Мінімізація зміщення нуля МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет аеронавігації електроніки та телекомунікацій
Кафедра аерокосмічних систем управління

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
Мельник Ю.В.
“_____”_________ 20___р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)
ВИПУСКНИКА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ
“МАГІСТР”
Спеціальність 151 «Автоматизація та комп’ютерно-інтегровані технології»

Тема**:**

Мінімізація зміщення нуля вібраційного гіроскопа шляхом керування положенням вібраційної хвилі

Виконавець**:**
Костюков Микола Олександрович

Керівник:
Чиковані Валерій Валеріанович

Нормоконтролер**:**

Дивнич Микола Полікарпович

Консультант з «Охорони навколишнього середовища»

Козлітін Сергій Олексійович

Консультант з «Охорони навколишнього середовища»:

Дмитруха Тетяна Іллівна

Київ 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет аеронавігації електроніки та телекомунікацій
Кафедра аерокосмічних систем управління
Спеціальність 151 «Автоматизація та комп’ютерно-інтегровані технології»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

Мельник Ю.В.

«_____»________20__ р.

ЗАВДАННЯ
на виконання кваліфікаційної роботи

Костюкова Миколи Олександровича

1. Тема кваліфікаційної роботи

Мінімізація зміщення нуля вібраційного гіроскопа шляхом керування положенням вібраційної хвилі

затверджена наказом ректора від 15.09.2023 №1810/ст.

2. Термін виконання роботи: з 02.10.23 по 31.12.23

3. Вихідні дані до роботи

4. Зміст пояснювальної записки:

Принцип роботи вібраційного гіроскопа у режимі датчика кутової швидкості, зміщення нуля вібраційних гіроскопів, мінімізацій зміщення нуля вібраційного гіроскопа, охорона навколишнього середовища, висновки

5. Перелік ілюстративного матеріалу презентації:

таблиці, рисунки, графіки, презентація результатів роботи в PowerPoint.

6. Календарний план-графік

№ з/п	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання

1	Ознайомлення з літературою	1.09-15.09	
2	Огляд вібраційних гіроскопів та написання першого розділу	18.09-2.10	
3	Ознайомлення з дослідженнями нульового сигналу гіроскопів	3.10-16.10	
4	Дослідження зміщення нуля вібраційного гіроскопа і написання 2 розділу	17.10-25.10	
5	Використання методу керування положення вібраційної хвилі для мінімізації зміщення нуля	25.10-14.11	
6	Написання 3 розділу та висновків	15.11-28.11	
7	Оформлення дипломної роботи та підготовка презентації.	28.11-15.12	

7. Консультанти з окремих розділів кваліфікаційної роботи

Назва розділу роботи		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Консультант старший викладач Козлітін Сергій Олексійович		
Охорона навколишнього середовища	Консультант Дмитруха Тетяна Іллівна		

8. Дата видачі завдання: 02.10 “ 2023 р.”

Керівник кваліфікаційної роботи ____________________ Чиковані В.В.

(підпис керівника) (П.І.Б.)

Завдання прийняв до виконання ____________________ Костюков М.О.

(підпис випускника) (П.І.Б.)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи «Моделі похибок вібраційних гіроскопів та методики їх визначення» містить: 103 с., 54 рис., 3 табл. та 103 літературних джерел.

Об’єкт дослідження – вібраційні гіроскопи.

Предмет дослідження – визначення нуля зміщення та методи мінімазації.

Мета дипломної роботи – дослідити мінімізацію нуля зміщення вібраційного гіроскопа шляхом керування положенням вібраційної хвилі.

Методи дослідження – огляд літератури, теоретичні розрахування, експериментальні виміри, обробка результатів експериментів.

З отриманих результатів можна зробити висновок, що зменшення зміщення нуля гіроскопа можна використовувати різні методи чисельного рішення рівнянь таких як метод спроб і помилок або метод розподілу відрізка навпіл.

Матеріали дипломної роботи рекомендується використовувати при оцінці точності гіроскопів після його виготовлення, для визначення його параметрів.

Ключові слова: МЕТАЛЕВИЙ РЕЗОНАТОР, МЕМС ГІРОСКОП, НУЛЬ ЗМІЩЕННЯ, МІНІМІЗАЦІЯ НУЛЯ.

ЗМІСТ

ВСТУП

Гіроскоп — це інерційний датчик, який використовується для вимірювання або контролю орієнтації та швидкості обертання тіла. На початку 17 століття люди час від часу використовували обертові масові об'єкти для навігації. Концепція обертового масового гіроскопа була вперше розроблена французьким вченим Жаном Бернаром Леоном Фуко в 1852 році [1]. Наприкінці 18 століття використання гіроскопа поширилося на навігацію суден у морі. На початку 20-го століття традиційний обертовий масовий гіроскоп почав використовуватися в літаках [2]. У 1960-х роках було введено концепцію оптичних лазерів для гіроскопів, які забезпечили вищу точність і кращу чутливість і зробили величезний стрибок вперед для аерокосмічних і військових застосувань [3] . Однак витрати, пов'язані з оптичними гіроскопами, були досить високими, і це стало мотивацією для розробки вібраційних гіроскопів з мікроелектромеханічними системами (МЕМС). За останні кілька десятиліть було розроблено велику кількість гіроскопічних технологій МЕМС з високою чутливістю, високим масштабним коефіцієнтом і зниженими витратами на виготовлення [4].

Сьогодні в нашому повсякденному житті смарт-пристрої зазвичай використовуються для відстеження, а для їх навігації потрібні системи глобального позиціонування, такі як мобільні телефони, розумні годинники та транспортні засоби. Навігаційні системи містять інерційні вимірювальні пристрої (IMU) [5], які встановлені в інтелектуальних електронних пристроях [6]. IMU зазвичай складається з кількох інерційних датчиків, включаючи гіроскоп, акселерометр і магнітометри. Усі ці датчики працюють за різними науковими принципами: гіроскоп — це інерційний датчик обертального руху, який виявляє зміну положення під час обертання, акселерометр — датчик поступального руху, який виявляє лінійне прискорення [7], а магнітометр дає вказівки в система координат [8].

Метою роботи є визначити мінімізацію нуля та дослідити методи мінімізації зміщення нуля вібраційного гіроскопа.

Завдання роботи:

- визначити основну конструкцію вібраційних гіроскопів;
- розглянути види МЕМС-гіроскопів;
- проаналізувати дрейф нульового сигналу, який викликаний нелінійною вібрацією;
- дослідити залежності зміщення нуля від температури;
- розглянути методи мінімізації зміщення нуля;
- долідити мінімізацію зміщення нуля вібраційного гіроскопа шляхом керування положенням вібраційної хвилі.

РОЗДІЛ 1

ПРИНЦИП РОБОТИ ВІБРАЦІЙНОГО ГІРОСКОПА У РЕЖИМІ ДАТЧИКА КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ

1.1. Основи вібраційних гіроскопів

Основний принцип вібраційного гіроскопа МЕМС складається з двох робочих режимів вібрації: один — це режим руху, який забезпечує постійну та безперервну вібрацію вздовж осі руху, а інший — це режим вимірювання, який виявляє рух вібрації вздовж вимірювальної частини осі при забезпеченні зовнішнього обертання.

1.1.1 Базова архітектура

Більшість вібраційних гіроскопів МЕМС мають пробну масу « m » з двома ортогональними ступенями свободи, вертикальною та горизонтальною. Коли гіроскоп безперервно вібрує на резонансній частоті в одному напрямку, коливання в ортогональному напрямку відсутні, поки в гіроскопі не відбудеться зовнішнє обертання. Коли відбулося зовнішнє обертання, це обертання викликає зміщення енергії першої вібрації в ортогональному напрямку через ефект Коріоліса [12]. Найпростіша схема коливальної системи з двома ступенями свободи показана на рис.1.1.

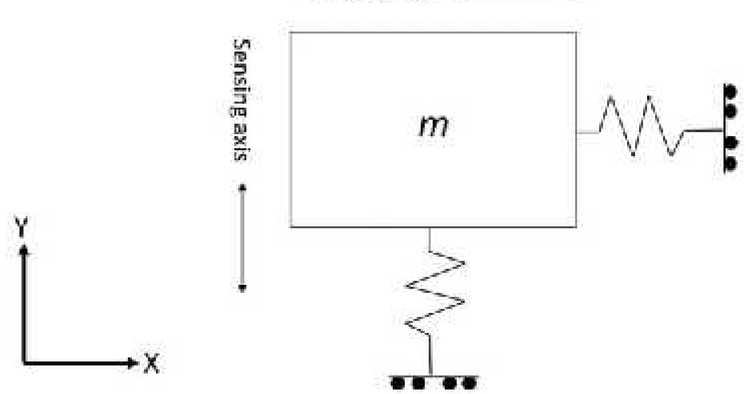


Рисунок 1.1. Просте зображення коливальної системи пробної маси

Найпростіші рівняння руху двох ступенів свободи для вібраційних гіроскопів МЕМС і рівняння сили Коріоліса:

$$m\frac{d^2x}{dt^2}+c\frac{d}{d}+k\quad=F_D+2m\quad\frac{d}{d}\ \#(1.1)$$

Відповідь вимірювальної моди, як правило, дуже мала за величиною порівняно з відповіддю моди збудження коливань, тому сила Коріоліса $2m\quad\frac{d}{d}$ стане незначною і рівняння (1.1) можна записати

$$m\frac{d^2x}{dt^2}+c\frac{d}{d}+k\quad=F_D\#(1.2)$$

$$m\frac{d^2y}{dt^2}+c\frac{d}{d}+k\quad=F_S-F_C\#(1.3)$$

$$F_C=-2m\quad\frac{d}{d}\#(1.4)$$

де F_D, F_S, F_C - рушійна, чутлива та коріолісова сили відповідно, m – інерційна маса, x – переміщення рушійного руху, y – зміщення руху, що вимірюється, c – коефіцієнт демпфування, k – константа жорсткості та Ω – швидкість зовнішнього обертання.

Найпростіша конструкція вібраційного гіроскопа МЕМС показана на рис 1.2., з тестовою масою, розміщеною над підкладкою, керуючим і вимірювальними електродами, а також системою підвісної опорної балки з чотирма фіксованими опорними стовпами [13]. Система збудження складається з електродів, що забезпечують коливання з певною амплітудою, і вимірювальної системи, яка складається з детектора сили Коріоліса. Тестова маса стає осцилятором, коли збуджені електроди забезпечують постійний і безперервний імпульс уздовж напрямку збудженої осі. Та сама пробна маса при зовнішньому обертанні змінює свій коливальний рух в ортогональному напрямку ведучої осі. Вимірювальні електроди на ортогональній осі виявляють силу Коріоліса, яка створюється сумішшю рушійного моменту та зовнішнього обертання.

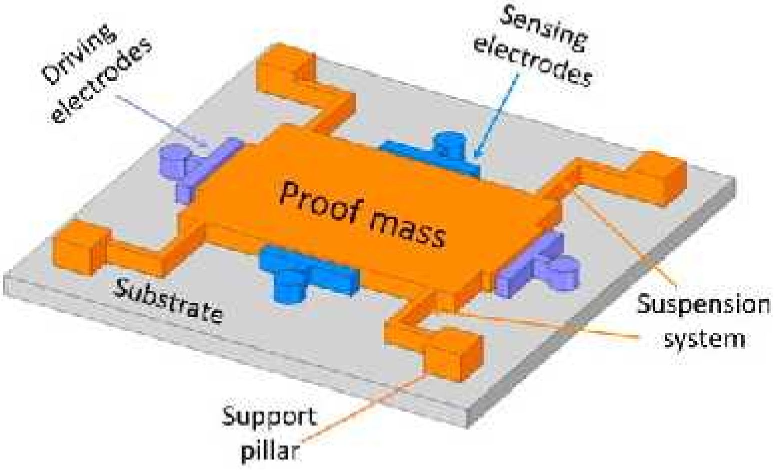


Рисунок 1.2. Схематична архітектура вібраційного гіроскопа з тестовою масою.

1.1.2. Робота в режимі збудження коливань

Багато вібраційних гіроскопів МЕМС включають комбінацію пробних мас із пружинною системою для формування схеми резонатора з одним ступенем свободи, як показано на рис.1.3.

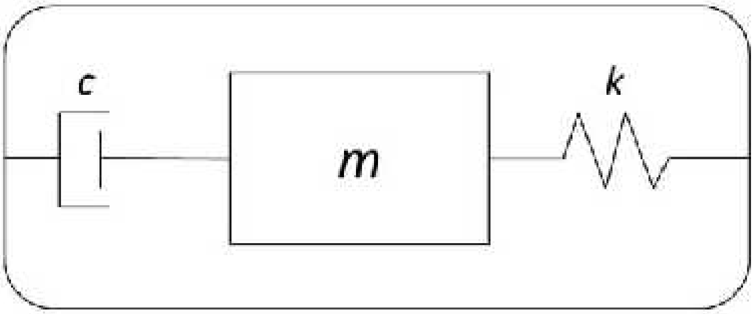


Рисунок 1.3. Типовий резонатор з одним ступенем свободи

Рівняння руху для одного ступеня свободи:

$$m\frac{d^2x}{dt^2}+c\frac{d}{d}+k \quad = F \#(1.5)$$

$$\zeta=\frac{c}{c_c}=\frac{c}{2\sqrt{k}} \#(1.6)$$

$$\omega_n=\sqrt{\frac{k}{m}} \#(1.7)$$

де m – тестова маса, c – константа демпфування, k – константа жорсткості, c_c – константа критичного демпфування, ω_n – власна частота, ζ – коефіцієнт демпфуваня.

Підставляючи в рівняння власну частоту і коефіцієнт демпфування, що є відношенням демпфування до критичного демпфування, рівняння руху для системи з одним ступенем свободи має вигляд:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\omega_n\zeta\frac{d}{d} + \omega_n^2 x = \frac{F}{m} \#(1.8)$$

Сила Коріоліса базується на законі збереження імпульсу. Для вібраційного гіроскопа потрібні чутливі механічні частини, підвішені на підкладці, які створюють імпульс у певному напрямку. У вібраційних гіроскопах МЕМС система осциляторів повинна бути включена разом із рушійними електродами, що генерує гармонічне збурення та підтримує цей імпульс вздовж провідної осі. Рівняння руху для збудження задається як:

$$m_D\frac{d^2x}{dt^2} + c_D\frac{d}{d} + k_D x = F_D \sin\omega \quad \#(1.9)$$

Де m_D – рушійна сила, c_D – константа демпфування руху, k_D – константа жорсткості рушійної пружини для резонатора з одним ступенем свободи.

Вібруючу структуру необхідно збудити гармонійно силою $F = F_0 \sin\omega$. Добротність моди збудження коливань Q_D і керуюча резонансна частота ω_D визначає амплітудний відгук для гармонійного збудження та записується як у рівнянні (1.10).

$$x = x_0 \sin(\omega \quad + \varphi) \#(1.10)$$

$$x_0 = \frac{F_0}{k\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_D}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{\omega}{Q_D\omega_D}\right)^2}} \#(1.11)$$

$$\omega_D = \sqrt{\frac{k_D}{m_D}} \#(1.12)$$

$$Q_D = \frac{m_D\omega_D}{c_D} \#(1.13)$$

Добротність та масштабний коефіцієнт є важливими параметрами для опису ефективності та продуктивності гіроскопа, і вони мають вирішальне значення для підтримки стабільної резонансної амплітуди руху, оскільки добротність та масштабний коефіцієнт прямо пропорційні заданій амплітуді. Амплітуду резонансної частоти в режимі керування можна описати як у рівнянні (1.14).

$$x_0 = \frac{Q_D F_D}{m_D \omega_D^2} \#(1.14)$$

1.1.3. Робота моди, що вимірюється

Робота моди, що вимірюється залежить від ефекту Коріоліса. Сила Коріоліса F_C потребує роботи в режимі збудження коливань, що призводить до безперервної вібрації тестової маси на заданій резонансній частоті через збуджені електроди вздовж збужденої осі. Коли гіроскоп піддається обертанню, розвинена сила Коріоліса збуджує систему вимірювання, як зазначено в рівнянні (1.4).

Система моди вимірювання також має резонатор з одним ступенем свободи, подібно до системи керуючого режиму. Щоб зрозуміти силу Коріоліса, припускається, що система збудження коливань вібрує на резонансній частоті збудження зі стабільною амплітудою збудження x_0. Амплітуда збудження задана як $x = x_0 \sin(\omega \quad + \varphi)$. Рівняння сили Коріоліса виглядає так:

$$F_C = -2 m_C \Omega x_0 \omega_D \cos(\omega_D t + \varphi_D) \#(1.15)$$

У системі з однією масою для досягнення постійного масштабного коефіцієнта амплітуда сили Коріоліса прямо пропорційна амплітуді руху. Рівняння руху для резонатора з одним ступенем свободи для системи сенсорного режиму:

$$m_S \frac{d^2 y}{dt^2} + c_S \frac{d}{d} + k_S y = -2 m_C x_0 \omega_D \Omega \cos(\omega_D t + \varphi_D) \#(1.16)$$

Добротність режиму вимірювання Q_S і вимірювання резонансної частоти ω_S визначає амплітуду моди, що вимірюється:

$$y_0 = \left(\frac{\Omega m_C \omega_D}{m_S \omega_S^2}\right) \frac{F_0}{k\sqrt{\left(1-\left(\frac{\omega_D}{\omega_S}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{\omega}{Q_S \omega_S}\right)^2}} \#(1.17)$$

$$\omega_S = \sqrt{\frac{k_S}{m_S}} \#(1.18)$$

$$Q_S = \frac{m_S \omega_S}{c_S} \#(1.19)$$

Найкращий спосіб отримати найвищий коефіцієнт підсилення в режимі вимірювання – узгодити резонансні частоти збудження та вимірювання. Амплітуда резонансної частоти режиму сприйняття тепер зменшена, як у рівнянні (1.20).

$$y_0 = \frac{2\Omega m_C Q_S x_0}{m_S \omega_S} \#(1.20)$$

Чутливість вібраційного гіроскопа до частоти обертання Ω можна підвищити шляхом налаштування різних параметрів для керування ефектом Коріоліса:

1. Збільшити амплітуду x_0.
2. Збільшити масу Коріоліса m_C одночасно зменшуючи чутливу масу m_S.
3. Використовуючи вакуумну упаковку, підвищити добротність датчика Q_S.

1.1.4. Ефективність узгодження мод коливань

Часто розуміють, що узгодження резонансних частот збудження та вимірювання покращує відгук вхідного сигналу кутової швидкості вимірювання [15,16,17]. Однак це приносить і інші проблеми. Загальна система стає дуже чутливою, коли вона працює та відповідає резонансному піку датчика. Отже, різноманітні інші параметри викликають демпфування або небажаний зсув резонансних частот.

Припустімо, що гіроскопічна система з резонансною частотою вимірювання 50 кГц і добротністю вимірювання приблизно 50 000, як показано на рис.1.4, є більш чутливою та схильна до втрати посилення 90% лише за зміщення частоти на 5 Гц. З іншого боку, низька добротність приблизно 5000 втрачає лише 30% посилення при зсуві частоти на 5 Гц. Ми можемо мати більший приріст високої добротності, але пропускна здатність також стає вужчою та різкішою. Це робить систему дуже чутливою до небажаних умов.

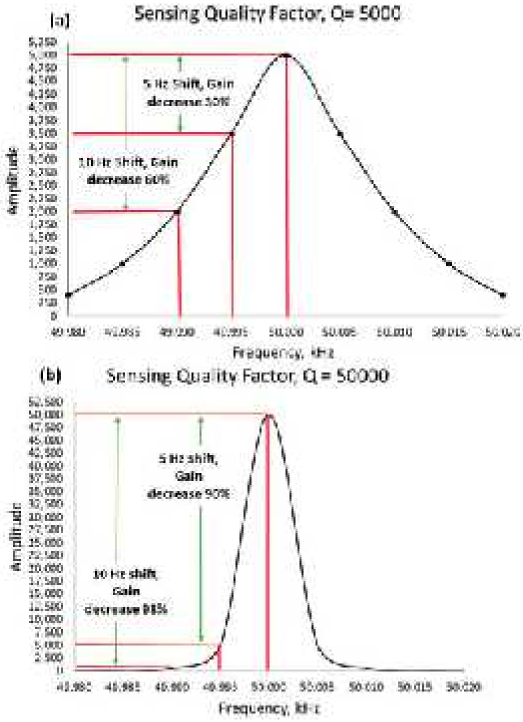


Рисунок 4.1. Зменшення приросту відповіді для низької добротності проти реакції високої добротності визначення фактора. (**a**) показує відповідь на низьку добротність, а (**b**) показує відповідь на високу добротність.

Багато інших факторів сприяють невідповідності між резонансними режимами керування та вимірювання. Недоліки технологій мікрофабрикації загалом позначаються на характеристиках матеріалу та геометрії [18,19]. Різні процеси осадження та травлення впливають на товщину та ширину структур МЕМС. Ці параметри змінюють властивості матеріалу, такі як модуль Юнга, на які впливає процес осадження [20]. Дисбаланс структури, температурний вплив і напруги викликають різкий зсув робочих резонансних частот. Щоб усунути проблему невідповідності режиму, вважається, що він працює далеко від резонансної частоти датчика. Термін називається частотним розділенням і показаний у рівнянні (1.21).

$$\Delta f = f_S - f_D = \frac{1}{2\pi}(\omega_S - \omega_D)\#(1.21)$$

де f_S і f_D – є резонансними частотами вимірювання та збудження відповідно.

Коливання параметрів демпфування також вносять значний внесок у неузгодженість режимів резонансних частот. На рис.1.5 показано , що низьке демпфування забезпечує вищий коефіцієнт посилення, а високе демпфування призводить до дуже низького коефіцієнта посилення. Добротність моди, що вимірюється Q_S необхідно контролювати в дуже тісному вакуумному середовищі. Демпфування також чутливе до зміни температури. Найкращий спосіб досягти хорошої термічної стабільності - це працювати з системою подалі від резонансної частоти.

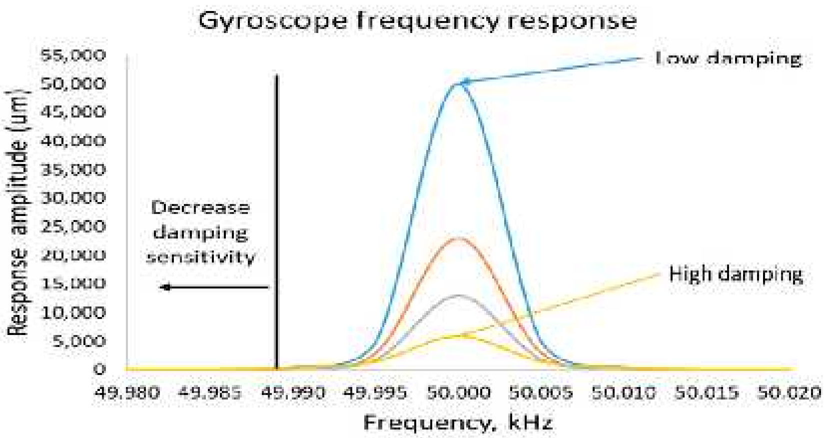


Рисунок 1.5. Чутливість посилення відгуку з точки зору ефекту демпфування

1.2. Вібраційні гіроскопи мікроелектромеханічних систем (МЕМС)

В еволюції технології інтегральних схем (ІС) мініатюризація датчиків мікроелектромеханічної системи зіграла значну роль у зменшенні розмірів пристроїв. Попит на вібраційні гіроскопи МЕМС у сенсорних додатках значно зріс через їх малий і компактний розмір, енергоефективність, загальну низьку вартість виготовлення, високу продуктивність і чутливість, а також серійне виготовлення [21] . Були проведені вичерпні дослідження багатьох типів гіроскопів, таких як двовісні, багатоосьові, одноосьові, одномасові, двомасові та роз’єднані гіроскопи. Гіроскоп MEMC працює на різних механізмах. Найбільш поширеними механізмами є електростатичні [22,23] і п’єзоелектричні [24,25] порівняно з електромагнітними [26] і електротермічними [27] механізмами. У останніх розробках було виявлено, що деякі ключові конструкції гіроскопів, такі як вібраційне кільце, камертон, роз’єднані та подвійні маси [28], є найпопулярнішими структурами гіроскопів [29]. У цьому розділі розглядаються чотири основні типи вібраційних гіроскопів MEMC.

