

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”



НЕВДАХА ЮРІЙ АНДРІЙОВИЧ

УДК 62-752 : 62-755

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ НЕЧУТЛИВИХ ДО СИЛ ВАГИ НЕКЛАСИЧНИХ АВТОБАЛАНСИРІВ

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2003

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі “Металорізальні верстати та системи” Кіровоградського державного технічного університету Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат фізико-математичних наук, доцент Філімоніхін Геннадій Борисович, Кіровоградський державний технічний університет, доцент кафедри деталей машин та прикладної механіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор Сторожев Валентин Павлович, Одеський державний морський університет, професор кафедри судноремонту;

доктор технічних наук, професор Лось Леонід Васильович, Житомирський державний агроєкологічний університет, професор кафедри загальнотехнічних дисциплін.

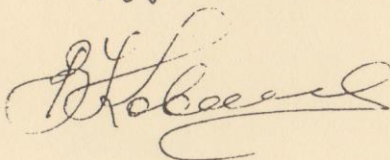
Провідна установа: Національний університет “Львівська політехніка”, Інститут інженерної механіки та транспорту, Міністерство освіти і науки України, м. Львів.

Захист відбудеться “19” січня 2004 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 26.002.10 при Національному технічному університеті України “Київський політехнічний інститут” за адресою: 02025, м. Київ-25, вул. Володимирська, 7 корпус № 25 , ауд. №10.

З дисертацією можна ознайомитися у науковій бібліотеці Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут” за адресою: 03056, м. Київ-56, проспект Перемоги, 37.

Автореферат розісланий “15” грудня 2003 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



В.А.Ковальов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В поліграфічній, гірничій, харчовій, сільськогосподарській, переробній та інших галузях народного господарства широко використовуються екстрактори, сепаратори і центрифуги з вертикально розташованим ротором. У цих машинах від нерівномірного розподілу сировини, що обробляється, виникають дисбаланси, що призводить до вібрацій. Вібраційний стан визначає ресурс і надійність машин, точність виконання заданого технологічного процесу. Вібрація шкідливо впливає на організм людини. Явища, які виникають при роботі машини, спричиняють серйозні поломки й аварії. В зв'язку з цим проблема зниження рівня вібрацій машин набуває першорядного значення.

Для усунення вібрацій і зрівноваження роторів використовують класичні автобалансуючі пристрої (АБП), до яких належать кільцеві, кульові та маятникові пристрої. Існують некласичні АБП, в яких коригувальні вантажі (КВ) виготовлені у вигляді твердих тіл, що рухаються навколо точки на поздовжній осі ротора. Некласичні пристрої мають низку технічних переваг над класичними, зокрема, діють на ротор із силами, які потрібні для зрівноваження дисбалансу, забезпечують спокійний розгін і вибіг ротора, не потребують великої точності виготовлення, не вносять додаткового динамічного дисбалансу в систему і т.д. Але КВ в таких пристроях чутливі до сил ваги, що знижує точність балансування ротора, особливо на швидкостях, що у 1÷8 разів перевищують резонансну швидкість. Тому однією із актуальних проблем стає задача усунення чутливості КВ до сил ваги в некласичних АБП, розробка принципів конструювання нових пристроїв та забезпечення умов їх працездатності. Останню треба досліджувати як теоретично, так і експериментально, оскільки теоретичні дослідження дають більш загальні результати, а експериментальні дозволяють дослідити ті явища, які теоретично важко дослідити.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота відповідає темі наукових досліджень КДТУ “Зрівноваження обертових тіл пасивними автобалансирами” (Держ. реєстр. № 0103V006103), та державній цільовій програмі № 062 "Програма виробництва технологічних комплексів, машин та обладнання для агропромислового комплексу" на 1998-2005 р.р. (постанова Кабінету Міністрів України від 30 березня 1998 р. №403, та від 11 квітня 2001 р. № 350).

Мета роботи - розробити теоретичні принципи конструювання нових некласичних АБП, нечутливих до сил ваги, теоретично й експериментально дослідити умови працездатності нових АБП.

Задачі дослідження:

Для реалізації наведеної мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Розробити теоретичні принципи конструювання нових некласичних АБП, нечутливих до сил ваги, виділити ознаки, комбінаціями яких створюються пристрої.

2. Визначити технічні характеристики запропонованих АБП і КВ, що в них застосовуються, зокрема вид дисбалансу, що зрівноважується, розташування площини корекції, балансувальну ємність, габаритні розміри, масу і інші масо-інерційні характеристики.

3. Розробити математичну модель ротора і АБП, яка враховує основні технічні і конструктивні параметри, що впливають на працездатність АБП. Теоретично визначити умови працездатності.

4. Експериментально визначити умови працездатності нових АБП в різних умовах експлуатації ротора.

5. Порівняти роботу нових АБП з роботою АБП-прототипу.

Об'єктом дослідження є нові неklasичні АБП, нечутливі до сил ваги, які призначені для зрівноваження вертикально розташованих роторів, підвішених на гнучкі підвіски.

Предметом дослідження є принципи конструювання неklasичних АБП, нечутливих до сил ваги і умов їх працездатності.

Методи дослідження. В теоретичних дослідженнях достовірність результатів обумовлена використанням методів класичної теоретичної механіки і теорії стійкості усталених рухів нелінійних автономних систем звичайних диференціальних рівнянь. В експериментальних дослідженнях - візуальним спостереженням за поведінкою системи ротор-АБП при стробоскопічному освітленні; спостереженням за лазерним променем, спрямованим по осі вала ротора. Результати, отримані теоретичними та експериментальними шляхами, добре погоджуються між собою.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у наступному:

1. Розроблені теоретичні принципи конструювання нових неklasичних АБП нечутливими до сил ваги, зокрема вперше усунена чутливість КВ до сил ваги в неklasичних АБП, шляхом встановлення другого КВ і накладання на їх рухи кінематичних в'язей, виділені ознаки, комбінаціями яких створюються АБП.

2. Визначені технічні характеристики запропонованих АБП і КВ, що в них застосовуються, розроблені таблиці масо-інерційних характеристик КВ.

3. На підставі розробленої математичної моделі ротора і АБП доведена працездатність пристроїв на зарезонансних швидкостях обертання у практично важливих випадках - коли маса КВ набагато менше маси ротора, та ротора, що швидко обертається.

4. Експериментально встановлена працездатність нових АБП на зарезонансних швидкостях обертання ротора в різних умовах експлуатації ротора при дії збурень різного походження.

5. Встановлено, що на відміну від АБП прототипу, на зарезонансних швидкостях якість балансування ротора новим АБП не залежить від швидкості обертання ротора і не погіршується із падінням швидкості.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Розроблені нові конструкції неklasичних АБП, які нечутливі до сил ваги, досліджені їх технічні, масо-інерційні характеристики та умови працездатності.

2. Одержані результати застосовні на етапах проектування і розрахунку нових АБП, призначених для більш точного балансування вертикально розташованих роторів екстракторів, сепараторів, центрифуг.

3. Створений зразок нового АБП, що випробуваний при зрівноваженні центрифуги пральної машини, типу СМП і який можна використовувати для зрівноваження вертикально розташованих роторів сепараторів, екстракторів і центрифуг.

Результати роботи впроваджені у навчальний процес - поставлена лабораторна робота з курсу ТММ “Зрівноваження ротора неklasичними АБП”.

Особистий внесок здобувача. Розв’язана задача усунення чутливості КВ в АБП шляхом додавання другого КВ і накладання на їх рухи кінематичних в’язей. Розроблені відповідні конструкції пристроїв. Теоретично досліджені умови працездатності запропонованих АБП. Створені дві моделі нових АБП і досліджена їх працездатність на (відомому) універсальному стенді при різних умовах експлуатації ротора. Створений і випробуваний зразок нового АБП, який, зокрема, можна використовувати для зрівноваження центрифуги машини пральної, типу СМП. При цьому особисто здобувачем отримані всі результати, які перелічені у науковій новизні роботи.

