

УДК 62-755

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО ЗРОСТАННЯ ДИСБАЛАНСУ РОТОРА НА ЗМІНУ МЕЖІ СТІЙКОСТІ ЙОГО АВТОБАЛАНСУВАННЯ

О. Горбенко

Доцент, канд. техн. наук,
Керченський державний морський
технологічний університет,
м. Керч

Досліджено взаємозв'язок між найбільшою критичною швидкістю обертання роторної системи з автобалансиром і поточним дисбалансом ротора, що змінюється під час експлуатації. Встановлені закономірності й діапазони можливих значень геометричних параметрів, що характеризують автобалансуючі положення куль. Показано, що при незмінному дисбалансі межа стійкості може бути різною залежно від геометрії розташування куль. Крім цього, можливе аномальне підвищення залишкової вібрації і зниження ефективності автобалансування при відносно невисокому дисбалансі ротора.

ротор, вібрація, автобалансир, дисбаланс, стійкість автобалансування, межа стійкості

Для зниження вібрації роторних машин широко застосовують автобалансувальні пристрої (АБП) пасивного типу (див., наприклад [1 — 8]). Однією з їхніх переваг є можливість автоматичного усунення дисбалансу ротора, що змінюється в процесі експлуатації. Згідно з інженерною теорією АБП [1, 2] для однодискового ротора в зоні стійкості реалізується ідеальне автобалансування, при якому компенсувальні маси (КМ) (кулі або маятники) займають нерухомі положення відносно диска і поперечні коливання ротора відсутні. При цьому виходить, що ефективність автобалансування й межа її стійкості не залежать від величини поточного дисбалансу ротора (в межах ємності АБП).

Насправді в режимі автобалансування завжди є деяка ненульова залишкова вібрація ротора, рівень якої в істотній мірі залежить від поточного дисбалансу [4 — 8]. Відомо, що в процесі експлуатації відбувається постійне зростання незрівноваженості ротора [3]. Це викликає посту-

пове збільшення залишкової вібрації ротора і нижній межі стійкості (тобто найбільшій критичній швидкості обертання системи «ротор — АБП»).

Практично важливо при проектуванні автобалансира вибрати такі його параметри, при яких забезпечується досить низький рівень вібрації машини протягом заданого періоду експлуатації. Непрямим показником вібрації ротора з АБП може служити запас стійкості автобалансування за частотою обертання. У зв'язку з цим актуальним є виявлення взаємозв'язку між найбільшою критичною швидкістю обертання роторної системи і поточним дисбалансом. Аналіз літературних джерел показує, що це питання лише частково досліджувалося в [4 — 8].

Мета статті — аналіз характеру зміни межі стійкості автобалансування в процесі експлуатаційного зростання дисбалансу однодискового ротора з багатомасовим АБП.

Фізична модель. Безрозмірні параметри. Розглянемо однодисковий ротор на двох ізотропних опорах. Статично

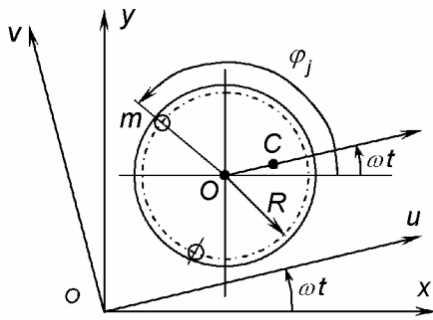


Рис. 1. Механічна система «ротор — автобалансир»

незрівноважений диск ротора розташований посередині між опорами і здійснює плоский рух. У площині диска розташований автобалансир з компенсувальними масами у вигляді кульок або маятників (рис. 1). Безпосередній контакт між КМ — відсутній.

Ця механічна система характеризується такими фізичними параметрами: ω — кутова швидкість обертання ротора, рад/с; M — маса диска, кг; r — ексцентриситет, м; K — жорсткість вала і його опор, зведена до центра диска, Н/м; β — коефіцієнт зовнішнього в'язкого демпфування ротора, с⁻¹; p — критична швидкість обертання ротора без АБП, рад/с; x, y — поточні координати геометричного центра диска, м; m, n — маса однієї кулі (кг) і їхня кількість; R — радіус кола руху центрів мас куль в АБП, м; β_0 — коефіцієнт внутрішнього в'язкого опору руху куль в АБП, с⁻¹; α_j — сталі кутові положення куль відносно диска в режимі автобалансування, рад; φ_j — поточна кутова координата j -тої кулі відносно осі x , рад.