1.2.1. Карданний гіроскоп

Термін карданний гіроскоп MEMC походить від традиційного шарнірного гіроскопа з обертовим ротором, де ротор, що обертається, встановлено на двох вільно розташованих карданних системах: внутрішній і зовнішній карданних системах. Раніше, у військових застосуваннях, гіроскоп динамічного налаштування та гіроскоп контрольного моменту використовувалися для підтримки та вимірювання руху супутників [30]. Однак наприкінці 1980-х лабораторія Дрейпера почала дослідження використання вібраційних елементів для гіроскопічних цілей. Перший мікромашинний гіроскоп був розроблений лабораторією Draper у 1988 році [31] . Boxenhorn та ін. продемонстрував перший новий мікромашинний гіроскоп, в якому не було обертової частини. Конструкція гіроскопа була побудована на двох карданних системах: одна була зовнішньою, а інша – внутрішньою. На внутрішньому кардані була встановлена вертикальна планка. Внутрішній кардан був вимірювальним елементом, тоді як зовнішній кардан був прикріплений до двигуна. Обидва карданних підвіси були з’єднані через ортогональні згинальні шарніри; зовнішній кардан використовувався для вібрації на заданій частоті, і внутрішній кардан був достатньо чутливим для виявлення обертального руху при будь-якому зовнішньому обертанні. Крім того, вони виготовили кремнієвий монолітний мікромеханічний гіроскоп. Усі конструктивні елементи були виготовлені на одній підкладці, що стало початком масового виробництва цього малогабаритного вібраційного гіроскопа. Розміри карданної конструкції становили 350 мкм × 500 мкм. Зовнішній підвіс приводився в електростатичний рух електродами із заданою амплітудою. Цей рух передавався на внутрішній шарнір, змушуючи інерційний елемент коливатися. Коли до гіроскопа було застосовано обертання, сила Коріоліса зміщувала внутрішнє коливання карданного шарніра до слабкої осі з однаковою амплітудою частоти руху. Вихідний рух внутрішнього карданного підвісу реєструвався ємнісним способом за допомогою вимірювальних електродів, розміщених поблизу конструкції підвісу. Схематична діаграма карданного гіроскопа з мікромашинами показана на рис 1.6 [32].

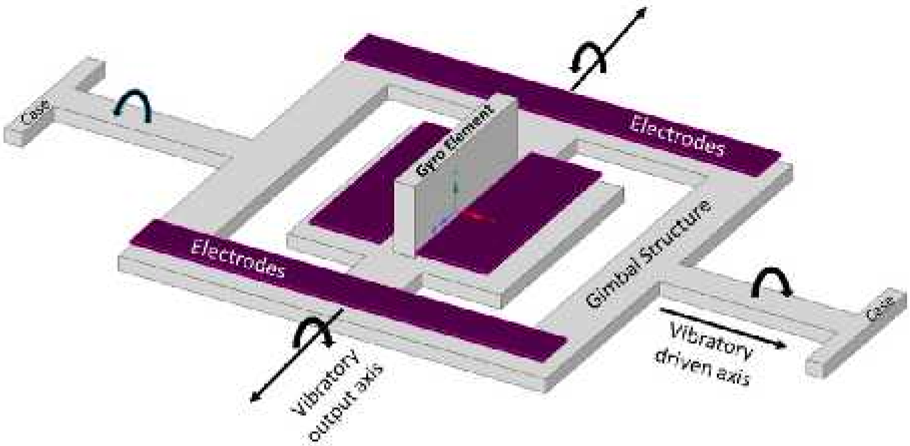


Рисунок 1.6. Принципова діаграма карданного гіроскопа з мікромашинами лабораторії Draper

У 1996 році лабораторія Draper розробила третій етап розробки вібраційного колеса на карданному гіроскопі (VWOG). Концепція мала вібруюче колесо діаметром приблизно 1 мм при заданому резонансі. Вся конструкція була підвішена на підкладці з пірекса. Зовнішнє кільце конструкції колеса вважалося пробною масою, і там були фіксовані гребінки статора, прикріплені до підкладки, і кілька гребінців, прикріплених до колеса. Конструкція колеса мала чотири балки, підвішені над підкладкою, і була прикріплена до підкладки по центру. Конструкція колеса була оточена електродами, і ці електроди використовувалися для збудження кільця колеса. Під час роботи колесо вібрувало синусоїдально, прикладаючи рушійну напругу до нерухомих гребінок статора. Коли обертання було застосовано до гіроскопа, сила Коріоліса зсунула рушійний рух до вихідної осі. Цей рух було виявлено пластинами конденсатора, розташованими під конструкцією колеса та на підкладці Pyrex. Конструкція показала чудові перспективи щодо вимірювання, і швидкість вимірювання була кращою, ніж 0,1 град/с у смузі пропускання 60 Гц [33] у порівнянні з камертонним гіроскопом лабораторії Draper [34].

Гейгер та ін. продемонстрував новий високопродуктивний, недорогий мікромашинний гіроскоп зі швидкістю обертання [35]. Концепція цього гіроскопа полягала в поєднанні подвійного карданного та гребінчастого гіроскопа для первинного та вторинного коливань. Гіроскоп показав багатообіцяючі результати випробувань, оскільки випадкове блукання кута (ARW) було виміряно на рівні 0,14 град/год, а стабільність зсуву була зафіксована на рівні 65 град/год. Структура пристрою складалася з гребінчастих приводів, чотирьох фіксованих гребінчастих електродів, вторинного генератора та електродів виявлення, розміщених над підкладкою. Гребінчасті приводи використовувалися для забезпечення обертального руху вздовж осі z за допомогою електростатичного збудження. Інші фіксовані гребінчасті електроди відчули основний обертальний рух. Сила Коріоліса виникла, коли пристрій обертався вздовж осі x . Сила Коріоліса була використана для створення іншого обертального руху вздовж осі y ; отже, структура вторинного осцилятора рухалася з силою Коріоліса. Рух реєструвався ємнісним електродом, розміщеним над підкладкою.

Гіроскоп МЕМС був створений з двома карданними структурами, внутрішнім і зовнішнім карданним механізмом, і міг працювати при атмосферному тиску [36]. Як внутрішній, так і зовнішній шарніри були вирівняні відповідно з внутрішньою та зовнішньою котушками. Вся конструкція підвісу підтримувалася торсіонними балками, які були розміщені перпендикулярно до конструкції підвісу. Внутрішні котушки зі струмом коливали внутрішній підвіс із заданою резонансною частотою навколо торсіонів. Зовнішній підвіс перебував у стабільному стані, оскільки коливання внутрішнього підвісу були паралельні торсіонам зовнішнього підвісу. Сила Коріоліса генерувалася в центрі маси, коли кутова швидкість прикладалася перпендикулярно. Сила Коріоліса була використана для початку коливань зовнішнього шарніра; згодом зовнішні котушки створювали електрорушійну силу для визначення напруги.

Дві структури гіроскопа MEMC, що містять сплав Ni–Fe, були виготовлені з використанням процесу UV-LIGA на основі SU-8 [37]. Автори стверджували, що за допомогою цього процесу подолали недоліки процесу мікрообробки. Спочатку шар нікелю товщиною 8 мкм був нанесений як структурний шар. Однак нікелевий матеріал схильний до залишкових напруг, і розвинуті напруги призвели до того, що структурний шар вигинається та торкається електрода, розміщеного під конструкцією пристрою. Ця проблема викривлення структурного шару призвела до того, що пристрій скоротився під час торкання нижніх електродів. Для вирішення цієї проблеми використовувався сплав 70% Ni, 15% Fe та 10% сплаву Ni–Fe на основі C, щоб уникнути вигину структурного шару. Схематична діаграма гіроскопа MEM з карданним кріпленням Ni–Fe показана на рис 1.7.

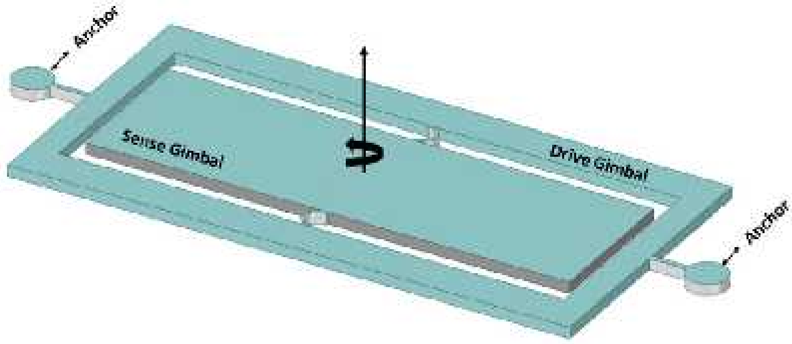


Рисунок 1.7. Гіроскоп із двома карданними системами на основі сплаву Ni–Fe.

Лі та ін. досліджував масштабний коефіцієнт і похибку лінійності, використовуючи різні форми та маси для карданних гіроскопів [38]. У цьому дослідженні було розглянуто різну кількість форм і мас, а конструкції показано на рис.1.8. Масштабний коефіцієнт і похибка лінійності були виділені зміною ємності з різними формами карданних гіроскопів. Різні проекти показали різні результати; наприклад, структура круглої форми забезпечує високий коефіцієнт масштабування порівняно з іншими. Однак кругла форма не забезпечувала належної похибки лінійності. Структура шестикутної форми отримала найменшу похибку лінійності та прийнятний масштабний коефіцієнт, що робить її більш здійсненною та стабільною конструкцією для гіроскопів МЕМС.

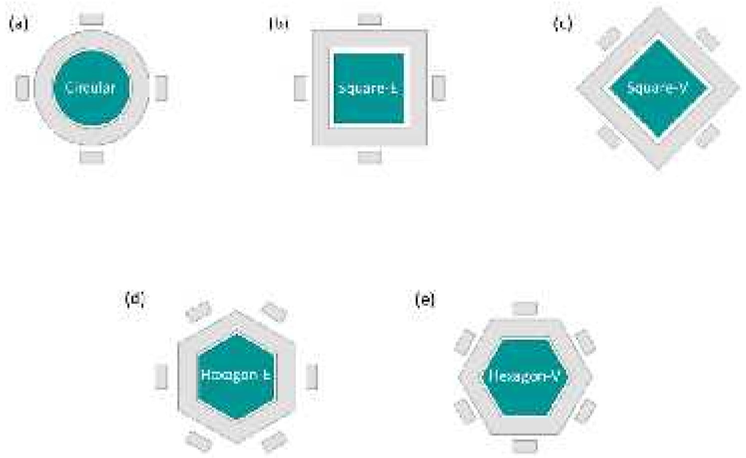


Рисунок 1.8. Дослідження різних форм вібраційного колеса МЕМС на карданному гіроскопі. (**a**) кругова (**b**) квадратна грань (**c**) квадратна вершина (**d**) шестигранна грань (**e**) шестикутна вершина.

1.2.2. Камертонні гіроскопи

Камертонні гіроскопи є однією з найпопулярніших конструкцій МЕМС-гіроскопів. Ці конструкції мають дві ідентичні маси, що рухаються з однаковою амплітудою, але в протилежних напрямках [39]. Коли відбувається обертальний рух, перпендикулярний ведучій осі, цей рух створює силу Коріоліса, яка зміщує рушійний рух у бік чутливої осі. Механізм збудження та втиірювання, що використовує електростатичну активацію та ємнісне вимірювання, відповідно, забезпечує підвищені рівні вимірювання порівняно з іншими конструкціями [40]. Схематична ілюстрація робочої операції гіроскопа камертона МЕМС показана на рис.1.9.

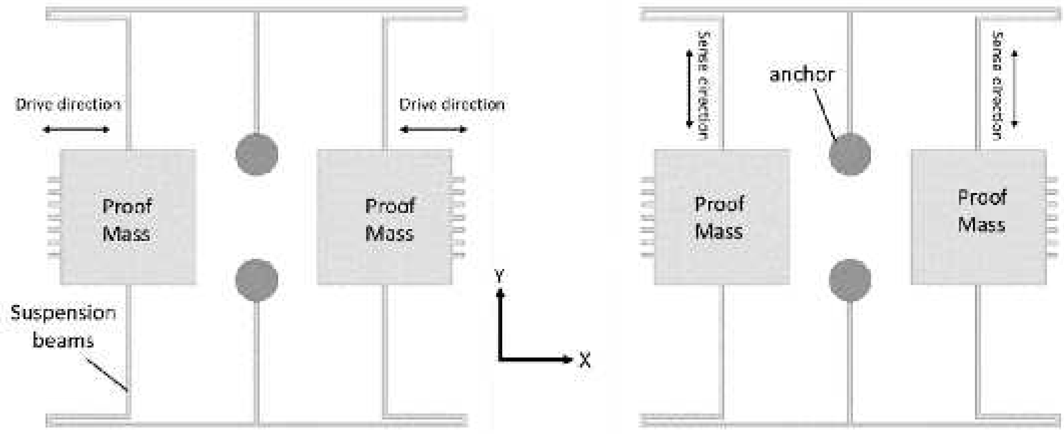


Рисунок 1.9. Робоча робота основного гіроскопа камертону МЕМС.

У 1993 році був розроблений перший мікромашинний камертонний гіроскоп із використанням технології електроформування нікелю, полікремнію з реактивним іонним травленням і технології монокристалічного кремнію на склі. Розмір гіроскопа становив 1 мм, а метою було досягти стабільності зсуву менше 100 град/год. Спочатку були розглянуті всі три технології виготовлення; однак лише один був обраний через хороші результати виготовлення. Технологія гальванічного формування нікелю зменшила розмір елемента до 6 мкм, але через низьку якість і можливу втому, пов’язану з нікелевим матеріалом, від неї відмовилися через проблеми з викривленням і втомою. Виготовлення кремнію на склі забезпечувало дуже низьку паразитну ємність, але вона була обмежена симетричними дротами. Реактивне іонне травлення полікремнієвим матеріалом забезпечувало чудові властивості, такі як низька швидкість корозії та хороша термічна стабільність, тому було обрано як технологію виготовлення. Камертонний гіроскоп мав дві пробні маси з перфорацією; обидві маси рухалися на заданій резонансній частоті, але в протилежних напрямках. Коли гіроскоп обертається, одна пробна маса піднімається вгору, а інша опускається. Вимірювальні електроди, розміщені під пробними масами, ємнісно відчули зміну переміщення. Було досягнуто масштабного коефіцієнта 90 мВ/град/с. Роздільна здатність становила 0,1 град/с, а стабільність зміщення становила 0,2 град/с у смузі пропускання 1 Гц.

Че та ін. виготовив новий камертонний гіроскоп, використовуючи технологію з’єднання кремнію та глибокого реактивного іонного травлення (DRIE) [41]. Гіроскоп мав дві симетричні пробні маси з кількома керуючими та сенсорними смугами. Повна конструкція підтримувалася чотирма анкерами, з’єднаними пружинними балками, розміщеними на скляній підкладці. Гіроскоп працював електростатично, а обертальний рух реєструвався ємнісним способом при атмосферному тиску. Гіроскоп було випробувано, і спостерігалося значне розбіжність режимів 0,12 кГц між модами збудження коливань та вимірювання. Частота керування становила приблизно 2,87 кГц, частота вимірювання – 2,99 кГц, а коефіцієнти якості становили 804 і 789 для частоти збуджування та вимірювання відповідно.

Високоякісний монокристалічний кремній МЕМС з високою роздільною здатністю на ізоляторному камертонному гіроскопі був продемонстрований у [42]. Гіроскоп мав дві пробні маси, які спрацьовували електростатично, рухаючи електроди на заданій резонансній частоті вздовж осі x . Сила Коріоліса була індукована, коли пристрій зазнав обертального руху навколо осі z , і це обертання реєструвалося ємнісними електродами вздовж осі y . Схематичний вигляд високоякісного камертонного гіроскопа МЕМС показано на рис.1.10. Ця конструкція досягла високої добротності 81 000 для моди збудження коливань та 64 000 для режиму вимірювання. Структура гіроскопа була виготовлена на монокристалі кремнію розміром 40 мкм на ізоляторній пластині. Для виготовлення гіроскопа був прийнятий найпростіший процес із двома масками. Структурний шар рухомих об’єктів і гребінчасті електроди спочатку були звільнені від задньої сторони пластини шляхом травлення шару кремнію за допомогою процесу Боша. Реактивне іонне травлення було використано для видалення прихованого шару оксиду, а потім шар з малюнком залишився, щоб нести підвішену структуру. Гіроскоп досяг високої роздільної здатності завдяки електростатичному балансуванню режимів моди збудження коливань та вимірювання шляхом налаштування електродів і досягнення високої добротністю з вимірюванням 1,25 мВ/град/с.

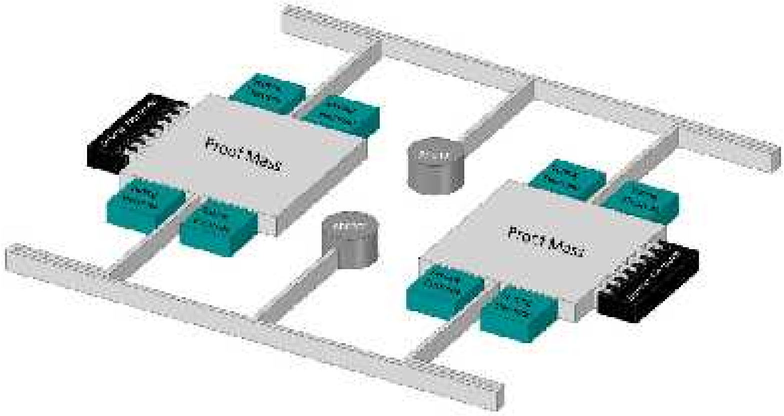


Рисунок 1.10. Принципова схема гіроскопа камертона МЕМС з високою добротністю.

Nguyen та інші розробили камертонний гіроскоп МЕМС по осі z, який мав окремо стоячу конструкцію з демпфуванням при низькій кількості повітря . [43]. Існували різні фактори, які розглядалися для покращення загальної продуктивності гіроскопа, такі як усунення амортизації стиснутої плівки шляхом проектування рушійної та чутливої структури для вібрації в площині та видалення підкладки під структурою гіроскопа для зведення повітря бічної плівки нанівець. демпфування. Пропонований гіроскоп показаний на рис.1.11. Змодельовані частоти керування та вимірювання становили 9,78 кГц та 9,76 кГц відповідно. Добротність була виміряний на рівні 111,2, а мода, що вимірюється в атмосферних умовах становила 11,56 мВ/град/с.

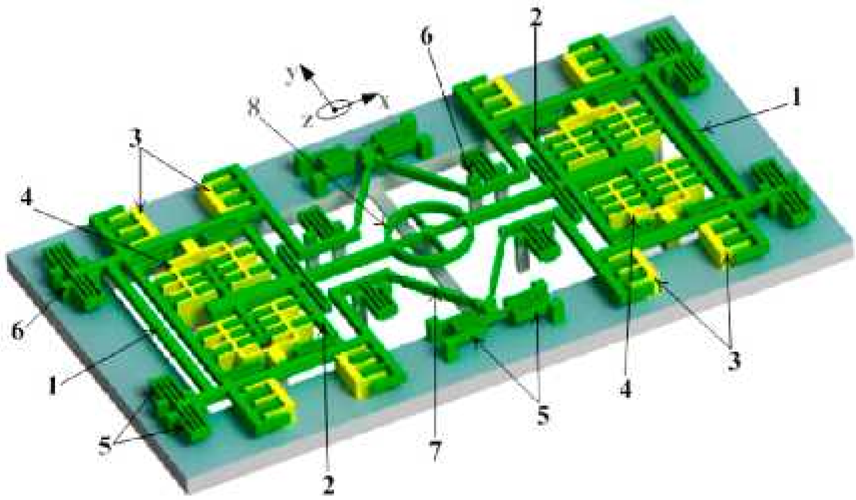


Рисунок 1.11. Схематичне зображення окремо стоячого гіроскопа по осі *z* [43]: 1—зовнішня рама, 2—внутрішня рама, 3—збуджені електроди, 4—сенсорний

електрод, 5—пружинні балки, 6—опорні анкери, 7—лінійні балки 8—кругове обертове кільце

Guan та ін. [44] представив статтю про новий камертонний гіроскоп МЕМС із закріпленим зв’язком. Нова конструкція допомогла проаналізувати порядок режимів вібрації та гіроскопічну чутливість. Гіроскоп камертона використовував важільну систему для частоти режиму збудження коливань та закріплену з’єднувальну пружину з чотирма променями для частоти режиму вимірювання. Змодельовані частоти вимірювання, записані для синфазного та протифазного сигналу, становили 4006 кГц та 4464 кГц відповідно. Однак синфазна частота з закріпленим зв’язком становила 5958 кГц, що майже на 50% більше, ніж змодельована синфазна частота вимірювання. Ті ж дослідники розширили свою роботу [45] і запропонували нову конструкцію камертонного гіроскопа МЕМС із закріпленим алмазним методом зв’язку, який показаний на рис.1.12.

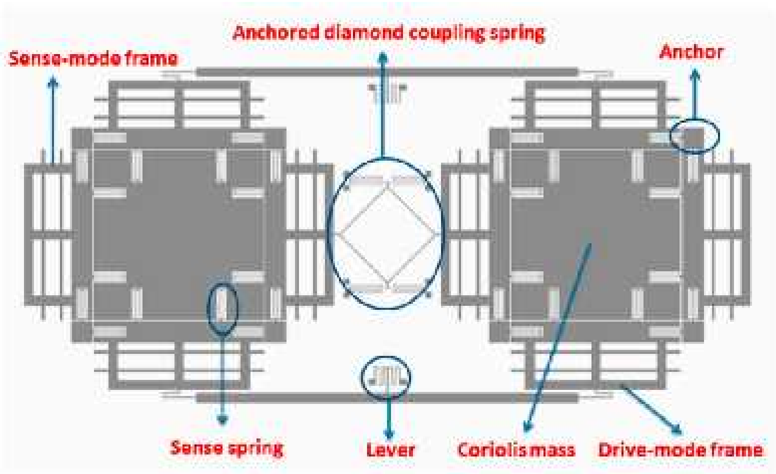


Рисунок 1.12. Схематичний вигляд камертона гіроскопа з закріпленим алмазним методом сполучення [45].

Трусов та ін. повідомили про камертонний гіроскоп високої добротності з методом інтегрування швидкості, і гіроскоп продемонстрував добротність для режимів керування та вимірювання 310 k та 640 k відповідно [46].

1.2.3.Вібраційні кільцеві гіроскопи

Вібраційні кільцеві гіроскопи мають симетричну структуру та забезпечують багато переваг перед іншими конструкціями гіроскопів. Вони володіють високою точністю, високою роздільною здатністю, кращою термічною стабільністю, кращим узгодженням робочих частот, низькою швидкістю нульового виходу та підвищеною чутливістю [47]. Базова конструкція вібраційного кільцевого гіроскопа МЕМС показана на рис.1.13. Він складається із зовнішнього кільця з вісьмома пружинами, які підтримуються круглим якорем, розташованим посередині.

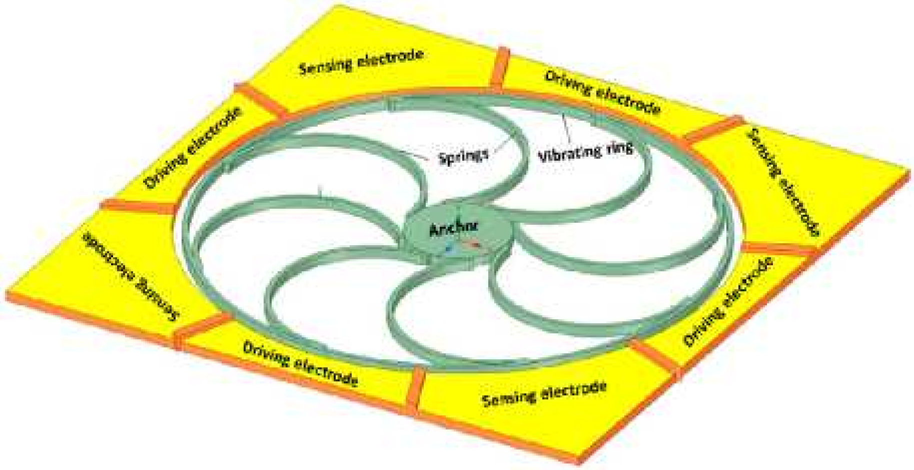


Рисунок 1.13. Схематичне зображення базової конструкції вібраційного кільцевого гіроскопа

Робота вібраційного кільцевого гіроскопа проілюстрована на рис.1.14.. Вібраційна структура гіроскопа оточена вісьмома керуючими та вимірювальними електродами. Ведучі електроди забезпечують безперервне коливання в напрямку збудженої осі. Рух кільця чітко видно в напрямку руху. Однак рух уздовж вимірювальних електродів відсутній. Коли гіроскоп піддається зовнішньому обертанню, еліптична форма режиму вібрації тепер переходить до вимірювальних електродів. Коли пристрій обертається, первинна вібрація викликає вторинний режим вібрації в напрямку вимірювання через генеровану силу Коріоліса. Вимірювальні електроди сприймають зміну переміщення.

