УДК 534-16:621.822

ІДЕНТИФІКАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЖОРСТКОГО РОТОРА В ПАСИВНО-АКТИВНОМУ МАГНІТНОМУ ПІДВІСІ НА ПІДСТАВІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

Г. Мартиненко

Доцент, канд. техн. наук,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків

!#%'#')'!)! +!,.+!,02)! +'3.45 30)!+62)'8 #'*.36);0 <'%=,;'?'%','%! * ;'+@6)'*!)0A #!=0*)0A 6 !;,0*)0A +!?)6,)0A #63C0#)0;!A. DE +'3.45 #'@F3'*!)! H *0;'%0=,!))E+ 30I.%.)J6!45)0A %6*)E)5 K!?%!)<! 3%F?'?' %'3F,*E;0A H@.%.<.)6).46)6L)6 24.)0 3' 3%F?'?' #'%E3;F,! =04'*6 A!%!;,.%0=,0;0'#'%#'3!)6F*0?4E36#'46)'+6*,%.,5'?'6#'E,'?'=,.#.)6* *63)'=)' FH!?!45).)0A #.%.+6M.)5. N8 !3.;*!,)6=,5 #63,*.%3<.)! #'%6*)E))E+%'H%!AF);'*0A '=J04'?%!+H.;=#.%0+.),!45)0+0*6@%'?%!+!+0 %FAF J.),%6*'#'%)0A 364E);%','%!*+!?)6,)0A #63C0#)0;!A#%0'3)!;'*0A C*03;'=,EA '@.%,!))E.*

математична модель, динаміка ротора, магнітний підшипник, критичні швидкості

Об'єктом дослідження у статті є комбінований магнітний підвіс експериментальної моделі ротора [1], який показано на рис. 1. Підвіс виконано за допомогою двох радіальних магнітних підшипників (МП) на постійних кільцевих магнітах (МППМ) [2] і одного осьового активного магнітного підшипника (АМП) [3]. Кільця радіальних МППМ мають осьову намагніченість і реалізують підвіс за рахунок сил відштовхування. Статори осьового АМП двосторонньої дії є сталеві броньові осердя. Між внутрішніми і зовнішніми полюсами статорів АМП розташовані котушки, на кожну з яких подаються керуючі напруги. Система вимірювання осьового переміщення, що входить у систему керування (СК) осьовим рухом ротора, містить дві оптопари (світлодіоди і фотодіоди), а також світлонепроникний диск у формі стакана, який розташовано на роторі. При цьому контроль осьового положення підвішеного вала проводиться за зміною інтенсивності світлового потоку, що перекривається при зсуві ротора.

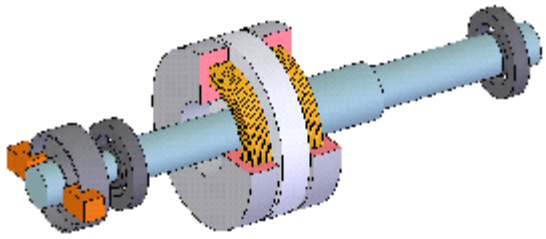


Рис. 1. Модель ротора у комбінованому пасивно-активному магнітному підвісі

Такий підхід до вибору опор для роторів є найбільш перспективним і ефективним у легких високооборотних роторних машинах, таких як малі турбокомпресори.

Постановка задачі. Предметом дослідження у статті є коливання ротора, які відбуваються внаслідок дії гармонійних змушуючих сил, що виникають при його

обертанні через статичну і динамічну незрівноваженості. Крім цього, на ротор діють пондеромоторні (магнітні) сили – радіальні, що залежать від положення опорних ділянок ротора в МППМ, і осьові, що залежать не тільки від осьового зсуву ротора, але і від струмів в обмотках АМП, величина яких визначається СК і які не можуть змінюватися миттєво через сталу часу.

Мета досліджень — на підставі експериментальних даних провести ідентифікацію (вибір) математичної моделі системи «ротор в пасивних і активних магнітних підшипниках» з адекватним описом нелінійних динамічних процесів, що відбуваються в ній.

Слід зазначити, що підвищення адекватності математичної моделі може бути досягнуте різними способами ідентифікації з використанням даних, одержаних при проведенні лабораторних, стендових і натурних експериментів від інтуїтивно-логічного методу до сучасних математичних методів.