У режимі автобалансування кулі займають в АБП положення, при яких виконуються співвідношення:

$$\sum_{j=1}^n \cos \alpha_j = -\frac{Mr}{mR} = -\frac{n}{E}; \quad \sum_{j=1}^n \sin \alpha_j = 0, \quad (1)$$

де $E = \frac{nmR}{Mr} = \frac{n\mu\rho}{1-n\mu}$ — ємність балансування автобалансирів.

Аналіз динаміки системи може бути зведений до дослідження рівнянь, залежних від таких безрозмірних параметрів [3, 4]:

$$\Omega = \frac{\omega}{p}; \quad B = \frac{\beta}{p}; \quad \mu = \frac{m}{M+nm}; \quad \rho = \frac{r}{R}; \quad B_0 = \frac{\beta_0}{p};$$

$$D = \frac{1}{n^2} \left[\left(\sum_{j=1}^n \cos 2\alpha_j \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^n \sin 2\alpha_j \right)^2 \right], \quad (2)$$

де Ω — безрозмірна кутова швидкість обертання; B, B_0 — безрозмірні коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього в'язкого демпфування ротора і АБП; μ — відносна маса однієї кулі; ρ — відносний радіус кола руху центрів мас

куль в АБП; D — геометричний параметр розташування куль у режимі автобалансування.

Характерні діапазони значень параметрів [5, 6]: $B=0,01 \dots 0,5$; $n\mu=0,001 \dots 0,05$; $B_0=0,01 \dots 0,5$.

Критичні швидкості механічної системи визначаються характеристичним рівнянням вигляду [6, 5]:

$$\sum_{k=0}^8 a_k \Omega^{8-k} = 0, \quad (3)$$

де $a_0 = 1 - n\mu + 0,25n^2\mu^2(1-D)$;

$$a_1 = (2 - n\mu)(B + B_0);$$

$$a_2 = (2 - n\mu)(1 + \Omega^2 + BB_0) + (B + B_0)^2 + n^2\mu^2\Omega^2(1-D);$$

$$a_3 = 2(B + 2B_0)(1 + \Omega^2) + 2BB_0(B + B_0) - n\mu(B_0(1 + \Omega^2) - 2B\Omega^2);$$

$$a_4 = (\Omega^2 - 1)^2 + n\mu\Omega^2(6 + \Omega^2 + 2BB_0) + 2B_0(2B + B_0)(1 + \Omega^2) + B^2(B_0 + \Omega^2) + 1,5n^2\mu^2\Omega^4(1-D);$$

$$a_5 = 2B_0(\Omega^2 - 1)^2 + 2BB_0[B_0 + (B + B_0)\Omega^2] + n\mu\Omega^2[3B\Omega^2 + B_0(6 + \Omega^2)];$$

$$a_6 = n\mu\Omega^4(\Omega^2 - 1 + 3BB_0) + n^2\mu^2\Omega^6(1-D) + B_0^2[(\Omega^2 - 1)^2 + B^2\Omega^2];$$

$$a_7 = n\mu B_0\Omega^4(\Omega^2 - 1); \quad a_8 = 0,25n^2\mu^2\Omega^8(1-D);$$

D — власне число механічної системи.

При $\Omega > 1$ всі коефіцієнти $a_k > 0$.

За типових значень параметрів область стійкості режиму автобалансування обмежується знизу найбільшою критичною швидкістю роторної системи Ω_K , яка неявним чином визначається рівнянням (3). Як видно з (3), межа стійкості залежить від дисбалансу через геометричний параметр D , властивості якого в загальному випадку неоднозначні і недостатньо досліджені в існуючих працях з автобалансування.

Геометричні особливості розташування КМ в АБП. В автобалансуючому режимі КМ в АБП займають положення, при яких загальний центр мас КМ і диска ротора розташований у центрі диска O . Параметр D залежить від α_j , які, у свою чергу, визначаються дисбалансом Mr . Зміна дисбалансу приводить до зміни величини D і ємності E .

При $n=2$ розташування куль і значення параметра D — однозначні. З (1), (2) для цього випадку отримуємо такі вирази:

$$\alpha_1 = -\alpha_2 = \arccos\left(-\frac{1}{E}\right); \quad D = \left(\frac{2}{E^2} - 1\right)^2. \quad (4)$$

При $n=3$ ситуація — неоднозначна. По-перше, існує безліч варіантів розміщення кульок в АБП. Результат розташування кульок можна трактувати як довільне розміщення $(n-2)$ кульок (в межах можливого) і однозначне розташування двох кульок, що залишилися, згідно з (1).