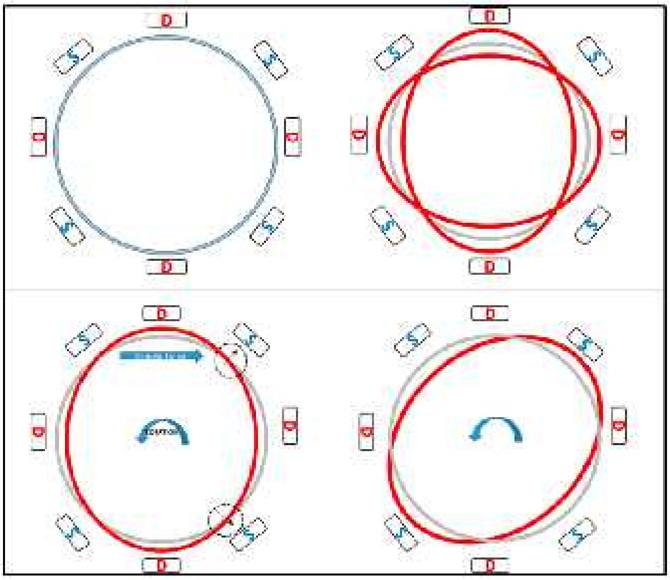


Рисунок 1.14. Схематична демонстрація роботи вібраційного кільцевого гіроскопа

Корпорація General Motors винайшла вібраційний кільцевий гіроскоп [48]. Кільцева конструкція вважалася вібраційним елементом з якісними радіальними коливаннями. Кільцева структура була розроблена, щоб бути електропровідною. Навколо кільцевої конструкції було розміщено кілька електродів для збудження та вимірювального механізму, як показано на схематичній діаграмі на рис.1.15. Кільцева конструкція підтримувалася опорною опорою, розташованою по центру, а кільцева структура приводилася в дію електростатичними збудженими електродами. Коли в структуру було введено обертання, енергія першого режиму вібрації була змушена рухатися до 45 градусів від свого положення, і вимірювальні електроди, які були розміщені під кутом 45 градусів разом із провідними електродами, відчули цей ємнісний рух вібраційного кільця.

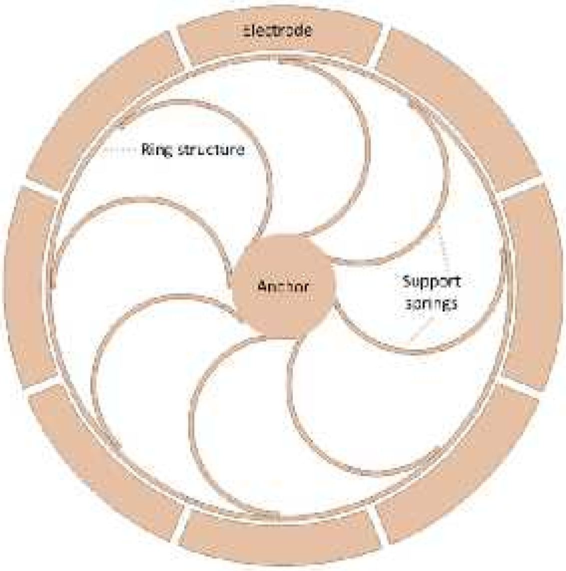


Рисунок 1.15. Схематичний вигляд нового вібраційного кільцевого гіроскопа, розробленого General Motors.

У 1998 році дослідницька група Мічиганського університету повідомила про першу розробку полікремнієвого вібраційного кільцевого гіроскопа з мікромашинами [49]. Кільцева структура мала товщину від 30 до 40 мкм, а зазор між кільцем і електродом становив 0,9 мкм. Завдяки симетричному дизайну частоти керування та вимірювання були майже ідентичними, що призвело до високої чутливості. Ті ж дослідники [50] представили ретельне дослідження вібраційних кільцевих гіроскопів для обмежень масштабу та комбінованих технологій мікрофабрикації, таких як об’ємна та поверхнева мікрообробка. Структурний шар вібраційного кільцевого гіроскопа товщиною 30 мкм був виготовлений за допомогою технології мікровиробництва із заповненням полікремнієм із зазором між кільцем і електродом 0,9 мкм. ARW було зафіксовано на рівні $0{,}05\,\frac{\text{град}}{\sqrt{h}}$ а загальна чутливість і рівень продуктивності надзвичайно зросли. Існувало багато причин для досягнення високої продуктивності вібраційного кільцевого гіроскопа, наприклад вибір пластини з полікремнієвого матеріалу, менший зазор між кільцем і електродом, фактори високої якості та технологія виготовлення сухого травлення.

Та ж дослідницька група [51] представила полікремнієвий вібраційний кільцевий гіроскоп з високим співвідношенням сторін, виготовлений за технологією мікрофабрикації сухого вивільнення. Висота конструкції вібраційного кільцевого гіроскопа становила 80 мкм. Перевага технології сухого вивільнення полягала у використанні єдиної пластини та моделюванні електрично ізольованих електродів заввишки, як кільцева структура. Чутливість вібраційного кільцевого гіроскопа була виміряна як 200 мкВ/град/с у динамічному діапазоні ±250 град/с у низькому вакуумі. Добротність була записана як 1200, а амплітуда руху була виміряна при 0,15 мкм з паразитною ємністю 2 пФ у вузлі вимірювання.

Високоефективний вібраційний кільцевий гіроскоп був виготовлений з використанням орієнтації (111) монокристалічної кремнієвої пластини. Вібраційна кільцева структура монокристалічного кремнію була нанесена на скляну підкладку з високим співвідношенням сторін [52]. Радіус кільця становив 1,35 мм, а товщина структурного шару становила 150 мкм. Процес DRIE створював візерунок і гравував кремнієву пластину 480 мкм (111). Структура кільця та електрода були протравлені до 150 мкм. Пластина була додатково витравлена із зворотного боку, щоб звільнити структурний шар за допомогою реактивного іонного травлення. Тестований гіроскоп досяг добротності 12 000, а нелінійність була виміряна на рівні 0,02%, з високою чутливістю 132 мВ/град/с із високою роздільною здатністю. Коу та ін. [53]. Кільцева конструкція підтримувалася вісьмома S-подібними симетричними опорними пружинами з опорою, закріпленою по центру круглої опори, як показано на рис.1.16. Кільцева структура приводилася в дію електростатично за допомогою збуджених електродів, а обертальний рух реєструвався вимірювальними електродами. Всю гіроскопічну структуру було виготовлено за допомогою процесу мікрофабрикації з високим співвідношенням сторін. Для оцінки загальних гіроскопічних характеристик гіроскоп був охарактеризований при атмосферному тиску. Робочі резонансні частоти були виміряні на рівні 9,844 кГц для керування та 9,865 кГц для вимірювання. Добротність була 186 і 163 для моди збудження коливань і вимірювання відповідно. Нестабільність нульового зсуву була зареєстрована при 0,017 град/с, а ARW зафіксована при 0,14 $\frac{\text{град}}{\sqrt{h}}$.

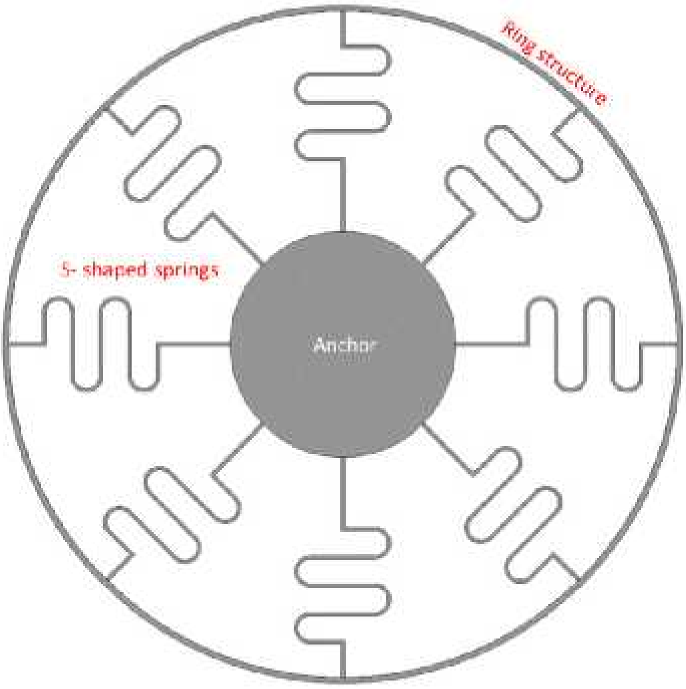


Рисунок 1.16. Схематичний вигляд восьми S-подібних опорних пружин у вібраційному кільцевому гіроскопі

Коу та ін. далі розвинули свою роботу та провели подальше дослідження твердохвильового вібраційного кільцевого гіроскопа для підвищення рівня чутливості [54]. Твердохвильовий гіроскоп має багато переваг, таких як висока надійність, широкий динамічний діапазон і більш висока механічна чутливість. Для розробки гіроскопа та моделювання резонансної частоти та аналізу чутливості було проведено вичерпний аналіз кінцевих елементів. Було ретельно проаналізовано зв’язок між параметрами конструкції та чисельною моделлю чутливості. Розрахована резонансна частота була зареєстрована на рівні 6,04 кГц, а вимірювана механічна чутливість становила 0,0036 мкм/град/с.

Syed та ін. [55] представив випадок переходу конструкції вібраційного кільцевого гіроскопа МЕМС від багатоетапного складного процесу виготовлення до простого, економічно ефективного процесу. Для вібраційного кільцевого гіроскопа МЕМС було розглянуто два різні підходи до проектування. У першій конструкції багатовібраційна кільцева конструкція мала С-подібні опорні пружини, з’єднані з опорою, а також підтримувалася внутрішнім якорем. Однак у другій конструкції мультивібраційні кільця з С-подібними опорними пружинами були з’єднані та підтримувані зовнішнім анкером. У першому проекті існували деякі обмеження виготовлення конструкції для заповнення всієї області; отже, область була заповнена більшою кількістю стовпів. Друга конструкція забезпечила кращі результати для гіроскопічної роботи. Друга конструкція досягла кращої чутливості, легкого процесу мікрофабрикації, ідеальних режимів вібрації келиха для вина та високої ударостійкості.

Као та ін. [56]. Конструкція пристрою була розроблена за допомогою математичної моделі та моделювання кінцевих елементів. Конструкція гіроскопа містить кругле кільце, з’єднане з вісьмома подвійними U-образними опорними пружинами, з’єднаними з центральним якорем. Навколо кільцевої структури було розміщено двадцять чотири електроди для вібрації кільця за допомогою рушійних електродів і визначення змін ємності через зміни зміщення вимірювальними електродами. Принципова схема вібраційного кільцевого гіроскопа з подвійним U-променем показана на рис.1.17. Мікрофабрикація була виконана за технологією кремнію на склі з глибоким реактивним іонним травленням. Розраховані змодельовані резонансні частоти для керування та вимірювання становили 9,609 кГц та 9,615 кГц відповідно. Гіроскоп перевірено на фактичну продуктивність; випробувані резонансні частоти для керування та вимірювання становили 9,124 кГц та 9,146 кГц відповідно, що було нижчим порівняно з змодельованими частотами. Виміряна нестабільність зміщення становила 8,86 град/год, а ARW становила 0,78 $\frac{\text{град}}{\sqrt{h}}$.

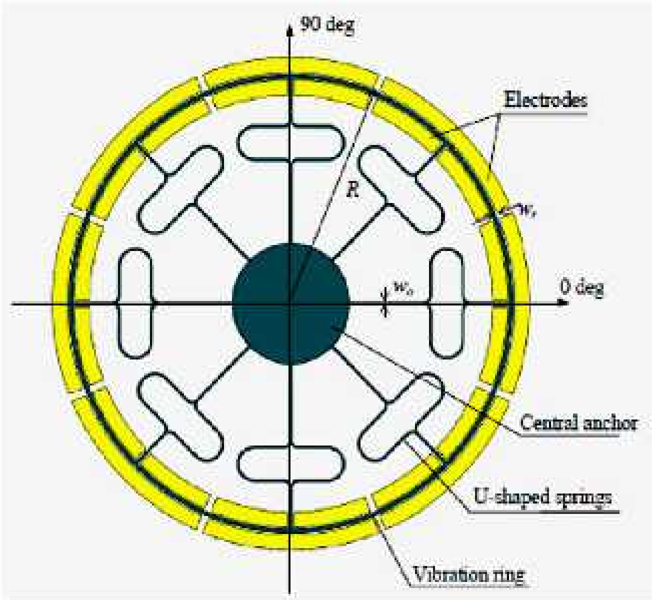


Рисунок 1.17. Схематичний вигляд вібраційного кільцевого гіроскопа МЕМС з подвійним U-променем [56]

Нова конструкція багатокільцевого вібраційного гіроскопа була створена в [57]. Конструкція мала два комплекти кільцевих структур: внутрішні кільця та зовнішні кільця. Кілька кілець підвищили чутливість. Кільцева конструкція з С-подібними опорними пружинами була з’єднана з розташованим назовні нерухомим анкером. Пропонована конструкція багатокільцевого вібраційного гіроскопа показана на рис.1.18. Змодельована резонансна частота становила 40,40 кГц. Однак, коли було охарактеризовано пристрій, виміряна резонансна частота становила 36,67 кГц. Різниця між проектним і перевіреним резонансними значеннями була менше 4,0 кГц. Причиною невідповідності були помилки мікрофабрикації, такі як критичні втрати розмірів і кут бічної стінки.

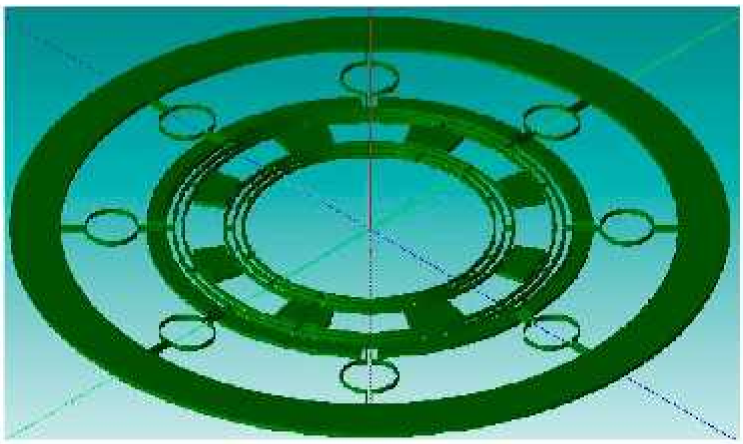


Рисунок 1.18. Конструкція багатокільцевого вібраційного гіроскопа [57].

Liang та ін. [58] розробили МЕМС вібраційний кільцевий гіроскоп, який був прикріплений до п’єзоелектричної плівки. П’єзоелектрична плівка покривала вібраційне кільце, щоб регулювати жорсткість гіроскопа. Пропонована п’єзоелектрична плівка підвищує чутливість за рахунок контролю вимушених коливань і параметричного резонансу. Збільшення напруги зміщення та п’єзоелектричної напруги може посилити амплітудний відгук гіроскопа. Через вимушені коливання амплітудний відгук є більш значним завдяки швидкості вимушених коливань. Коли швидкість коливань зменшується, це вплине на інші параметри. Найкращий спосіб досягти максимальної чутливості - розробити швидкість коливань гіроскопа, близьку до оптимальних значень. Та ж дослідницька група [59] додатково вивчала поведінку нелінійності вібраційного кільцевого гіроскопа. Висновки були отримані з використанням нелінійної моделі для ідентифікації зв’язків із геометричним і структурним зв’язком. Було виявлено, що нелінійність кубічної жорсткості має значний вплив на зв’язок режиму керування та вимірювання.

1.2.4. Багатоосьові гіроскопи

Новий двовимірний мікромеханічний гіроскоп був розроблений Fujita та ін. [60]. Нова конструкція, яка показана на рис.19, включала чотири консольні пластини, які були розміщені над скляною підкладкою з чотирма фіксованими електродами. Коли обертання було застосовано до мікрогіроскопа, рух був викликаний силою Коріоліса та був виявлений ємнісним шляхом при зміні зміщення між кантилевером і фіксованими електродами. Вони запропонували узгодити частоту керування та вимірювання для загального підвищення чутливості гіроскопа. Чутливість, зареєстрована для цього двовимірного гіроскопа, становила 0,1 мВ/град/с.

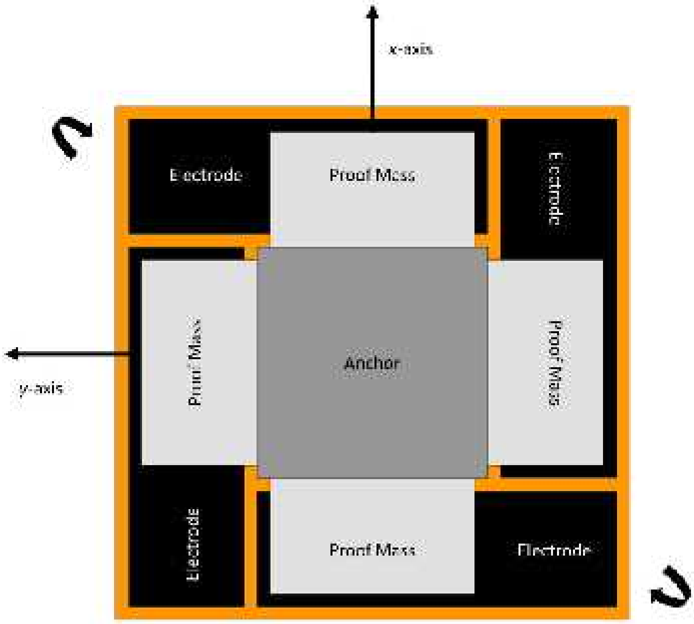


Рисунок 1.19. Принципова діаграма нового двовимірного мікромашинного гіроскопа, розробленого Fujita та ін.

У 1997 році на конференції IEEE Transducers 97 Conference [61] був представлений двоосьовий гіроскоп з мікромашинною швидкістю . Гіроскоп мав полікремнієвий диск товщиною 2 мкм і діаметром 0,3 мм, розміщений на 1,6 мкм над підкладкою. Дискова конструкція підтримувалася чотирма балками, які були з'єднані чотирма анкерами для підтримки дискової конструкції. Балки були розроблені для забезпечення торсіонної підвіски. Робота пристрою мала кутовий резонанс навколо осі z , а обертання навколо осі x викликало реакцію Коріоліса на вісь y . Через симетричну структуру гіроскопа будь-яке обертання по осі y викликало відповідь Коріоліса на осі x . Ця зміна була відчута ємнісним способом за допомогою чутливих електродів, розміщених під структурою диска. Схематичне зображення показано на рис.1.20. ARW був значно вищий через невідповідність резонансних частот і частот налаштування, і ARW зменшився до 2 $\frac{\text{град}}{\sqrt{\text{год}}}$ від 10 $\frac{\text{град}}{\sqrt{\text{год}}}$, але з високою поперечно-осьовою чутливістю.

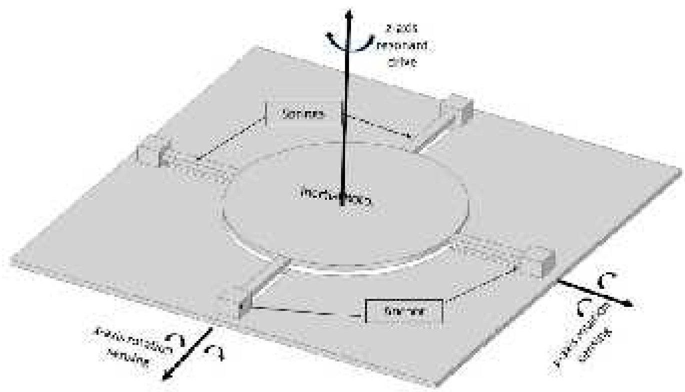


Рисунок.1.20. Принципова діаграма двовісного вібраційного гіроскопа з мікромашинами

Лабораторія реактивного руху NASA представила свою роботу над виготовленням, дизайном і упаковкою мікрогіроскопа для космічного застосування [62]. Мікрогіроскоп мав розділену частоту 7 Гц між режимом керування та вимірювання, масштабний коефіцієнт становив 24 мВ/град/с, стабільність зсуву становила 70 градусів/год, а ARW становила 6,3 $\frac{\text{град}}{\sqrt{\text{год}}}$. Весь пакет складався з мікрогіроскопа, попереднього підсилювача, перетворювача потужності та схеми підсумовування.

У 1998 році Кан та ін. представили регульований мікромашинний гіроскоп. [63]. Пристрій мав полікремнієву структуру, дві підвішені мікропластини вібрували електростатично гребінчастою структурою в антисиметричному напрямку, а два електроди були розміщені під структурою пластин. Коли до пристрою було застосовано зовнішнє обертання, розвивалося прискорення Коріоліса, яке змушувало пластини рухатися в протилежному напрямку або від нижніх електродів. Ця зміна ємності була відчута нижніми електродами.

Дослідницька група з Каліфорнійського університету розробила чотиримасовий гіроскоп МЕМС з інтегрованою швидкістю. Запропонована конструкція чотиримасового гіроскопа пропонує динамічно збалансовану та високосиметричну структуру. Цей чотиримасовий гіроскоп із вакуумною герметизацією отримав високу добротність понад мільйон у напрямках руху та вимірювання. Гіроскоп працював на резонансній частоті 2 кГц. Гіроскоп працював із узгодженням режимів і показав лінійний відгук у діапазоні ±450 град/с і смузі пропускання 100 Гц [64,65]. Зотов та ін. представив перший механічний частотно-модульований гіроскоп кутової швидкості. Повідомлений гіроскоп заснований на чотиримасовому гіроскопі з симетричною структурою по осі *X-Y.* Датчик кутової швидкості високого діапазону пройшов цифрові випробування за допомогою двофазного автозамкнутого контуру. Пристрій підтримував добротність більше мільйона в напрямку руху та вимірювання з діапазоном температур від -40 °C до 100 °C [66].

Senkal та ін. [28] повідомили про подвійний масовий повнокутовий гіроскоп МЕМС, який базувався на концепції подвійного маятника Фуко. Схематичне зображення описаного гіроскопа показано на рис.1.21. Гіроскоп має симетричну конструкцію по осі *X-Y.* Двоосьовий гіроскоп працював на частоті 2,7 кГц із більш ніж 100 тис. факторами якості як у моди збудження коливань, так і в режимі вимірювання. Мінотті та ін. [67] розробив тривісний частотно-модульований МЕМС гіроскоп. Швидкість відхилення та нахилу була продемонстрована шляхом з’єднання з двома структурами МЕМС, які були виготовлені за допомогою процесу структурного шару 24 мкм. Пристрої показали стабільно високий масштабний коефіцієнт.

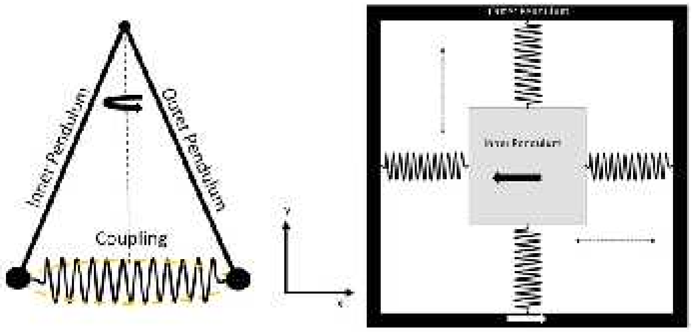


Рисунок 1.21.Принципова схема подвійного маятникового гіроскопа Фуко. Два маятника Фуко коливаються в протифазі

У табл. 1.1 наведено короткий виклад найпоширеніших вібраційних гіроскопів МЕМС та їх розвиток протягом багатьох років. Лабораторія Чарльза Старка Дрейпера спочатку почала дослідження щодо розробки вібраційної структури для гіроскопа. Пізніше багато інших установ представили різні конструкції, які забезпечили кращі загальні гіроскопічні характеристики.

