

УДК 531.383

В. О. Апостолюк, О. В. Збруцький

ДИНАМІКА ЧУТЛИВОГО ЕЛЕМЕНТА МІКРОМЕХАНІЧНОГО ГІРОСКОПА

Вступ

Вібраційні планарні мікромеханічні гіроскопи мають великий потенціал в якості давачів первинної інформації в різних областях застосування: віртуальна реальність, індивідуальна навігація, робототехніка, тощо. Завдяки розвитку мікроелектронних технологій масового виробництва стало можливим використання останніх для створення недорогих мініатюрних гіроскопів. У процесі розробки гіроскопа виникають різні задачі, які пов'язані з особливостями динаміки його чутливого елемента. У цій статті розглянуто найбільш важливі аспекти динаміки чутливого елемента мікромеханічного гіроскопа з додатковою рамкою, а також аналіз основних джерел похибок та засобів їхнього запобігання.

Однією з найбільш ранніх конструкцій мікромеханічних гіроскопів є кардановий мікромеханічний гіроскоп, розроблений спеціалістами фірми The Charles Stark Draper Laboratory [1]. Ця конструкція складається з зовнішньої та внутрішньої карданових рамок, які з'єднані за допомогою пружних торсіонів. Вхідними є кутові коливання зовнішньої рамки, а вихідними - кутові коливання внутрішньої карданової рамки. Використання у чутливому елементі кутових переміщень обмежує чутливість інерційних елементів до переносної кутової швидкості і знижує добротність такої коливальної системи. Тому у конструкціях сучасних чутливих елементів мікромеханічних гіроскопів використовується поступальний рух інерційних елементів. З іншого боку, переваги використання конструктивного розділення вхідного і вихідного рухів за допомогою рамки були використані у більшості з наступних приладів [2, 3]. Мабуть вперше принципи питання динаміки чутливих елементів таких гіроскопів були розглянуті у статті [4].

Конструкція чутливого елемента мікромеханічного гіроскопа

Чутливий елемент являє собою конструкцію, що зображена на рис. 1. Він складається з рамки (2), яка з'єднується з корпусом (6) за допомогою чотирьох однакових пружних елементів (5).

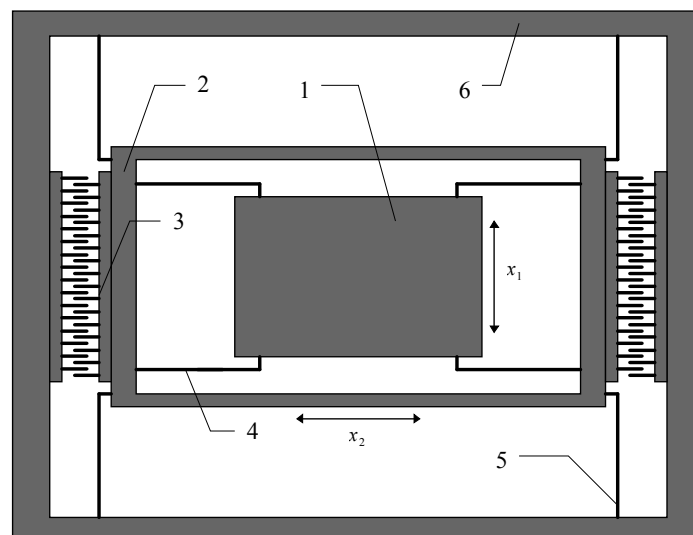


Рис. 1. Конструкція чутливого елемента гіроскопа

На рамці розміщена гребінчаста структура (3) двигуна системи збудження. Всередині рамки розміщена інерційна маса (1), що з'єднана з рамкою за допомогою інших чотирьох пружних елементів (4). Мікромеханічний вібраційний гіроскоп, побудований із використанням одномасової схеми з додатковою рамкою, не має частин, що обертаються, а замість цього використовується лише поступальна вібрація рамки та інерційної маси у напрямку взаємно перпендикулярних осей. Коливання рамки і інерційної маси (горизонтальні стрілки на рис. 1) збуджуються електростатично за допомогою

гребінчастого двигуна. При обертанні основи навколо осі, яка перпендикулярна площині чутливого елемента, сили Коріоліса викликають коливання інерційної маси (вертикальні стрілки на рис. 1), пропорційні до переносної кутової швидкості. Вихідні коливання інерційної маси реєструються ємнісною системою зйому, і після цього обробляються сервісною електронікою приладу.

