

УДК 621.35:531.65:577.4

Можаровський М.М.

ст. викладач кафедри технічного сервісу та інженерної екології
ДААУ

АКУМУЛЯТОРИ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ З КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ЯК ЗАСОБИ ПОКРАЩАННЯ ЕКОЛОГІЇ ДОВКІЛЛЯ І НЕЛІНІЙНІ ЗАДАЧІ ДИНАМІКИ ПРИ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

У роботі вказується на актуальність питань пов'язаних з акумулюванням та зберіганням енергії в екологічному плані. Як один з варіантів перспективними можуть бути акумулятори кінетичної енергії (маховики) з композитних матеріалів. У свою чергу конструкції таких маховиків будуть мати свої особливості при експлуатації. Розглядається питання динаміки при переході маховиком, що має незбалансованість, через резонансні зони. Досліджується взаємопов'язаність коливального і обертального рухів маховика в резонансних режимах. Аналізуються певні технічні та пропонуються конструктивні підходи з метою полегшення проходження через резонанс незбалансованих маховиків та збільшення швидкохідності опор в агрегатах з маховиками.

Питання, пов'язані з накопиченням енергії, зберіганням і збільшенням її щільності, є досить актуальними з точки зору екології, оскільки акумульована енергія необхідна практично в будь-якій машині і системі, де має місце споживання і перетворення енергії. При цьому необхідно відмітити, що акумульована енергія значно дешевша, а її використання екологічно безпечне.

Перспективність використання акумуляторів кінетичної енергії (маховиків) в екологічному плані розглядалась в роботах [1, 2]. У цих роботах було показано, що використання нових конструкційних матеріалів (волокнистих композитів) в

конструкціях роторів маховиків суттєво підвищить їхні питомі енергетичні характеристики, а це, в свою чергу, сприятиме акумулюванню та зберігання енергії.

Але при експлуатації таких конструкцій маховиків виникають певні проблеми, адже для реалізації високих енергетичних характеристик вони повинні мати великі швидкості обертання (до 1000 м/с) [1], що в свою чергу потребує розгляду питань, пов'язаних зі зменшенням аеродинамічного опору. Яке питання розглядалось в роботі [1]. Іншою особливістю експлуатації таких маховиків є те, що конструкції з цих матеріалів поведуть себе як гнучкі, і в полі дії

відцентрових сил існує велика ймовірність виникнення не осесиметричного деформування і появи так званого пружного дисбалансу. Цей фактор зумовлює експлуатацію даних маховиків в зарезонансних зонах де спостерігається явище самоцентрування ротора [3, 4], а це призведе до того, що при розгоні цих маховиків буде відбуватись їх перехід через резонансні зони. Тому розгляд нестационарних режимів руху маховиків, що мають дисбаланс, викликає певний інтерес.

Якщо розглядати рух довільного ротора, що має дисбаланс, зв'язаного з двигуном і будь-яким чином обпертого по кінцях, і при цьому нехтувати

гіроскопічною дією диска, пружністю з'єднувальної муфти і масою ротора, то його можна описати за допомогою трьох рівнянь (рис. 1).

Два з них будуть являти собою проекції всіх сил на нерухомі координатні осі x і y :

$$\begin{aligned} F_x(x, y, \varphi) &= 0 \\ F_y(x, y, \varphi) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

залежить від ротора і від способів його обпирання, то рівняння моментів для всіх випадків буде мати загальний вигляд:

$$\ddot{\varphi} = \lambda(\dot{\varphi}) + \mu R(x, y, \varphi), \quad (2)$$

де φ - кут повороту системи двигун - ротор відносно нерухомої системи координат;

$\lambda(\dot{\varphi})$ - кутове прискорення цієї системи в тому випадку, якщо ротор і його опори абсолютно жорсткі;

