидкості розгону валу

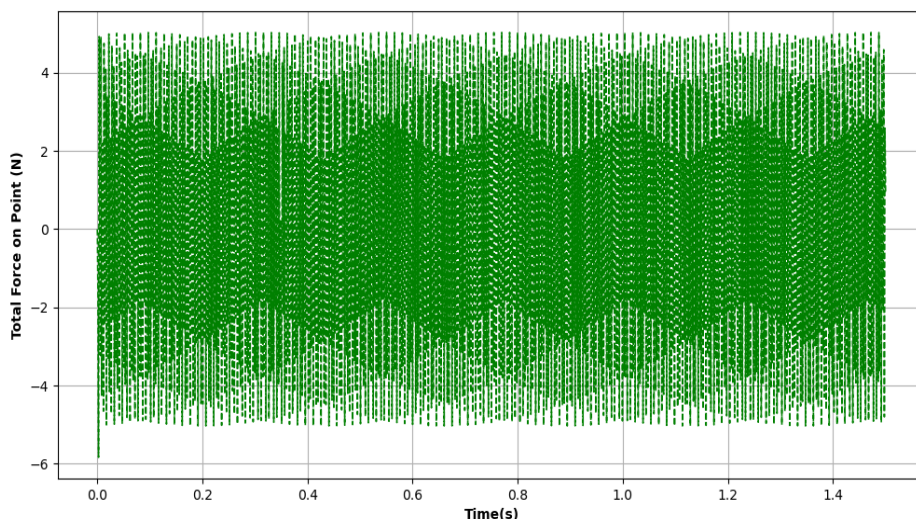


Рис. 9 Сила реакції на дисбаланс у правій опорі

Оскільки несуча здатність правої опори втричі перевищує сили, що виникають у ній від дисбалансу, то можна стверджувати, що вони не призведуть до втрати стійкості. Оскільки ліва опора має більшу радіальну вантажопідйомність і жорсткість, то збурювальні сили, що виникають, також не призведуть до втрати її стійкості.

Тому, маючи більшу жорсткість, лівий газостатичний підшипник має і більший запас динамічної стійкості до впливу зовнішніх сил і сил дисбалансу. Це позитивно позначається на виконанні технологічних операцій, оскільки забезпечуватиме динамічну стійкість інструменту. На рисунку 10 показані коливання у трьох різних точках ротора: лівому підшипнику, правому підшипнику, консольній частині валу при частоті обертання 1500 об/хв. При цьому лінія графіка з найменшою амплітудою (Left\_Bearing\_Displacement.Y) відповідає коливанням у лівому підшипнику. Середня за значеннями крива отримана на консольній частині валу, і найбільші коливання (Console\_Displacement.Y) виникають у правому підшипнику, який і є найбільш «м'яким».

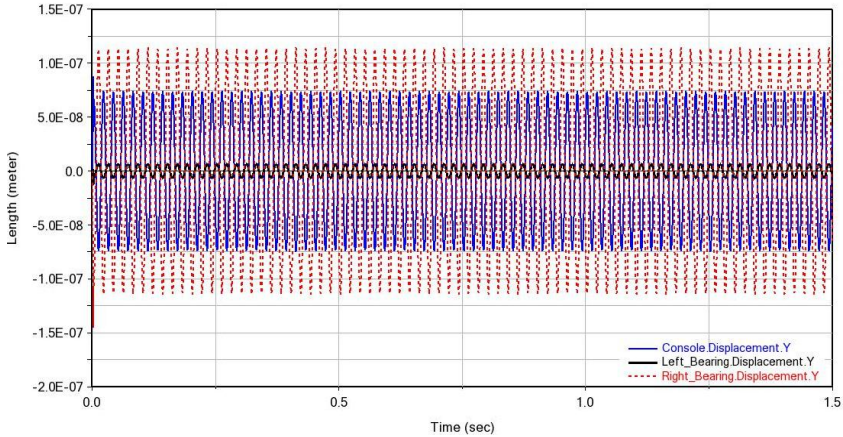


Рис. 10 Амплітуди коливань у різних частинах валу

Оскільки найбільш розгойдуваною частиною валу є опора правого підшипника, то, з погляду працездатності шпинделя, розглядаються коливання переважно в цій опорі.