Таблиця 1.1

Короткий опис розвитку найпоширеніших вібраційних гіроскопів МЕМС

Дизайн	Заклад	Рік	Параметри продуктивності	Примітки
	Лабораторія Чарльза Старка Дрейпера, США [31]	1988		Було створено перший новий дизайн мікромашинного гіроскопа без елементів, що обертаються. Структура пристрою 350 мкм × 500 мкм була побудована за допомогою системи з двома підвісами.
	Лабораторія Чарльза Старка Дрейпера, США [33]	1996	Чутливість 360 град/год	Вібраційне колесо на підвісі із заданим резонансом, підвішеним на підкладці з пірекса. Конструкція демонструє кращу чутливість, ніж попередні конструкції.
Карданний підвіс	Інститут мікромашин та інформаційних технологій, Німеччина [35]	1999	Чутливість 65 град/год	Конструкція включала гребінчасті приводи, гребінчасті електроди, первинну та вторинну коливальні системи. Чутливість гіроскопа зросла завдяки новому інноваційному дизайну.
	Університет Хего, Японія [36]	2005		Гіроскоп складався з двох карданних систем, які можуть працювати при атмосферному тиску.
	Університет науки і технологій Халіфа, ОАЕ [38]	2019		Було продемонстровано декілька форм для карданного гіроскопа МЕМС. Гексагональна структура забезпечує найменшу лінійну похибку з хорошим масштабним коефіцієнтом.
	Лабораторія Чарльза Старка Дрейпера, США [34]		Чутливість 100 град/год	Технологія реактивного іонного травлення, що використовується з полікремнієвим матеріалом.
	Технологічний інститут Джорджії, Атланта, Джорджія, США [42]		Висока добротність 81 000 для моди збудження коливань та 64 000 для вимірювання частоти	Монокристалічний кремнієвий гіроскоп високої роздільної здатності на ізоляторі розроблений з вищою чутливістю та вищими показниками якості.
Камертон	Шанхайський інститут мікросистем та інформаційних технологій, Китай [41]			Технологія виготовлення глибокого реактивного іонного травлення, яка використовується для цього гіроскопа, який може працювати за атмосферного тиску.
	Пекінський технологічний інститут, Пекін, Китай [44]		Чутливість 11,56 мВ/град/с при атмосферному тиску	Розробив важільну систему для анкерного з’єднання, яка збільшила синфазну частоту вимірювання на 50%.

	Ханойський університет науки і технологій, В’єтнам [43]		Чутливість 11,56 мВ/град/с при атмосферному тиску	Запропонований гіроскоп осі z має окремо стоячу конструкцію, яка знижує повітряне демпфування.
	Національний університет оборонних технологій, Китай [68]		Нестабільність зміщення 0,59 град/год і випадкове блукання кута 0,04 $\frac{\text{град}}{\sqrt{\text{год}}}$	Гіроскоп вібраційного променя багатокутної форми із смугою пропускання понад 100 Гц у масштабі ±200 град/с
	Китайська академія наук, Китай [69]		Нестабільність зміщення 9,27 град/год і випадкове блукання кута 0,923 $\frac{\text{град}}{\sqrt{\text{год}}}$	Гіроскоп, виготовлений із 3D-упаковкою рівня вафельної пластини, добротність моди збудження коливань та добротність сприйняття, зафіксовані на рівні приблизно 52 000 і 49 300 відповідно.
	Si-Ware Systems, Єгипет [70]		Нестабільність зсуву 5,5 град/год і випадковий кут блукання 0,2 $\frac{\text{град}}{\sqrt{\text{год}}}$	Камертонний гіроскоп МЕМС із кутом нахилу, розроблений із модою збудження коливань в площині
Вібраційне кільце	General Motors Corporation, Детройт, штат Мічіган, США [48]	1995		Вібраційна кільцева структура була винайдена для вібраційного гіроскопа з вісьмома опорними пружинами.
	Мічіганський університет, Енн-Арбор, США [49]	1998	Від 0,05 $\frac{\text{град}}{\sqrt{\text{год}}}$ випадкового блукання	Було розроблено перший полікремнієвий вібраційний кільцевий гіроскоп із структурою товщиною від 30 до 40 мкм.
	Мічиганський університет, Енн-Арбор, США [52]	2002	Добротність 12 000 з 132 мВ/град/с	Для гіроскопа був використаний монокристалічний кремнієвий матеріал (111). Радіус кільця становив 1,35 мм при товщині структурного шару 150 мкм.
	Каліфорнійський університет, Девіс, США [71]	2015	Добротність 80 000 з резонансною частотою 250 кГц	Повідомлялося про дисковий резонаторний гіроскоп діаметром 600 мкм, який працював у повнокутовому режимі.
	Каліфорнійський університет, Ірвайн, США [72]	2015	Фактор якості 100 k зі стабільним масштабним коефіцієнтом 20 ppm	Тороїдальний кільцевий гіроскоп діаметром 1760 мкм, виготовлений за допомогою процесу виготовлення епітаксійної кремнієвої капсули.
	Північний університет Китаю, Китай [53]	2017	Виміряна нестабільність нульового зміщення 61,2 град/год	Для кільцевого гіроскопа була продемонстрована нова S-подібна опорна пружина.
	Університет науки і технологій Халіфа, ОАЕ [55]	2019		Було продемонстровано дві різні конструкції мультивібраційних кільцевих структур для підвищення чутливості для космічних застосувань.
	Північний університет Китаю, Китай [56]	2019	Виміряна нестабільність зміщення 8,86 град/год	У вібраційний кільцевий гіроскоп були введені подвійні U-образні опорні

				пружини. Для мікрофабрикації використовується технологія глибокого реактивного іонного травлення.
	Університет Янчжоу, Китай [58]	2020		Прикріплення п’єзоелектричної плівки підвищує гіроскопічну чутливість із вимушеними коливаннями та параметричним резонансом.
	Віндзорський університет, Канада [73]	2020	Змодельована резонансна частота 64,89 кГц і експериментальна резонансна частота 64,91	Опорні пружини у формі пелюстки троянд забезпечили кращу відповідність режимів між модою збудження коливань та вимірювання резонансних режимів.
	Пекінський технологічний інститут, Китай [74]	2020		З кільцевою структурою використовується шарнірна рама. Ця нова конструкція забезпечує високу лінійність і краще узгодження режимів.
	Чжецзянський університет, Китай [19]	2021	Геометричний аналіз	Анізотропія (100) монокристалічного кремнію вплинула на гіроскопічні властивості МЕМС.
Багатоосьовий	Технологічний інститут Хімедзі, Японія [60]	1997	Чутливість виміряна при 0,1 мВ/град/с	Нова двовимірна конструкція з чотирма консольними балками, розміщеними над скляною підкладкою.
	UC Berkeley, Берклі, Каліфорнія, США [61]	1997	Записане випадкове блукання кута 2 $\frac{\text{град}}{\sqrt{\text{год}}}$	Гіроскоп мав полікремнієвий диск товщиною 2 мкм і діаметром 0,3 мм, розміщений на висоті 1,6 мкм над підкладкою та підтримуваний чотирма променями.
	Корейський передовий інститут науки і технологій, Корея [63]	1998		Гіроскоп мав структуру з полікремнію з двома підвішеними пластинами, які вібрували під час електростатичного збудження гребінчастих пластин.
	Національний університет Цін Хуа, Тайвань [75]	2005	Чутливість, виміряна в режимах двоосьового датчика, 7,4 fF/град/с і 19,4 fF/град/с	Новий двоосьовий вібраційний колесний гіроскоп із трьома пробними вантажами може незалежно вимірювати двоосьову кутову швидкість.
	Каліфорнійський університет, Ірвайн, США [64]	2011	Лінійний відгук при перевищенні ± 450 град/с і смузі пропускання 100 Гц. Добростність моди збудження коливань та сенсорної системи оцінюються в 1,1 мільйона	Чотиримасовий вібраційний гіроскоп МЕМС з резонансною частотою 2 кГц був розроблений з високою добротністю.
	Каліфорнійський університет, Ірвайн, США	2012	Добростність моди збудження коливань	Розроблено чотиримасовий вібраційний гіроскоп МЕМС

	[66]		та вимірювання понад мільйона вимірювалися в діапазоні від −40 °C до 100 °C.	на частотній модуляції. Частотно-модульований гіроскоп показав чудовий стабільний відгук у різному діапазоні температур.
	Каліфорнійський університет, Ірвайн, США [76]	2013	Точність 1 ppm через масштабні коефіцієнти самокалібрування зі змінами температури на 10 °C	Чотиримасовий гіроскоп із самокалібруванням масштабного коефіцієнта.
	Каліфорнійський університет, Ірвайн, США [28]	2015		Гіроскоп МЕМС із інтеграцією швидкості та подвійними масами.
	Корейський університет технологій та освіти, Південна Корея [77]	2020	Добротність 100 k у режимах керування та вимірювання на робочій резонансній частоті 2,7 кГц	Було розроблено тривісний одноприводний гіроскоп із частотою керування 25,44 кГц.
	Південно-східний університет, Китай [78]	2020	Механічна чутливість була виміряна при 1,75 нм/град/с, а чутливість мікрокотушки становить 41,4 мOe/мкм	Двомасовий МЕМС-гіроскоп, який працює за допомогою електрорушійної сили та схеми чутливості, що включає диференціальний тунельний магнітоопір.
	Факультет машинобудування та аерокосмічної інженерії, Політехнічний університет Туріна, Італія [23]	2021	Зводить до мінімуму перехресний зв’язок між збуджувальною та сенсорною частотами за допомогою окремих мас для збудженої та сенсорної осі	Для мінімізації неузгодженості режимів на двомасовому гіроскопі було проведено всебічне аналіз FEA.

РОЗДІЛ 2

ЗМІЩЕННЯ НУЛЯ ВІБРАЦІЙНИХ ГІРОСКОПІВ

2.1. Аналіз та експеримент дрейфу нульового сигналу вібраційного циліндричного гіроскопа, викликаного нелінійною вібрацією

2.1.1. Загальні положення

Стабільність нульового сигналу є однією з найважливіших характеристик гіроскопів. Для вібраційного циліндричного гіроскопа (VCG) дрейф нульового сигналу в основному спричинений помилками виробництва та неоднорідністю матеріалу циліндричного резонатора. Ці недосконалі фактори знижують стабільність вібрації оболонки та погіршують продуктивність вібраційного циліндричного гіроскопа [79]. Багато дослідників присвятили себе аналізу та покращенню стабільності нульового сигналу VCG. В.В. Чіковані та ін. розробили циліндричний резонатор із збільшеною товщиною обода до 2 мм і більше, вони також використовують термічну обробку матеріалу для збільшення добротності резонатора та вдосконалені алгоритми керування для підвищення точності металевих VCG [80, 81]. Вільям С. Уотсон запропонував метод, який передбачає використання невеликого перекосу у вирівнюванні датчиків і/або драйверів для керування рухом і сенсорними векторами для електричної оптимізації продуктивності гіроскопа[82]. П.В. Лавдей досліджував здатність системи керування зменшувати вплив недосконалості резонатора [83]. Моделювання та компенсація дрейфу є важливим методом для покращення продуктивності гіроскопів, Сунг К. Хонг використовував нечітку модель для компенсації дрейфу нелінійного теплового зсуву [9], Ю-лян Хсу запропонував метод рекурентної нейронної мережі типу Вінера для моделювання дрейфу та компенсації [84]. Ethem Erkan Aktakka досліджував платформу мікроактивації та вимірювання для вимірювання масштабного коефіцієнта на чіпі та калібрування [85]. У згаданій вище літературі циліндричний резонатор розглядається як лінійна коливальна система, коливання циліндричного резонатора вважаються лінійними.

Також деякі дослідники звертали увагу на нелінійну вібрацію циліндричного резонатора. M. Амабілі зосередився на теорії та експериментах для геометрично нелінійних коливань конструкцій типу оболонки [86]. ю. Г. Мартиненко вивів математичну модель вимушених коливань резонатора тонкого пружного кільця, враховуючи нелінійні властивості матеріалу резонатора [87]. Yanqi Liu і Jihyun Cho досліджували динамічні відгуки обертової круглої циліндричної оболонки та її нелінійні ефекти, збудження та демпфування на частотні характеристики сталого розчину [88, 89]. Даг Крістіансен змоделював і проаналізував нелінійні коливання, які, як відомо, існують у деяких гіроскопах на основі Коріоліса через збудження великої амплітуди в керуючому контурі, також нелінійні спостерігачі та контролери вібрації для гіроскопа були розроблені для підвищення продуктивності [90].

Загалом багато дослідників зосередилися на аналізі та покращенні стабільності нульового сигналу VCG, крім того, увагу багатьох дослідників привернула нелінійна вібрація циліндричного резонатора. При аналізі стабільності нульового сигналу коливання циліндричного резонатора зазвичай вважають лінійними. Що стосується аналізу нелінійної вібрації циліндричного резонатора, найбільш відповідним дослідженням був теоретичний аналіз, тому дослідження впливу нелінійної вібрації на продуктивність VCG є недостатніми.

2.1.2.Опис досліджуваного гіроскопа

У цьому розділі ми зосередимося на вібраційному циліндричному гіроскопі з металевим циліндричним резонатором. Основна структура резонатора показана на рис.2.1[91]. Один кінець циліндричного резонатора відкритий, інший закритий. На дні резонатора рівномірно наклеєні вісім п’єзоелектричних електродів.

Вісім п’єзоелектричних електродів використовуються для збудження та сприйняття вібрації резонатора; два електроди з однаковим діаметром дна електрично з’єднані, таким чином вісім електродів можна розділити на чотири пари. Дві перпендикулярні пари електродів використовуються для збудження резонатора до вібрації в режимі кола-еліпс, інші дві пари використовуються для вимірювання вібрації вузла. При застосуванні змінної напруги на провідних електродах частота напруги наближається до власної частоти резонатора, резонатор збуджується в первинному режимі, як показано на рис.2.2(а). Вторинна мода, пучності якої збігаються з вузлами основної моди, виникає при обертанні основи гіроскопа. Як показано в [92], амплітуда вторинної моди пропорційна кутовій швидкості основи гіроскопа у відкритому режимі роботи, таким чином швидкість обертання може бути отримана шляхом демодуляції вихідного сигналу чутливих електродів.

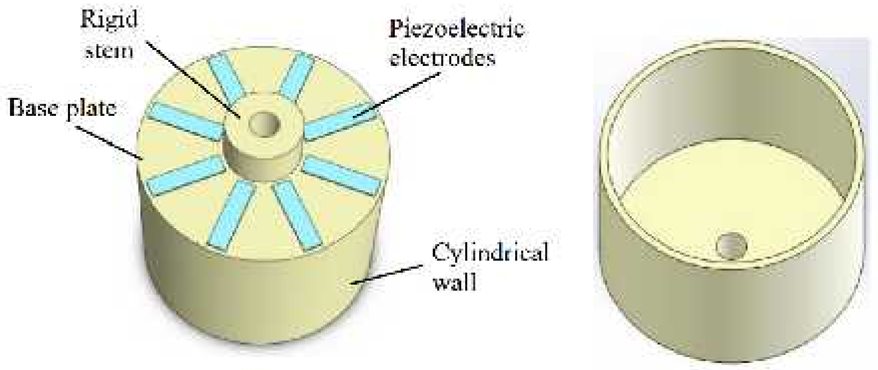


Рисунок 2.1. Принципова будова циліндричного резонатора

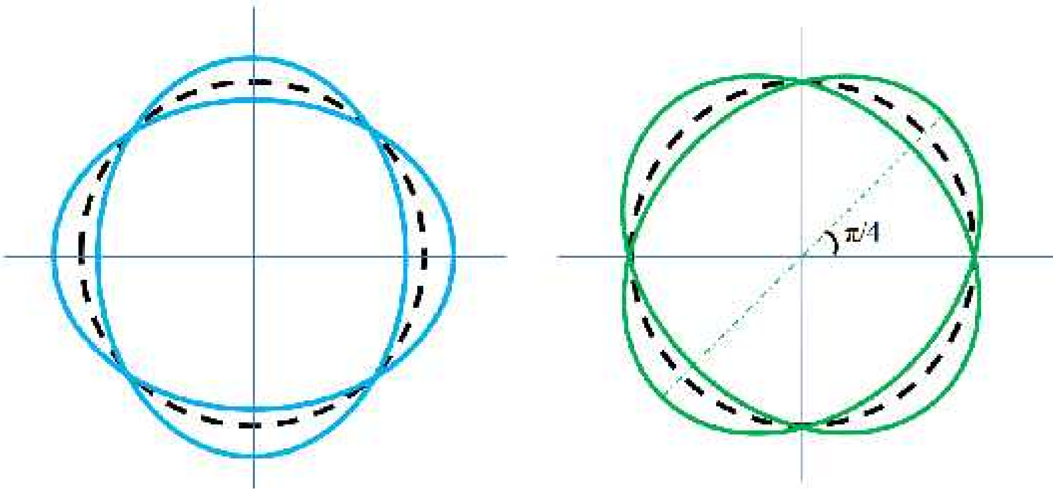


Рисунок 2.2. Первинна мода і вторинна мода циліндричного резонатора

2.1.3.Основи теорії нелінійних коливань

Всебічно досліджено нелінійні коливання циліндричного резонатора, що не є предметом даної роботи. Тут ми просто даємо короткий опис нелінійної вібрації циліндричного резонатора без обертання.

Динамічну поведінку більшості систем загалом можна вважати нелінійною, за винятком невеликого діапазону варіацій їхніх параметрів, у цьому випадку можна припустити лінійну поведінку. Це вірно для макросвітів. Однак на мікромасштабі сильний вплив кількох джерел нелінійності, включаючи примус, демпфування та жорсткість, ускладнює можливість роботи в лінійному режимі та приносить меншу користь, а ймовірність ініціювання нелінійної поведінки висока [93].

Для гіроскопа з вібраційним циліндром амплітуда вібрації досить мала, зазвичай на рівні мікрометрів. Таким чином, основним джерелом нелінійної вібрації є нелінійність матеріалу. Якщо припустити, що властивості матеріалу резонатора підкоряються нелінійному закону Гука [87]:

$$\sigma = E(e + a_3 e^3)\#(2.1)$$

де σ – напруги в резонаторі при круговій деформації e; E — модуль Юнга, a^3 — безрозмірний модуль пружності.

Циліндричний резонатор, що коливається в власному режимі, можна спростити як єдину систему коливань свободи. Враховуючи нелінійність матеріалу, силу пружності можна записати як:

$$F(x) = k \quad + \varepsilon x^3\#(2.2)$$

Де x – деформація, kx – сила пружності вкладиша, εx^3 – є нелінійною пружною силою.

Тоді вільне коливання циліндричного резонатора можна визначити рівнянням

$$k \quad + \varepsilon x^3 = -m\ddot{x}\#(2.3)$$

Рівняння (2.3) можна перетворити на

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x + \mu x^3 = 0\#(2.4)$$

З початковими умовами

$$\begin{matrix} x(0) = A \\ \ddot{x}(0) = 0 \end{matrix}\#(2.5)$$

Де $\mu = \frac{\varepsilon}{m}$ є малим параметром, пов’язаним з нелінійним членом, коли μ=0, то частота коливань є частотою лінійної системи.

Нелінійне диференціальне рівняння можна розв’язати методом збурень. Наближений розв’язок рівняння можна записати у вигляді [94]:

$$x = A\cos\omega \ \ + \mu\frac{A^3}{32\omega^2}(\cos 3\omega \ \ - \cos\omega \ \ )\#(2.6)$$

$$\omega = \omega_n\sqrt{1 + \frac{3}{4}\frac{\mu A^2}{\omega_n^2}} \approx \omega_n\left(1 + \frac{3}{8}\frac{\mu A^2}{\omega_n^2}\right)\#(2.7)$$

З рівняння (2.7) видно, що частота коливань зсувається від лінійної власної частоти ω_n на поправочний коефіцієнт, який залежить від амплітуди коливань A та коефіцієнтів нелінійності μ. Ця частотно-амплітудна взаємодія є унікальною властивістю нелінійних систем. Вплив кубічної нелінійності залежить від її знака. При $\mu > 0$ частота вібрації зростає (ефект зміцнення), а при $\mu < 0$ – зменшується (ефект пом’якшення)[93].

2.1.4. Аналіз дрейфу нульового сигналу VCG

Нульове зміщення – вихідний сигнал гіроскопа без частоти обертання. Для ідеального вібраційного циліндричного гіроскопа нульове зміщення повинно дорівнювати 0, але через недосконалість матеріалу та виготовлення циліндричного резонатора нульове зміщення VCG завжди не дорівнює нулю і буде дрейфувати з часом і температурою.

Щоб проаналізувати дрейф нульового зсуву VCG, у цій статті використовується математична модель, запропонована Лінчем [94]. У математичній моделі враховуються недосконалості маси та жорсткості, що спричиняють поділ частот між двома модами та неоднорідне демпфування, що залежить від кута окружності. Рівняння представлені таким чином:

$$\begin{aligned}\ddot{x} - 4k \ \ \dot{y} + \left(\frac{2}{\tau} + \Delta\frac{1}{\tau}\cos 4\theta_\tau\right)\dot{x} + \Delta\frac{1}{\tau}\sin 4\theta_\tau\,\dot{y} + (\omega^2 + \omega\Delta\omega\cos 4\theta_\omega)x - \omega\Delta\omega\sin 4\theta_\omega\,y = F_x \\ \ddot{y} - 4k \ \ \dot{x} + \left(\frac{2}{\tau} - \Delta\frac{1}{\tau}\cos 4\theta_\tau\right)\dot{y} + \Delta\frac{1}{\tau}\sin 4\theta_\tau\,\dot{x} + (\omega^2 - \omega\Delta\omega\cos 4\theta_\omega)y - \omega\Delta\omega\sin 4\theta_\omega\,x = F_y\end{aligned}\#(2.8)$$

де:

$$\omega^2 = \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{2}, \qquad \frac{1}{\tau} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right), \qquad \omega\Delta\omega = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}, \qquad \Delta\frac{1}{\tau} = \frac{1}{\tau_1} - \frac{1}{\tau_2}$$

У рівнянні (2.8) x, y — переміщення вздовж осей X і Y відповідно, F_x і F_y — рушійна сила вздовж осей X і Y, k – коефіцієнт Брайана, Ω – кутова швидкість. ω_1 і ω_2 — власні частоти двох мод, θ_ω — азимут осі нормальної моди ω_1, виміряний від напрямку x. τ_1 і τ_2 – головні постійні часу затухання, θ_τ – азимут осі затухання τ_1.

Нульове зміщення є вихідним сигналом гіроскопа без кутової швидкості, тому ми допускаємо Ω=0, тоді рівняння можна записати так:

$$\begin{matrix} \ddot{x} + c_1\ \dot{x} + c_2\ \dot{y} + k_1\ x + k_2\ y = F_x \\ \ddot{y} + c_2\ \dot{y} + c_1\ \dot{x} + k_2\ y + k_1\ x = F_y \end{matrix} \#(2.9)$$

де:

$$c_1\ = \frac{2}{\tau} + \frac{\Delta 1}{\tau}\cos 4\theta_\tau = \left(\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right) + \left(\frac{1}{\tau_1} - \frac{1}{\tau_2}\right)\cos 4\theta_\tau$$

$$c_2\ = c_1\ = \frac{\Delta 1}{\tau}\sin 4\theta_\tau = \left(\frac{1}{\tau_1} - \frac{1}{\tau_2}\right)\sin 4\theta_\tau$$

$$c_2\ = \frac{2}{\tau} - \Delta\frac{1}{\tau}\cos 4\theta_\tau = \left(\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right) - \left(\frac{1}{\tau_1} - \frac{1}{\tau_2}\right)\cos 4\theta_\tau$$

$$k_1\ = \omega^2 + \omega\Delta\omega\cos 4\theta_\omega = \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{2} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}\cos 4\theta_\omega$$

$$k_2\ = -\omega\Delta\omega\sin 4\theta_\omega = -\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}\sin 4\theta_\omega$$

$$k_1\ = \omega^2 - \omega\Delta\omega\cos 4\theta_\omega = \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{2} - \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}\cos 4\theta_\omega$$

З метою спрощення аналізу припустимо, що рушійна сила F_y = 0, за допомогою перетворень Лапласа рівняння (2.9) набуває вигляду:

$$\begin{matrix} (s^2 + c_1\ s + k_1\ )X(s) + (c_2\ s + k_2\ )Y(s) = F_x(s) \\ (s^2 + c_2\ s + k_2\ )Y(s) + (c_1\ s + k_1\ )X(s) = 0 \end{matrix} \#(2.10)$$

Розв’язок рівняння (2.10) є:

$$X(s)=\frac{s^2+c_2\ s+k_2}{(s^2+c_2\ s+k_2\ )(s^2+c_1\ s+k_1\ )-(c_2\ s+k_2\ )(c_1\ s+k_1\ )}F_x(s)$$
$$\#(2.11)$$
$$Y(s)=-\frac{c_1\ s+k_1}{(s^2+c_2\ s+k_2\ )(s^2+c_1\ s+k_1\ )-(c_2\ s+k_2\ )(c_1\ s+k_1\ )}F_x(s)$$

Для точки з азимутом θ її відгук можна записати так:

$$Z_\theta(s)=X(s)\cos 2\theta+Y(s)\sin 2\theta\ \#(2.12)$$

Таким чином ми можемо обчислити вібрацію по всьому колу, тоді можна отримати вісь вібрації. Оскільки дрейф нульового зсуву спричинений обертанням осі вібрації, ми можемо досліджувати дрейф нульового зсуву, аналізуючи вісь осі.