Кінематична схема і рівняння руху чутливого елемента

Розглянуту вище конструкцію чутливого елемента мікромеханічного гіроскопа з додатковою рамкою можна представити еквівалентною до неї динамічною схемою, яка зображена на рис. 2. Збудження гармонічних поступальних коливань рамки та інерційної маси відбувається у напрямку осі X_2 .

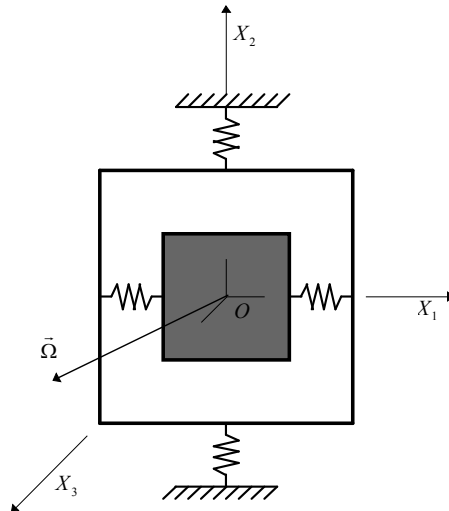


Рис. 2. Кінематична схема чутливого елемента

При обертанні чутливого елемента навколо осі X_3 на інерційну масу діє Коріолісова сила, що викликає поступальну вібрацію інерційної маси у напрямку осі x_2 . Для аналізу руху чутливого елемента мікромеханічного вібраційного гіроскопа з додатковою рамкою на основі, що обертається, будемо використовувати узагальнені координати: x_2 - переміщення рамки і інерційної маси вздовж осі X_2 , x_1 - переміщення інерційної маси відносно рамки у напрямку осі X_1 (рис. 2). Переносну кутову швидкість обертання основи представимо довільним вектором $\vec{\Omega} = \{\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3\}$. Тоді диференціальні рівняння руху чутливого елемента можуть бути записані у вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1\dot{x}_1 + (k_1^2 - \Omega_2^2 - \Omega_3^2)x_1 - 2\Omega_3\dot{x}_2 + (\Omega_1\Omega_2 - \dot{\Omega}_3)x_2 = q_1, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2\dot{x}_2 + (k_2^2 - \Omega_1^2 - \Omega_3^2)x_2 + 2d\Omega_3\dot{x}_1 + d(\Omega_1\Omega_2 + \dot{\Omega}_3)x_1 = q_2, \end{cases} \quad (1)$$

де $k_1^2 = c_1/m_1$ - парціальна частота системи, яка відповідає координаті x_1 ; $k_2^2 = c_2/(m_1 + m_2)$ - парціальна частота системи, відповідна до координати x_2 ; m_1 і m_2 - маси інерційної маси і рамки; $d = m_1/(m_1 + m_2)$ - безрозмірний коефіцієнт інерційної асиметрії чутливого елемента; q_1, q_2 - прискорення, що відповідні зовнішнім узагальненим силам, які діють на чутливий вздовж координат x_1 і x_2 ; h_1 і h_2 - коефіцієнти демпфування інерційної маси і рамки.

З аналізу отриманої системи диференціальних рівнянь (1) видно, що рухи тіл системи вздовж вибраних узагальнених координат при ідеальному пружному підвісі пов'язані між собою тільки членами, що залежать від переносної кутової швидкості. Це означає, що у відсутності зовнішніх сил, діючих на інерційну масу у напрямку узагальненої координати x_1 ($q_1 = 0$), вимушений рух інерційної маси буде пропорційним до переносної кутової швидкості.