У цьому випадку розв'язання поставленої задачі ідентифікації математичної моделі ротора в МП за результатами випробувань виконувалося по етапах: 1. Вибір структури моделі, тобто способу формування математично сформульованого оператора переходу від вхідних до вихідних даних. 2. Вибір критеріїв адекватності і оцінка моделі згідно з цими критеріями. 3. Визначення параметрів моделі (параметрична або коефіцієнтна ідентифікація). Далі за наявності системи рівнянь, що формалізує коливальні процеси, в яких присутня низка параметрів наперед прийнятих або описаних деякими залежностями, здійснюється варіація цих параметрів до досягнення мінімально можливої розбіжності між розрахунковими і експериментальними результатами без зміни структури системи рівнянь.

Експериментальне визначення параметрів коливань ротора. Попередні експериментальні дослідження виконувалися на моделі комбінованого магнітного підвісу ротора, яка зображена на рис. 2.

Швидкість обертання ротора контролювалася за допомогою електронно-рахункового частотоміра Ч3-32 за періодом і поступово збільшувалася за допомогою електродвигуна, розташованого на основі. Вимірювання частоти обертання виконувалось за допомогою сенсора Хола (магнітокерованої мікросхеми), який видавав імпульси напруги з частотою, пропорційною швидкості обертання ротора. Керуючим елементом був мініатюрний постійний магніт, закріплений на роторі. Імпульси напруги подавалися синхронно на частотомір і контролер, у ролі якого застосовувалась універсальна плата збору аналогової і введення/виведення цифрової інформації АЦП ЛА-1.5PCI, встановлена в ПК [4].

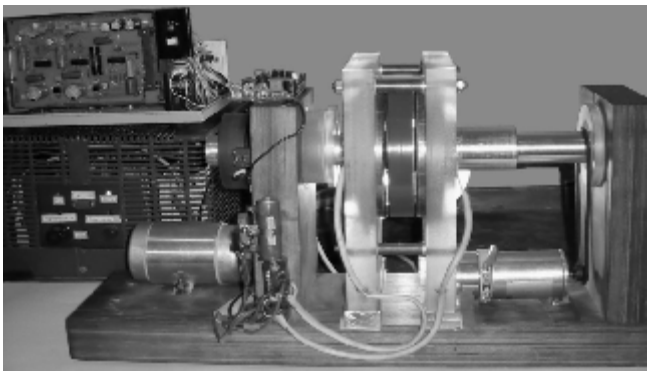


Рис. 2. Експериментальна модель ротора на комбінованому магнітному підвісі

Визначення відхилення ротора у місцях його спирання здійснювалось за допомогою сенсора Хола в мікросхемному виконанні за величиною напруженості магнітного поля в зазорі МППМ [4]. При цьому було схемно забезпечено лінійний зв'язок між відхиленням опорних ділянок ротора і сигналом на виході так, що відхиленню ротора на 1 мм відповідала зміна напруги на 50 мВ. Цей сигнал подавався на контролер.

Відхилення ротора в осьовому напрямі контролювалося за допомогою оптичних сенсорів вимірювальної системи положення ротора.

Оброблення інформації в ПК здійснювалася за допомогою обчислювальної системи осцилограф-спектроаналізатор ADC Lab (LA-1.5PCI 500 kHz 12 bit).

При проведенні експериментів осцилограми руху правої опорної ділянки ротора у вертикальному напрямі фіксувалися дискретно для вибраних значень швидкості обертання ротора в діапазоні від 0 до 3000 об/хв. Це дозволило з достатньою точністю за значенням амплітуд коливань визначити значення критичних швидкостей обертання, які відповідають коливанням ротора як абсолютно твердого тіла.

Було зафіксовано декілька локальних максимумів амплітуд коливань при таких швидкостях обертання (частотах збурення): ~570 (9,5), ~624 (10,4), ~1710 об/хв (28,5 Гц). Осцилограми руху правої опорної ділянки ротора в МППМ, які відповідають деяким значенням швидкостей обертання, зображено на рис. 3. Тут надано експериментально отримані залежності сигналу з сенсора радіального переміщення від часу. Максимальне і мінімальне значення шкали переміщення (по осі ординат) дорівнюють ±200 мВ, що відповідає ±4 мм, а за нульовий рівень прийнято положення статичної рівноваги. Діапазон часу (по осі абсцис), в якому здійснено запис даних, складає 0,5 с.