За допомогою математичної моделі CVG ми бачимо, що розщеплення частоти, неоднорідність демпфування, азимут осі нормального режиму та вісь демпфування можуть впливати на вісь вібрації резонатора. Крім того, невідповідність електродів PZT і помилка компонентів схеми керування також можуть спричинити дрейф нульового сигналу VCG.

Відповідно до аналізу в розділі 3, нелінійна вібрація змушує резонатор мати різні резонансні частоти при різних амплітудах, що призведе до додаткового розщеплення частоти. Ця стаття в основному зосереджена на впливі такого роду частотного розщеплення.

Для резонатора з f_1=5000 Гц, Q_1=Q_2=10000 вплив розщеплення частоти на вібраційну вісь можна розрахувати за рівнянням (2.12), результат показано на рис.2.3.

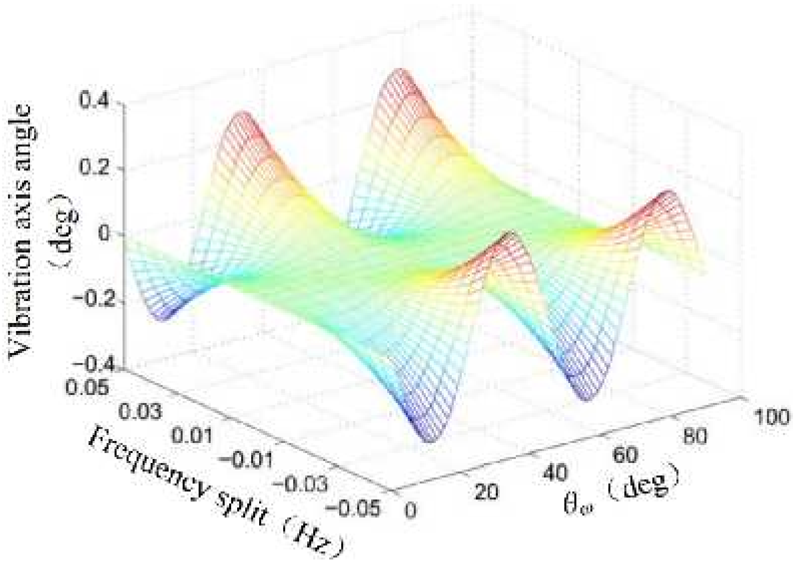


Рисунок 2.3. Вплив частотного розщеплення на вібраційну вісь

Як показано на рис.2.3, коли резонатор має розщеплення частоти, обертання осі нормального режиму призведе до відхилення осі вібрації. Кут відхилення осі вібрації пропорційний частотному розподілу. Якщо частотний розподіл дорівнює нулю, вісь вібрації залишатиметься стабільною.

2.1.5. Дрейф нульового сигналу, викликаний нелінійною вібрацією

Щоб зменшити нульовий сигнал та підвищити стабільність циліндричного вібраційного гіроскопа, розщеплення частоти циліндричного резонатора усувається шляхом підвищення точності обробки та підстроювання [95,96]. Після підстроювання дві власні частоти циліндричного резонатора майже рівні, $\omega_1 \approx \omega_2$.

Для збільшення пропускної здатності ВКГ в схемі керування ВКГ широко використовується метод балансування сил. На рис. 2.4. показано метод керування VCG, схема керування в основному складається з двох частин: контуру збудження та контуру виявлення та відновлення сил. Контур збудження використовується для збудження резонатора, що коливається на резонансній частоті з постійною амплітудою. Контур виявлення та балансування сили демодулює кутову швидкість і пригнічує вібрацію вторинного режиму для збільшення смуги пропускання.

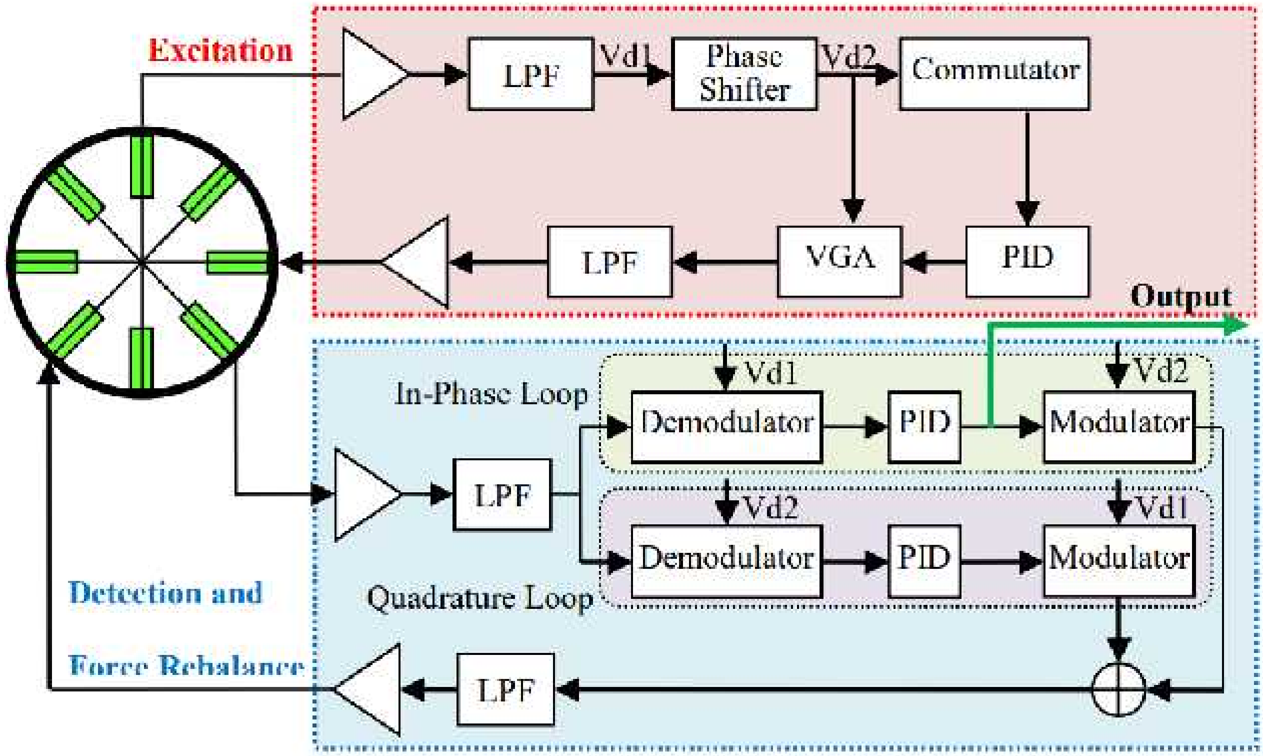


Рисунок 2.4. Блок-схема методу керування VCG

Оскільки розщеплення частоти резонатора скорочено до дуже низького значення, тож амплітуда вторинної моди близька до нуля, коли в гіроскоп не надходить кутова швидкість. При цьому амплітуда вторинної моди значно менша, ніж основної. Для VCG, розробленого нашою лабораторією, амплітуда керуючого сигналу перевищує 1 В, тоді як амплітуда сигналу балансування сили зазвичай нижча за 50 мВ. Згідно з аналізом у розділі 3, різні амплітуди призводять до різних резонансних частот. Незважаючи на те, що розщеплення частоти резонатора зрівняно до нуля, резонансна частота основної моди з великою амплітудою відрізняється від вторинної моди з малою амплітудою. Це означає, що нелінійна вібрація спричинить додаткове розщеплення частоти, що призведе до нульового дрейфу.

2.1.6. Резонансна частота при різних рушійних силах

Резонансна частота циліндричного резонатора вимірюється аналізатором частотної характеристики NF FRA5087. Як показано на рис.2.5, FRA5087 подає синусну напругу на пару п’єзоелектричних електродів для керування циліндричним резонатором. Ця пара електродів називається керуючими електродами. Тим часом вихід також пов’язаний з каналом CH2 як одним із входів FRA. Інший вхідний канал CH1 пов’язаний з електродами, які рознесені на 90° з збудженими електродами.

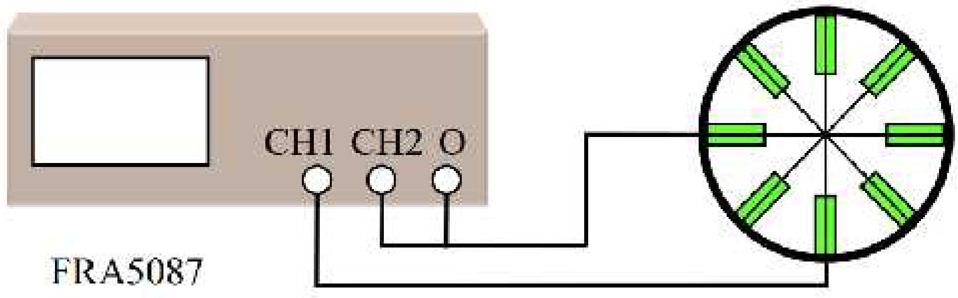


Рисунок 2.5. Спосіб вимірювання резонансної частоти

У експерименті [99] змінюючи амплітуду вихідної напруги FRA5087 з 10 мВ до 1 В, вимірюються частотні характеристики циліндричного резонатора під цими різними напругами відповідно. Результати тестування показані на рис.2.6, на якому параметр «Gain» обчислюється за CH1/CH2.

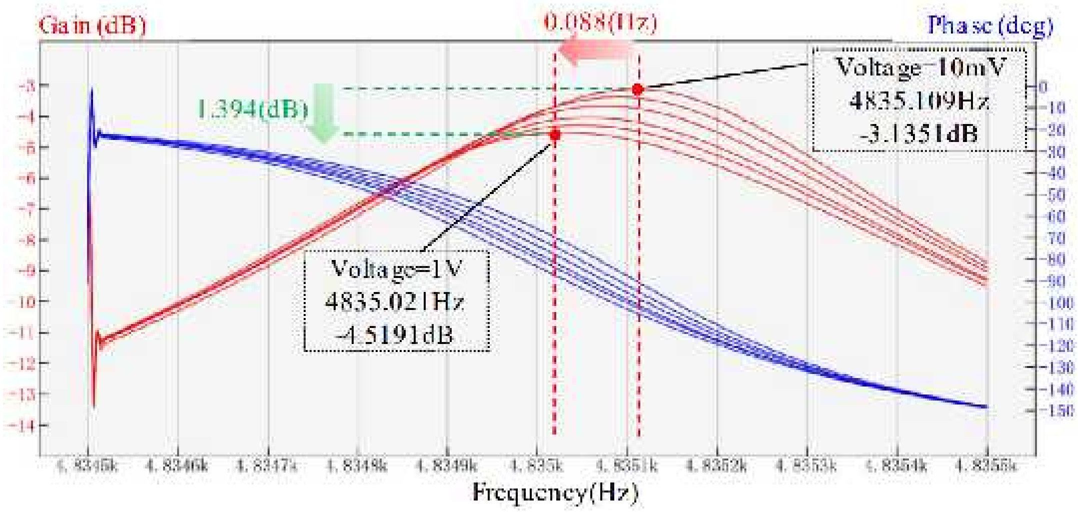


Рисунок 2.6. АЧХ при різних напругах керування

На рис.2.6 ми можемо бачити, що коли напруга керування зросла з 10 мВ до 1 В, резонансна частота зменшилася з 4835,109 Гц до 4835,021 Гц, а посилення системи одночасно зменшилося з -3,1351 дБ до -4,5191 дБ.

Зменшення резонансної частоти свідчить про те, що циліндричний резонатор є м'якою нелінійною коливальною системою. Зменшення резонансної частоти становить 0,088 Гц, що є досить великим частотним розподілом для VCG і значно порушить стабільність. Крім того, зменшення підсилення викликає нелінійний вихід VCG.

2.1.7. Дрейф нульового сигналу при різних розподілах частоти

Відповідно до аналізу в Розділі 2.1.4, нелінійна вібрація циліндричного резонатора може спричинити додатковий дрейф нульового сигналу, що означає, що вихідний сигнал буде дрейфувати, коли частотний розподіл становить 0 Гц. У цьому експерименті перевіряється дрейф нульового зсуву за різного розподілу частот.

Розщеплення частоти резонатора змінюється додаванням мас на краю резонатора. Як показано на рис.2.7, частоти осі збудження та осі детектування становлять ω_1 та ω_2 відповідно. $\omega_1 > \omega_2$ без додавання мас. Додаткові маси розташовані в положеннях, показаних на рис.2.7, що зменшить частоту резонатора ω_1.

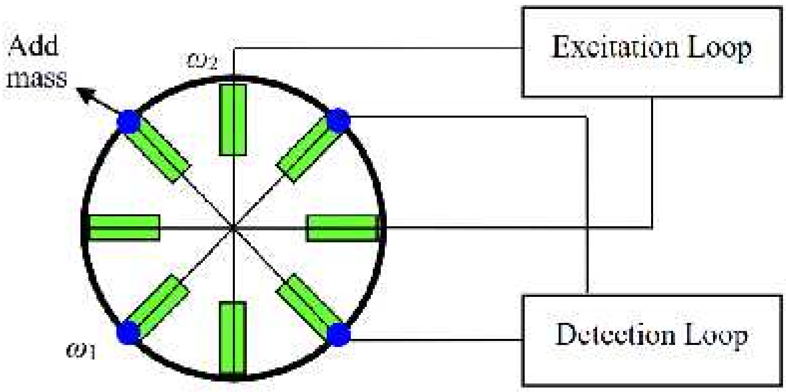
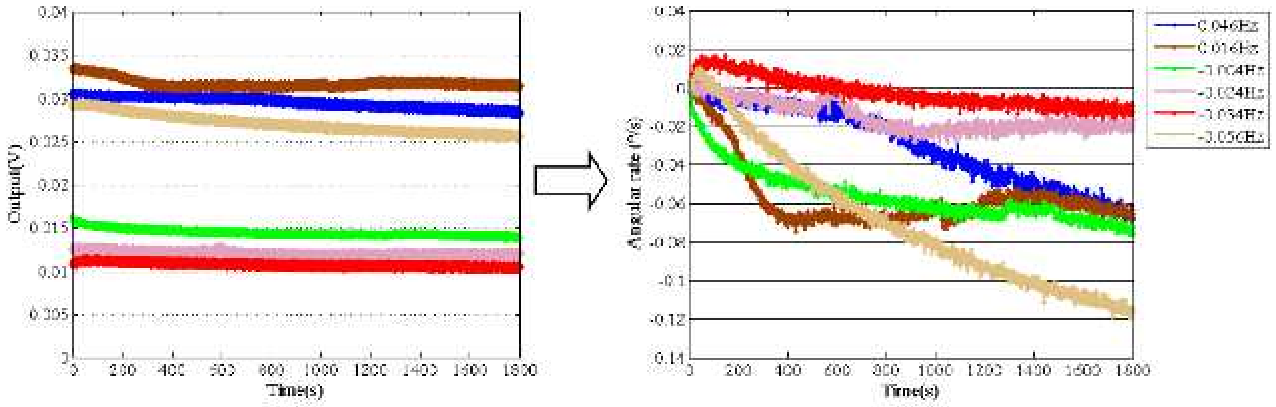


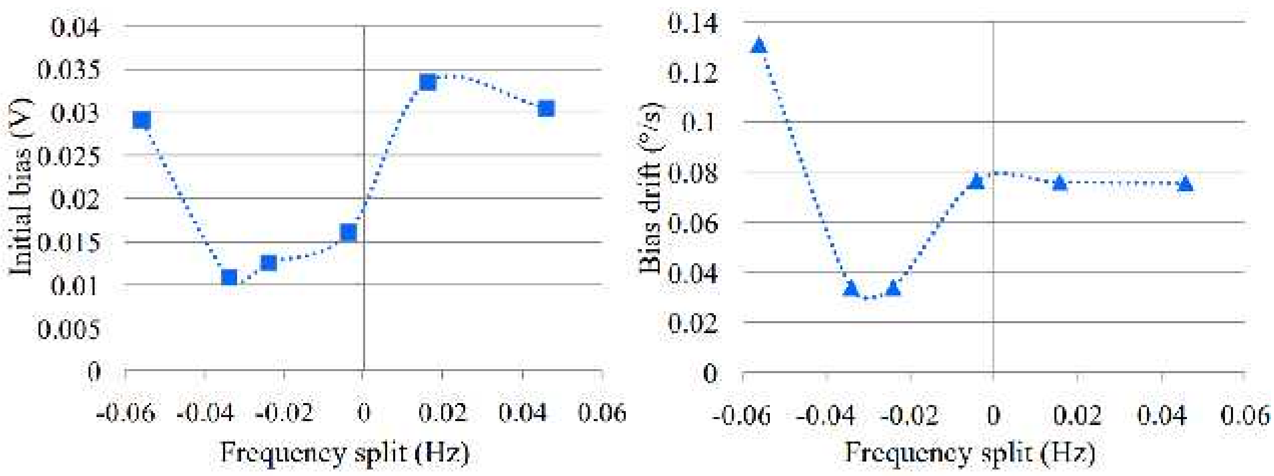
Рисунок 2.7. Зміна розподілу частот шляхом додавання мас

У цьому [99] експерименті додають різні маси на резонаторі, щоб змінити частотний розподіл ($\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$) від -0,056 Гц до 0,046 Гц. При кожному значенні розподілу частот вихідний сигнал гіроскопа без введення кутової швидкості перевірявся протягом 30 хвилин. Усі випробування виконуються в одному середовищі, результати випробувань показано на рис.2.8 і 2.9. На рис.2.8(a) наведено початкову вихідну напругу, щоб порівняти стабільність гіроскопа за різних розподілів частоти, вихідна напруга переноситься на кутову швидкість (мінус нульовий сигнал, потім поділене на масштабний коефіцієнт), як показано на рис.2.8(b). Резонатор упакований разом із платою керування, коли гіроскоп працює, споживання контуру змінить температуру резонатора, що призведе до нульового дрейфу.



(a) (b)

Рисунок 2.8. Вихід гіроскопа при різних розподілах частоти



(a) Initial bias (b) Bias drift

Рисунок 2.9. Початковий сигнал та дрейф сигналу при різних розподілах частоти

На рис.2.8(a) видно, що нульовий сигнал гіроскопа різний при різних розподілах частоти. Як показано на рис.2.9(a), коли частотний розподіл близький до нуля (-0,004 Гц), початковий сигнал не є мінімальним, мінімальне початкове зміщення з’являється, коли частотний розподіл становить -0,034 Гц. На рис.2.8(b) і рис.2.9(b) показано дрейф нульового сигналу за різних розподілів частоти, з якого ми бачимо найбільший дрейф гіроскопа (0,13°/с), коли розподіл частоти становить -0,56 Гц, і дрейф найменший (0,025°/с), коли розподіл частот становить -0,034 Гц або -0,024 Гц. Коли поділ частоти близький до нуля (-0,004 Гц), дрейф нульового зсуву не є найкращим.

При вимірюванні частотного розщеплення амплітуди коливань основної та вторинної моди рівні. Але коли гіроскоп працює, амплітуда рушійної напруги, прикладеної до основного режиму, становить близько 500 мВ, напруга балансу сили становить близько 50 мВ. Через нелінійну вібрацію резонансна частота пов’язана з амплітудою вібрації. Як показано на рис.2.10(а), резонансна частота збільшиться приблизно на 0,3 Гц, коли напруга керування зменшиться з 500 мВ до 50 мВ, тому мінімальний нульовий сигнал та дрейф сигналу з’являються при частотному розподілі, що дорівнює -0,34 Гц і -0,24 Гц .

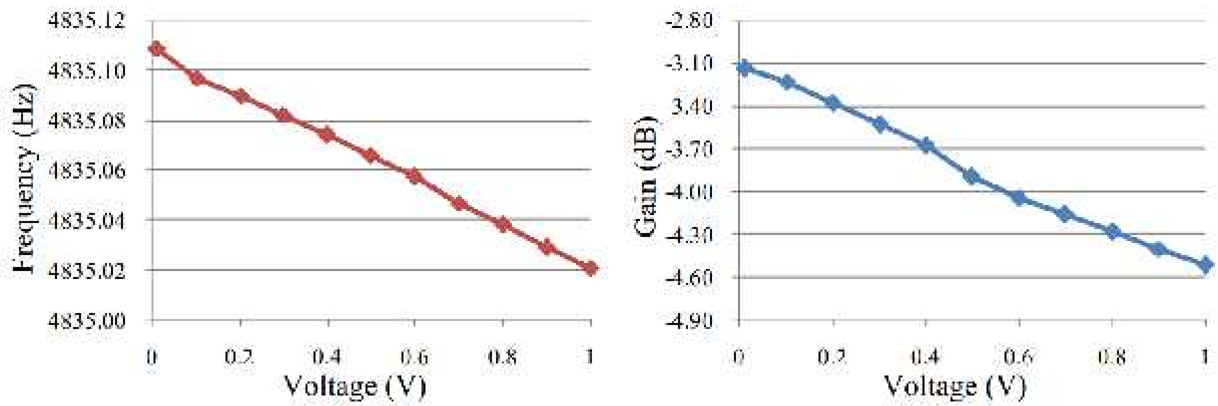


Рисунок 2.10. Резонансна частота і посилення при різних напругах

У цьому [99] експерименті змінюють лише розподіл частоти резонатора, нерівномірність демпфування, сигнал електродів PZT і схему керування залишаються однаковими. Отже, різний нульовий сигнал та дрейф в основному викликані зміною частотного розподілу.

Вихідний сигнал і дрейф сигнаду інших трьох гіроскопів за різних розподілів частот перевіряються тим же методом, результати показані на рис.2.11.

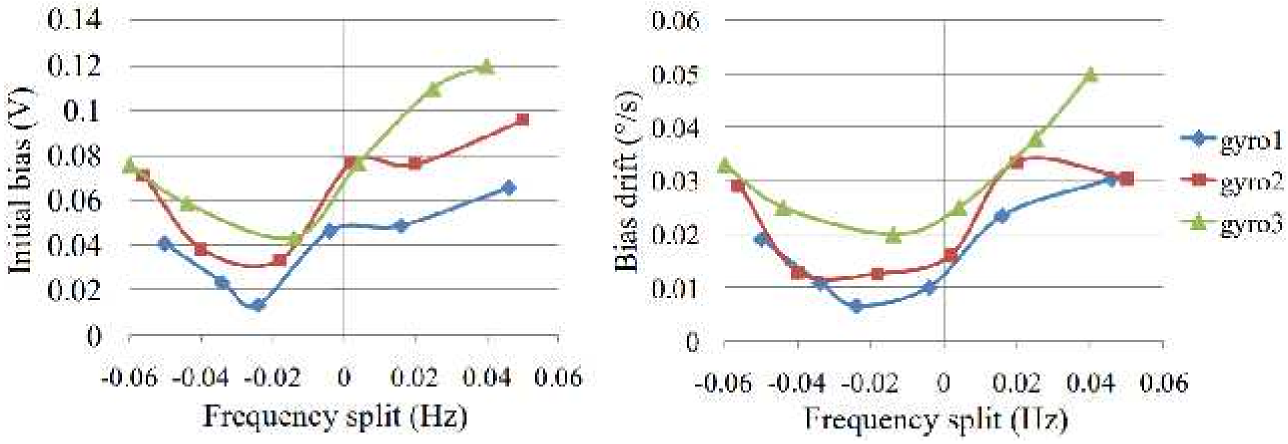


Рисунок 2.11. Результати тестування іншого гіроскопа

Як показано на рис.2.11, коли розщеплення частоти дорівнює нулю, початковий сигнал та дрейф сигналу гіроскопів не є мінімальними. Мінімальний зсув завжди виникає, коли розщеплення частоти є негативним значенням. Щоб зменшити дрейф нульового зсуву вібраційного циліндричного гіроскопа, між ω_1 і ω_2 має бути спеціальний розподіл частот. Крім того, резонатор повинен збуджуватися віссю з більшою резонансною частотою.