Як показано на рис. 8 ротор проходить свої критичні частоти обертання, зберігаючи динамічну стійкість та працездатність, так як амплітуди коливань не досягають критичних значень 15 мкм для його газостатичних опор. Зростання амплітуд під час резонансу не призводить до порушення працездатності опор унаслідок торкання опорних поверхонь, тому шпиндель може вийти на усталені режими обертання (див. рис. 10) з меншими за величиною амплітудами і функціонувати, зберігаючи динамічну стійкість.

На рисунку 11 наведено графік амплітуд коливань при роботі шпинделя на трьох сталих високошвидкісних режимах функціонування - при частотах обертання 20, 25 і 30 тис. об/хв. Як видно на рисунку, максимальні амплітуди коливань ротора на третьому швидкісному режимі його роботи не перевищують значень 9 мкм.

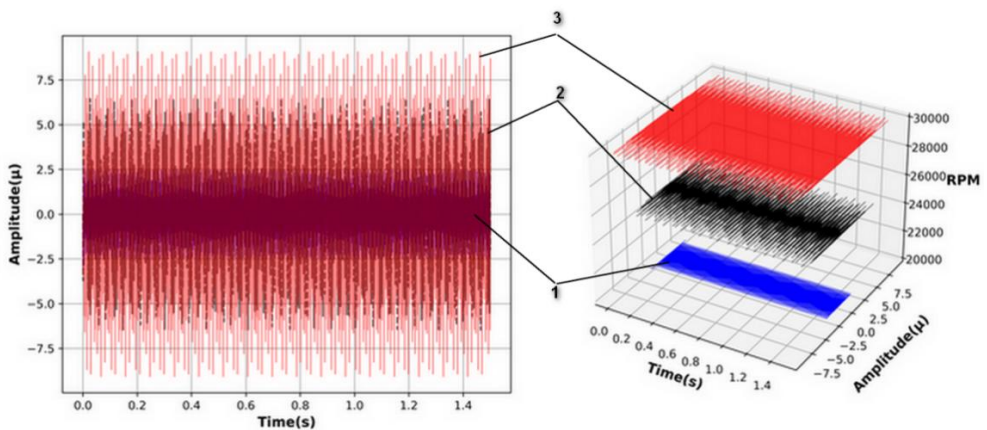


Рис. 11 Амплітуди коливань ротора при усталеному русі на частотах обертання 20000 (1), 25000 (2) і 30000 (3) об/хв

Відомо, що робоче або технологічне навантаження можуть прикладатися як між опорами (характерно для насосів, генераторів), так і консольно по обидва



боки від опор (турбодетандери, турбогенератори ДВЗ) або консольно по один бік, як у шпинделях для верстатів металообробки. В останньому випадку для закріплення інструменту використовується кінцева ділянка валу з боку шпинделя.

У нашому випадку, з метою дослідження стійкості обертального руху пневмощпинделя був розглянутий режим, при якому до кінцевої частини валу, де закріплюється інструмент, прикладена зовнішня поперечна сила  $P \leq 40$  Н, що імітує процес шліфування (рис.12).