Частина рисунків дисертації належить групі авторів: Ю.А.Невдасі, Г.Б.Філімоніхіну і В.С.Сотникову. Для проведення випробувань науковим керівником наданий універсальний стенд і дослідний зразок АБП-прототипу. Для оцінки чутливості АБП-прототипу до сил ваги використані результати наукових робіт Г.Б.Філімоніхіна і В.С.Сотнікова.

Апробація роботи. Основні результати дисертації доповідалися на XXXI–XXXIV наукових конференціях викладачів, аспірантів та співробітників КДТУ (2000-2003 р.р.), на 3 міжнародних конференціях: 3-й Міжнародній науково-практичній конференції “Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки” (Кіровоград, 2001); Першій Міжнародній н.-т. конференції “Машинобудування та металообробка - 2003” (Кіровоград, – 2003); 6-ому Міжнародному симпозіумі Українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 2003).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 12 праць, з них 8 статей у фахових виданнях, 2 патенти України, 2 тези доповідей.

Структура й обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку літературних джерел, додатків. Матеріал представлений на 163 сторінках машинописного тексту, включає 45 рисунків, 11 таблиць, список використаних джерел із 129 найменувань, 4 додатки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі розглянуто літературні джерела та зроблено опис конструкцій і принципів роботи АБП, у яких КВ виготовлені у вигляді твердих тіл. Обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, розглянуто стан питання, сформульовані мета та задачі дослідження.

У першому розділі розглянуті конструкції АБП, встановлені їх переваги і недоліки. Основним недоліком неklasичних АБП є чутливість до сил ваги, що знижує якість балансування ротора.

Проводиться огляд основних робіт із конструювання і динаміки АБП і роторних систем:

- теоретичного спрямування - Ю.В.Агафонов, А.І.Артюніна, І.І.Блехмана, М.О.Гончара, Б.Г. Гольдштейна, О.А.Горошка, Ф.М.Детинка, О.І.Дубинця, В.І.Кравченка, І.В.Кузьо, А.Я.Лаца, Л.В.Лося, О.В.Малигіна, А.І.Муйжніска, В.П.Нестеренка, В.Т.Павлища, В.П.Ройзмана, В.П.Сторожева, Г.Б.Філімоніхіна, Р.Г.Чоловського, Є.В.Харченка, В.В.Хільчевського, J.Adolfsson, Y.Araki, R.B.Bhat, P. Bövik, I. Inove, C. Högfors, J.K.Lee, S.Miyara, W.K. Van Moorhem, C.Rajalingham, S.Rakheja, та інших вчених;

- експериментального спрямування - А.І.Артюніна, І.В.Борка, В.І.Кравченка, А.Я. Лаца, О.В.Малигіна, О.О.Нікітіна, В.П.Ройзмана, Г.Б. Філімоніхіна, Р.Г. Чоловського, J. Adolfsson.

Із застосуванням теорії планування наукових досліджень розроблені плани і задачі теоретичних та експериментальних досліджень працездатності АБП. Обрана модель ротора, що рухається плоскопаралельно і статично не зрівноважена, та метод, що ґрунтується на теорії стійкості усталених рухів систем нелінійних автономних диференціальних рівнянь. Підґрунтям експериментальних досліджень обране використання стробоскопічного освітлення і лазерного променя, спрямованого по осі вала ротора.

У другому розділі розв'язана задача усунення чутливості КВ до сил ваги в неklasичних АБП шляхом встановлення другого КВ і накладання на їх рухи кінематичних в'язей, розроблені конструкції відповідних АБП.

У якості прототипів розглянуті неklasичні АБП з одним КВ, здатним обертатися навколо поздовжньої і поперечної осей ротора. КВ у них мають нерухому точку на поздовжній осі ротора і такі характеристики відносно головних осей x_1 , x_2 , x_3 , що виходять із цієї точки:

$$I_1=A, \quad I_2=I_3=B, \quad I=(0,0,-I)^T. \quad (1)$$

Тут: I_1 , I_2 , I_3 - осьові моменти інерції КВ; I - радіус-вектор центру мас КВ відносно точки підвісу; T - знак транспонування. Досліджена чутливість КВ до сил ваги і тут показано, що ці сили погіршують якість зрівноваження ротора, особливо на зарезонансних швидкостях, які від 1 до 8 разів перевищують резонансну частоту.

З метою усунення чутливості КВ до сил ваги вперше запропоновано:

-у вертикально розташованому роторі встановлювати два однакових КВ і накладати на їх рухи в'язі, що дозволяють їм повертатися навколо поперечних осей на рівні кути у протилежні боки;

-у довільно розташованому роторі встановлювати два однакових КВ і накладати на їх рухи в'язі, які дозволяють їм повертатися навколо поперечних осей на рівні кути в один бік.

У першому варіанті АБП може зрівноважити статичний дисбаланс у площині, яка перпендикулярна поздовжній осі ротора і проходить через спільний центр мас КВ. У другому варіанті АБП може зрівноважити динамічний (моментний) дисбаланс ротора.

Виділені ознаки, комбінаціями яких створюються запропоновані АБП:

A – вид (номер) КВ, який використовується у пристрої; В – спосіб утворення КВ (масивне тіло, поплавки у мастилі, отвори у суцільному тілі);

С – розміщення пристрою (у середині порожнистого ротора чи вала; виконання у вигляді балансувальної голівки, що нагвинчується на вал, насадження на вал); D – призначення АБП (для зрівноваження статичного, динамічного (моментного) чи повного дисбалансу). Знайдені геометричні і масо-інерційні характеристики КВ, які потрібні на етапах проектування пристроїв для розрахунку їх маси, балансувальної ємності, габаритних розмірів та інших технічних характеристик. Наведені приклади синтезу.

У третьому розділі теоретично досліджені нові АБП, які зрівноважують вертикально розташований ротор і усувають статичний дисбаланс, встановлені умови їх працездатності.

Побудована математична модель ротора і нового АБП (рис. 1).

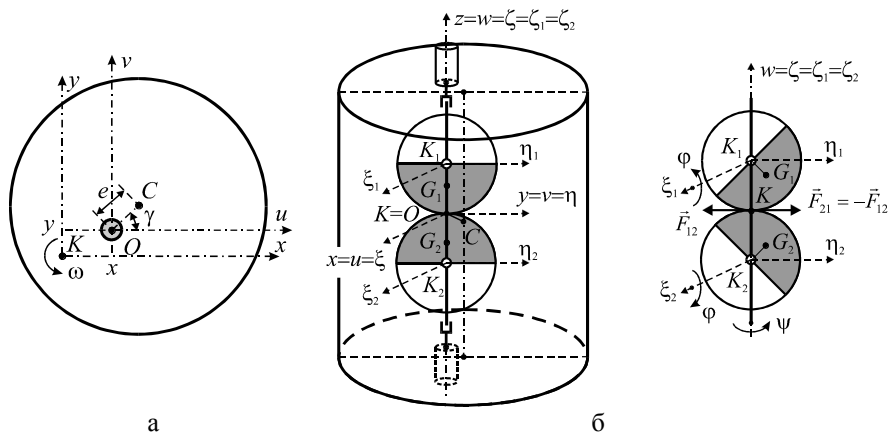


Рис. 1. Схеми ротора і дисбалансу (а), АБП (б)

Вертикально розташований ротор рухається плоскопаралельно. Його утримують ізотропні в'язкопружні опори. Ротор обертається із сталою кутовою швидкістю ω , разом з рухомими осями $Oxuz$, відносно яких описується рух ротора. Вісь z співпадає з віссю обертання, і точка O знаходиться на рівні спільного центру мас КВ. Паралельно осям $Oxuz$ розташовані допоміжні осі $Kuvw$, жорстко зв'язані з ротором, причому вісь w співпадає з віссю ротора. При відсутності відхилення вала від осі обертання