По-друге, параметр D не можна однозначно виразити

через суми $\sum_{j=1}^n \cos \alpha_j$ і $\sum_{j=1}^n \sin \alpha_j$. Внаслідок цього

величина D може набувати довільного значення в деякому інтервалі $D_{min} \leq D \leq D_{max}$. У відомих працях для параметра D вказується лише загальний діапазон його можливих значень: $D=0 \dots 1$. Проте уважніший аналіз показує, що при заданому значенні дисбалансу (а, отже, і ємності АБП) величина D змінюється у більш вузькому діапазоні, тобто $D_{min} \geq 0$ і $D_{max} \leq 1$.

Зокрема, для випадку $n=3$ на основі (1), (2) отримаємо такі вирази:

$$D_{min} = \frac{1}{E^2} \left(\frac{n}{E} - 2 \right)^2 ;$$

$$D_{max} = \begin{cases} \frac{1}{2n^2} \left(27 - 10 \frac{n^2}{E^2} + \frac{n^4}{E^4} \right), & 1 \leq E < 3; \\ \frac{1}{E^2} \left(\frac{n}{E} + 2 \right)^2, & E \geq 3. \end{cases} \quad (4)$$

З рис. 2 видно основні особливості залежності параметра D від ємності (яка змінюється зворотно пропорційно до дисбалансу). При $E=1$ у будь-якому випадку $D=1$. При $n=2$ залежність $D(E)$ — однозначна. При $n=3$ (і більше) завжди є деякий діапазон можливих значень параметра D . Причому при E , близьких до одиниці, цей діапазон вельми вузький.

Зміна меж стійкості. У процесі експлуатації відбувається поступове розбалансування ротора, що виражається в збільшенні ексцентриситету r . Це призводить до зниження запасу стійкості автобалансування і зміни рівня залишкової вібрації. Межа стійкості Ω_K , як видно з (3), є функцією параметра D , який, у свою чергу, залежить від

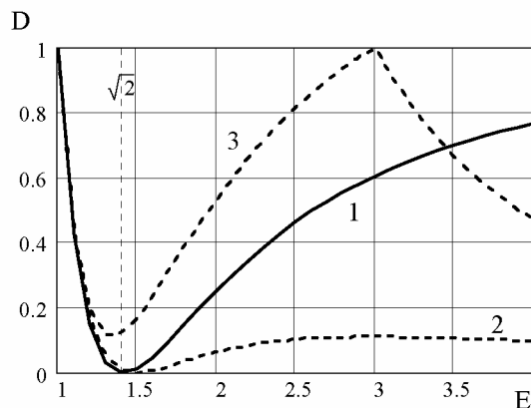


Рис. 2. Залежність параметра D від ємності E : 1 — $D(E)$ при $n=2$; 2, 3 — $D_{min}(E)$ і $D_{max}(E)$ при $n=3$

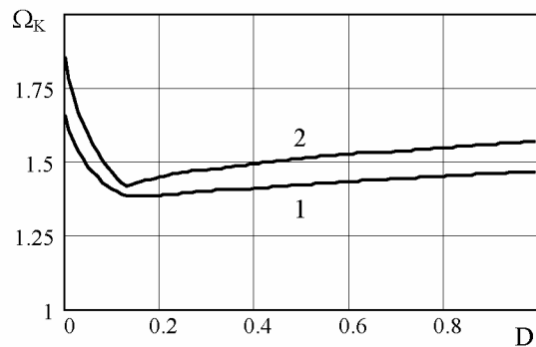


Рис. 3. Залежність меж стійкості Ω_K від параметра D : 1, 2 — при $n=2$ і $n=3$

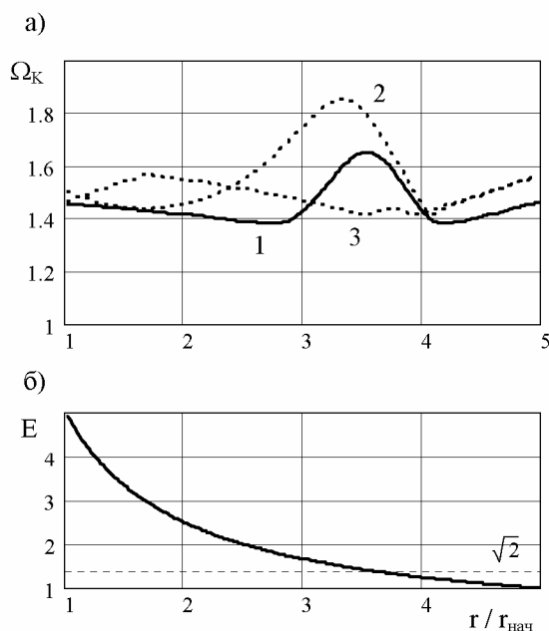


Рис. 4. Залежність меж стійкості Ω_K (а) і ємності автобалансира E (б) від ексцентриситету: 1 — $n=2$; 2, 3 — $n=3$ при D_{min} і D_{max}