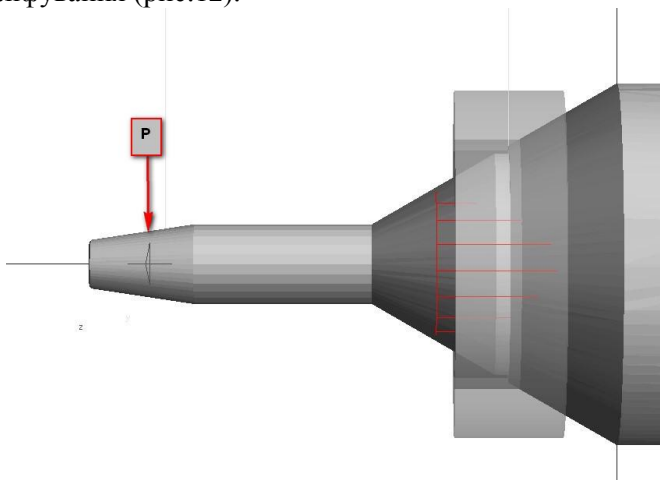


Рис.12 Додаток зовнішнього навантаження на кінцеву частину валу

Коливання ротора в точці прикладання навантаження і правому його газовому підшипнику за постійної швидкості 25000 об/хв, коли шпиндель вийшов на робочий режим, представлено на рисунку 13.

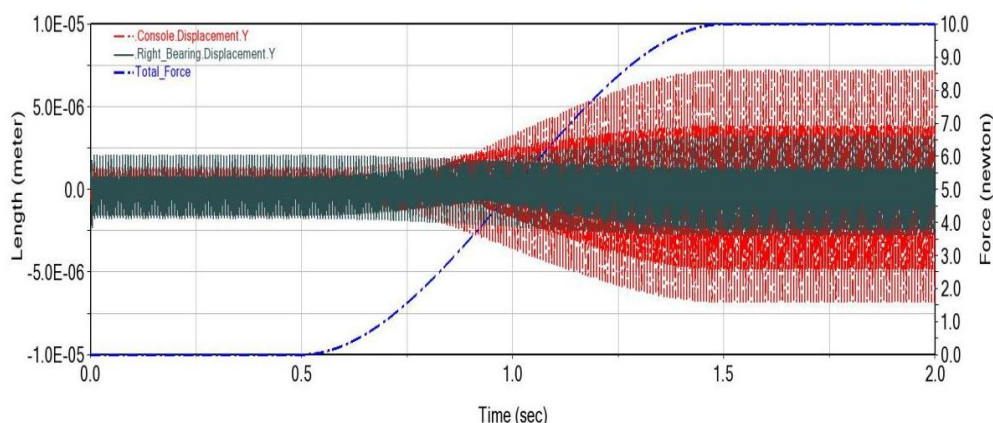


Рис. 13 Робота шпинделя при постійній швидкості обертання валу і змінного навантаження

Як видно на рисунку, амплітуда коливання ротора становить 7,3 мкм і не виходить за допустимі межі 15 мкм, що забезпечує працездатність шпинделя. При цьому під час збільшення зовнішньої прикладеної сили від 0 до 40 Н амплітуда коливань ротора плавно росте і стабілізується при досягненні сили максимального значення.

Досліджено режим прикладання навантаження при розгоні ротора та

проходження ним першої критичної частоти, тобто при збігу власних частот ротора та коливань від дисбалансу, а також зростаючою зовнішньою силою, що є найбільш небезпечним випадком.