Характерною особливістю розглядуваних рівнянь руху чутливого елемента мікромеханічного вібраційного гіроскопа є те, що переносна кутова швидкість входить до них параметрично. Це

призводить до того, що для довільної кутової швидкості ми одержуємо систему лінійних диференціальних рівнянь із змінними коефіцієнтами.

Рух чутливого елемента на обертовій основі

Розглянемо поведінку чутливого елемента мікромеханічного вібраційного гіроскопа з рамкою на основі, що обертається з постійною кутовою швидкістю. Рішення системи диференціальних рівнянь (1), відповідне до власних коливань чутливого елемента, очевидні і не мають інтересу з точки зору вимірювання переносної кутової швидкості.

При гармонічному збудженні коливань рамки з круговою частотою ω і нульовою фазою, прискорення від сили, яка діє на неї, може бути задане у вигляді

$$q_2(t) = \operatorname{Re}\{q_2 e^{i\omega t}\}.$$

Амплітуди і фази вимушених коливань інерційної маси і рамки у напрямку вибраних узагальнених координат, знайдені за допомогою метода комплексних амплітуд, для $\vec{\Omega} = \{0, 0, \Omega\}$ будуть визначаються по формулам:

$$A_1 = \frac{2q_2\omega}{\sqrt{\Delta^2}} \Omega, \quad A_2 = \frac{q_2 \sqrt{(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2}}{\sqrt{\Delta^2}}, \quad (2)$$

$$\Delta^2 = \left[(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_1h_2 + d\Omega^2) \right]^2 + 4\omega^2 \left[h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right]^2,$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_1) = \frac{(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4(h_1h_2 + d\Omega^2)\omega^2}{2\omega \left[h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right]}, \quad (3)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_2) = \frac{b_1 + b_2}{b_3 - b_4},$$

$$b_1 = 2\omega(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \left[h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right],$$

$$b_2 = 2\omega h_1 \left[(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_1h_2 + d\Omega^2) \right],$$

$$b_3 = (k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \left[(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_1h_2 + d\Omega^2) \right],$$

$$b_4 = 4h_1\omega^2 \left[h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right].$$

Одержані вирази дозволяють аналізувати залежність амплітуди і фази коливань інерційної маси та рамки від переносної кутової швидкості. Графік залежності амплітуди коливань інерційної маси від кутової швидкості при частоті збудження, рівній меншій з парціальних частот системи, представлений на рис. 3. З аналізу графіка на рис. 3 слідує, що необхідний діапазон лінійності вимірювання переносної кутової швидкості забезпечується тільки для малих значень кутової швидкості, значно менших значення меншої з парціальних частот. Слідує відзначити, що на практиці ширини лінійної ділянки достатньо для забезпечення необхідного діапазону вимірювання.

Для підвищення чутливості інерційної маси до кутової швидкості, збудження коливань рамки слідує робити на частоті, рівній до однієї з власних частот чутливого елемента.

З аналізу отриманих виразів (2) і (3) слідує, що власні частоти чутливого елемента мікромеханічного вібраційного гіроскопа залежать від переносної кутової швидкості.