точки K і O співпадають. Відносно осей $Kuvw$ центр мас ротора має координати $(e \cos \gamma, e \sin \gamma, 0)$, де e - ексцентриситет, γ - кут, що визначає напрямок вектора дисбалансу. Положення КВ відносно ротора визначаються двома кутами φ, ψ (рис. 1, б). При повороті КВ навколо поперечних осей виникає сумарний момент в'язкого опору $-2H_1\dot{\varphi}$, де H_1 - коефіцієнт в'язкого опору, $\dot{\varphi}$ - кутова швидкість обертання КВ навколо поперечних осей. Аналогічний момент $-2H_2\dot{\psi}$ виникає при обертанні КВ навколо поздовжньої осі ротора. Коли вал відхиляється від осі обертання на $\mathbf{r}=\mathbf{OK}$, на нього починають діяти поновлююча сила $-\mathbf{cr}$ і сила в'язкого опору $-H_3\mathbf{v}$, де c - жорсткість, H_3 - коефіцієнт в'язкого опору опор, $\mathbf{v}=\mathbf{dr}/\mathbf{dt}$ - абсолютна швидкість осі вала ротора (точки K). Система ротор-АБП має чотири ступені вільності, її динаміку описує система чотирьох звичайних нелінійних автономних диференціальних рівнянь другого порядку, яка містить дванадцять розмірних параметрів:

$$M, c, \omega, m, A, B, l, H_1, H_2, H_3, e, \gamma. \quad (1)$$

У безрозмірному вигляді рівняння динаміки мають вигляд:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + h_1\dot{\varphi} - [(\ddot{\xi} - 2R_\omega\dot{\eta} - R_\omega^2\xi)\sin\psi - (\ddot{\eta} + 2R_\omega\dot{\xi} - R_\omega^2\eta)\cos\psi]\cos\varphi &= 0, \\ (\ddot{\psi} + h_2\dot{\psi})R_p^2 - [(\ddot{\xi} - 2R_\omega\dot{\eta} - R_\omega^2\xi)\cos\psi + (\ddot{\eta} + 2R_\omega\dot{\xi} - R_\omega^2\eta)\sin\psi]\sin\varphi &= 0, \\ \ddot{\xi} - 2R_\omega\dot{\eta} - R_\omega^2\xi + H(\dot{\xi} - R_\omega\eta) + \xi - \\ - R_m[\ddot{\varphi}\sin\psi + 2(R_\omega + \dot{\psi})\dot{\varphi}\cos\psi]\cos\varphi + \\ + [\ddot{\psi}\cos\psi - (\dot{\varphi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2R_\omega\dot{\psi})\sin\psi]\sin\varphi + R_\omega^2(e_0\cos\gamma - \sin\varphi\sin\psi) &= 0, \\ \ddot{\eta} + 2R_\omega\dot{\xi} - R_\omega^2\eta + H(\dot{\eta} + R_\omega\xi) + \eta - \\ - R_m[\ddot{\psi}\sin\psi + (\dot{\varphi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2R_\omega\dot{\psi})\cos\psi]\sin\varphi - \\ - [\ddot{\varphi}\cos\psi - 2(R_\omega + \dot{\psi})\dot{\varphi}\sin\psi]\cos\varphi + R_\omega^2(e_0\sin\gamma + \sin\varphi\cos\psi) &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{де} \quad \xi = \frac{x l}{\rho_1^2}, \quad \eta = \frac{y l}{\rho_1^2}, \quad \tau = \omega_0 t, \quad \left(\frac{d}{dt} = \omega_0 \frac{d}{d\tau} \right), \quad (3)$$

- безрозмірні змінні;

$$R_m = \frac{m l^2}{M_\Sigma \rho_1^2}, \quad R_\omega = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad R_p = \frac{\rho_2}{\rho_1}, \quad h_{1/2} = \frac{H_{1/2}}{m \rho_{1/2}^2 \omega_0}, \quad H = \frac{H_3}{M_\Sigma \omega_0}, \quad e_0 = \frac{M e}{m l}, \quad \gamma, \quad (4)$$

- вісім незалежних безрозмірних параметрів.

В формулах (3), (4)

$$\omega_0 = \sqrt{c/M_\Sigma}, \quad \rho_1 = \sqrt{A/m}, \quad \rho_2 = \sqrt{B/m}, \quad (5)$$

де ω_0 - резонансна частота - частота власних коливань ротора при нерухомих відносно ротора КВ, відсутності обертання ротора і без врахування сил опору, $\rho_{1,2}$ - осьові радіуси інерції КВ, точка над змінною означає похідну по τ .

Досліджені усталені рухи системи ротор-АБП. Записані рівняння усталених рухів

$$\begin{aligned} (\tilde{\xi} \sin \tilde{\psi} - \tilde{\eta} \cos \tilde{\psi}) R_{\omega}^2 \cos \tilde{\varphi} &= 0, \quad (\tilde{\xi} \cos \tilde{\psi} + \tilde{\eta} \sin \tilde{\psi}) R_{\omega}^2 \sin \tilde{\varphi} = 0, \\ (R_{\omega}^2 - 1) \tilde{\xi} + H R_{\omega} \tilde{\eta} + R_m R_{\omega}^2 (e_0 \cos \gamma - \sin \tilde{\varphi} \sin \tilde{\psi}) &= 0, \\ -H R_{\omega} \tilde{\xi} + (R_{\omega}^2 - 1) \tilde{\eta} + R_m R_{\omega}^2 (e_0 \sin \gamma + \sin \tilde{\varphi} \cos \tilde{\psi}) &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

де $\tilde{\varphi}, \tilde{\psi}, \tilde{\xi}, \tilde{\eta}$ - усталені значення змінних, що визначають положення системи.

Встановлено, що, якщо балансувальної ємності КВ вистачає для зрівноваження дисбалансу

$$e_0 < 1, \quad \varphi_0 = \arcsin e_0, \quad (7)$$

у системи (6) не більше шести істотно відмінних усталених рухів. Їх запропоновано розрізняти за положеннями КВ відносно ротора:

- $\tilde{\varphi}_1 = \varphi_0$ - основний рух, у якому ротор зрівноважений і центр мас верхнього КВ нижче точки підвісу;
- $\tilde{\varphi}_2 = \pi - \varphi_0$ - основний рух, у якому ротор зрівноважений і центр мас верхнього КВ вище точки підвісу;
- $\tilde{\varphi}_3 = -\pi/2$ - побічний рух, у якому КВ відхилені у важкий бік ротора;
- $\tilde{\varphi}_4 = \pi/2$ - побічний рух, у якому КВ відхилені в легкий бік ротора;
- $\tilde{\varphi}_5 = 0$ - побічний рух, у якому центр мас верхнього КВ під точкою підвісу;
- $\tilde{\varphi}_6 = \pi$ - побічний рух, у якому центр мас верхнього КВ над точкою підвісу.

Усталені рухи $\tilde{\varphi}_{1,2}$, $\tilde{\varphi}_{5,6}$ існують при будь-яких умовах. Побічні рухи $\tilde{\varphi}_{3,4}$ існують в такому інтервалі кутових швидкостей обертання ротора

$$R_{\omega} \in (0, R_{\omega}^{(1)}) \cup (R_{\omega}^{(2)}, +\infty), \quad R_{\omega}^{(1/2)} = \sqrt{1 + \frac{H^2}{4 \operatorname{tg}^2 \varphi_0}} \mp \frac{H}{2 \operatorname{tg} \varphi_0}, \quad R_{\omega}^{(1)} < 1 < R_{\omega}^{(2)}. \quad (8)$$

Якщо балансувальної ємності КВ не вистачає для зрівноваження дисбалансу

$$e_0 > 1, \quad (9)$$

у системи (6) чотири істотно відмінних усталених рухів, які запропоновано розрізняти за положеннями КВ відносно ротора:

- $\tilde{\varphi}_1 = \pi/2$ - основний рух, у якому КВ відхилені в легкий бік ротора;
- $\tilde{\varphi}_2 = -\pi/2$ - побічний рух, у якому КВ відхилені у важкий бік ротора;
- $\tilde{\varphi}_3 = 0$ - побічний рух, у якому центр мас верхнього КВ під точкою підвісу;
- $\tilde{\varphi}_4 = \pi$ - побічний рух, у якому центр мас верхнього КВ над точкою підвісу.