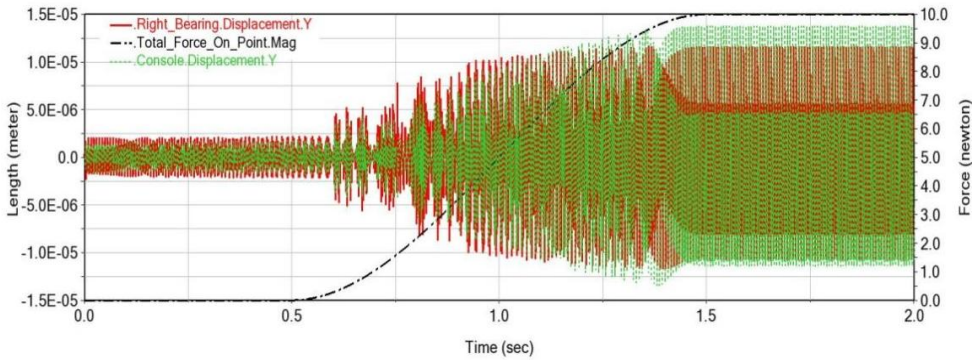


Рис.14 Проходження першої критичної частоти при зовнішньому навантаженні

Як видно на представленого рисунку 14, амплітуда коливання в правій опорі досягає 12 мікрон, при допустимих 15. Тому введений дисбаланс 3 г·мм (див. рис. 3) можна вважати гранично допустимим при виготовленні даного шпинделя. Лінія графіка, якій відповідають найбільші коливання, відноситься до консольної частини валу, де даних обмежень за амплітудами немає.

**Висновки.** На основі обчислювальних експериментів засобами CAD/CAE за допомогою MCE проведено дослідження динамічних характеристик ротора на кінцевих газостатичних підшипниках, що дозволило: визначити власні частоти коливань та критичні частоти обертання пневмошпинделя; провести розрахунок та аналіз величин амплітуд вимушених коливань, реакцій в опорах пневмошпинделя на встановлених та перехідних режимах обертання; визначити умови, за яких високошвидкісний пневмошпиндель збереже свою динамічну стійкість та працездатність. При цьому:

1. Розроблено 3D-моделі (твердотільна, динамічна і кінцево-елементна), в які, з метою обліку неврівноважених сил інерції (відцентрових сил), що викликають гармонійні коливання шпинделя, був введений штучний тарований дисбаланс у вигляді висвердленого отвору діаметром 2мм, що відповідає 3 г·мм на радіусі 40 мм.

2. Визначено власні частоти коливань та критичні частоти обертання ротора. За результатами обчислювальних експериментів обґрунтовано можливість зміщення власних частот ротора, спричинені дією відцентрових сил та гіроскопічного ефекту.

3. Проведено аналіз неврівноваженості ротора шпинделя з визначенням величин амплітуд вимушених коливань ротора на і перехідних режимах обертання, що встановилися, включаючи потрапляння в найбільш небезпечні резонансні області. Показано, що:

- у докритичній та посткритичній областях, траєкторії руху центру мас зберігають симетричність, а амплітуди коливань знаходяться в межах 0.7 та 2.1 мкм, відповідно;

- у критичній області швидкості обертання амплітуди коливань центру мас валу шпинделя зростають до 3 мкм, зберігаючи його динамічну стійкість та працездатність;

- зростання амплітуд при резонансі не призводить до порушення працездатності опор.

4. Досліджено вплив зовнішнього навантаження на ротор при проходженні ним резонансних областей та встановлених робочих режимах. Встановлено:

- амплітуда коливання ротора становить 7,3 мкм і не виходить за допустимі межі 15 мкм, що забезпечує працездатність шпинделя.

- під час збільшення зовнішньої прикладеної сили від 0 до 40 Н амплітуда коливань ротора плавно росте і стабілізується при досягненні сили максимального значення.

5. Визначено величину гранично допустимого дисбалансу ротора шпинделя з урахуванням розглянутого випадку одночасного навантаження опор як зовнішньою силою, і силами, що виникають при резонансі. Встановлено, що: введений дисбаланс 3 г·мм (див. рис. 3) можна вважати гранично допустимим при виготовленні даного шпинделя, зберігаючи при цьому безпечний проміжок у 2-3 мкм.

#### Список літератури

1. 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. XS. - Lublin, 2010. - R. 209 - 216.

2. 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. - R. 126-133.

3. Нікіфоров, А. Н. Проблеми коливань і динамічної стійкості роторів, що швидко обертаються [Електронний ресурс] : Національна технологічна група / А. Н. Нікіфоров // Вісник науково-технічного розвитку. - 2010. - №3 (31).

4. Косминін, А. В. Комбінована опора шпиндельного вузла [Електронний ресурс] : Наукова електронна бібліотека (НЕБ) / А. В. Косминін, В. С. Щетинін, С. В. Виноградов // Фундаментальні дослідження. - 2007. - № 12 - С. 83-84.