Аналіз осцилограм показує, що в заданій системі «ротор в магнітних підшипника» при розгоні ротора і зміні кутової швидкості обертання від 0 до 3000 об/хв виникають коливальні процеси, викликані динамічною незрівноваженістю. Вони відповідають коливанням, що відбуваються в системах із несиметричною нелінійною силовою характеристикою [5], що характерно і для використаних МППМ, оскільки в них силова характеристика симетрична відносно центрального положення рухомого кільцевого магніту в нерухомому, але не відносно положення статичної рівноваги при дії сили тяжіння. Так, між нерезонансним (рис. 3,а) і резонансним (рис. 3,в) станами можна спостерігати субрезонансний (рис. 3,б). У такому випадку ротор проходить цю критичну швидкість (~624 об/хв) як жорсткий, утворюючи циліндрову прецесію. Виявлено також наявність супергармонійних коливань (рис. 3,а-г). Крім цього, з наближенням до критичних швидкостей відбувалося підвищення амплітуд коливань (рис. 3,в,е,з), а при деяких їх значеннях

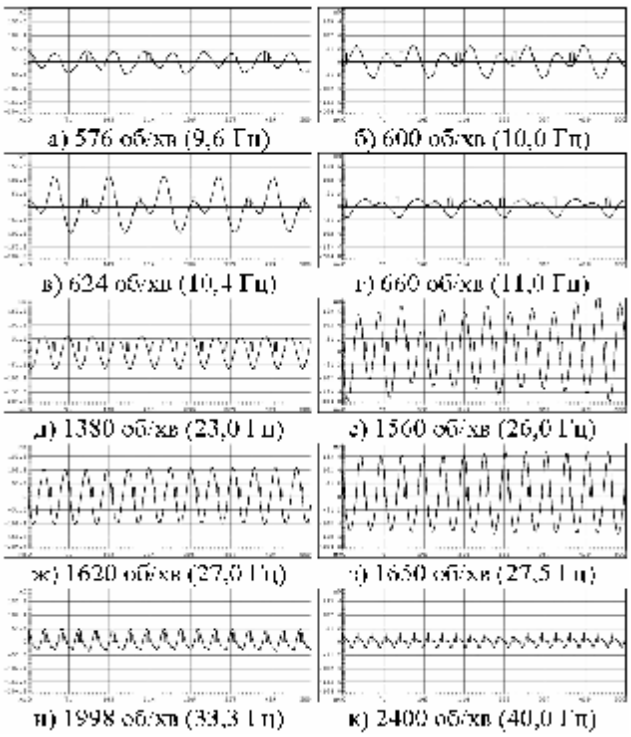


Рис. 3. Осцилограми вертикального руху опорної ділянки ротора правого радіального МППМ при вказаних швидкостях обертання

спостерігалося биття (рис. 3,е), характерне системам з декількома ступенями вільності, в яких є близькі за значеннями власні (резонансні) частоти [6]. Причому проходження третього резонансного режиму при виконанні експерименту відрізнялося нестійкістю, амплітуди коливань досягали величини зазорів, і подальший розгін ротора був можливий лише при внесенні додаткового механічного демпфування в діапазоні ~1750-1950 об/хв (~29-32,5 Гц). У нерезонансних областях амплітуди коливань знижувалися (рис. 3,д,ж,и), а після проходження резонансного режиму, при якому ротор здійснював коливальний рух типу конічної прецесії (рис. 3,з), спостерігалося суттєве зменшення амплітуд, що може бути проявом самоцентрування роторів у пружних опорах.

Математичне моделювання системи. У праці [7] здійснено спробу математичного моделювання ротора в активно-пасивних МП за допомогою методу скінченних елементів (СЕ). Сам ротор моделювався об'ємними квадратичними тетраедральними СЕ, а дія магнітних сил замінювалася пружними СЕ зі сталим значенням жорсткості, яке підбиралося з умови рівності переміщень при статичній дії сили тяжіння. Було показано, що такий підхід дає велику похибку при визначенні частот, відповідних поперечним формам коливань, зважаючи на лінійність підходу, неврахування гіроскопічного моменту, а також заміни МП елементами зі сталою жорсткістю притому, що їхні силові й жорсткісні характеристики нелінійні. Так, усі перераховані і проілюстровані вище (див. п. 2) стани коливальної системи дозволяють зробити висновок, що вона має нелінійні властивості, нехтування якими може призвести до неадекватного моделювання динаміки ротора в МП. Таким чином, для підвищення адекватності математичного моделювання динамічної поведінки ротора в комбінованих МП повинна застосовуватися нелінійна модель зі збереженням у рівняннях достатньої кількості нелінійних членів, в якій враховано вплив гіроскопічного моменту, а силові характеристики МП з достатньою мірою точності апроксимовані поліномами третього і п'ятого ступенів відносно переміщень опорних ділянок, які надано у [2] і [3] відповідно для МППМ і АМП.