Умова працездатності АБП: на певному інтервалі кутових швидкостей обертання ротора необхідно, щоб для будь-якого дисбалансу принаймні один основний рух був асимптотично стійким, а побічні – нестійкими.

Досліджена стійкість усталених рухів.

Для основних рухів $\tilde{\varphi}_{1,2}$ ($e_0 < 1$) введений збурений рух у вигляді

$$\varphi = \tilde{\varphi} + \alpha, \quad \psi = \tilde{\psi} + \beta, \quad \xi = \xi, \quad \eta = \eta. \quad (10)$$

Одержане характеристичне рівняння

$$\Delta(\lambda) = 4a_{11}\bar{a}_{11}a_{33}a_{44} - 2R_m(a_{33} + a_{44})(a_{11}\bar{a}_{13}^2 + \bar{a}_{11}a_{13}^2) + 4R_m^2a_{13}^2\bar{a}_{13}^2 = 0, \quad (11)$$

$$\text{де } a_{11} = (\lambda + iR_\omega)^2 + H(\lambda + iR_\omega) + 1, \quad a_{13} = (\lambda + iR_\omega)^2,$$

$$a_{33} = (\lambda^2 + h_2\lambda) \frac{R_p^2}{\sin^2 \tilde{\varphi}}, \quad a_{44} = (\lambda^2 + h_1\lambda) \frac{1}{\cos^2 \tilde{\varphi}}. \quad (12)$$

знак комплексного спряження над a_{ij} до λ не відноситься.

Стійкість чи нестійкість усталених рухів визначалася за дійсними частинами коренів характеристичного рівняння (11). При цьому застосовувалися наслідки з теореми Вієта і корені характеристичного рівняння визначалися у вигляді усічених рядів за степенями малих параметрів.

Знайдені коефіцієнти характеристичного рівняння (11)

$$\Delta(\lambda) \frac{\sin^2 \varphi_0 \cos^2 \varphi_0}{4} = a_0 + a_1\lambda + \dots + a_8\lambda^8 = 0,$$

$$a_0 = R_m^2 R_\omega^8 \sin^2 \varphi_0 \cos^2 \varphi_0, \quad a_1 = R_m R_\omega^4 (R_\omega^2 - 1)(h_1 \sin^2 \varphi_0 + h_2 R_p^2 \cos^2 \varphi_0), \dots$$

$$a_8 = (R_p^2 - R_m \sin^2 \varphi_0)(1 - R_m \cos^2 \varphi_0). \quad (13)$$

З наслідків теореми Вієта зроблений висновок, що основні рухи можуть бути стійкими тільки на зарезонансних швидкостях обертання ротора ($|R_\omega| > 1$).

Розглянутий випадок, коли маса КВ набагато менша маси ротора

$$R_m \sim \varepsilon, \quad \varepsilon \ll 1. \quad (14)$$

Знайдені корені у нульовому наближенні

$$\lambda_0^{(1/2)} = -\frac{H}{2} \pm i \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2}\right)^2} - iR_\omega, \quad \lambda_0^{(3/4)} = -\frac{H}{2} \mp i \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2}\right)^2} + iR_\omega, \\ \lambda_0^{(5)} = -h_1, \quad \lambda_0^{(6)} = -h_2, \quad \lambda_0^{(7,8)} = 0. \quad (15)$$

Нульові корені $\lambda^{(7,8)}$ у першому наближенні визначає таке рівняння

$$\left[(R_\omega^2 - 1)^2 + H^2 R_\omega^2 \right] R_p^2 h_1 h_2 \lambda_1^2 + \\ + (h_1 \sin^2 \tilde{\varphi} + h_2 R_p^2 \cos^2 \tilde{\varphi})(R_\omega^2 - 1) R_\omega^4 \lambda_1 + R_\omega^8 \sin^2 \tilde{\varphi} \cos^2 \tilde{\varphi} = 0. \quad (16)$$

Умова асимптотичної стійкості основних рухів $\tilde{\varphi}_{1,2}$ ($e_0 < 1$)

$$|R_\omega| > 1. \quad (17)$$

Розглянутий випадок, коли ротор швидко обертається

$$R_\omega = 1/\nu, \quad \nu \sim \varepsilon, \quad R_m \sim \varepsilon, \quad \varepsilon \ll 1. \quad (18)$$

Знайдені наступні розкладання коренів

$$\lambda^{(1/2)} \approx -\frac{H}{2} - iR_\omega \left(1 \mp v \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2} \right)^2} \right), \quad \lambda^{(3/4)} \approx -\frac{H}{2} + iR_\omega \left(1 \pm v \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2} \right)^2} \right),$$

$$\lambda^{(5/6)} \approx -\frac{h_1}{2} \pm iR_\omega \sqrt{R_m} \cos \tilde{\varphi}, \quad \lambda^{(7/8)} \approx -\frac{h_2}{2} \pm iR_\omega \sqrt{R_m} \frac{\sin \tilde{\varphi}}{R_p}. \quad (19)$$

З від'ємності їх дійсних частин зроблений висновок про асимптотичну стійкість основних рухів у розглянутому випадку.

Для побічних рухів $\tilde{\varphi}_{3,4}$ ($e_0 < 1$), або основного $\tilde{\varphi}_1$ і побічного $\tilde{\varphi}_2$ рухів ($e_0 > 1$) введений збурений рух у вигляді

$$\varphi = \tilde{\varphi} + \alpha, \quad \psi = \tilde{\psi} + \beta, \quad \xi = \tilde{\xi} + u, \quad \eta = \tilde{\eta} + v. \quad (20)$$

Одержано характеристичне рівняння, яке розпалося на два рівняння

$$\lambda^2 + h_1 \lambda - R_m R_\omega^2 b = 0, \quad (21)$$

$$a_{11} \bar{a}_{11} a_{33} - \frac{R_m}{2} \left(a_{11} \bar{a}_{13}^2 + \bar{a}_{11} a_{13}^2 \right) - R_m a_{11} \bar{a}_{11} a_{44} = 0. \quad (22)$$

де

$$a_{11} = (\lambda + iR_\omega)^2 + H(\lambda + iR_\omega) + 1, \quad a_{13} = (\lambda + iR_\omega)^2,$$

$$a_{33} = (\lambda^2 + h_2 \lambda) R_p^2, \quad a_{44} = b R_\omega^2, \quad b = \frac{R_\omega^2}{R_\omega^2 - 1} (1 \mp e_0 \sin \tilde{\vartheta}), \quad \tilde{\vartheta} = \tilde{\psi} - \gamma. \quad (23)$$

знак комплексного спряження над a_{ij} до λ не відноситься.

По рівнянню (21) встановлено, що:

- побічні рухи $\tilde{\varphi}_{3,4}$ ($e_0 < 1$) можуть бути стійкими тільки на дорезонансних швидкостях обертання ротора, а на зарезонансних – нестійкі;
- основний рух $\tilde{\varphi}_1$ ($e_0 > 1$) може бути асимптотично стійким на зарезонансних швидкостях обертання ротора, а на дорезонансних – нестійкий, а побічний рух $\tilde{\varphi}_2$ ($e_0 > 1$) – навпаки.