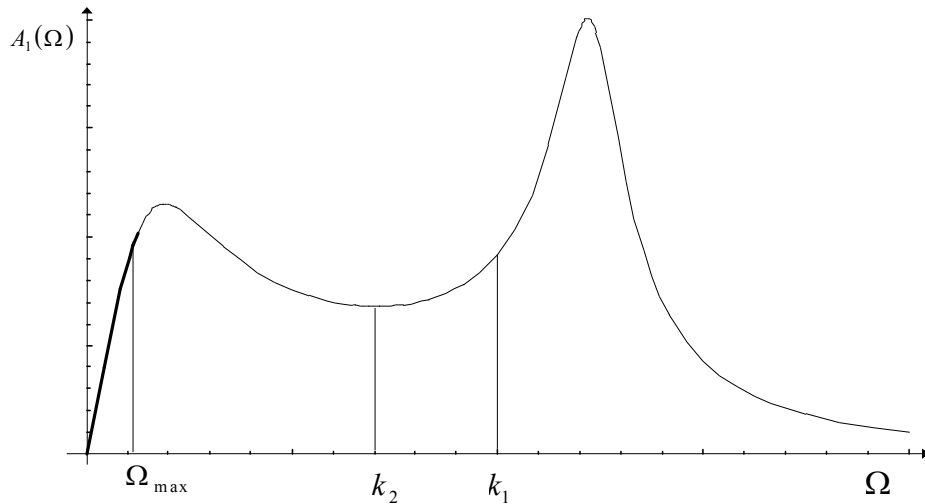


Рис. 3. Залежність амплітуди коливань інерційної маси від переносної кутової швидкості

Така залежність призводить до зміни власних частот системи і, отже, до зміщення піків амплітудно-частотної характеристики при зміні величини переносної кутової швидкості. Власні частоти чутливого елемента визначаються за формулами

$$\omega_{j0}^2 = \frac{1}{2} [k_1^2 + k_2^2 + 2(2d-1)\Omega^2] - \frac{(-1)^j}{2} \sqrt{[k_1^2 + k_2^2 + 2(2d-1)\Omega^2]^2 - 4(k_1^2 - \Omega^2)(k_2^2 - \Omega^2)},$$

(4)

$j = 1, 2; \omega_{10} > \omega_{20}.$

Якісний графік залежності власних частот від кутової швидкості, яка лежить у діапазоні стійкості чутливого елемента ($\Omega \ll k_1, k_2$), показаний на рис. 4.

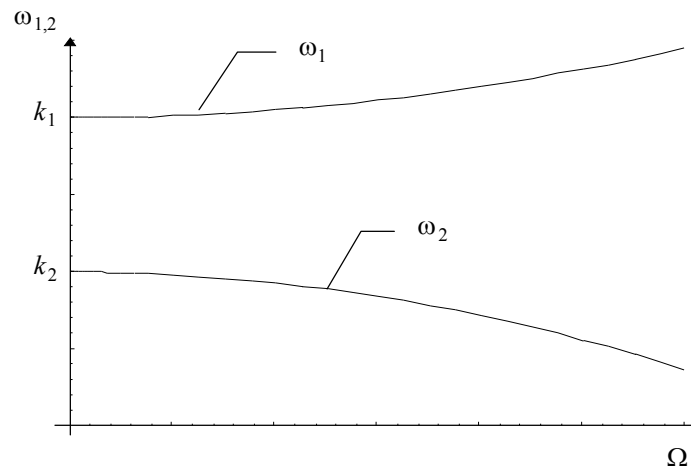


Рис. 4. Залежність власних частот від переносної кутової швидкості

З аналізу цього графіка слідує, що залежність близька до квадратичної (такий висновок підтверджується аналізом першої похідної від власної частоти по кутовій швидкості) і для парціальних частот, які відрізняються ($k_2 < k_1$), може бути описана формулою

$$\omega_j(\Omega) = k_j + q_j \frac{\Omega^2}{2}, \quad j = 1, 2,$$

(5)

$$q_j = \left(\frac{s_3}{2} + \frac{(-1)^j}{2} \frac{2s_2 - s_1 s_3}{\sqrt{s_1^2 - 4s_0}} \right) / \sqrt{2s_1 - (-1)^j 2\sqrt{s_1^2 - 4s_0}},$$

$$s_0 = (k_1^2 - 1)(k_2^2 - 1), \quad s_1 = k_1^2 + k_2^2 + 2(2d - 1),$$

$$s_2 = 2(2 - k_2^2 - k_1^2), \quad s_3 = 4(2d - 1).$$

Якщо парціальні частоти близькі ($k_2 \approx k_1$), то найкращою апроксимацією буде

$$\omega_j(\Omega) = k_j + q_j \Omega, \quad j = 1, 2, \quad (6)$$

Подання власних частот у вигляді (5) та (6) дозволяє більш просто реалізувати систему підтримання резонансного режиму роботи приладу. З іншого боку, з аналізу залежності (5) слідує, що для малих кутових швидкостей цим зміщенням власних частот можна нехтувати.