Для побудови такої моделі можуть бути використані рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_r}-\frac{\partial T}{\partial q_r}+\frac{\partial \Pi}{\partial q_r}+\frac{\partial \Re}{\partial \dot{q}_r}=Q_r\ (r=1,...,M), \qquad (1)$$

де T – кінетична енергія, Π – потенціальна енергія, q_r – узагальнені механічні координати, Q_r – непотенціальні узагальнені сили, $\Re$ – дисипативна функція, M – кількість узагальнених координат.

Розглянемо ротор з диском загальною масою m, центром мас у точці C і головними центральними моментами інерції $J_1=J_2$ (екваторіальними) та J_3 (полярним), що обертається зі сталою кутовою швидкістю ω, який поданий на рис. 4.

Введемо праву прямокутну нерухому систему координат, вісь O^*z якої проходить через центри опор ротора (радіальних магнітних підшипників). Для визначення положення ротора використовуватимемо групу узагальнених координат $q=(x_1,y_1,x_2,y_2,z_3)$ – координати точок O_1 і O_2 (рис. 4) в нерухомій системі координат (центрів опорних ділянок ротора в радіальному напрямі) і координата z точки, розташованої на осі ротора (центра опорної ділянки ротора в осьовому напрямі).

Приймемо, що всі узагальнені координати – переміщення точок ротора відносно осей нерухомої системи координат x_1, y_1, x_2, y_2 і z_3, параметри незрівноваженості – лінійні e_1, e_2 (проекції e на осі x, y), і кутові γ_1, γ_2 (кути повороту навколо осей x, y), а також зазори в МП – δ_r (у радіальних МП), δ_a (у осьовому МП) мають однаковий порядок малості. Записуючи вирази дисипативної функції як однорідної квадратичної форми узагальнених швидкостей, а також кінетичної і потенціальної енергій, підставляючи в них вирази швидкості полюса O, кутової швидкості тіла, радіус-вектор $\boldsymbol{OP}$ центра інерції тіла в системі рухомих осей, що мають початок у полюсі O, тензора інерції тіла в цій

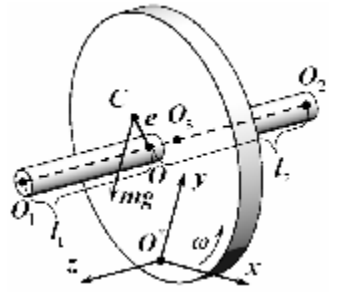


Рис. 4. Схема ротора з диском

точці, підставляючи їх у рівняння (1), приводячи до вказаних вище узагальнених координат і утримуючи члени другого порядку відносно цих координат, їхніх швидкостей і параметрів незрівноваженостей, приходимо до такої системи диференціальних рівнянь руху:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + m_{12}\ddot{x}_2 + j(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + b_{x_1}\dot{x}_1 + f''_{x_1} = -F_{x_1} + H_{x_1}, \\ m_2\ddot{x}_2 + m_{12}\ddot{x}_1 - j(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + b_{x_2}\dot{x}_2 + f''_{x_2} = -F_{x_2} + H_{x_2}, \\ m_1\ddot{y}_1 + m_{12}\ddot{y}_2 - j(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_{y_1}\dot{y}_1 + f''_{y_1} = -F_{y_1} + H_{y_1}, \\ m_2\ddot{y}_2 + m_{12}\ddot{y}_1 + j(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_{y_2}\dot{y}_2 + f''_{y_1} = -F_{y_2} + H_{y_2}, \\ m\ddot{z}_3 + b_{z_3}\dot{z}_3 + f''_{z_3} = -F_{z_3} + H_{z_3}, \ \mathbf{3.} \\ m_1 = \dfrac{ml_2^2 + J_1}{l^2}, m_{12} = \dfrac{ml_1l_2 - J_1}{l^2}, m_2 = \dfrac{ml_1^2 + J_1}{l^2}, j = \dfrac{\omega J_3}{l^2} \end{cases} \quad (2)$$