2.2. Компенсація стабільності нульового сигналу МЕМС гіроскопа

2.2.1. Загальні положення

Стабільність нульового сигналу є важливим технічним показником для гіроскопа МЕМС, який використовується для вимірювання дискретного ступеня між вихідним сигналом і середнім значенням гіроскопа МЕМС у той час, коли гіроскоп МЕМС є статичним, і виражається відповідним еквівалентним вхідним сигналом стандартного відхилення результату протягом певного часу, а саме

$$V_s = \frac{1}{K}\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i-1}^{n}\left(F_i - \overline{F}\right)^2}$$

де K — масштабний коефіцієнт, F — середнє значення виходу гіроскопа, F_i — вихід однобічної амплітуди в момент t_i. Нехай K=1, ігноруючи вплив масштабного коефіцієнта на зсув сигналу, тоді значення дисперсії сигналу гіроскопа менше, стабільність сигналу краща.

Вейвлет-перетворення — це метод частотно-часового аналізу, який має хороші характеристики частотно-часової роздільної здатності та хороший ефект для зменшення шуму гіроскопічного сигналу. Однак операція вейвлет-перетворення є складною, і загальний вираз отримати непросто. Тимчасові ряди мають переваги у швидкому налаштуванні, простому керуванні, легкому підгонці та поєднанні з фільтром KALMAN порівняно з вейвлет-перетворенням. Це причина, чому часові ряди широко використовуються в обробці фільтрів для сигналу MEMC-гіроскопа. Інтегроване використання вейвлет-перетворення та часових рядів представлено в цій статті для покращення стабільності нульового сигналу гіроскопа MEMC.

2.2.2. Модель ARMA та фільтр Калмана

Основна ідея часових рядів така: для часового ряду $\{x_t\}$, який є плавним, нормальним, нульовим середнім, якщо значення перших n кроків $\{x_{t-1}\}, \{x_{t-2}\}, \dots, \{x_{t-n}\}$ і інтерференція перших m кроків $\{a_{t-1}\}, \{a_{t-2}\}, \dots, \{a_{t-m}\}$ впливає на значення $\{x_t\}$, тоді найбільш поширена модель ARMA доступна відповідно до існуючих думок про багатовимірну регресію:

$$x_t = \phi_1 x_{t-1} + \phi_2 x_{t-2} + \dots + \phi_n x_{t-n} - \theta_1 a_{t-1} - \theta_2 a_{t-2} - \dots - \theta_m a_{t-m} + a_t$$

де ϕ_i (i = 1,2,3,…,n) – параметри авторегресії, θ_j (j = 1,2,3,…,m) – параметри ковзного середнього, $\{a_t\}$ – послідовність білого шуму, ця формула є моделлю ковзного середнього авторегресії x_i, тобто ARMA(n, m) модель.

Загалом модель ARMA (n, m) встановлюється за допомогою наступних етапів: попередня обробка даних, вибір структури моделі, визначення порядку, оцінка параметрів, перевірка, прогнозування. Існує багато способів визначення порядку, тут використовується AIC. Спочатку видається порядок j, k, а потім дисперсія оцінки білого шуму δ^2 отримується за допомогою методу авторегресійної апроксимації, нарешті, обчислюється функція AIC:

$$A \quad (k, j) = \ln\left(\delta^2(k, j)\right) + \frac{2(k + j)}{N} \#(33)$$

Мінімальна точка (p’, q’) AIC (k, j) є порядком AIC (p, q), а також порядком ARMA (p, q).

Тут для оцінки параметрів використовується метод авторегресії. Авторегресійна апроксимація використовується під час підгонки моделі ARMA (p, q) для нульових середніх даних $x_1, x_2, ..x_N$: спочатку встановлюється модель AR, а потім береться верхня межа порядку авторегресії як $P = \lfloor\sqrt{N}\rfloor$, $\lfloor\sqrt{N}\rfloor$ – це дійсна частина N. Порядок P моделі AR та оцінка коефіцієнтів авторегресії $(a_1', a_2', \ldots, a_p')$ отримані за AIC. Після цього розрахунок залишку: $\varepsilon = x_t - \sum_{j=1}^{p} a_j' x_{t-j}$, $(t = p + 1, p + 2, \ldots, N)$. Тоді можна записати наближену модель ARMA (p, q):

$$x_t = \sum_{j-1}^{p} a_j x_{t-j} + \varepsilon + \sum_{j-1}^{p} b\varepsilon_{t-j}$$

де $t = L + 1, L + 2, \ldots, N$, $L = \max(p', p, q)$, a і b – невизначені параметри. Нарешті виходять параметри підгонки за допомогою методу найменших квадратів і модель ARMA.

Створити:

$$Y = \begin{bmatrix} x_{L+1} \\ x_{L+1} \\ \cdots \\ x_{L+1} \end{bmatrix} \#(2.14)$$

$$Y = \begin{bmatrix} x_L & \cdots & x_{L-p+1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{N-1} & \cdots & x_{N-p} \end{bmatrix} \#(2.15)$$

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon'_L & \cdots & \varepsilon'_{L-q+1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \varepsilon'_{N-1} & \cdots & \varepsilon'_{N-q} \end{bmatrix} \#(2.16)$$

$$\beta = [a, b]^T$$

Потім:

$$\beta = \begin{bmatrix} X^T X, X^T \varepsilon \\ \varepsilon^T X, \varepsilon^T \varepsilon \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} X^T Y \\ \varepsilon^T Y \end{bmatrix} \#(2.17)$$

Дисперсія білого шуму:

$$Q(a, b) = \sum_{t-L+1}^{N} \left(x_t - \sum_{j-1}^{p} a_j x_{t-j} - \sum_{j-1}^{q} b_j \varepsilon_{t-j} \right)^2 \#(2.18)$$

$$\sigma'^2 = \frac{Q(a, b)}{N - L} \#(2.19)$$

Його відповідна модель простору стану рівняння фільтрації Калмана:

- Рівняння стану:

$$X_k = AX_k + BV_k \#(2.20)$$

- *Рівняння виходу:*

$$Y_k = CX_k + W_k \#(2.21)$$

До нього входять статистичні характеристики V_k і W_k, для яких $E(W_k) = 0$, $E(V_k) = 0$, $E\left(W_k W_j^T\right) = Q_k \delta_k$, $E\left(V_k V_j^T\right) = R_k \delta_k$, $E\left(W_k V_j^T\right) = 0$. Стан системи $X_k = [\hat{x}_k, \hat{x}_{k-1}]^T$, шум процесу $V_k = [a_k, 0]^T$.

Якщо помилка оцінки моделі становить W_k, то $X_k = \hat{x}_k + W_k$.

Якщо вихід системи $Y_k = x_k$, то формула виходу: $Y_k = CX_k + W_k$; статистичні характеристики V_k і W_k відповідають статистичним властивостям фільтра Калмана, тобто V_k і W_k є нерелевантною нульовою середньою послідовністю білого шуму. Отже, рекурсивна формула фільтра Калмана дорівнює:

$$\begin{cases} \hat{X}_{k,k-1} = A\hat{X}_{k-1,k-1} \\ \hat{X}_{k,k} = \hat{X}_{k,k-1} + K_k\left[Y_k - C_k\hat{X}_{k,k-1}\right] \\ K_k = P_{k,k-1}C^T\left[CP_{k,k-1}C^T + R_k\right]^{-1} \\ P_{k,k-1} = AP_{k,k-1}A^T + BQ_{k-1}B^T \\ P_{k,k} = [I - K_kC]P_{k,k-1} \\ \hat{Y}_k = C\hat{X}_{k,k} \end{cases} \#(2.22)$$

У формулі (2.22) $\hat{X}_{k,k-1}$ – подальша оцінка стану фільтра, $\hat{X}_{k,k}$ – стан фільтра в момент часу k, K_k – матриця коефіцієнта посилення фільтра в момент часу k, R — шумова помилка вимірювання системи, Q – дисперсія шуму процесу системи, $P_{k,k}$ – коваріаційна матриця помилки фільтрації, $\hat{Y}_k$ – вихід фільтра за моменту часу k.

2.2.3. Бінарний ортогональний дискретний вейвлет-алгоритм Маллата (MALLAT)

Дискретизацією масштабного коефіцієнта a та коефіцієнта зсуву b CWT можна отримати DWT ($a = a_0^m$, $b = nb_0a_0^m, m, n \in Z$).

$\psi_{m,n}(t) = |a|^{-\frac{m}{2}}\psi(a_0^{-m}t - nb_0)\ m, n \in Z$ отримано з вейвлет-базисної функції $\psi_{a,b}(t) = |a|^{-\frac{1}{2}}\psi\left(\frac{x-b}{a}\right)$.

У цей час вейвлет-функція перетворюється на дискретний вейвлет. Після цього доступне відповідне дискретне вейвлет-перетворення:

$$\left(W_\psi f\right)(a, b) = \langle f, \psi_{a,b}\rangle = |a|^{-\frac{m}{2}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t)\overline{\psi(a_0^{-m}t - nb_0)}d \ \#(2.23)$$

На практиці, зазвичай, $a_0 = 2, b_0 = 1$, у цей момент $a = 1, 2^1, 2^2, \ldots, 2^J$, отримуємо двійковий вейвлет:

$$\psi_{m,n}(t) = 2^{-\frac{m}{2}}\psi(2^{-m}t - n)\ m, n \in Z \ \#(2.24)$$

На практиці, щоб зробити обчислення вейвлет-перетворення більш ефективним, вейвлет-функція з ортогональністю структурована:

$$\langle\psi_{m,n},\psi_{j,k}\rangle = \int_{-\infty}^{\infty}\psi_{m,n}(t)\overline{\psi_{j,k}(t)}d = \delta_{m,j}\delta_{n,k}\#(2.25)$$

Фільтр високих і низьких частот вейвлет-розкладання отримано на основі дискретної вейвлет-функції. Якщо x’ є сигналом, який проходить через фільтр, то $x' = x_k^{(0)}\cdot h(k) = \sum_n h(k-n)x_k^{(0)}$, $x_k^{(0)}$ – вхідний сигнал, h(k) – фільтр. Після вилучення двох вейвлетів наближені сигнали та детальні сигнали отримують за такою формулою:

$$x_k^1 = \sum_n h_{0(n-2k)}x_n^{(0)}, \qquad d_k^1 = \sum_n h_{1(n-2k)}x_n^{(0)}$$

де d_k^1 – апроксимований(наближений) сигнал, x_k^1 – детальний сигнал. Подібне розкладання виконується до повного завершення розкладання. Це бінарний ортогональний дискретний вейвлет-алгоритм MALLAT.

2.2.4. Поєднання вейвлет-аналізу та часового ряду

Згідно з теоремою Найквіста про вибірку, вибірка спричинить спотворення сигналу, яке також називається накладанням сигналу під час розкладання сигналу за допомогою вейвлет-багатомасштабного аналізу алгоритму MALLAT, оскільки сигнал буде дискретизовано після проходження через фільтр високих частот і фільтр низьких частот, крім того, ефект вейвлет-знищення буде зменшено, якщо псевдонім не оброблено вчасно. Щоб отримати задовільний ефект усунення шумів, слід з часом зменшити вплив накладення на сигнал.

З іншого боку, моделі ARMA для розкладених сигналів легко встановити, оскільки розкладені сигнали є приблизними стаціонарними часовими рядами, після цього, якщо розкладені сигнали відфільтровані фільтром KALMAN, ефект накладення на сигнали буде зменшено та ефект шумозаглушення буде кращим, дисперсія сигналу буде меншою, як наслідок, покращиться стабільність нульового сигналу. Тобто після розкладання приблизний сигнал і детальний сигнал повинні бути відфільтровані в часі, після чого реконструювати вихідний сигнал для завершення процесу фільтрації. На рис. 2.12 показано, як реалізувати метод.

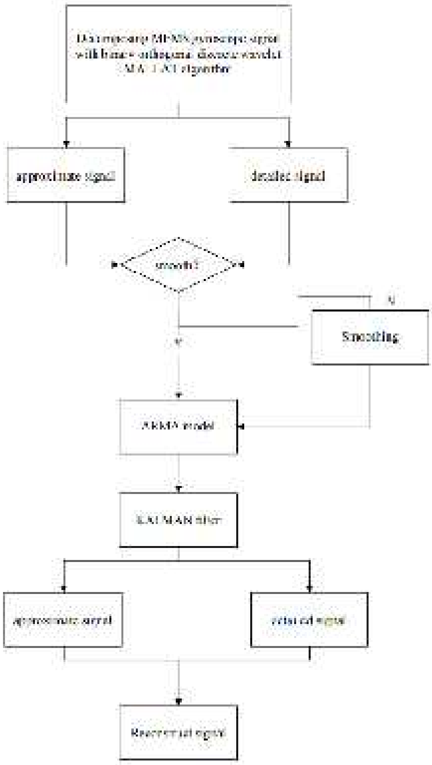


Рисунок 2.12. Потік обробки

2.2.5. Експериментальне підтвердження

Експеримент із збору даних [100] виконується відповідно до методу тестування волоконно-оптичного гіроскопа GJB_2426A-2004, коли гіроскоп MEMC є статичним, вихідна частота сигналу гіроскопа MEMC становить 100 Гц, а вихідні дані осі X показано на рис.2.13.

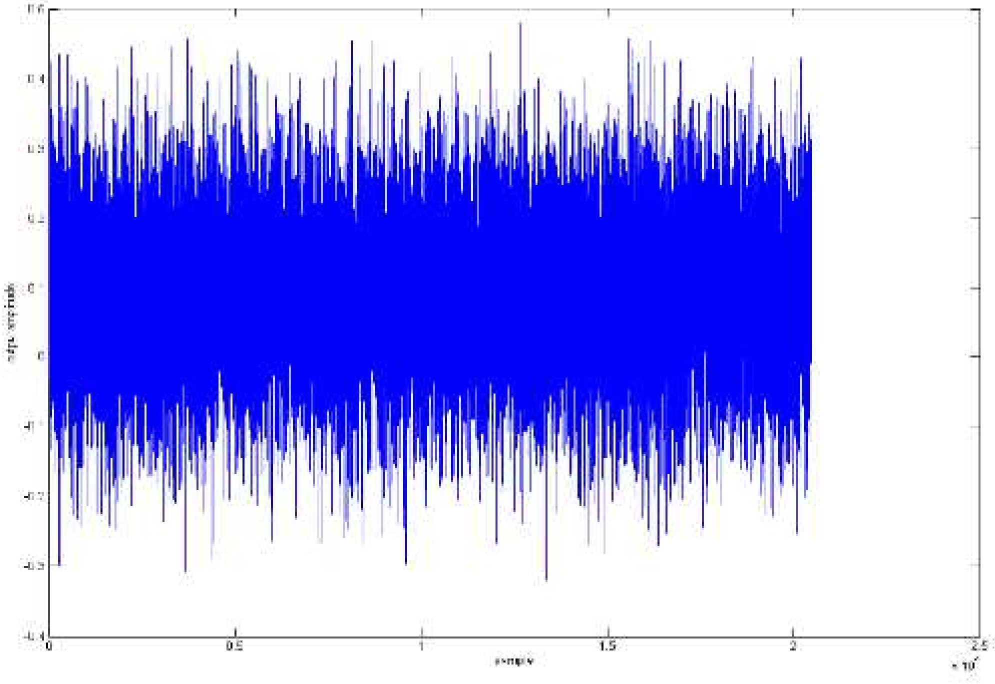


Рисунок 2.13. Оригінальний сигнал гіроскопа МЕМС

Після згладжування протягом 1 с стабільність нульового сигналу вихідних даних розраховується відповідно до GJB_2426A-2004, а стабільність нульового сигналу вихідного сигналу становить 7,5901 (°)/год.

Вибір вейвлет-основи [100]

Вибір базової вейвлет-функції безпосередньо впливає на ефект шумозаглушення сигналу, ідеальні властивості бази вейвлетів мають бути такими:

1. Лінійна фазова характеристика, вона може зменшити або усунути спотворення краю в сигналі реконструкції;

2. Компактна підтримка: чим коротша підтримка, тим нижча обчислювальна складність вейвлет-перетворення та легша для швидкої реалізації;

3. Характеристики моменту зникнення, він визначає ступінь енергії, зосередженої на низькочастотній складовій після вейвлет-перетворення.

Тут вибрано чотири вейвлет-функції, які мають кращу продуктивність у полі шумозаглушення сигналу:

Вейвлет Добеші, вейвлет біортогонального сплайну, вейвлет койфлетів і вейвлет симлетів.

- Вейвлет Добеші: вейвлети Добеші є ортогональними вейвлетами з компактною опорою, які зазвичай виражаються як dbN (N=1,2,...,10), більшість із них не мають симетрії, але для заданої ширини опори Добеші вейвлет має екстремальну фазу та високий зникаючий момент, а масштаб відповідного фільтра є фільтром мінімальної фази. Вибрано вейвлет Db5.
- Біортогональний сплайн-вейвлет: Біортогональний сплайн-вейвлет виражається як bior Nr.Nd. Функція масштабування та базові функції вейвлетів не є ортогональними, але вони компактно підтримуються та мають симетрію, більш того, сигнал може бути точно реконструйований за допомогою фільтра FIR. Основними характеристиками цього типу вейвлетів є лінійна фаза, вейвлети використовуються відповідно для декомпозиції та реконструкції. Тут обрано вейвлет Biorl.5.
- Вейвлет Койфлет: симетрія вейвлета Койфлет краща, ніж dbN, вейвлети Койфлет виражаються як coifN(N=1,2,3,4,5). Тут вибрано вейвлет Coif3

Вейвлет симлетів: вейвлети симлетів є наближеними симетричними вейвлетами з компактною підтримкою, які є вдосконаленням вейвлетів Добеші. Для заданої ширини опори вейвлети симлетів мають найвищий момент зникнення, вейвлети симлетів виражаються як SymN(N=2,3,…,8). Тут вибрано вейвлет Sym5.

Вибір шарів декомпозиції [100]

Чим вищі масштаби декомпозиції, тим сильніша здатність позначати локальні характеристики сигналу, але час обчислення також буде збільшено зі збільшенням обчислювальної роботи. Тому можливість позначення локальних характеристик сигналу та розрахункову роботу слід розглядати комплексно. На рис.2.14 показано результат вейвлет-знищення db5 з різними масштабами.

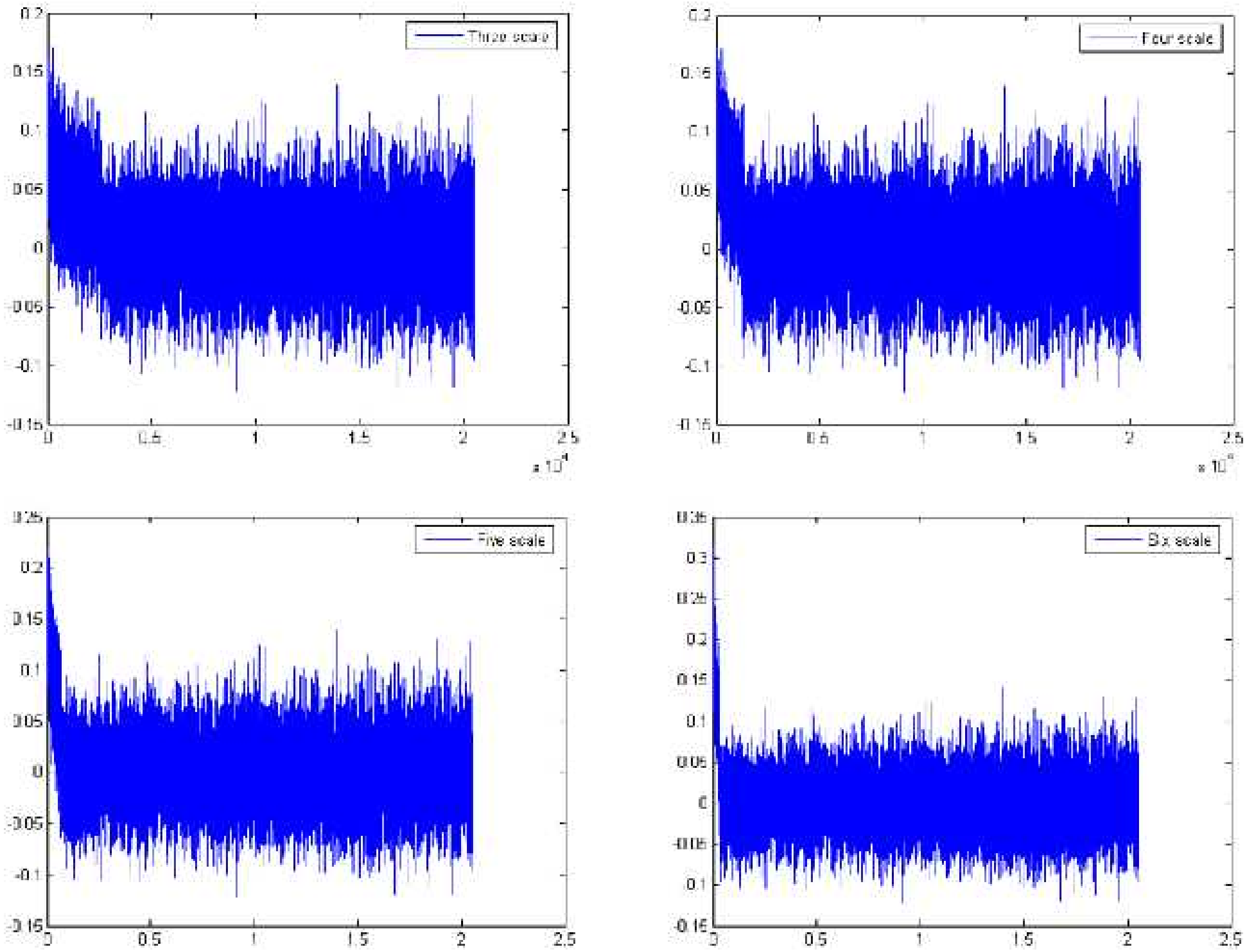


Рисунок 2.14. Ефект шумозаглушення різних масштабів

Згідно з природою вейвлетного розкладання, чим більші масштаби розкладання, тим кращий ефект виділення буде, коли із сигналу виділяється низькочастотний компонент. Однак обчислювальної помилки в процесі декомпозиції важко уникнути, і чим більше шарів декомпозиції, тим більшою буде помилка, що призведе до зниження ефекту фільтрації. Тому шар розкладання не повинен бути ні занадто малим, ні занадто великим. Ефект фільтрації найкращий, коли шар розкладання складається з 3 ~ 5 шарів.

Тримасштабне розкладання для вихідного сигналу виконується за допомогою вейвлета Db5 за допомогою двійкового ортогонального дискретного вейвлет-алгоритму MALLAT, потім розкладений сигнал реконструюється, результати реконструкції детального сигналу в третьому шарі, наближені сигнали в кожному шарі показані на рис.2.15.

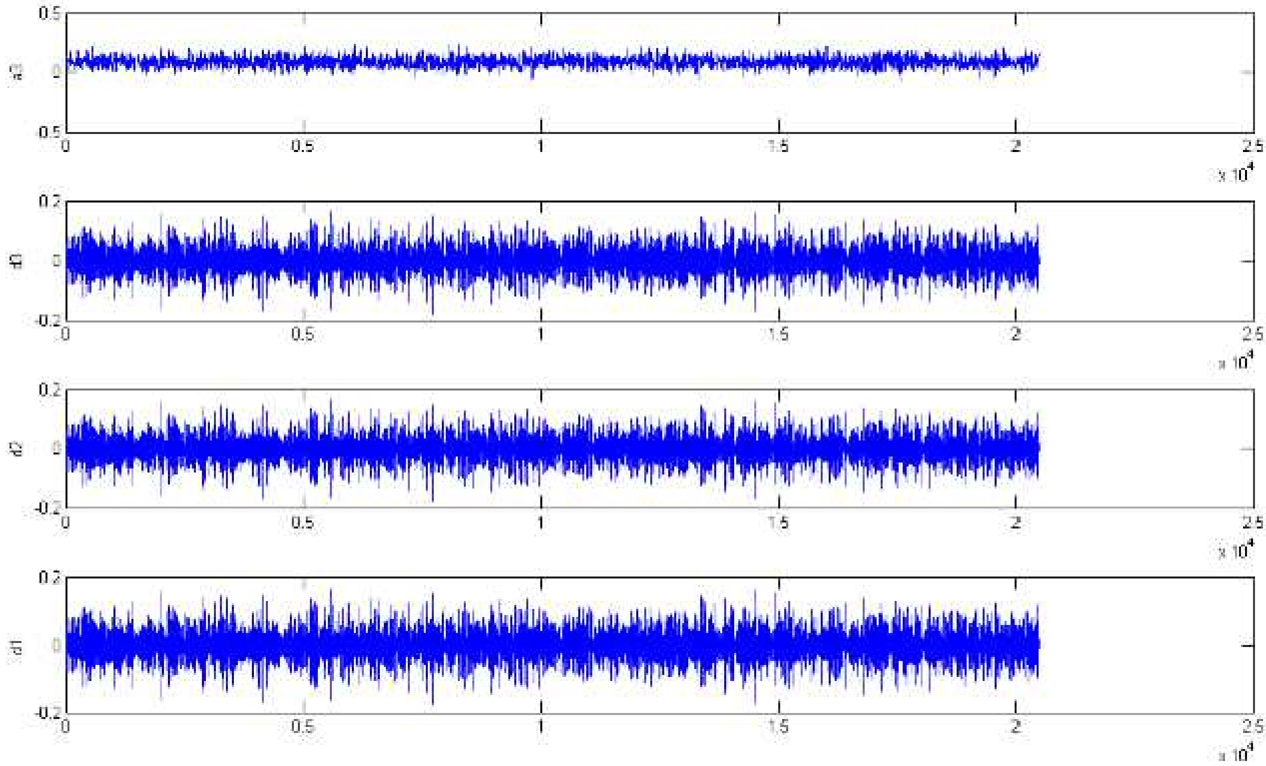


Рисунок 2.15. Ефект шумозаглушення різних масштабів

Модель ARMA встановлюється для сигналу на рис.2.14 після чого, реконструюючи вихідний сигнал за допомогою відфільтрованих сигналів, нарешті вихідний сигнал і сигнал із зашумленням показані на рис.2.16.