Вплив поступальних прискорень і вібрацій на динаміку чутливого елемента

Дослідимо рух чутливого елемента мікромеханічного вібраційного гіроскопа з додатковою рамкою на основі, яка скоює кутовий рух із постійною швидкістю $\vec{\Omega} = \{0, 0, \Omega\}$ і поступальний з постійним прискоренням $\vec{w} = \{w_1, w_2, 0\}$. Рівняння руху чутливого елемента в цьому випадку мають вигляд

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1 \dot{x}_1 + (k_1^2 - \Omega^2)x_1 - 2\Omega \dot{x}_2 = -w_1, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2 \dot{x}_2 + (k_2^2 - \Omega^2)x_2 + 2d\Omega \dot{x}_1 = q_2 - w_2. \end{cases} \quad (7)$$

Рішення системи (7) для переміщень інерційної маси і рамки від постійного прискорення мають вид

$$x_{j0} = -\frac{w_j}{k_j^2 - \Omega^2}, \quad j = 1, 2, \quad (8)$$

або для малих кутових швидкостей ($\Omega \ll k_{1,2}$)

$$x_{j0} = -\frac{w_j}{k_j^2}.$$

Постійна складова (8) у вихідних коливаннях інерційної маси може бути усунена за допомогою фільтрації сигналу з датчика переміщень на робочій частоті.

У випадку поступальної вібрації основи, у рівняннях (7)

$$w_1 = w_{10} \cos(\lambda t), \quad w_2 = w_{20} \cos(\lambda t).$$

Вирази для амплітуд коливань чутливого елемента, які обумовлені поступальною вібрацією, будуть:

$$A_{\lambda 1} = \left[\frac{w_{10}^2 (k_2^2 - \Omega^2 - \lambda^2)^2 + 4\lambda^2 (h_2 w_{10} + \Omega w_{20})^2}{\Delta^2} \right]^{\frac{1}{2}},$$

$$A_{\lambda 2} = \left[\frac{w_{20}^2 (k_1^2 - \Omega^2 - \lambda^2)^2 + 4\lambda^2 (h_1 w_{20} + d\Omega w_{10})^2}{\Delta^2} \right]^{\frac{1}{2}},$$

$$\Delta^2 = \left[(k_1^2 - \Omega^2 - \lambda^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \lambda^2) - 4\lambda^2 (h_1 h_2 + d\Omega^2) \right]^2 +$$

$$+ 4\lambda^2 \left[h_1 (k_2^2 - \Omega^2 - \lambda^2) + h_2 (k_1^2 - \Omega^2 - \lambda^2) \right]^2$$

Колівання чутливого елемента, викликані поступальною вібрацією, будуть відбуватися на частоті вібрації основи. Якщо частота вібрації основи λ не співпадає з робочою частотою ω приладу, то під час фільтрації вихідного сигналу датчика на робочій частоті коливання, які викликані вібрацією, будуть

відфільтровані. Якщо частота вібрації основи співпадає з частотою збудження ($\lambda = \omega$), то амплітуда вихідних коливань інерційної маси буде визначатися виразом

$$A_1 = \frac{2\omega q_2 \Omega + \sqrt{w_{10}^2 (k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 (h_2 w_{10} + \Omega w_{20})^2}}{\sqrt{\Delta^2}},$$

$$\Delta^2 = \left[(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2 (h_1 h_2 + d\Omega^2) \right]^2 + 4\omega^2 \left[h_1 (k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2 (k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right]^2$$

Відношення амплітуди вагань $A_{\lambda 1}$ до амплітуди корисних вагань A_{01} визначимо, як

$$\delta A_1 = \frac{A_{\lambda 1}}{A_{01}} = \frac{\sqrt{w_{10}^2 (k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 (h_2 w_{10} + \Omega w_{20})^2}}{2\omega q_2 \Omega}.$$

Графік залежності відносної похибки δA_1 від частоти збудження представлений на рис. 5.