Коли маса КВ набагато менша маси ротора ($R_m \ll 1$), отримані наступні розкладання коренів характеристичного рівняння (22)

$$\lambda^{(3/4)} \approx -\frac{H}{2} \pm i \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2} \right)^2} - iR_\omega, \quad \lambda^{(5/6)} \approx -\frac{H}{2} \mp i \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2} \right)^2} + iR_\omega,$$

$$\lambda^{(7)} \approx -h_2, \quad \lambda^{(8)} \approx \frac{R_m (R_\omega^2 - 1) R_\omega^4}{[(R_\omega^2 - 1)^2 + H^2 R_\omega^2] R_p^2 h_2} - \frac{R_m b R_\omega^2}{R_p^2 h_2}. \quad (24)$$

По них встановлено, що:

- побічні рухи $\tilde{\varphi}_{3,4}$ ($e_0 < 1$), за умовою існування, асимптотично стійкі на дорезонансних швидкостях обертання ротора;

- основний рух $\tilde{\varphi}_1$ ($e_0 > 1$) асимптотично стійкий на зарезонансних швидкостях обертання ротора, а на дорезонансних - нестійкий, а побічний рух $\tilde{\varphi}_2$ ($e_0 > 1$) - навпаки.

При швидкому обертанні ротора ($R_\omega \gg 1$), для основного руху $\tilde{\varphi}_1$ ($e_0 > 1$) знайдені такі розкладання коренів характеристичного рівняння (22)

$$\lambda^{(3/4)} \approx -\frac{H}{2} \pm i \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2}\right)^2} - iR_\omega, \quad \lambda^{(5/6)} \approx -\frac{H}{2} \mp i \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2}\right)^2} + iR_\omega, \\ \lambda^{(7/8)} \approx -\frac{1}{2} \cdot \frac{h_2 R_p^2 + H R_m}{R_p^2 - R_m} \pm i R_\omega \sqrt{\frac{R_m e_0}{R_p^2 - R_m}}, \quad (25)$$

і встановлено, що основний рух $\tilde{\varphi}_1$ ($e_0 > 1$) асимптотично стійкий.

Для побічних рухів $\tilde{\varphi}_{5,6}$ ($e_0 < 1$), або $\tilde{\varphi}_{3,4}$ ($e_0 > 1$) введений збурений рух у вигляді (20) і знайдене характеристичне рівняння у вигляді

$$\Delta(\lambda) = a_{11} \bar{a}_{11} a_{33} a_{44} - \frac{R_m}{2} (a_{11} \bar{a}_{13}^2 + \bar{a}_{11} a_{13}^2) a_{44} - R_m^2 a_{11} \bar{a}_{11} a_{34}^2 = 0. \quad (26)$$

де $a_{11} = (\lambda + iR_\omega)^2 + H(\lambda + iR_\omega) + 1$, $a_{13} = (\lambda + iR_\omega)^2$, $a_{33} = \lambda^2 + h_1 \lambda$,

$$a_{34} = \frac{R_\omega^2 e_0}{\sqrt{(R_\omega^2 - 1)^2 + H^2 R_\omega^2}}, \quad a_{44} = (\lambda^2 + h_2 \lambda) R_p^2, \quad (27)$$

в (26) знак комплексного спряження над a_{ij} до λ не відноситься.

Знайдені коефіцієнти характеристичного рівняння (26)

$$\Delta(\lambda) = a_0 + a_1 \lambda + \dots + a_8 \lambda^8 = 0, \\ a_0 = -R_m^2 R_\omega^8 e_0^2, \dots, a_8 = (1 - R_m) R_p^2. \quad (28)$$

З наслідків теореми Вієта випливає, що побічні рухи $\tilde{\varphi}_{5,6}$ ($e_0 < 1$), або $\tilde{\varphi}_{3,4}$ ($e_0 > 1$) завжди нестійкі.

За результатами теоретичних досліджень зроблені висновки, що - при дисбалансах, які АБП може зрівноважити ($e_0 < 1$):

1) на дорезонансних швидкостях обертання ротора таких, що $0 < R_\omega < R_\omega^{(1)}$, у випадку, коли маса КВ набагато менша маси ротора, асимптотично стійкі побічні рухи $\tilde{\varphi}_3, \tilde{\varphi}_4$, а решта рухів нестійка;

2) на дорезонансних швидкостях обертання ротора таких, що $R_\omega^{(1)} < R_\omega < 1$ всі існуючі усталені рухи нестійкі;

3) на зарезонансних швидкостях обертання ротора ($R_\omega > 1$), коли маса КВ набагато менша маси ротора ($R_m \ll 1$), або ротор швидко обертається ($R_\omega \gg 1$), асимптотично стійкі основні усталені рухи $\tilde{\varphi}_1, \tilde{\varphi}_2$, а решта рухів нестійка,

- при дисбалансах, які АБП не може зрівноважити ($e_0 > 1$):

1) на дорезонансних швидкостях обертання ротора ($0 < R_\omega < 1$), коли маса КВ набагато менша маси ротора, асимптотично стійкий побічний рух $\tilde{\varphi}_2$, а решта рухів нестійка;

2) на зарезонансних швидкостях обертання ротора ($R_\omega > 1$), коли маса КВ набагато менша маси ротора ($R_m \ll 1$), або ротор швидко обертається ($R_\omega \gg 1$) асимптотично стійкий основний усталений рух $\tilde{\varphi}_1$, а решта рухів нестійка,

- при будь-яких дисбалансах:

1) основні рухи можуть бути стійкими тільки на зарезонансних швидкостях обертання ротора, а на дорезонансних - нестійкими;

2) побічні рухи першої групи можуть бути стійкими тільки на дорезонансних швидкостях обертання ротора, а на зарезонансних – нестійкими;

3) побічні рухи другої групи завжди нестійкі,

4) якщо маса КВ набагато менша маси ротора, АБП працездатний на зарезонансних швидкостях обертання ротора;

5) АБП працездатний у випадку ротора, який швидко обертається;

6) для встановлення працездатності АБП в інших випадках достатньо дослідити стійкість основних рухів.

У четвертому розділі представлений опис використаного універсального стенду, розробленого Г.Б.Філімонініним, устаткування і методики проведення лабораторних випробувань. Досліджена працездатність двох моделей АБП. В першій моделі КВ виконані у вигляді двох циліндричних сегментів, які мають однакову масу. У другій моделі, на відміну від першої, нижній КВ має дещо меншу масу за верхній, завдяки чому КВ займають під дією сил ваги нейтральне положення. Робота нових АБП порівняна з роботою АБП-прототипу, наданого науковим керівником.

Стенд використовує стробоскопічне освітлення для спостереження за рухом КВ відносно ротора. Співосно валу ротора спрямовувався лазерний промінь, по проекції якого на горизонтальний екран визначався рух ротора, швидкість і якість балансування ротора. Перехідні процеси знімаються відеокамерою і передаються на ПЕОМ через плату захоплення відео AVerMedia AVerTV Studio, а усталені рухи - цифровим фотоапаратом Olympus CAMEDIA C-1 ZOOM.

Досліджувалась працездатність АБП з однаковими КВ та якість зрівноваження ротора при різних величинах дисбалансу на різних сталих швидкостях обертання ротора. Робота нового АБП порівнювалася з роботою АБП-прототипу (з використанням результатів робіт Г.Б.Філімонініна).