де $l = l_1 + l_2$, b_{q_r} – коефіцієнти в'язкості, f''_{q_r} – члени другого порядку, F_{q_r} – силові реакції МП, $H_q = H_q(t)$ – зовнішні періодичні навантаження, викликані динамічною незрівноваженістю ротора, t – час:

$$H_{x_1}(t) = M_1\mathrm{E}_x + J\Gamma_x, H_{x_2}(t) = M_2\mathrm{E}_x - J\Gamma_x,$$
$$H_{y_1}(t) = M_1\mathrm{E}_y - J\Gamma_y, H_{y_2}(t) = M_2\mathrm{E}_y + J\Gamma_y, \quad (3)$$
$$\text{де } M_1 = \frac{ml_2w^2}{l}, M_2 = \frac{ml_1w^2}{l}, J = \frac{w^2(J_1 - J_3)}{l},$$
$$\mathrm{E}_x = e_1\cos(wt) - e_2\sin(wt), \mathrm{E}_y = e_1\sin(wt) + e_2\cos(wt),$$
$$\Gamma_x = g_1\sin(wt) + g_2\cos(wt), \Gamma_y = g_1\cos(wt) - g_2\sin(wt).$$

Члени другого порядку, які повинні бути додані в ліві частини рівнянь (2) для врахування нелінійних особливостей системи:

$$f''_{x_1} = -\frac{m}{i}\ddot{z}_3\mathrm{E}_x, f''_{x_2} = \frac{m}{i}\ddot{z}_3\mathrm{E}_x, f''_{y_1} = -\frac{m}{i}\ddot{z}_3\mathrm{E}_y, f''_{y_2} = \frac{m}{i}\ddot{z}_3\mathrm{E}_y$$
$$f''_{z_3} = \frac{m}{i}\Big(\big[(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) - \omega^2(x_2 - x_1) + 2\omega(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)\big]\mathrm{E}_x + \quad (4)$$
$$+\big[(\ddot{y}_2 - \ddot{y}_1) - \omega^2(y_2 - y_1) - 2\omega(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)\big]\mathrm{E}_y\Big).$$

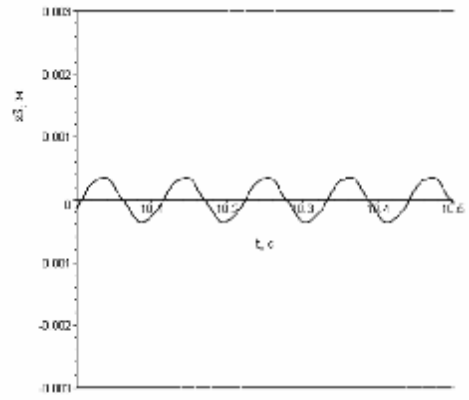
Числові дослідження. Розрахунки з використанням запропонованої математичної моделі проводилися для ротора експериментальної лабораторної установки (рис. 2) з параметрами: $m = 2{,}5$ кг, $l_1 = 0{,}10675$ м, $l_2 = 0{,}17675$ м, $\delta_r = 0{,}005$ м, $\delta_a = 0{,}003$ м, $J_1 = 0{,}0107386$ кг·м², $J_3 = 0{,}003377$ кг·м², $b_{q_r} = 2{,}325$ кг·с, $e_1 = 0$, $\gamma_2 = 0$. Параметри динамічної незрівноваженості, що залишилися, при виконанні ідентифікації математичної моделі варіювалися в діапазонах: $e_2 = 0{,}06 - 0{,}1$ мм, $\gamma_1 = 0{,}003 - 0{,}01$ рад, а кутова швидкість змінювалась від 0 до 314,15 рад/с (3000 об/хв) з кроком 0,628 рад/с. Для кожного значення швидкості чисельно (методом Рунге-Кута 4-5 порядку) розв'язувалась система рівнянь (2) з урахуванням (3), (4) та графічно виводилися віброграми сталого руху ротора по кожній узагальненій координаті.

Першою була спроба розв'язати задачу, розділивши систему на дві частини, окремо для радіальних і осьового переміщень. Однак оцінювання результатів і порівняння з розв'язком для спільної системи рівнянь підтвердили попередні висновки, зроблені за виглядом формул (2) — (4), що цим взаємозв'язком нехтувати не можна.