дисбалансу. Залежність $\Omega_K(D)$ має нелінійний характер (див. рис. 3) [6].

Вказані вище особливості приводять до своєрідної зміни меж стійкості, що видно з малюнка рис. 4. Розрахунки Ω_K проводилися на основі рівняння (3) при $Re(D)=0$. При цьому були прийняті такі вихідні дані: $B=0,2$; $\mu=0,01$; $B_0=0,05$; початкова ємність АБП $E_{нач}=5$.

Висновки. 1. Є якісна відмінність у поведінці дво- і багатомасових АБП. При $n=2$ кожному значенню дисбалансу відповідає одне значення Ω_K . При $n \geq 3$ кожному значенню дисбалансу відповідає певний інтервал Ω_K .

2. У процесі зростання дисбалансу можливе явище аномального підвищення Ω_K з подальшим її зниженням. Ця особливість виявляється при D близькому до нуля.

Література

1. *Автоматическая балансировка роторов машин* / А.А.Гусаров, В.И.Сусанин, Л.Н.Шаталов, Б.М.Грушин. — М.: Наука, 1979. — 151 с.
2. *Нестеренко В.П.* Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. — Томск: Томский ун-т, 1985. — 84 с.
3. *Самаров Н.Г.* Автоматическое балансировочное устройство как конструктивный узел вращающихся механизмов // Автоматизация и современные технологии. — 1995. — №7. — С. 20—22.
4. *Филимонихин Г.Б.* К устойчивости основного движения двухмаятникового автобалансира // Доп. НАН України. — 1996. — №8. — С.74—78.
5. *Філімоніхін Г.Б.* Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. — Кіровоград: КНТУ, 2004. — 352 с.
6. *Горбенко А.Н.* Об устойчивости автобалансировки ротора с помощью шариков // Проблемы прочности. — 2003. — №3 (363). — С. 120—129.

7. *Горбенко А.Н.* Об условиях устойчивости автобалансировки ротора шарами или маятниками // Вибрации в технике и технологиях. — 2008. — №1 (50). — С. 16—22.

8. *Горбенко А.Н.* Основы общего подхода к анализу устойчивости роторных машин с пассивным автобалансиrom / Керченский гос. морской технол. ун-т. — Керчь, 2008. — 52 с. — Рус. — Деп. в ГНТБ Украины 07.07.2008, №108 – Ук2008.

Отримана 14.05.09

O. Gorbenko

Influence of operating increase of rotor disbalance on change of stability border of autobalancing

Kerch State Maritime Technological University, Kerch

Mutual influencing between stability border of autobalancing of rotor and current rotor unbalance, changing during exploitation, is studied in work. Features of change and ranges of possible values of geometrical parameters characterizing autobalancing balls positions are established. It is shown, that at a constant unbalance the stability border can be different depending on geometry of balls location. In addition, the anomalous increase of outstanding vibration and decrease of autobalancing efficiency at the relatively low rotor unbalance is possible.

Інформація

EUROMECH Colloquium 511

BIOMECHANICS OF HUMAN MOTION. NEW FRONTIERS OF MULTIBODY, TECHNIQUES FOR CLINICAL APPLICATIONS

Azores, Portugal, March 9-12 2011

<http://www.dem.ist.utl.pt/euromech511>

Colloquium Topics

- Biomechanical modelling
- Multibody formulations for biomechanics
- Finite element analysis in human motion
- Kinematic and kinetic data acquisition
- Optimization in biomechanics of human motion
 - Musculoskeletal modelling
 - Stability analysis
 - Motor control
- Contact mechanics in biomechanics
- Human dynamics and rehabilitation

Contact Us

For any information regarding the conference please send a message to the Secretariat:

Ms. Paula Jorge

IDMEC Instituto Superior Técnico

Av. Rovisco Pais 1

Portugal

Fax: +351 21 841 7915

e-mail: euromech511(at)dem.ist.utl.pt