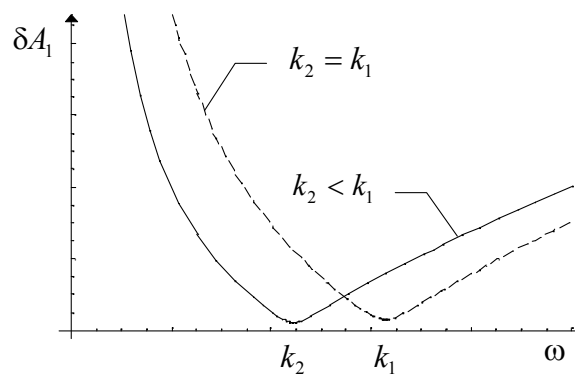


Рис. 5. Залежність похибки δA_1 від частоти збудження

З графіка на рис. 5 слідує, що відносна похибка має мінімум на частоті

$$\omega_{\lambda 1} = \sqrt{k_2^2 - \Omega^2} \approx k_2.$$

Наприклад, для гіроскопа, в якому амплітуда вібрацій є чисельно рівна до амплітуди сил збудження ($w_{10} = q_2, w_{20} = 0$), а частота збудження є рівна до меншої з парціальних частот ($\omega = k_2$) і $\Omega = 1$ рад/с, то $\delta A_1 \approx 35$. Таке значення відношення "похибка/ корисний сигнал" достатньо велика, хоч і менша приблизно на порядок значення δA_1 при збудженні на частоті $\omega = k_1$.

Більш ефективним засобом вилучення похибки від поступальної вібрації можуть стати алгоритмічні методи компенсації із використанням додаткової інформації від інших давачів (гіроскопів та акселерометрів).

Однім з основних джерел поступальної вібрації є акустичні шуми. Діапазони акустичних шумів в місці установки датчика можуть бути заздалегідь вивчені і враховані при виборі робочої частоти та параметрів вихідного фільтру.

Динамічна похибка від змінної кутової швидкості

Розглянемо рух чутливого елемента мікромеханічного вібраційного гіроскопа з додатковою рамкою на основі, що вчиняє кутову вібрацію навколо вимірювальної осі X_3 з частотою λ і амплітудою Ω_0 . Рух чутливого елемента буде визначатися системою диференціальних рівнянь (2), де $\Omega = \Omega_0 \cos(\lambda t) = \text{Re}\{\Omega_0 e^{i\lambda t}\}$. Якщо амплітуда кутових вібрацій набагато менша за нижню парціальну частоту ($\Omega_0 \ll k_2$) і впливом коливань по координаті x_1 на коливання чутливого елемента по координаті x_2 знехтувати у порівнянні з силами від системи збудження (що має місце на практиці), то система (1) набуде вигляду

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1\dot{x}_1 + k_1^2x_1 = 2\Omega\dot{x}_2 + \dot{\Omega}x_2, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2\dot{x}_2 + k_2^2x_2 = q_2 \cos(\omega t). \end{cases}$$

Часткове рішення відносно змінної x_1 буде

$$x_1(t) = A_{11} \sin[(\omega + \lambda)t + \varphi_{11}] + A_{12} \sin[(\omega - \lambda)t + \varphi_{12}], \quad (9)$$

$$A_{11,12} = \frac{\Omega_0 q_2 (2\omega \pm \lambda)}{2\sqrt{\left\{ \left[k_1^2 - (\omega \pm \lambda)^2 \right]^2 + 4h_1(\omega \pm \lambda) \right\} \left\{ (k_2^2 - \omega^2)^2 + 4h_2\omega^2 \right\}}}$$