Одержані такі результати:

1) На зарезонансних швидкостях обертання ротора настає автобалансування (рис. 2);



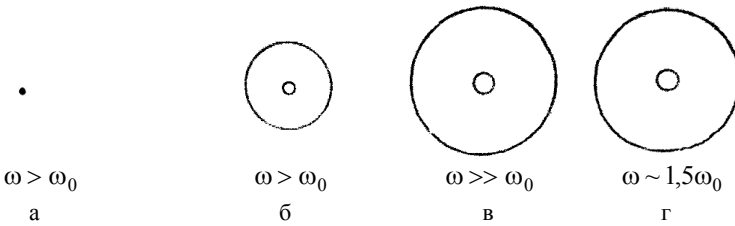
а

б

в

а - дисбалансу немає; б - середній дисбаланс; в - великий дисбаланс

Рис. 2. Зрівнювання автобалансиром різних дисбалансів

 $\omega > \omega_0$ $\omega > \omega_0$ $\omega \gg \omega_0$ $\omega \sim 1,5\omega_0$

а

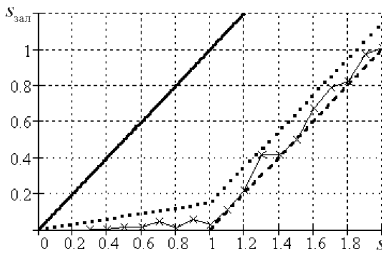
б

в

г

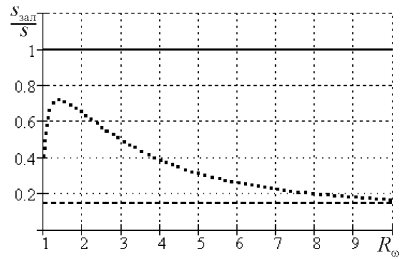
а - дисбалансу немає; б - середній дисбаланс; в - великий дисбаланс і велика швидкість обертання ротора; г - великий дисбаланс і мала швидкість обертання ротора

Рис. 3. Фотографії слідів лазерного променя на екрані при працюючому і непрацюючому АБП



- АБП не працює;
- ×-× АБП працює – експериментальні данні;
- ... обмеження дисбалансу зверху;
- - - обмеження дисбалансу знизу.

Рис. 4. Залишковий дисбаланс



- АБП - не працюють;
- ... АБП - прототип;
- - - новий АБП.

Рис. 5. Обмеження залишкового дисбалансу зверху в залежності від кутової швидкості обертання ротора

2) при зрівноваженні дисбалансів, які АБП може зрівноважити ($e_0 < 1$), спостерігається зменшення відхилення вала від осі обертання (дисбалансів) у 6-7 разів (рис. 3). Величина залишкового дисбалансу майже лінійно залежить від величини дисбалансу, що зрівноважується (рис. 4) і на відміну від АБП - прототипу не залежить від швидкості обертання ротора (рис. 5);

3) при зрівноваженні дисбалансів, які АБП зрівноважити не може ($e_0 > 1$) КВ максимально відхиляються у легкий бік ротора, чим максимально зменшують поточний дисбаланс системи.

При різних сталих кутових швидкостях обертання ротора та сталих дисбалансах досліджені усталені рухи системи. Встановлено, що

- при дисбалансах, які АБП може зрівноважити ($e_0 < 1$):

1) на дорезонансних швидкостях обертання ротора таких, що $0 < R_\omega < R_\omega^{(1)}$, КВ максимально відхиляються у важкий бік ротора, чим збільшують сумарний дисбаланс системи, або - у легкий бік ротора, чим створюють дисбаланс з цього боку;

2) на навколо резонансних швидкостях обертання ротора таких, що $R_\omega^{(1)} < R_\omega < 1$ КВ відстають від ротора та обертаються відносно нього у бік, протилежний обертанню ротора;

3) на зарезонансних швидкостях обертання ротора ($R_\omega > 1$) при достатніх силах внутрішнього в'язкого опору (в'язке мастило) КВ відхиляються у легкий бік ротора, чим його зрівноважують;

4) при малих силах внутрішнього в'язкого опору (рідке мастило) спостерігається стійкий побічний нестационарний усталений рух. В ньому КВ максимально відхилені й обертаються відносно землі в бік обертання ротора з кутовою швидкістю, яка дорівнює резонансній частоті. Повздовжня вісь ротора описує гіпоциклоїду, утворену прямою прецесією з цією частотою і прямою нутацією з частотою обертання ротора (рис. 6). Коли кутова швидкість обертання ротора у ціле число k перевищує резонансну частоту, то гіпоциклоїда нерухома і має $(k-1)$ пелюсток.

- при дисбалансах, які АБП не може зрівноважити ($e_0 > 1$):

1) на дорезонансних швидкостях обертання ротора ($R_\omega < 1$), КВ максимально відхиляються у важкий бік ротора, чим збільшують сумарний дисбаланс системи;

2) на зарезонансних швидкостях обертання ротора ($R_\omega > 1$) КВ максимально відхиляються у легкий бік ротора, чим зменшують сумарний дисбаланс системи.

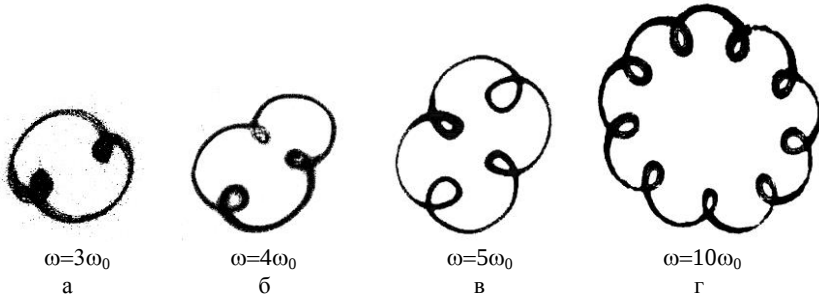


Рис. 6. Фотографії слідів лазерного променя, що відповідають руху поздовжньої осі ротора - гіпоциклоїді, залежність від швидкості обертання ротора

Досліджені перехідні процеси під час розгону ротора. Встановлено, що:

- 1) якщо КВ початково були відхилені на кут, менший 45° , то вони під час розгону ротора приходять у нейтральне положення, що забезпечує спокійний розгін;
- 2) якщо КВ початково були відхилені на кут, більший 45° , то вони під час розгону ротора максимально відхиляються від нейтрального положення, що забезпечує неспокійний розгін;
- 3) при достатніх силах внутрішнього в'язкого опору (в'язке мастило) КВ наздоганяють ротор і настає явище автобалансування;
- 4) при малих силах внутрішнього в'язкого опору (рідке мастило) КВ не можуть наздогнати ротор і настає побічний нестационарний усталений рух, описаний вище.

Під час зрівноваження ротора досліджувалася поведінка та реакція АБП на збурення і збурені сили різного походження. Встановлено, що:

- 1) КВ відслідковують дискретну зміну дисбалансу, викликану закиданням усередину ротора дискретних мас, причому тривалість перехідних процесів обернено-пропорційна кутовій швидкості обертання ротора;
- 2) КВ відслідковують неперервну зміну дисбалансу, викликану засипанням усередину ротора за принципом пісочного годинника сипучого матеріалу, причому перехідні процеси майже не помітні;
- 3) для імітації шліфування чи фрезерування на ротор за допомогою пружної пластини здійснювали бічний і торцевий тиск, який сприймається як підвищення жорсткості опор, що приводить до збільшення резонансної частоти системи.

Досліджена працездатність АБП, в якому нижній КВ має дещо меншу масу, чим верхній. Встановлено, що на відміну від АБП з однаковими КВ:

- 1) у системи не спостерігається нестационарний побічний усталений рух;
- 2) під час пуску ротора КВ займають нейтральне положення, чим забезпечується спокійний розгін ротора.

За результатами експериментальних досліджень зроблений висновок про працездатність АБП на зарезонансних швидкостях обертання ротора і

одержані додаткові рекомендації щодо конструкції і параметрів АБП: виконувати нижній КВ дещо меншою масою за верхній; збільшувати сили в'язкого опору, які перешкоджають обертанню КВ навколо поздовжньої осі ротора; частково заповнювати порожнину АБП рідиною.

У додатках: А, Б - тексти документів Mathcad, в яких досліджується стійкість усталених рухів у випадках, коли маса КВ набагато менша маси ротора, і ротора, що швидко обертається; В - акт випробувань зразка нового АБП, призначеного для зрівноваження центрифуги пральної машини типу СМП; Д – довідка про впровадження у навчальний процес результатів НДР.

ВИСНОВКИ

1. Вперше запропоновано усувати чутливість КВ до сил ваги в некласичних АБП, в яких КВ повертається навколо поперечних, чи поздовжньої і поперечних осей ротора, шляхом встановлення ще одного КВ і накладання на їх рухи кінематичних в'язей. Виділені ознаки, комбінаціями яких створюються АБП, наведені приклади синтезу, досліджені масо-інерціальні характеристики КВ, габаритні розміри, балансувальна ємність та інші технічні характеристики.