5. Marcel Dekker. Handbook of turbomachinery [ Text ] / Marcel Dekker. - NY, Inc., 1995. - 472 p.

6. Farid Al-Bender. Air Bearings Theory, Design & Applications / John Wiley & Sons Ltd, 2021. - 595 p.

7. Wu, J., et al. (2023). Active balancing control of a high- speed aerostatic spindle using piezoelectric actuators. *механічний Systems and Signal Processing*, 189, 109903.

8. Genta G. *Vibration Dynamics and Control* / Genta G. - Springer Science and Media Business Media, LLC, 2009. - 855 p.

9. Zhang, H., та ін. (2016). High-speed electro-spindle running on air bearings: Design and experimental verification. *International Journal of Mechanical Sciences*, 87, 9-18.

10. Nelson HD The dynamics of rotor bearing systems using finite elements. *Journal of Engineering for Industry*, 1976, Vol. 98, 593-600.

11. Wang, Z., et al. (2023). Development of a high- speed air- bearing spindle using one-directional porous bearing. *Journal of механічний Science and Technology*, 37 (9), 1707-1716.

12. Yang, J., et al. (2019). Modeling and analysis of a high- speed spindle with hybrid bearings considering the influence of bearing параметрів. механічний Systems and Signal Processing, 130, 262-279.

13. Genta G. Vibration Dynamics and Control / Genta G. - Springer Science and Madia Business Media, LLC, 2009. - 855 p.

14. Теорія коливань: навч. особисті /І. М. Бабаков. - 4-е вид., Випр. - М.: Дрофа, 2004. - 591 с.

Стаття надійшла до редакції 28.05.2024

**Брешев Олексій Володимирович** - к.т.н., докторант кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел. 406-78-42, E-mail : abreshev @ gmail.com, <https://orcid.org/0009-0007-4176-775X>

**Носко Павло Леонідович** – д.т.н., проф., професор 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, <https://orcid.org/0000-0003-4792-6460>

**Башта Олександр Васильович**– к.т.н., доц., доцент кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, E-mail:oleksandr.bashta@npp.nau.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-7914-897X> .

**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

**Радько Максим Олегович** – магістр спеціальності 131 «Прикладна механіка», освітньо-професійна програма «Прикладна механіка, Стандартизація та Оцінка якості технічних систем», Національний авіаційний університет, пр.Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел. 406-78-42, E-mail : nau12@ukr.net

**Соколовський Дмитро Олександрович** - магістр спеціальності 131 «Прикладна механіка», освітньо-професійна програма «Прикладна механіка, Стандартизація та Оцінка якості технічних систем», Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058,, tel. 406-78-42, E-mail : nau12@ukr.net

*O.V. BRESHEV, P.L. NOSKO, O.V. BASHTA, O.V. HERASYMOVA, M.O. RADKO,  
D.O. SOKOLOVSKIY*

### **STUDY OF THE DYNAMICS OF A PNEUMATIC SPINDLE ON CONICAL GAS-STATIC SUPPORTS WITH THE HELP OF COMPUTATIONAL EXPERIMENTS USING CAD/CAE TOOLS**

The results of a study of the dynamic stability of a pneumatic spindle on tapered gas-static bearings are presented based on determining the critical shaft rotation speeds, the amplitudes of forced vibrations and reactions in the supports, and the level of its permissible imbalance. Three-dimensional solid-state, dynamic and finite element models in CAD were developed, natural vibration frequencies and critical rotation frequencies of the pneumatic spindle were determined, the possibility of shifting the rotor natural frequencies caused by the action of centrifugal forces and the gyroscopic effect were explained. Calculations and analysis of the magnitudes of the amplitudes of forced vibrations, reactions in the pneumatic spindle supports in steady-state and transient rotation modes were carried out; it is shown that in the subcritical and postcritical regions, the trajectories of the center of masses remain symmetrical, in the critical region of the rotation speed, the amplitudes of oscillations of the spindle shaft center of masses increase, maintaining its dynamic stability and efficiency, and the increase in amplitudes at resonance does not lead to a violation of the support serviceability. The conditions under which a high-speed pneumatic spindle will retain its dynamic stability and performance in the case of simultaneous loading of the supports by both external forces and forces occurring at resonance have been determined.