Тут початкові фази $\varphi_{11,12}$ можуть бути розраховані за формулами

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\varphi_{11}) &= -\frac{2\omega \left[h_1(1+\nu)(k_2^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - (1+\nu)^2\omega^2) \right]}{k_1^2(k_2^2 - \omega^2) - (1+\nu)\omega^2 \left[4h_1h_2 + (1+\nu)(k_2^2 - \omega^2) \right]}, \\ \operatorname{tg}(\varphi_{12}) &= -\frac{2\omega \left[h_1(\nu-1)(\omega^2 - k_2^2) + h_2(k_1^2 - (\nu-1)^2\omega^2) \right]}{k_1^2(k_2^2 - \omega^2) + (\nu-1)\omega^2 \left[4h_1h_2 - (\nu-1)(k_2^2 - \omega^2) \right]}, \end{aligned}$$

де $\nu = \lambda/\omega$.

Якщо у виразі (9) прийняти частоту вібрації $\lambda = 0$, то здобудемо амплітуду коливань інерційної маси, які викликані постійною кутовою швидкістю. Після процесу демодуляції відносна похибка вимірювання кутової швидкості по амплітуді буде визначатися за формулою

$$\begin{aligned} \delta\Omega &= \frac{\nu^2}{2} \delta\omega^2 \left[\delta k^4 \delta\omega^6 + 4Q^4 (\delta k^2 - \delta\omega^2)^2 (\delta k^2 + \delta\omega^2) - \right. \\ &\quad \left. - 2Q^2 \delta k^2 \delta\omega^2 (\delta k^4 + 2\delta k^2 \delta\omega^2 - \delta\omega^4) \right] \left[\delta k^2 \delta\omega^4 + Q^2 (\delta k^2 - \delta\omega^2)^2 \right]^{-2}. \end{aligned} \quad (10)$$

У виразі (10) запроваджені наступні позначення: Q - добротність коливань чутливого елемента, $\nu = \lambda/\omega$ - відносний рівень кутової вібрації, $\delta k = k_1/k_2$ - відношення парціальних частот, $\delta\omega = \omega/k_2$ - відносна частота збудження. Формула (10) може бути використана для розрахунку ширини полоси пропускання по кутовій швидкості та її оптимізації.

Вплив зміну температури на динаміку чутливого елемента

Однією з основних причин виникнення нестабільності масштабного коефіцієнта у мікромеханічних гіроскопах є зміна температури оточуючого чутливого елемента середовища. Зміна температури середовища приводить до зміни температури елементів приладу. При рівномірному прогріві чутливого елемента змінюються жорсткості елементів пружних підвісів і змінюється демпфірування. Зміна жорсткості пружних елементів задається зміною модуля пружності їхнього матеріалу в формі

$$E = E_0(1 + \alpha_E \Delta T),$$

де α_E - температурний коефіцієнт модуля пружності матеріалу; ΔT - зміна температури; E_0 - значення модуля пружності матеріалу при початковій температурі.

Іншим проявом впливу зміни температури оточуючої чутливого елемента середовища на його динаміку є зміна динамічної в'язкості газу, що призводить до зміни демпфірування в системі. Залежність коефіцієнта демпфірування від температури має вигляд ([5])

$$h = h_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^\mu, \quad (11)$$

де h і h_0 - коефіцієнти демпфірування при температурах T і T_0 відповідно; μ - константа, що для водню становить $\mu = 0,678$. Якщо покласти $T = T_0 + \Delta T$, то для малих змін температури ΔT

$$h \approx h_0(1 + \alpha_h \Delta T),$$

де $\alpha_h = \mu/T_0$ - температурний коефіцієнт для демпфірування.