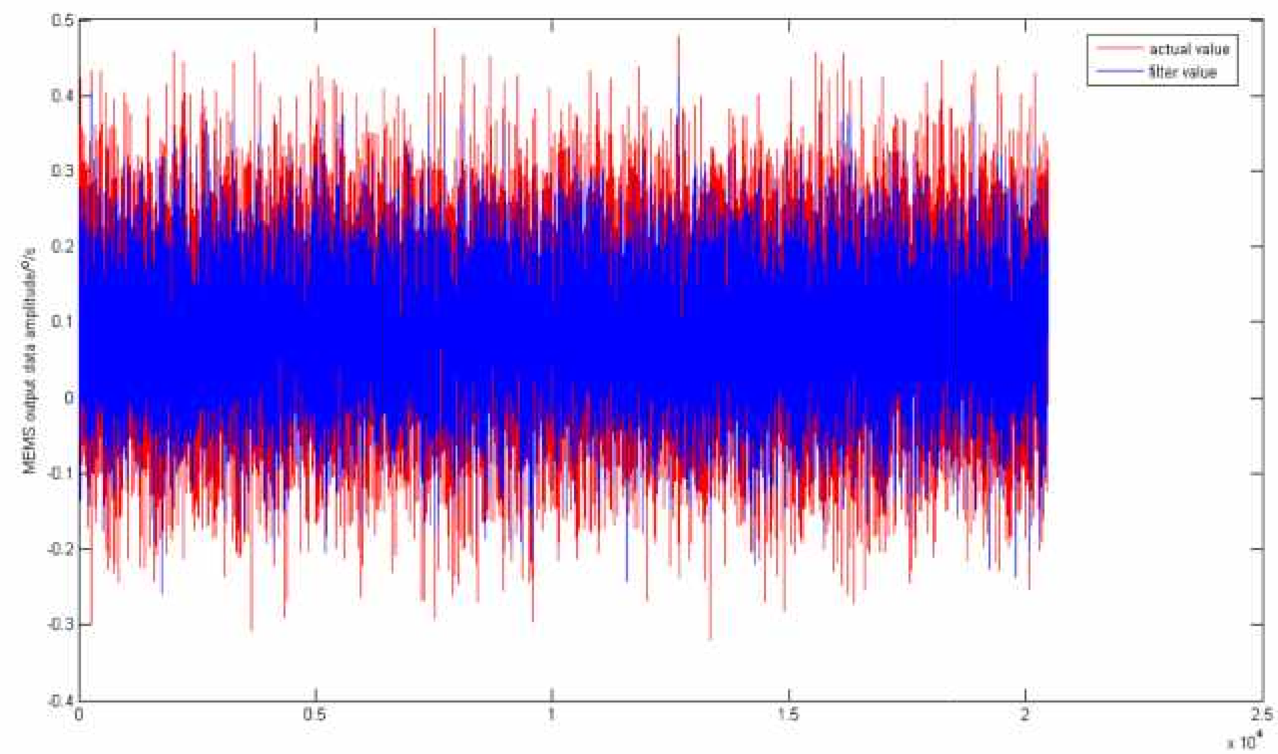


Рисунок 2.16. Оригінальний сигнал і знешумлений сигнал

Відфільтрований сигнал більш плавний, а амплітуда сигналу ближча до 0, що показує, що дисперсію сигналу МЕМС-гіроскопа можна добре зменшити за допомогою вейвлет-перетворення для аналізу нестаціонарних часових рядів МЕМС-гіроскопа. Стабільність нульового сигналу відфільтрованого сигналу становить 3,7957 (°)/год, тобто метод, запропонований у цій статті, добре впливає на покращення стабільності нульового сигналу гіроскопа МЕМС.

2.3. Дослідження температурних характеристик осей мод вібраційних циліндричних гіроскопів

2.3.1. Нульовий сигнал, викликаний дрейфом осей вібрації

Для ідеального циліндричного резонатора, коли гіроскоп знаходиться в стані спокою, вихід вузлових електродів повинен бути точно нульовим. Однак через виробничі помилки цей результат не буде дорівнювати нулю, і тому зазвичай генерується нульовий сигнал. Як правило, нульове сигнал не є стабільним; він сильно змінюватиметься з температурою, що значно зменшить точність гіроскопа. Недосконалість матеріалів, конструкцій, електродів PZT, клеїв для кріплення та схем обробки тощо робить нульовий сигнал нестабільним. Серед них важливу роль відіграє зміна кутового положення осей режимів коливань через недосконалість конструкцій і матеріалів.

Внутрішня теплова напруга σ резонатора пропорційна зміні температури, яка може бути виражена як:

$$\sigma = E\ \ \Delta T\#(2.26)$$

де E – модуль пружності резонатора, a – коефіцієнт теплового розширення, ΔT – зміна температури. Фізичні параметри резонатора також змінюються через зміну температури. Нехай $\{G\}$ – геометричний розмір резонатора, що змінюється з температурою:

$$\{G\} = \{G_0\}(1 + a\Delta T)\#(2.27)$$

тут $\{G_0\}$ — геометричний розмір несформованого резонатора. Тоді можна представити просте рівняння про термічну напругу та термічну деформацію:

$$\sigma = E\left(\frac{\{G\}}{\{\Gamma_0\}} - 1\right)\#(2.28)$$

Для недосконалого циліндричного гіроскопа його структура фактично асиметрична. При зміні температури розподіл термічної напруги σ буде неоднорідним. В результаті осі режиму вібрації резонатора змінюються внутрішньою напругою, що робить нульовий сигнал значно нестабільним.

Для керуючого циклу в схемі обробки, зображеній на рис 2.17., нехай V_{dd} буде напругою, прикладеною до пари керуючих електродів 1–5 у резонаторі, а V_{ds} буде напругою виявлення на іншій парі електродів 3–7, яка може бути виражена як:

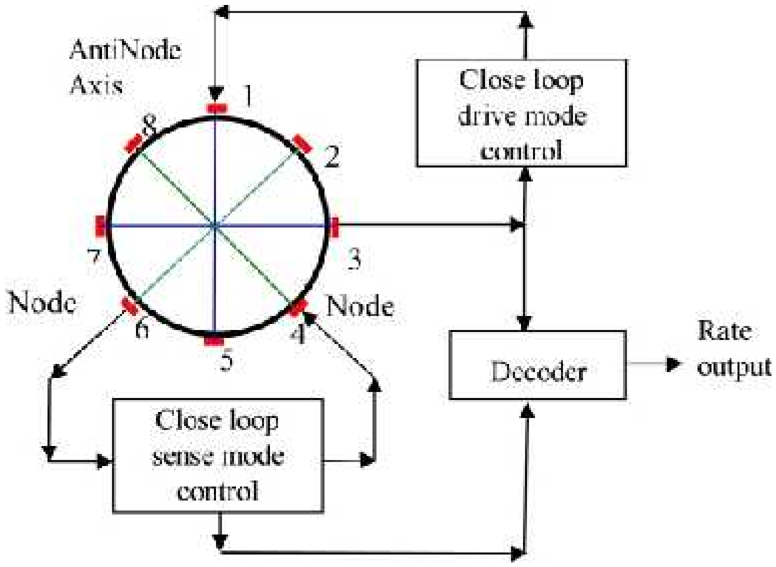


Рисунок 2.17. Схема обробки сигналів для циліндричного резонатора

$$V_d = V_1 \sin(\omega),\quad V_d = V_2 \sin\left(\omega - \frac{\pi}{2}\right)\#(2.29)$$

де V_1 і V_2 — амплітуди керуючої напруги та напруги виявлення відповідно.

Для сенсорного режиму, коли циліндричного резонатор обертається з кутовою швидкістю Ω, завдяки ефекту Коріоліса на електродній парі 2–6 може бути виявлена напруга V_{ss}:

$$V_S = V_3(\Omega)\sin\left(\omega - \frac{\pi}{2}\right)\#(2.30)$$

де $V_3(\Omega)$ - амплітуда вібрації, пропорційна прикладеній швидкості обертання. Оскільки V_{ds} і V_{ss} мають однакову фазу, кінцеву кутову швидкість можна демодулювати за допомогою V_{ds} як опорного сигналу.

Спочатку припустимо, що пари електродів 2–6, 4–8 для режиму сенсу та пари електродів 1–5, 3–7 для режиму збудження коливань точно збігаються з осями вузлів і осями пучностей відповідно. Коли резонатор знаходиться в стані спокою, сигнал від електродної пари 2–6 повинен дорівнювати нулю, тобто $V_{ss0} = 0$. Зі зміною температури осі вузлів і осі пучностей будуть повертатися від осі node axes і осі antinode axes до осі вузла 1 (NodeAxis1) і противузла Вісь 1 (AntiNode Axis1), відповідно, на зсув θ_1 , як показано на рис.2.18. Через зміну осі антивузлів точка з максимальною амплітудою вібрації не буде збігатися з парами електродів 1–5, 3–7 для режиму збудження коливань. Оскільки напруга на парі електродів 3–7 контролюється постійною, то відповідно до теорії стоячої хвилі [101] справжню максимальну амплітуду коливань можна записати як:

$$V_d' = \frac{V_2}{\cos 2\theta_1} \sin\left(\omega - \frac{\pi}{2}\right) = V_2' \sin\left(\omega - \frac{\pi}{2}\right) \#(2.31)$$

Крім того, через зміну осей вузлів вузли більше не будуть розташовані на парах вузлів електродів 2–6, 4–8, отже, сигнал зсуву V_{ss0} створюватиметься цими парами електродів відповідно до стоячої хвилі теорія:

$$V_{s0} = V_2' \cos 2\left(\frac{\pi}{4} - \theta_1\right) \sin\left(\omega - \frac{\pi}{2}\right) = V_2 \tan 2\theta_1 \sin\left(\omega - \frac{\pi}{2}\right) \#(2.32)$$

З рівнянь (46) і (48) ми можемо побачити, що сигнал нульового зсуву має ту саму фазу, що й сигнал, створений швидкістю обертання, тому він безпосередньо впливатиме на кінцевий вихід кутової швидкості та формуватиме нульовий зсув, коли гіроскоп знаходиться в спокої.

Відповідно до рівняння (48) можна побачити , що на сигнал нульового зсуву V_{ss0} впливають позиційні зсуви осей моди вібрації відносно осей електродів, θ_1 . Для зручності аналізу розглядається схема обробки з відкритим циклом для режиму вимірювання. Припустимо, що масштабний коефіцієнт, який є відношенням вихідної потужності гіроскопа до вхідної кутової швидкості [102], становить (V_2/100)/(°/с). Тоді з рівняння (48) ми можемо знайти, що зсув положення на 1°, спричинений коливаннями температури, призведе до нульового зсуву 3,5°/с. Насправді, завдяки замкнутому контуру керування для режиму вимірювання, нульовий сигнал зменшиться певною мірою; однак це все одно буде дуже великим нульовим сигналом для гіроскопів середньої точності. Зрозуміло, що суттєвий вплив на зміщення сигналу при зміні температури має кутове положення осей мод коливань.

2.3.2. Моделювання циліндричного резонатора

Оскільки принцип впливу температури на осі мод коливань складний, важко скласти аналітичні рівняння для циліндричного резонатора [103]. Тому для аналізу симуляції використовується програмне забезпечення ANSYS. Розроблено термомодальну модель циліндричного резонатора, щоб отримати кількісну залежність між температурою та осями режимів коливань [103].

Модель резонатора зображена на рис.2.18, це типовий тонкий оболонковий циліндр, закритий з одного кінця та відкритий з іншого. На відкритому кінці є вісім зубців для регулювання розподілу частот. Зовнішній діаметр резонатора 25 мм, товщина стінки циліндра 1 мм, висота резонатора 15 мм.

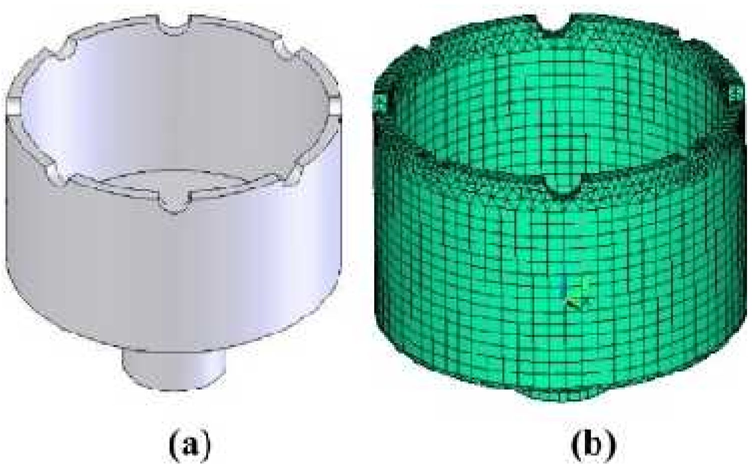


Рисунок 2.18. (a) Мода сутності циліндричного резонатора. (b) Сітчаста модель циліндричного резонатора

Матеріалом резонатора є свого роду нікелевий сплав, основні властивості якого перераховані в табл. 2.1. При цьому передбачається, що матеріал має ізотропні та однорідні властивості. Його механічні та термічні властивості вважаються незмінними в діапазоні температур від −40 °C до 60 °C.

Таблиця 2.1

Властивості матеріалу

Назва	Щільність (кг/м^3)	Модуль пружності (ГПа)	Термічний коефіцієнт модуля пружності (1/°C)	Коефіцієнт теплового розширення (1/°C)	Коефіцієнт Пуассона
Нікелевий сплав	8250	220	10^{-5}	10^{-5}	0,3

Щоб проаналізувати резонатор, ANSYS має спочатку побудувати модель кінцевих елементів. Тут для побудови моделі використовується тип елемента solid 95, який визначається 20 вузлами з трьома ступенями свободи на вузол. Сітчаста модель резонатора складається з 7396 елементів, показаних на рис.2.18(b). Довжина елемента близько 1 мм. Зверніть увагу, що гексаедричні елементи вироджуються в тетраедричні елементи в прилеглій області зубів, що викликає неминучі недосконалості. Але під час уточнення сіток елементів ці недосконалості можна було б проігнорувати, не впливаючи на точність кінцево-елементної моделі. Базуючись на цій моделі, етапи термомодального аналізу такі:

Спочатку проводиться аналіз термічної напруги, отримані розподіли напруги при різних температурах, що показано на рис.2.19(a).

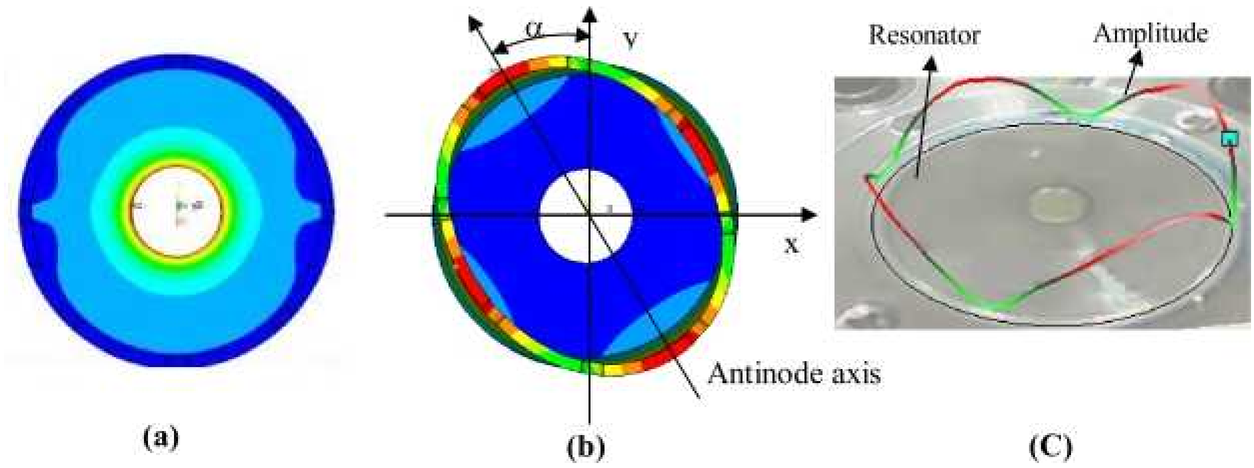


Рисунок 2.19.(a) Контур теплових напружень циліндричного резонатора. (b) Форма режиму моделювання. (C) Експериментальна модальна форма.

По-друге, виконується модальний аналіз, включаючи термічне напруження, створене на першому кроці, і форми моди можуть бути отримані, як показано на рис.2.19(b) [103].

Тоді осі режимів коливань можна визначити за координатами точок з максимальною або мінімальною амплітудою коливань, які також є пучностями або вузлами відповідно.

Дотримуючись вищевказаних трьох кроків, можна отримати кількісне співвідношення між осями моди вібрації та температурою.

Для порівняння, при температурі 0 °C власна частота режиму моделювання становить 5253,15 Гц для ідеального резонатора. Також був виготовлений реалістичний резонатор із таким же розміром імітаційної моделі. Режим був отриманий за допомогою лазерного віброметра Polytec400, який показаний на рис.2.19(c).. Його власна частота становить 5151,33 Гц, що дуже добре підтверджує результат моделювання.

2.3.3.Температурні дрейфи осей мод вібрації

В ідеалі циліндричний резонатор не має жодних похибок геометрії, вісім зубців мають однаковий розмір і рівномірно розташовані на відкритому кінці. У цьому випадку резонатор матиме однакову власну частоту для режиму збудження коливань та режиму сприйняття, а осі режиму вібрації не будуть фіксованими, що означає, що резонатор може збуджуватися до резонансної вібрації на будь-якій осі через центр. Для справжнього резонатора неминучі виробничі помилки та розщеплення частоти, які визначатимуть осі мод вібрації. У наступному моделюванні резонатор сконструйований таким чином, щоб мати похибку форми зубів і дисбаланс маси, а частотний розподіл становить приблизно 1 Гц при 0 °C. Використовуючи метод моделювання, описаний у розділі 4, ми можемо отримати модальні контури для резонатора при різних температурах, включаючи −40 °C, −20 °C, 0 °C, 20 °C, 40 °C і 60 °C. Відповідно до координат точок з максимальною амплітудою вібрації для кожного модального контуру можна точно обчислити положення осей режиму вібрації, наприклад, осей пучностей, що зведено в табл.2.2.

Таблиця 2.2

Дрейф кутового положення осі однієї пучності при зміні температури.

Температура	-40°C	-20°C	0°C	20°C	40°C	60°C	Варіація кута
Кут α	22,24°	22,84°	23,40°	23,47°	24,93°	25,47°	3,23°

З табл.2.2 видно, що коли температура підвищується від −40 °C до 60 °C, зсув позиції однієї осі пучності становить приблизно 3,23°, що призведе до дрейфу нульового сигналу до 11,3°/с відповідно до результатів аналізу. Таким чином, ми можемо виявити, що для недосконалого резонатора зміни температури мають значний вплив на дрейф нульового сигналу через обертання осей режиму вібрації. Оскільки температурна стабільність осей режиму вібрації важлива для стабільності нульового сигналу і на нього впливає багато факторів, у наступних розділах буде досліджено, як ці фактори впливають на положення осей режиму вібрації, включаючи частотний розподіл, похибки геометрії, коефіцієнт теплового модуля пружності і коефіцієнт теплового розширення.

2.3.4. Аналіз факторів впливу на осі мод вібрації

Для змодельованого резонатора, показано на рис.2.18, зберігаючи інші параметри незмінними, включаючи розташування та розмір восьми зубців, у цій роботі частотний розподіл отримано шляхом додавання маси точки. Точкова маса, додана на край резонатора, може фіксувати початкову орієнтацію осей мод коливань. А величину частотного розщеплення можна модулювати шляхом збільшення або зменшення маси. Тут встановлено розділення частот 0,1 Гц, 0,5 Гц і 1 Гц. Використовуючи етапи термомодального аналізу, описані в розділі 4, можна розрахувати зміщення позиції однієї осі пучності при зміні температури від −40 °C до 60 °C, які показані на рис.2.20. Коли розділення частот становить 0,1 Гц, 0,5 Гц і 1 Гц, зміна кута становить 20,27°, 5,58° і 3,23° відповідно.

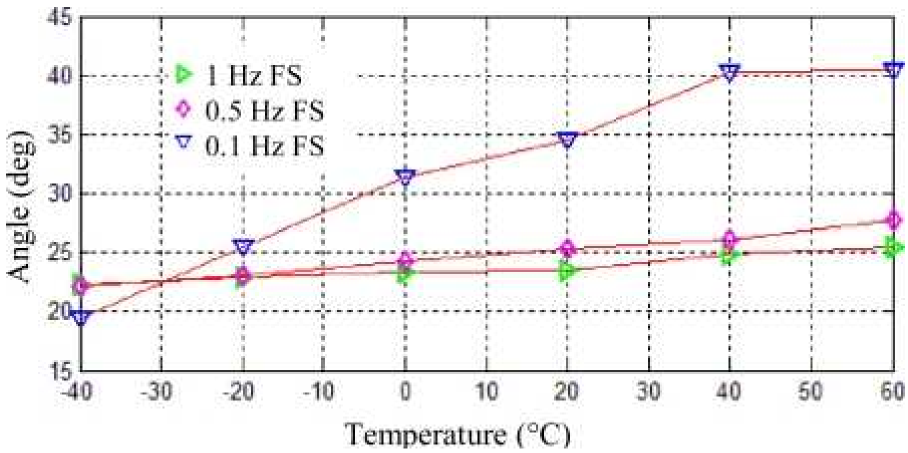


Рисунок 2.20. Зміщення позиції однієї осі пучності, викликане розщепленням частоти.

Згідно з результатами моделювання на малюнку вище, можна побачити, що зі зменшенням частотного розщеплення зміщення положення осі анітіноду стає великим. Взагалі кажучи, розщеплення частот в основному викликано дисбалансом мас, а термічний стрес в основному викликаний помилками геометрії. Зі зменшенням частотного розщеплення резонатор наближається до свого ідеального балансу, і сила для визначення положень осей режиму вібрації стане слабкою. В ідеальному випадку розщеплення частоти дорівнює нулю, і осі режимів вібрації більше не будуть фіксованими. Таким чином, якщо зменшити розподіл частоти та зберегти помилки геометрії незмінними, термічне напруження відіграватиме все більшу й більш важливу роль у визначенні положення для осей режиму вібрації та спричинить велике зміщення положення.

Щоб проаналізувати вплив на положення осей режиму вібрації, спричинений геометричними помилками, вводяться лише геометричні помилки восьми регулювальних зубців, при цьому інші параметри резонатора залишаються незмінними, а частотний розподіл встановлюється рівним 0,1 Гц. На ободі резонатора є вісім напівкруглих зубів, чотири для режиму збудження коливань та чотири для режиму сприйняття. Для зручності аналізу похибка геометрії визначається різницею їх радіусів. Якщо радіус чотирьох великих зубів для одного режиму, наприклад режиму збудження коливань, встановлено рівним 2,5 мм, радіус інших чотирьох малих зубів для іншого режиму встановлено рівним 2 мм, 1,5 мм, 1 мм відповідно, тоді похибки геометрії для цього резонатора вважаються 0,5 мм, 1 мм і 1,5 мм, як показано на рис.2.21.