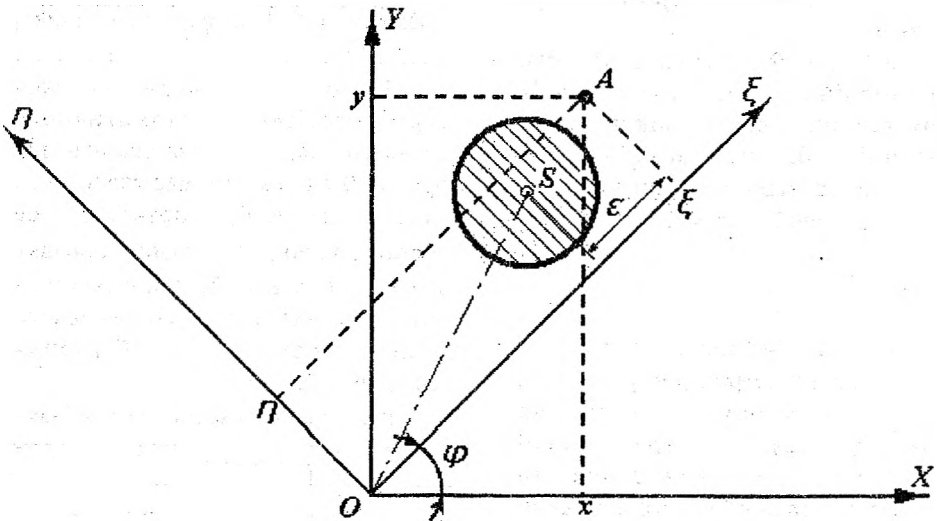


Рис. 1. Поперечний переріз системи, що розглядається, через маховик в момент руху її в резонансному режимі

O – вісь обертання валу; S – центр валу; A – центр мас маховика; e – ексцентриситет маховика; x і y – координати центра мас маховика A в нерухомій системі координат (X, Y) ; j – кут повороту валу.

$$\lambda(\dot{\varphi}) = \frac{M(\dot{\varphi}) - T(\dot{\varphi})}{I_1 + I_2}$$

$M(\dot{\varphi})$ - скрутний момент двигуна, що відповідає його статичній характеристиці, тобто незалежній від прискорення руху ротора двигуна;

$T(\dot{\varphi})$ - момент тертя в системі.

$$T(\dot{\varphi}) = T_1(\dot{\varphi}) + T_2(\dot{\varphi})$$

$T_1(\dot{\varphi})$ - момент тертя в опорах вала;

$T_2(\dot{\varphi})$ - момент тертя в опорах і колекторному пристрої двигуна.

Ці моменти також будуть залежати від кутової швидкості ротора.

I_1 - момент інерції ротора маховика;

I_2 - момент інерції ротора двигуна;

$R(x, y, j) = 0$ - деяка величина, пропорційна моменту всіх внутрішніх сил, виключаючи інерційні. Для кожної конкретної задачі ця функція міняє структуру.

μ - деякий параметр.

$$\mu = \left(\frac{\varepsilon}{r}\right)^2 \frac{I_1}{I_1 + I_2}, \quad (3)$$

де ε - дисбаланс ротора;

r - радіус інерції ротора.

Таким чином, система, що розглядається, має три степені вільності, і рух її можна описати трьома диференціальними рівняннями другого порядку.

Перші два рівняння (1) описують коливальний рух ротора в напрямі осей x і y , третє (2) - обертальний рух.

Наявність в перших двох рівняннях координати φ , а в останньому координат центра ваги ротора (x, y) може говорити про те що коливальний і обертальний рухи системи пов'язані і взаємообумовлені. Таку систему можна назвати автономною. Неважко помітити, що третє рівняння (2) при $\mu=0$ інтегрується в квадратурах і при підстановці в (1) отриманої функції $\varphi(t)$ задача зводиться до інтегрування рівнянь

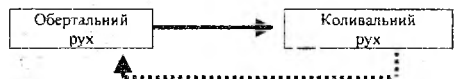
$$\begin{aligned} F_x[x, y, \varphi(t)] &= 0 \\ F_y[x, y, \varphi(t)] &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

при визначеному конкретному виразі для функції кута повороту ротора $\varphi(t)$. У цьому випадку коливальний і обертальний рухи будуть зв'язані тільки прямою залежністю.



Якщо користуватись термінологією автоматичного регулювання, то можна сказати, що при $\mu=0$ система не має зворотного зв'язку. Інакше буде поводити себе система, якщо $\mu \neq 0$. У цьому випадку зворотний зв'язок буде проявлятися у вигляді реакції (дії) коливального режиму ротора на обертання системи.

Інтенсивність зворотного зв'язку



буде визначатись параметром μ , який може в даному випадку носити назву параметра зворотного зв'язку. Цей параметр буде характеристикою зв'язаності коливального і

обертального режимів системи.