У цьому випадку відносна похибка вимірювання кутової швидкості розраховується за формулою

$$\delta\Omega = \Delta T \left\{ -2\alpha_h + \frac{(\delta k^2 - \delta\omega^2)[(\alpha_h - \alpha_E)\delta k^2 - \alpha_h\delta\omega^2]}{\delta k^4 + \delta\omega^4 + 2\delta k^2\delta\omega^2(2\zeta^2 - 1)} + \frac{(\delta\omega^2 - 1)[\alpha_E + \alpha_h(\delta\omega^2 - 1)]}{1 + \delta\omega^4 + 2\delta\omega^2(2\zeta^2 - 1)} \right\}, \quad (12)$$

де ΔT - зміна температури в градусах, ζ - відносний коефіцієнт демпфіювання. Аналіз виразу (12) показав, що для заданого коефіцієнта α_E може бути розраховано таке значення α_h , яке обертає до нуля відносну похибку $\delta\Omega$:

$$\alpha_h^* = -\alpha_k \frac{(\delta k^2 - \delta\omega^2)(\delta\omega^2 - 1)[\delta\omega^2 + \delta k^2(\delta\omega^2 - 2)] + 4\delta k^2\delta\omega^2\zeta^2(1 + \delta k^2 - 2\delta\omega^2)}{8\delta k^2\delta\omega^2\zeta^2[1 + \delta\omega^4 + 2(2\zeta^2 - 1)]}. \quad (13)$$

Відповідно до формули (12) ми можемо змінювати значення коефіцієнта α_h за допомогою вибору робочого рівня температури T_0^* у системі температурної стабілізації:

$$T_0^* = \frac{\mu}{\alpha_h^*}. \quad (14)$$

Таким чином, за допомогою вибору робочого рівня температури у відповідності до (14), можна значно знизити вимоги до системи температурної стабілізації мікромеханічного гіроскопа.

Висновки

Наведений вище аналіз динаміки чутливого елемента мікромеханічного вібраційного гіроскопа з додатковою рамкою на основі, яка обертається, показав наступне:

- власні частоти чутливого елемента залежать від переносної кутової швидкості, і ця залежність близька до квадратичної або лінійної;
- максимальний коефіцієнт передачі по кутовій швидкості досягається при збудженні коливань чутливого елемента на власній частоті первинних коливань;
- максимальне зниження чутливості приладу до поступальної вібрації досягається при збудженні його на парціальній частоті первинних коливань;
- вимоги до системи температурної стабілізації можна значно зменшити за допомогою відповідного вибору робочої температури.

Список літератури

1. Boxenhorn B. *Planar inertial sensor*. The Charles Stark Draper Laboratory, Inc., Cambridge, Mass., U. S. Patent N 4598585. Заявл. 19.03. 84., опубл. 8.07. 86.
2. M. S. Kranz, G. K. Fedder. *Micromechanical Vibratory Rate Gyroscopes Fabricated in Conventional CMOS*. Symposium Gyro Technology 1997, Stuttgart, Germany, September 16/17, 1997.
3. W. Geiger, B. Folkmer, H. Sandmaier, W. Lang. *Improved Rate Gyroscopes Designed for fabrication by Modern Deep Silicon Etching*. Symposium Gyro Technology 1997, Stuttgart, Germany, September 16/17, 1997.
4. Збруцкий А.В., Апостолок В.А. *Динамика чувствительного элемента микромеханического гироскопа с дополнительной рамкой* // "Гироскопия и навигация". - Санкт-Петербург: ЦНИИ "Электроприбор". - 1998. - № 3(22). - С. 13-23.
5. Пельпор Д.С., Матвеев В.А., Арсеньев В.Д. *Динамически настраиваемые гироскопы (теория и конструкция)*. - М.: "Машиностроение", 1988..

Рекомендована до опублікування Радою Науково-аналітичного центра критичних технологій навігаційного приладобудування при НТУУ "КПІ".