**Keywords:** dynamic stability, tapered gas-static bearings, critical rotational speeds, oscillation amplitude, permissible imbalance

#### **References**

1. 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. XS. - Lublin, 2010. - R. 209 - 216.
2. 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. - R. 126-133.
3. Nikiforov, A. N. Problemy kolyvan i dynamichnoi stiiokosti rotoriv, shcho shvydko obtaiutsia [Elektronnyi resurs] : Natsionalna tekhnolohichna hrupa / A. N. Nikiforov // Visnyk naukovo-tekhnichnoho rozvytku. - 2010. - №3 (31).
4. Kosmynin, A. V. Kombinovana opora shpyndelnoho vuzla [Elektronnyi resurs] : Naukova elektronna biblioteka (NEB) / A. V. Kosmynin, V. S. Shchetynin, S. V. Vynohradov // Fundamentalni doslidzhennia. - 2007. - № 12 - S. 83-84.
5. Marcel Dekker. Handbook of turbomachinery [ Text ] / Marcel Dekker. - NY, Inc., 1995. - 472 p.
6. Farid Al-Bender. Air Bearings Theory, Design & Applications / John Wiley & Sons Ltd, 2021. - 595 p.
7. Wu, J., et al. (2023). Active balancing control of a high- speed aerostatic spindle using piezoelectric actuators. *mekhanichnyi Systems and Signal Processing*, 189, 109903.
8. Genta G. *Vibration Dynamics and Control* / Genta G. - Springer Science and Madia Business Media, LLC, 2009. - 855 p.
9. Zhang, H., ta in. (2016). High-speed electro-spindle running on air bearings: Design and experimental verification. *International Journal of Mechanical Sciences*, 87, 9-18.
10. Nelson HDThe dynamics of rotor bearing systems using finite elements. *Journal of Engineering for Industry*, 1976, Vol. 98, 593-600.

11. Wang, Z., et al. (2023). Development of a high- speed air- bearing spindle using one- directional porous bearing. Journal of mekhanichni Science and Technology, 37 (9), 1707-1716.

12. Yang, J., et al. (2019). Modeling and analysis of a high- speed spindle with hybrid bearings considering the influence of bearing parametriv. mekhanichni Systems and Signal Processing, 130, 262-279.

13. Genta G. Vibration Dynamics and Control / Genta G. - Springer Science and Madia Business Media, LLC, 2009. - 855 p.

14. Teoriia kolyvan: navch. osobysti /I. M. Babakov. - 4-e vyd., Vypr. - M.: Drofa, 2004. - 591s

**Breshev Oleksii Volodymyrovych** - PhD in Engineering, degree applicant, Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, 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, National Aviation University, 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, National Aviation University, 1, Lubomyr Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: oleksandr.bashta@npp.nau.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-7914-897X>

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

**Radko Maksym Olehovych** - Graduate of higher education with a master's degree in specialty 131 «Applied Mechanics», educational and professional program «Applied Mechanics, Standardization and Quality Assessment of Technical Systems», National Aviation University, 1, Lubomyr Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, tel. 406-78-42, E-mail: nau12@ukr.net

**Sokolovskiy Dmytro Oleksandrovych** - Graduate of higher education with a master's degree in specialty 131 «Applied Mechanics», educational and professional program «Applied Mechanics, Standardization and Quality Assessment of Technical Systems», National Aviation University, 1, Lubomyr Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, tel. 406-78-42, E-mail: nau12@ukr.net