2. У рамках моделі ротора, що розташований вертикально, рухається плоскопаралельно, утримується ізотропними в'язкопружними опорами і статично зрівноважується АБП, динаміку системи описує система чотирьох звичайних автономних нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка залежить від дванадцяти розмірних або восьми незалежних безрозмірних параметрів.

3. У випадку дисбалансів, які може зрівноважити АБП, система має шість істотно відмінних усталених рухів – два основних, у яких ротор зрівноважений і чотири побічних, в яких ротор розбалансований. Побічні рухи діляться на дві групи: у першій – КВ найбільше відхилені у важкий чи легкий бік ротора; у другій – центри мас КВ на поздовжній осі ротора. Побічні рухи першої групи не існують в околі резонансної кутової швидкості обертання ротора. У випадку дисбалансів, які не може зрівноважити пристрій, система має один основний і три побічних усталених рухи. Побічні рухи діляться на дві групи: у першій – КВ найбільше відхилені у важкий бік ротора; у другій – центри мас КВ на поздовжній осі ротора. Умовою працездатності пристрою є стійкість на робочому інтервалі кутових швидкостей обертання ротора принаймні одного основного руху і нестійкість, або не існування побічних.

4. У випадках, коли маса КВ набагато менша маси ротора, та у випадку швидкого обертання ротора, встановлена працездатність АБП на зарезонансних швидкостях обертання ротора. Встановлено, що в інших випадках новий АБП буде працездатним за умови стійкості принаймні одного основного руху (в подальшому немає потреби у дослідженні стійкості побічних рухів).

5. На універсальному стенді експериментально досліджена працездатність двох створених моделей нових АБП, в одній моделі КВ мають однакові маси, а у другій, на відміну від першої, нижній КВ має дещо меншу масу. Підтверджена працездатність пристроїв на зарезонансних швидкостях обертання ротора і на цих швидкостях встановлено: зменшення відхилення вала від осі обертання у 6-7 разів; величина залишкового дисбалансу майже лінійно залежить від дисбалансу, що зрівноважується; тривалість перехідних процесів обернено-пропорційна кутовій швидкості обертання ротора; бічний, чи торцевий тиск на ротор сприймається як підвищення жорсткості опор у відповідному напрямку і призводить до збільшення резонансної швидкості.

6. Порівняна якість зрівноваження ротора новими АБП з АБП-прототипом. На зарезонансних швидкостях обертання ротора встановлено, що на відміну від АБП-прототипу, якість балансування ротора новим АБП не залежить від кутової швидкості обертання ротора.

7. Для першої моделі нового АБП встановлено, що при малих силах внутрішнього в'язкого опору можливий нестационарний усталений рух, при якому КВ максимально відхилені, і в русі відносно ротора обертаються в бік, протилежний обертанню ротора, а відносно землі - в бік обертання ротора з кутовою швидкістю, що дорівнює резонансній частоті. Вал ротора при цьому здійснює рух, що є сумою прямої прецесії з резонансною частотою і прямої нутації з частотою обертання ротора. Для подолання цього явища запропоновано: збільшити сили в'язкого опору; виконувати нижній КВ меншої маси; частково заповнювати порожнину АБП рідкою речовиною. Встановлено, що другий варіант виконання АБП має переваги над першим, зокрема забезпечує спокійний розгін ротора, система не має побічних нестационарних усталених рухів.

ДРУКОВАНІ ПРАЦІ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Філімоніхін Г.Б., Невдаха Ю.А. Зменшення чутливості автобалансирів до сил ваги шляхом накладання в'язей // Збірник наукових праць КДТУ. - 2000. Вип. 6, С. 76-77.

Здобувачем запропоновано встановлювати в некласичному АБП другий КВ, і накладати на їх рухи кінематичні в'язі, наведені приклади виконання пристроїв.

2. Филимоныхин Г.Б., Невдаха Ю.А. Установившиеся движения ротора, уравновешиваемого связанными корректирующими грузами с неподвижными точками на оси вала ротора // Збірник "Вестник НТУУ "КПИ", серія "Машиностроение", 2000. Вип. №39, С.102-110.

Здобувачем отримані рівняння усталених рухів системи ротор-АБП, знайдені усталені рухи системи та умови їх існування.

3. Филимоныхин Г.Б., Невдаха Ю.А. Модель ротора, совершающего плоскопараллельные движения, и двух связанных АТТ // Збірник наукових праць КДТУ. -2001. Вип. 8, С. 194-201.

Здобувачем отримана система диференційних рівнянь, що описують динаміку ротора і АБП, виділені розмірні й істотно відмінні безрозмірні параметри, які визначають динаміку системи.

4. Невдаха Ю.А., Филимонихин Г.Б. Исследование на универсальном стенде динамики автобалансира с двумя связанными корректирующими грузами // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”. -2001. Вип. №30, С.89-94.

Здобувачем виготовлено два дослідних зразки нових АБП, проведено експериментальне дослідження умов їх працездатності, підтверджено працездатність пристроїв на зарезонансних швидкостях обертання ротора.

5. Філімоніхін Г.Б., Невдаха Ю.А., Сотніков В.С. Геометричні і масо-інерційні характеристики корегуючих вантажів для неklasичних пасивних автобалансирів // Збірник наукових праць КДТУ. -2001. Вип. №10, С. 96-100.

Здобувачем встановлені масо-інерційні характеристики КВ з несферичним тензором інерції відносно точки підвісу.

6. Філімоніхін Г.Б., Невдаха Ю.А. Дослідження стійкості усталених рухів ротора, що рухається плоскопаралельно, і автобалансирів, у яких корегуючі вантажі обертаються навколо поздовжньої і поперечної осей ротора // Машинознавство. –2002. №1, С. 12-17.

Зобувачем досліджена стійкість основних і побічних усталених рухів системи ротор-АБП у випадку коли маса КВ набагато менша маси ротора, встановлена працездатність пристрою на зарезонансних швидкостях обертання ротора.

7. Филимонихин Г.Б., Невдаха Ю.А. Уравновешивание ротора, совершающего плоскопараллельное движение, двумя связанными абсолютно твердыми телами с неподвижными точками на оси вала ротора // Прикладная механика. – 2002. - **38**, №3. - С. 135 - 144.

Здобувачем досліджена стійкість основних і побічних усталених рухів ротора, розташованого вертикально і АБП із зв'язаними КВ; у випадку, коли маса останніх набагато менша маси ротора, встановлена працездатність пристрою на зарезонансних швидкостях обертання ротора.

8. Невдаха Ю.А. Стійкість основних рухів ротора, що швидко обертається, і автобалансира з двома зв'язаними корегуючими вантажами // Збірник наукових праць КДТУ. -2002. Вип. 11, С. 95-102.

9. Невдаха Ю.А. Дослідження стійкості основного і побічних рухів неklasичного АБП при великих дисбалансах // Тези доповідей Першої Міжнародної н.-т. конференції “Машинобудування та металообробка - 2003”. – Кіровоград. – 2003. – С. 155.

10. Невдаха Ю.А. Конструкція і працездатність неklasичних автобалансирів, нечутливих до сил ваги // Тези доповідей 6-го Міжнародного симпозіуму Українських інженерів-механіків у Львові. – Львів. – 2003. – С. 50.

11. Автобалансуючий пристрій: Пат. 40770 А Україна, МКІ G 01M 1/38 / Г.Б.Філімоніхін, Невдаха Ю.А. (Україна); КДТУ. - № 99105754; Заявл. 21.10.99; Опубл. 16.08.2001, Бюл. №7.

Здобувачем запропоновано встановлювати в некласичному АБП другий КВ у вигляді з'єднаних під прямим кутом маятників і накладати на їх рухи кінематичні в'язі, наведені приклади виконання пристроїв.