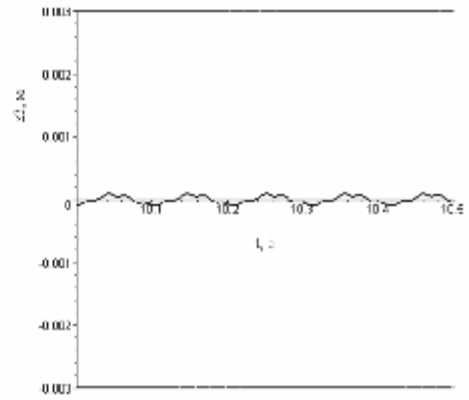
Аналіз віброграм, які були отримані при розв'язанні повної системи рівнянь з урахуванням малих другого порядку для різних значень параметрів незрівноваженостей, показав, що характер і амплітуди коливань значною мірою залежать від їхніх значень. Найбільш наближеними до експериментальних даних виявились віброграми, одержані при значеннях параметрів, які дорівнюють нижнім межам вказаних діапазонів. Ці віброграми і наведено нижче на рис. 5 — рис. 7. Слід зазначити, що на них усіх (крім віброграм осьового руху) світлі криві демонструють залежності змінних x_1, y_1 одна від одної чи від часу, а темні криві — теж для змінних x_2, y_2.

На рис. 5 наведено віброграми осьового руху, які демонструють наявність резонансу при швидкості обертання 57,81 рад/с (9,2 Гц), яка відрізняється від експериментальних даних на 3 %, що є прийнятним.

Рис. 6 і рис. 7 демонструють поведінку ротора (рух опорних ділянок ротора в МППМ) при зміні швидкостей обертання в діапазонах від 0 до 157,08 рад/с і від 157,08 до 314,16 рад/с відповідно. На кожній з зведених віброграм, крім графіків залежностей, зображено також межі (прямі паралельні осі t $y_{1,2} = \pm\delta_r$ або кола в координатах $x_{1,2}, y_{1,2}$), що відповідають зазорам МП.



а)



б)

Рис. 5. Віброграми руху опорної ділянки ротора в АМП при вказаних швидкостях обертання: а — ω=57,81 рад/с (9,2 Гц); б — ω=60,32 рад/с (9,9 Гц)

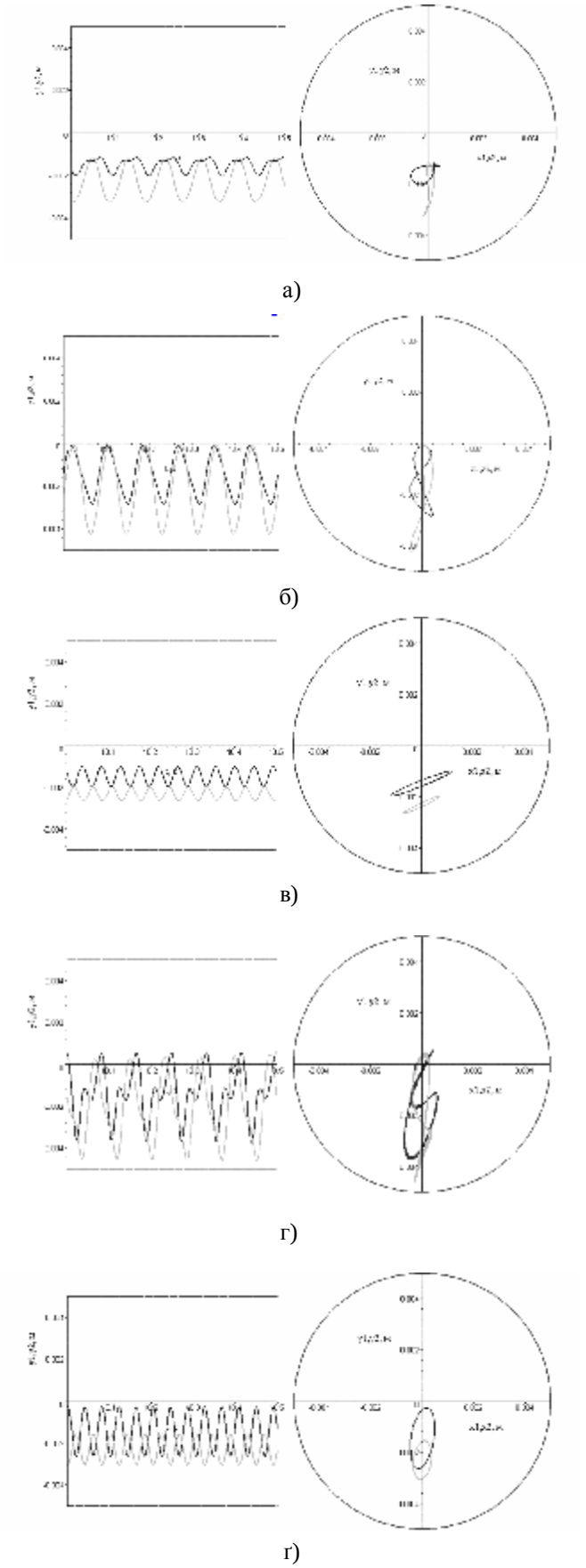


Рис. 6. Віброграми руху опорних ділянок ротора в МППМ при вказаних швидкостях обертання: а — ω=73,51 рад/с (11,7 Гц); б — ω=75,40 рад/с (12,0 Гц); в — ω=138,23 рад/с (22,0 Гц); г — ω=159,80 рад/с (24,0 Гц); ґ — ω=153,94 рад/с (24,5 Гц)