Якщо дивитись з іншого боку, то параметр m може виступати як параметр, що характеризує нелінійність даної системи. Це видно з того, що при $m \neq 0$, незалежно від вигляду функції $R(x, y, j) = 0$, що не дорівнює нулю, система рівнянь (1) і (2) нелінійна. Отже, ми можемо сказати, що нелінійність в систему вноситься зворотною залежністю, тобто зв'язаністю обертального і коливального рухів. Розглянемо вплив параметрів системи на зворотний зв'язок. Виходячи з рівняння (2) і виразу (3), можна зробити висновок, що нехтування зворотною залежністю можливе в наступних випадках:

1) якщо потужність двигуна значно перевищує потужність, що споживається ротором в коливальному русі, тобто при

$$|\lambda(\dot{\phi})| \geq \mu(R);$$

2) якщо величина дисбалансу дуже мала ($\epsilon \ll r$), то збуджуючі сили дуже малі і, як наслідок, коливальний режим надто слабкий, щоб впливати на кутову швидкість системи;

3) якщо інерція ротора двигуна значно перевищує інерцію маховика ($I_2 \gg I_1$), то інерційність двигуна настільки велика, що коливальний режим вала з ротором не в змозі суттєво впливати на обертання всієї системи.

У вказаних випадках рівняння руху можна вважати лінійними. У протилежних випадках зворотний

зв'язок може розглядатись з одного боку як фактор нелінійності в системі, а з іншого – як фактор, що робить подібні системи автономними. Такі системи можна відобразити у вигляді символічної тотожності:

$$\boxed{\text{Зворотний зв'язок}} = \boxed{\text{Автономність}} = \boxed{\text{Нелінійність}}$$

Вони мають такі особливості динаміки:

1. Амплітуда вібрацій ротора із збільшенням зворотного зв'язку зростає.

2. Темп росту кутової швидкості зменшується.

3. Існує критичне значення зворотного зв'язку, з перевищенням якого система не проходить резонансної зони.

Коливання кутової швидкості, які виникають в момент “застрягання” системи в резонансі, можуть затухнути, якщо буде мати місце демпфірування і система прийде в рівновагу, відповідаючи стаціонарному рішенню в тих же параметрах.

Проведений аналіз необхідний для врахування виявлених особливостей при проектуванні і створенні конструкції опор в агрегатах – нагромаджувачах енергії з маховиками.

З метою вивчення питання вибору конструкцій опор і підшипників несучого вала для таких агрегатів аналізувалось питання динаміки самого вала та податливості вала і опор. Встановлено, що при наявності

податливості вала динамічні реакції між валом і підшипником з ростом кутової швидкості ростуть більш інтенсивно. З проведеного аналізу можна зробити висновок, що при проектуванні і виготовленні опор в агрегатах з маховиками і несучого вала жорсткість опор і жорсткість вала необхідно проектувати так, щоб вал мав набагато більшу жорсткість.

При аналізі впливу податливості опор кочення на величину критичної швидкості вала встановлено, що при установці валів в двох лінійно – пружних опорах і розташуванні робочих обертів в зоні самоцентрування динамічні реакції між валом і підшипником можна значно зменшити і на певній частоті звести нанівець. Залежність між динамічними реакціями і кутовою

швидкістю обертання при пружній постановці опор кочення в даному випадку буде визначатися за формулою

$$P = (m_1 \omega^2 - c) \delta_0, \quad (5)$$

де m_1 - маса опори, яка коливається, але не обертається (зовнішнє кільце підшипника і деталь);

c - жорсткість лінійної пружної опори;

δ_0 - амплітуда коливань.

Таким чином, для подальшого збільшення швидкохідності опор кочення в агрегатах з маховиками з композитних матеріалів можна зупинитись на варіанті установки підшипників кочення в лінійно – пружних опорах з можливістю регулювання рівня демпфірування коливань.

Література

1. *Можаровський М.М.* Екологічні перспективи та деякі проблеми використання акумуляторів кінетичної енергії, // Вісник ДААУ. – 1998. – №2 – С.55 – 65.

2. *Можаровський М.М.* До питання акумулявання та зберігання енергії як одного з варіантів покращання

екологічного стану навколишнього середовища, // Вісник ДААУ. – 1999. №1 - 2 – С.105 – 117.

3. *Кельзон А.С.* ДАН СССР, 1956, т.110, вып. 1, С.31 - 33.

4. *Можаровський М.М.* Нелінійні ефекти динаміки роторів, // Вісник ЖІТІ. – 1999. - №9 – С.64-66.