12. Автобалансуючий пристрій: Пат. 52430 А Україна, МКІ G 01M 1/38 / Г.Б.Філімоніхін, Ю.А.Невдаха (Україна); - № 2002053950; Заявл. 14.05.2002; Опубл. 16.12.2002, Бюл. №12.

Здобувачем запропоновано виконувати нижній КВ меншої маси.

АНОТАЦІЯ

Невдаха Ю.А. Забезпечення працездатності нечутливих до сил ваги некласичних автобалансирів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”, м. Київ, 2004.

Дисертаційна робота присвячена розробці теоретичних принципів конструювання некласичних автобалансувальних пристроїв (АБП) нечутливих до сил ваги, призначених для більш точного зрівноваження вертикально розташованих роторів екстракторів, центрифуг, сепараторів, теоретичному й експериментальному визначенню умов працездатності нових пристроїв. Запропоновано усувати чутливість коригувальних вантажів (КВ) у некласичних АБП шляхом встановлення другого КВ і накладання на їх рухи в'язей. Виділені ознаки, комбінаціями яких створюються пристрої. Досліджені габаритні розміри, балансувальна ємність та інші технічні характеристики нових АБП. Теоретично й експериментально визначені умови працездатності пристроїв. Побудована модель ротора, який розташований вертикально, рухається плоскопаралельно, утримується ізотропними в'язкопружними опорами і зрівноважується запропонованим АБП. За допомогою теорії стійкості усталених рухів нелінійних автономних систем встановлена працездатність пристроїв на зарезонансних швидкостях обертання ротора. На універсальному стенді експериментально досліджена працездатність двох моделей АБП, зокрема при: різних режимах руху ротора; при зрівноваженні різних дисбалансів; дії збурень різного походження. Підтверджена працездатність пристроїв на зарезонансних швидкостях обертання ротора і переваги у роботі над АБП-прототипом. Розроблені додаткові рекомендації щодо поліпшення конструкції АБП: створювати нижній КВ меншої маси; збільшувати в'язкість сил внутрішнього опору; частково заповнювати порожнину АБП рідкою речовиною.

Ключові слова: автобалансир, балансування, віброзахист, дисбаланс, коригувальний вантаж, ротор.

SUMMARY

Nevdaha U.A. Maintenance of serviceability of not classical autobalancers which not sensitivity to the forces of weight. - Manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of the candidate of engineering science on a speciality 05.02.02 – Machine engineering. - National technical university of Ukraine “Kiev politechnik institute”, 2003.

The thesis is devoted to improving of a construction nonclassical automatic balancing devices (ABD) by a elimination of sensitivity of correcting masses (CM) to forces of weight, theoretical and experimental definition of conditions of serviceability of new devices.

It is offered to eliminate sensitivity of CM in nonclassical ABD to forces of weight by installation of second CM and superposition by their movements of connections. The indications are chosen, which combinations form device by. The overall dimensions, balance capacity and other characteristics of the new ABD are investigated. Theoretically and experimentally conditions of serviceability of devices are certain. The model of a rotor is constructed which is located vertically, moves plain-parallel, is kept by isotropic viscous-elastic supports and statically is counterbalanced offered by ABD. With the help of theories of stability of the states motions of nonlinear autonomous systems and method of expansion of the roots of a polynomial on degrees of a small parameter the serviceability of devices is established on the speeds of rotation of a rotor, which is higher resonance. On the universal stand is experimentally investigated the serviceability of two models of ABD, including for: various modes of motions of a rotor; balancing various disbalances; operation of perturbations of a various origin. Is confirmed the serviceability of devices on rotation rate of a rotor, which higher that resonance one. The additional recommendations for improving a construction of ABD are produced: to execute lower CM by a smaller mass; to increase viscosity of forces of an internal resistance.

Key word: autobalancer, balancing, vibro-protection, disbalance, corrective mass, rotor.

АННОТАЦИЯ

Невдаха Ю.А. Обеспечение работоспособности нечувствительных к силам тяжести неклассических автобалансиоров. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 - Машиноведение. – Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт”, Киев, 2004.

Диссертационная работа посвящена разработке основных принципов конструирования неклассических автобалансирующих устройств (АБУ), нечувствительных к силам тяжести, предназначенных для более точного уравнивания на ходу – в процессе эксплуатации вертикально расположенных роторов экстракторов, центрифуг, сепараторов,

теоретическому и экспериментальному определению условий работоспособности новых устройств.

Предложено устранять чувствительность КГ в неклассических АБУ путем установки второго КГ и наложения на их движения связей. Выделены признаки, комбинациями которых создаются устройства и основные принципы их конструирования. Исследованы габаритные размеры, балансирующая емкость, масса и другие технические характеристики новых АБУ и их КГ.

Теоретически и экспериментально определены условия работоспособности устройств. В процессе теоретических исследований построена модель ротора, который расположен вертикально, движется плоскопараллельно, удерживается изотропными вязкоупругими опорами и статически уравнивается предложенными АБУ. Получена система четырех обыкновенных автономных дифференциальных уравнений второго порядка, которая описывает процессы балансировки ротора АБП. По уравнениям установлена зависимость динамики системы от двенадцати размерных параметров. Уравнения приведены к безразмерному виду и выделены восемь независимых безразмерных параметров, которые характеризуют динамику системы. Найдены установившиеся движения системы ротор-АБУ и условия их существования. В том числе установлено, что при дисбалансах, которые АБУ может уравновесить, у системы ротор-АБУ до шести существенно различных установившихся движений – два основных, в которых ротор уравновешен и четыре побочных, в которых ротор разбалансирован, при дисбалансе, который АБУ уравновесить не может, у системы четыре установившихся движения – одно основное, в котором ротор наиболее уравновешен и остальные – побочные. Сформулированы условия работоспособности АБУ, в соответствии с которым на рабочем интервале угловых скоростей вращения ротора по крайней мере одно основное движение системы должно быть устойчивым, а побочные – неустойчивыми. С помощью теории устойчивости установившихся движений нелинейных автономных систем и метода разложения корней полинома по степеням малого параметра исследована устойчивость установившихся движений и установлена работоспособность устройств на зарезонансных скоростях вращения ротора в случае, когда масса КГ намного меньше массы ротора и в случае, когда ротор быстро вращается. Показано, что если основное движение существует и устойчиво, то побочные неустойчивы или не существуют. Для установления работоспособности АБУ в других случаях достаточно исследовать устойчивость основных движений. При исследовании устойчивости движений получены разложения корней характеристических уравнений, по которым судить о скорости прихода КГ в положение, в котором они уравнивают ротор.

Для экспериментального определения условий работоспособности АБУ созданы две модели устройств и исследована их работоспособность на универсальном стенде. Во второй модели АБУ, в отличие от первой, нижний КГ был выполнен меньшей массой, что обеспечило приход КГ в нейтральное положение перед пуском ротора. Работоспособность АБУ, исследовалась при: различных режимах движения ротора; уравнивании различных дисбалансов; действии возмущений различного происхождения. Подтверждена работоспособность устройств на зарезонансных скоростях вращения ротора и увеличение качества уравнивания ротора по сравнению с АБУ-прототипом. Установлено уменьшение начального дисбаланса моделями на зарезонансных скоростях вращения ротора в 6-7 раз, вне зависимости от скорости вращения ротора. Обнаружен нестационарный побочный режим движения ротора и АБУ, при котором КГ максимально отклонены и вращаются относительно земли с резонансной частотой, а продольная ось ротора двигается по гипоциклоиде, образованной прямой прецессией с этой частотой и прямой нутацией с частотой вращения ротора. Выработаны дополнительные рекомендации по устранению этого режима и улучшению конструкции АБУ: выполнять нижний КГ меньшей массой; увеличивать вязкость сил внутреннего сопротивления; частично заполнять полость АБУ жидкостью.

Ключевые слова: автобалансир, балансировка, виброзащита, дисбаланс, корректирующий груз, ротор.