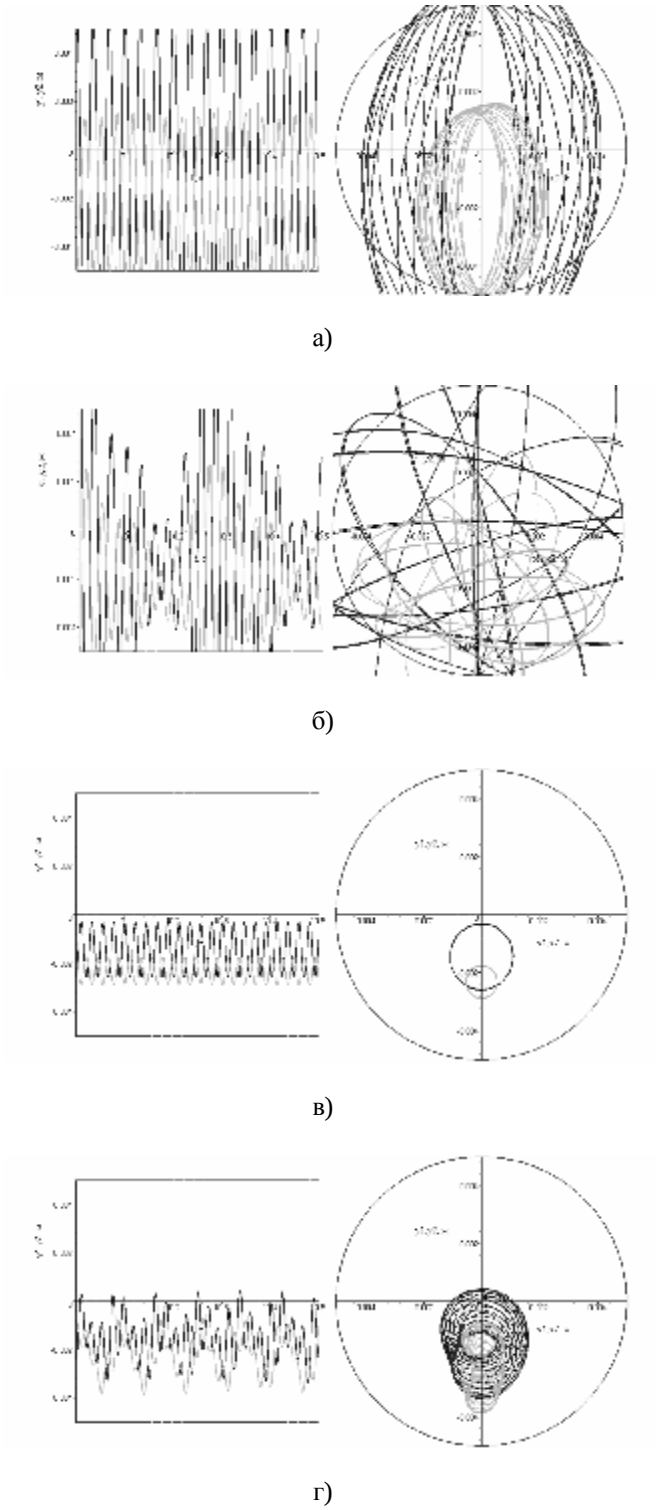


Рис. 7. Віброграми руху опорних ділянок ротора в МППМ при вказаних швидкостях обертання: а — ω=188,50 рад/с (30,0 Гц); б — ω=201,06 рад/с (32,0 Гц); в — ω=280,23 рад/с (44,6 Гц); г — ω=288,40 рад/с (45,9 Гц)

Оцінка розрахункових даних дозволяє зробити висновок про застосовність (якість) математичної моделі (1) — (3) на підставі міркувань, зроблених за експериментальними і розрахунковими віброграмами: збіг за видом здійснюваних ротором коливань як на резонансних режимах, так і в нерезонансних областях (рис. 6,а,в,ґ і рис. 7,а,в); незначна розбіжність значень (до 8 %) критичних

швидкостей обертання при однакових формах коливань (рис. 6,б,г); підтвердження нестійкості коливального руху при обертанні зі швидкостями 1750 — 1950 об/хв (рис. 7,а); наявність характерних для нелінійної системи типів коливань — биття (рис. 7,б), супер- (рис. 6,г) і субгармонійних (рис. 7,г) коливань.

Висновки. Загалом чисельні експерименти довели адекватність запропонованої математичної моделі і її застосовність для вивчення динаміки жорстких роторів у магнітних підшипниках. Проте при аналізі розрахункових даних разом з підтвердженням тотожності цієї моделі реальній системі по якісному порівнянню поведінки ротора в комбінованому магнітному підвісі були також виявлені деякі кількісні неспівпадіння. Так, різниця між величинами амплітуд коливань ротора в точках спирання досягає 10 — 20 %, а при деяких кутових швидкостях обертання — 50 %. Це можна пояснити некоректним визначенням і задаванням параметрів незрівноваженості і коефіцієнтів в'язкості в силах тертя, оскільки розрахунки показали істотну залежність від них як характеру, так і амплітуд коливань. Свій внесок у виявлені невідповідності вносить також неврахування залежності сил у МППМ в радіальному й осьовому напрямах від осьового зсуву рухомого кільцевого магніту. Заміна пондеромоторних сил, що створюються АМП, їх характеристиками в залежності від переміщень, які одержані в результаті розв'язання задач магнітостатики, також не передає всіх електромеханічних процесів і виключає врахування запізнювання і сил опору, пов'язаних з наявністю активних опорів у ланцюгах електромагнітів. Підвищення адекватності математичної моделі може бути досягнуто проведенням подальшої параметричної ідентифікації або визначенням параметрів при проведенні додаткових експериментів, а також використанням замість (1) рівнянь Лагранжа-Максвела.

Література

1. ***R45E)'* S.T., T!%,0).);' V.S., P+0%)'* T.T.*** Система управління осьовим рухом ротора на комбінованому магнітному підвісі з пасивними радіальними і активним осьовим підшипниками // Зб. наук. пр. – Харків: УДАЗТ, 2008. – Вип. 97. – С. 107-118.

2. ***T!%,X).);' V.S.*** Определение жесткостных характеристик радиальных магнитных подшипников на двух кольцевых постоянных магнитах // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – №38. – С. 83-95.

3. ***T!%,X).);' V.S.*** Определение силовых и жесткостных характеристик осевого активного магнитного подшипника при заданном законе управления // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – №36. – С. 133–141.

4. ***R)0*.%=!45)!E*** плата сбора и ввода/вывода цифровой информации ЛА-1.5PCI: Руководство по эксплуатации. – М.: ЗАО «Руднев-Шиляев», 2001. – 81 с.

5. ***Y!E=0 [.*** Вынужденные колебания в нелинейных системах. – М.: Изд-во ин. лит., 1957. – 204 с.

6. ***]!)'*;'_.V.*** Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1971. – 240 с.

7. ***T!%,0).);' V.*** Визначення критичних швидкостей обертання ротора експериментальної моделі на комбінованому магнітному підвісі // 1-а Міжнар. наук.-техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»: Праці конф. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД., 2008. – С. 119–121.

Отримана 20.05.09

G. Martynenko

Authentication of the mathematical model of a rigid rotor on the passively-active magnetic suspension on the basis of experimental data

National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, Ukraine

In work the mathematical model of execution behaviour of a rigid rotor in the combined passive and active magnetic bearings is offered. This model with the use of the Lagrange differential second-degree equation is built. There nonlinear members to the second order are saved, and power characteristics are presented in the way of the polynomials of the third and fifth degrees in relation to generalized displacements. Adequacy of the model by comparison of calculations and experimental oscillograms of motion of the rotor heel centers in the magnetic bearings at identical speeds of rotation is confirmed.

² í ô î ð ì àö³ÿ

МІЖНАРОДНА НАУКОВА КОНФЕРЕНЦІЯ

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ МЕХАНІКИ

(до 70-річчя кафедри механіки ЛНУ ім. І. Франка)

7 — 9 грудня 2009 р.

Адреса оргкомітету:
Кафедра механіки, Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, 79000, м. Львів, Україна.
Тел.: (032)-2394370
E-mail: kafmech@franko.lviv.ua
sulym@franko.lviv.ua