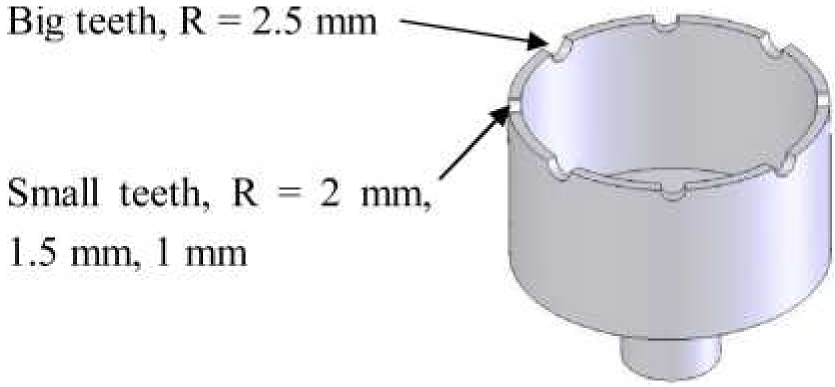


Рисунок 2.21. Похибки геометрії резонатора

Використовуючи ті самі етапи термомодального аналізу, описані вище, можна розрахувати зміщення положення однієї осі пучності при зміні температури від −40 °C до 60 °C, які показані на рис.2.22. Коли похибки геометрії становлять 0,5 мм, 1 мм і 1,5 мм, зміна кута становить 11,34°, 19,11° і 30,09° відповідно. Як видно з рис.2.22, зі збільшенням похибок геометрії зміщення положення осі анітіноди також збільшується з 11,34° до 30,09°. Це явище можна пояснити тим, що більше геометричних помилок призведе до більшого термічного навантаження, що, у свою чергу, призведе до більших зсувів положення осей режиму вібрації для того самого частотного розподілу.

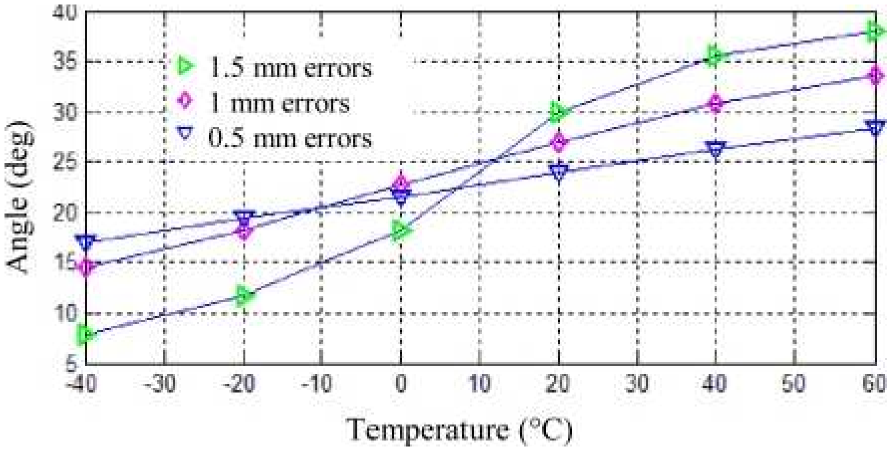


Рисунок 2.22. Зрушення положення однієї осі пучності, спричинені помилками геометрії

Коефіцієнт термічної пружності безпосередньо впливає на стабільність власної частоти резонатора. Проте його вплив на положення осей мод коливань неочевидний. Щоб дослідити цю проблему, коефіцієнт термічного модуля пружності матеріалу встановлюється рівним 1 × 10 −5 1/°C, 5 × 10 −5 1/°C і 1 × 10 −4 1/°C, відповідно, зберігаючи інші параметри незмінними, а розділення частоти встановлено на 0,1 Гц. Зміщення положення однієї осі пучності при зміні температури від −40 °C до 60 °C можна розрахувати за допомогою тих самих кроків аналізу, які показані в рис.2.23.

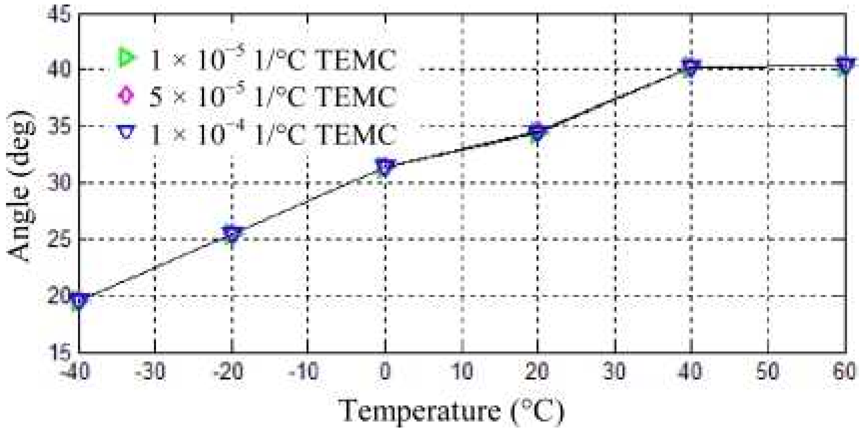


Рисунок 2.23. Зрушення положення однієї осі пучності, викликані коефіцієнтом теплового модуля пружності

З наведеного вище рисунку видно, що зсув положення осі пучності не змінюється, коли коефіцієнт термічної пружності збільшується від 1×10^{-5} 1/°C до 1×10^{-4} 1/°C. Однак результати моделювання не означають, що коефіцієнт теплового модуля пружності матеріалу не важливий для резонатора. Насправді, цей коефіцієнт впливатиме на розщеплення частот і добротність резонатора, і, в свою чергу, певною мірою впливатиме на нульове зміщення, шум, чутливість гіроскопа. Таким чином, низький коефіцієнт теплового модуля пружності все ще є кращим для матеріалів резонатора.

Зберігаючи інші параметри резонатора незмінними, а розділення частоти встановлене рівним 0,1 Гц, коефіцієнт теплового розширення матеріалу резонатора встановлюється рівним 1×10^{-6} 1/°C, $2{,}5 \times 10^{-6}$ 1/°C, 5×10^{-6} 1/°C і 1×10^{-5} 1/°C відповідно. Зміщення положення однієї осі пучності при зміні температури від −40 °C до 60 °C можна розрахувати за допомогою тих самих кроків аналізу, які показані в рис.2.24. Коли коефіцієнт теплового розширення становить 1×10^{-6} 1/°C, $2{,}5 \times 10^{-6}$ 1/°C, 5×10^{-6} 1/°C та 1×10^{-5} 1/°C, зміна кута становить 2,98 °, 5,98°, 12,31° і 20,87° відповідно.

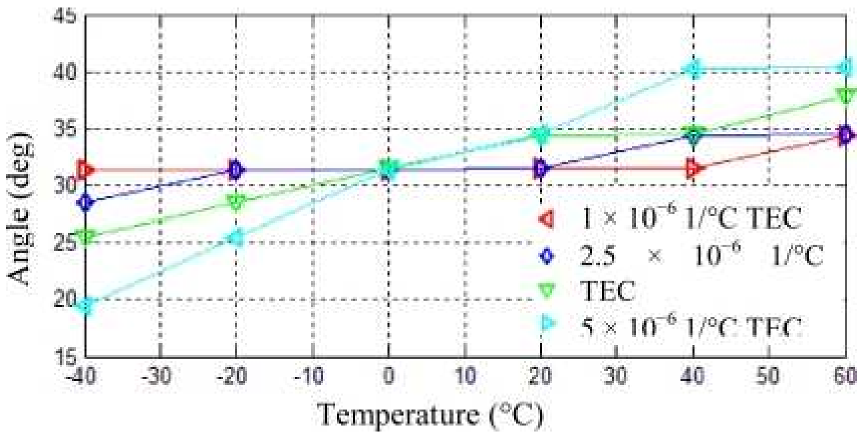


Рисунок 2.24. Зрушення положення однієї осі пучності, викликані коефіцієнтом теплового розширення

Як видно з рис.2.24, зі збільшенням коефіцієнта теплового розширення зміщення положення осі пучності очевидно збільшується від 2,98° до 20,87°. Можна стверджувати, що великий коефіцієнт теплового розширення викличе велике термічне напруження з такою ж зміною температури, і, у свою чергу, спричинить великий зсув положення для осі режиму вібрації. Тому для високоточних гіроскопів необхідний матеріал резонатора з низьким коефіцієнтом теплового розширення.

РОЗДІЛ 3

МІНІМІЗАЦІЯ ЗМІЩЕННЯ НУЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО ГІРОСКОПА

Зміщення нуля вібраційного гіроскопа в режимі вимірювання кутової швидкості в основному визначається добротністю резонатора і різністю частот, а також похибкою розташування електродів вузла відносно реального вузла стоячої хвилі. Кутове положення стоячої хвилі відносно ведучого електрода, за відсутності керуючого сигналу негативного зворотного зв’язку, який компенсує сигнал у вузлах, залежить від тих самих параметрів. При замиканні негативного зворотного зв’язку стояча хвиля примусово встановлюється на керуючому електроді і в цьому випадку амплітуда керуючого сигналу зворотного зв’язку дорівнює зміщенню нуля гіроскопа. Зі збільшенням кута стоячої хвилі амплітуда сигналу зворотного зв’язку також зростає, збільшуючи постійну складову у величині зміщення нуля.

Кутове положення стоячої хвилі розраховується як відношення амплітуд сигналів вузла та пучності. При фіксованій амплітуді пучності, яка встановлюється під час налаштування гіроскопа, амплітуда сигналу вузла залежить від вищезгаданої різниці частоти, різниці добротності і розташування електродів вузла відносно положення вузла стоячої хвилі. Для недорогих не МЕМС гіроскопів різниця частот зазвичай зменшується шляхом проведення процедури балансування маси, усунення дисбалансу маси з певних точок резонатора, а для МЕМС гіроскопів використовуються різні процедури електростатичного налаштування.

Ці методи досить складні, трудомісткі і вимагають спеціально обладнаних робочих місць. Крім того, при цих процедурах різниця добротності не зменшується в достатній мірі, а іноді не зменшується взагалі. Отже, кутове положення стоячої хвилі не буде близьким до ведучого електрода і визначатиме постійну складову величини зміщення нуля. У цьому розділі ми припускаємо, що модель зміщення нуля гіроскопа має три складові. Перша - постійна, яка може змінюватися від увімкнення до увімкнення, друга це є дрейф зміщення нуля, який залежить переважно від температури, і третя - шум, який залежить переважно від електронних блоків гіроскопа.

3.1. Вимірювання зміщення нуля и масштабного коефіцієнту гіроскопа

При примусовій зміні кутового положення стоячої хвилі, зміщення нуля, *B*, і масштабний коефіцієнт, МК, періодично змінюються. Це можна показати вимірюючи ці параметри на обертальному столі, орієнтуючи ось чутливості гіроскопа вертикально в гору, щоб можна було розрахувати та відняти з вимірів вертикальну компоненту кутової швидкості Землі при обчислені зміщення нуля гіроскопа.

Зміщення нуля та масштабний коефіцієнт гіроскопа розраховується на основі вимірювань, отриманих під час обертання гіроскопа за годинниковою стрілкою та проти годинникової стрілки з постійною кутовою швидкістю Ω=60 град/с. Результати вимірювань при куті стоячої хвилі θ=0 з частотою

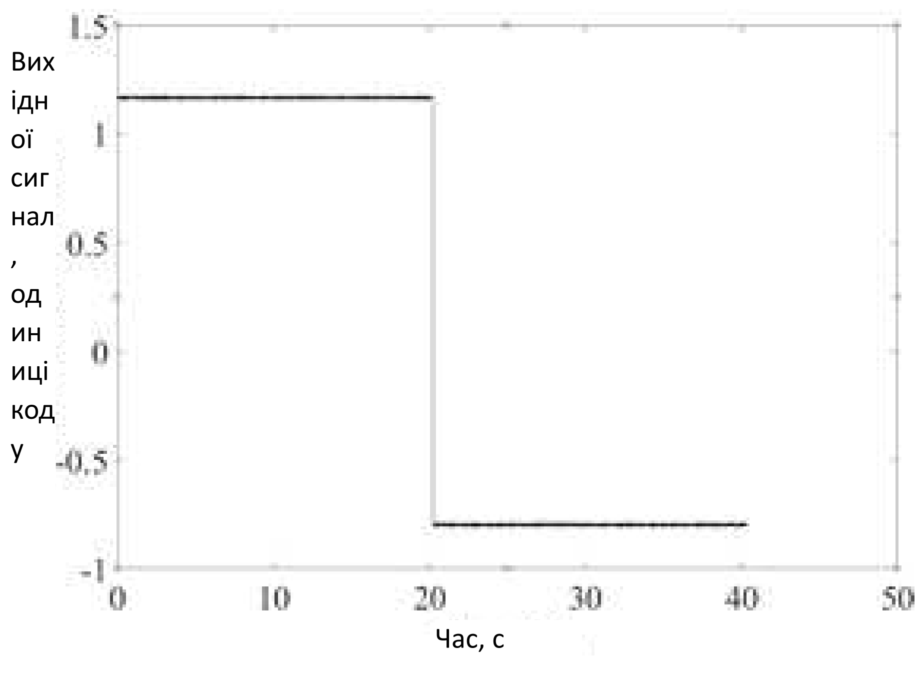


Рис. 3.1. Виміри для розрахунку зміщення нуля та МК
дискретизації 500 Гц наведено на рис. 3.1.

Використовуючи дані, наведені на рис. 3.1, масштабний коефіцієнт і зміщення нуля обчислюються за такими виразами:

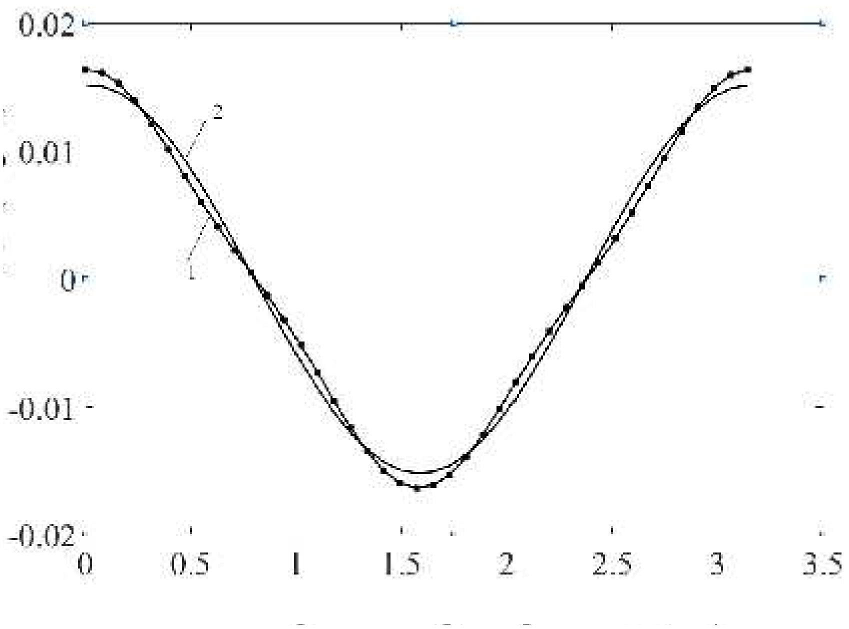
$$\text{МК}(\theta) = \frac{\bar{U}^{+}(\theta) - \bar{U}^{-}(\theta)}{2\Omega};\ \text{де}\ \bar{U}^{\pm}(\theta) = \frac{1}{n}\sum_{i-1}^{n} U_i^{\pm}(\theta);$$

$$B(\theta) = \frac{\bar{U}^{+}(\theta) + \bar{U}^{-}(\theta)}{2} \#(3.1)$$

де МК(θ) - масштабний коефіцієнт гіроскопа при заданому кутовому положенні стоячої хвилі θ відносно ведучого електрода; $U_i^{\pm}(\theta)$ - значення вихідного сигналу гіроскопа, що обертається на і-му часі дискретизації, коли стояча хвиля знаходиться в кутовому положенні θ; *n* - кількість вимірювань при плюсовій та мінусовій кутових швидкостях; *B*(θ) - зміщення нуля гіроскопа з додаванням від вертикальної складової кутової швидкості Землі.

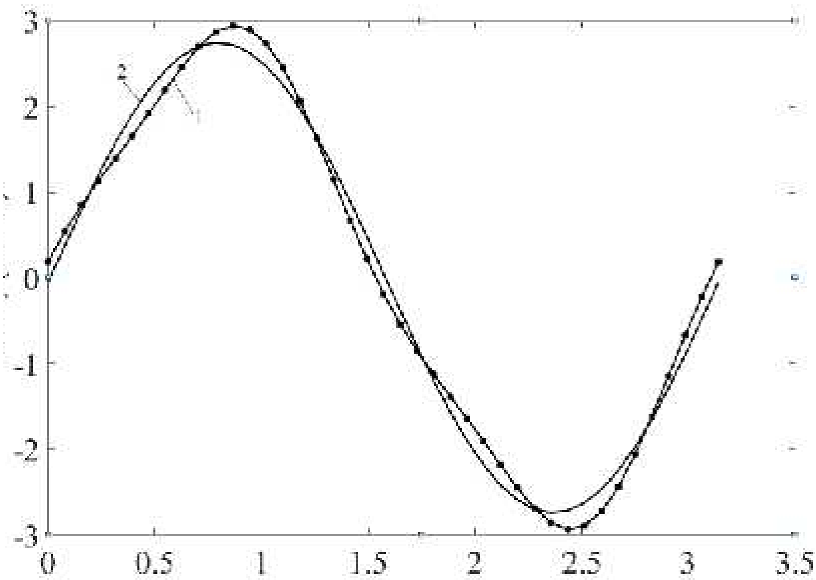
Після зміни кутового положення θ стоячої хвилі на фіксований кут Δθ=9 град. без вимкнення гіроскопа, повторюються ті ж самі вимірювання і обчислюються масштабний коефіцієнт і зміщення нуля для наступного θ. Одиниці на графіку позначають вихідний сигнал у вигляді цифрового коду гіроскопа.

На рис. 3.2 показано результати розрахунку масштабного коефіцієнта (крива 1) в залежності від кутового положення стоячої хвилі.



Як видно з рис. 3.2, масштабний коефіцієнт є періодичною функцією від кутового положення θ стоячої хвилі, яка близька до косинусоїдальної функції з періодом, що дорівнює π рад. Середньоквадратичне відхилення від косинусоїдальної функції найменших квадратів (крива 2) становить 0.00091 1/(град/с). Це означає, що коли кут стоячої хвилі θ дорівнює 0, масштабний коефіцієнт гіроскопа є максимальний. Для досліджуваного гіроскопа це максимальне значення становить 0,01640 1/(град/с). Коли кут θ=π/4, то масштабний коефіцієнт близький до нуля, оскільки в цьому випадку вузли і пучності міняються своїми позиціями. Негативний масштабний коефіцієнт означає, що вимірюваний сигнал відповідає негативної кутовій швидкості.

На рис. 3.3 показано результати обчислення зміщення нуля за тими самими даними вимірювань. Як видно, зміщення нуля є також періодична функція з періодом, що дорівнює π рад, але, на відміну від масштабного коефіцієнта, вона близька до синусоїди. Однак, коли кут θ дорівнює нулю, зміщення нуля не дорівнює нулю. Точка перетину з віссю ординат визначає зміщення нуля гіроскопа. Крива 2 на рис. 3.3 представляє синусоїдальну функцію за методом найменших квадратів. Середньоквадратичне відхилення від



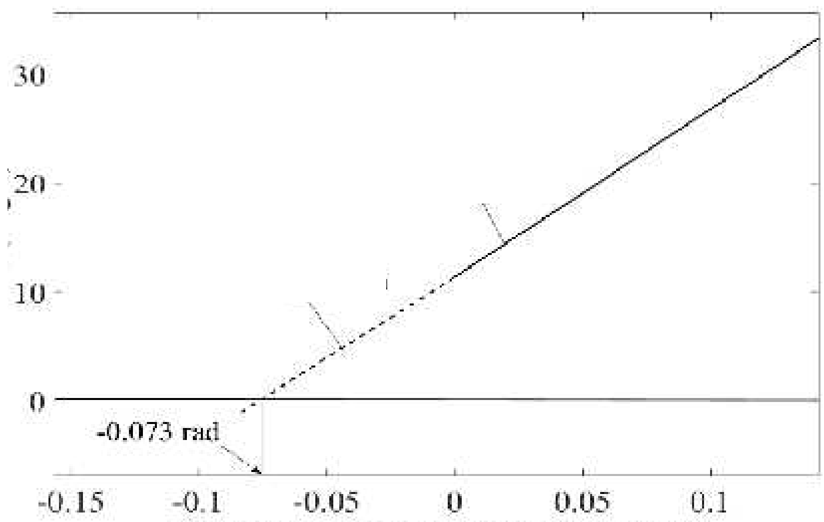
даних вимірювань

становить 0,1925 одиниць цифрового коду. Різниця між синусоїдальною функцією найменших квадратів і даними вимірювань пояснюється дрейфом зміщення нуля під час тривалих вимірювань в 20 точках.

У нашому експерименті ми отримали значення B(0)=0.186 одиниць. Для масштабного коефіцієнта МК(0)=0.0164 1/(град/с), зміщення нуля гіроскопа становить B(0)=0.186/0.0164=11.34 град/с.

3.2. Мінімізація зміщення нуля вібраційного гіроскопа

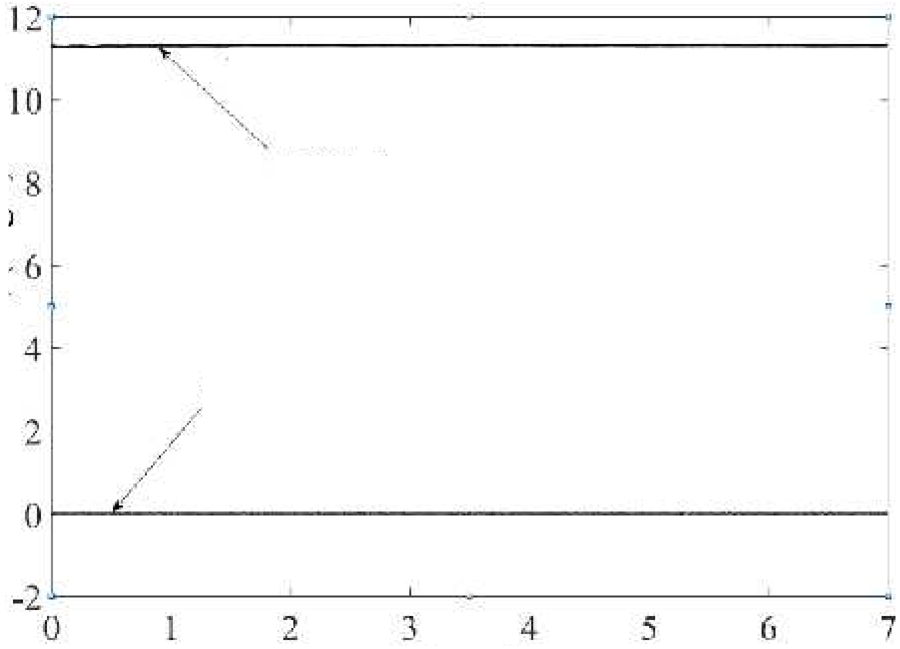
Для того, щоб мінімізувати отримане зміщення нуля, кут стоячої хвилі повинен бути встановлений на такому значенні, при якому крива зміщення нуля гіроскопа, представлена на рис. 3.3, перетинає нульовий рівень осі абсцис. Для знаходження цього кута можна екстраполювати криву в околі θ=0 в негативну область кута θ до перетину з нульовим рівнем осі абсцис. Оскільки синусоїда з близьким до нуля аргументом є майже лінійною функцією, тобто sin(x)⌉x для x<<1, то можна використати лінійну екстраполяцію, яка показана на рис. 3.4. Ця процедура дає нам результат θ*⌉-0.073 рад⌉-4.1826 град. При куті хвилі θ*⌉-4.1826 град. масштабний коефіцієнт дорівнює 0,01631



На рис. 3.5 показано зміщення нуля гіроскопа при куті стоячій хвилі θ* і 0 рад. після застосування процедури ковзного середнього з вікном 1 с і переведені в град/с шляхом ділення на розрахований вище масштабний коефіцієнт. Середнє значення виміряних даних становить 0.006524 град/с. Середньоквадратичне значення шуму - 0,0041 град/с. При діленні шкали по осі ординат, як показано на рис. 3.5, шума не видно. Слід зазначити, що вираз (3.1) дає нам суму зміщення нуля гіроскопа і вертикальної складової швидкості обертання Землі, яка на широті лабораторії дорівнює 0.0032 град/с, тому значення зміщення нуля, наведене на рис. 3.5 є:

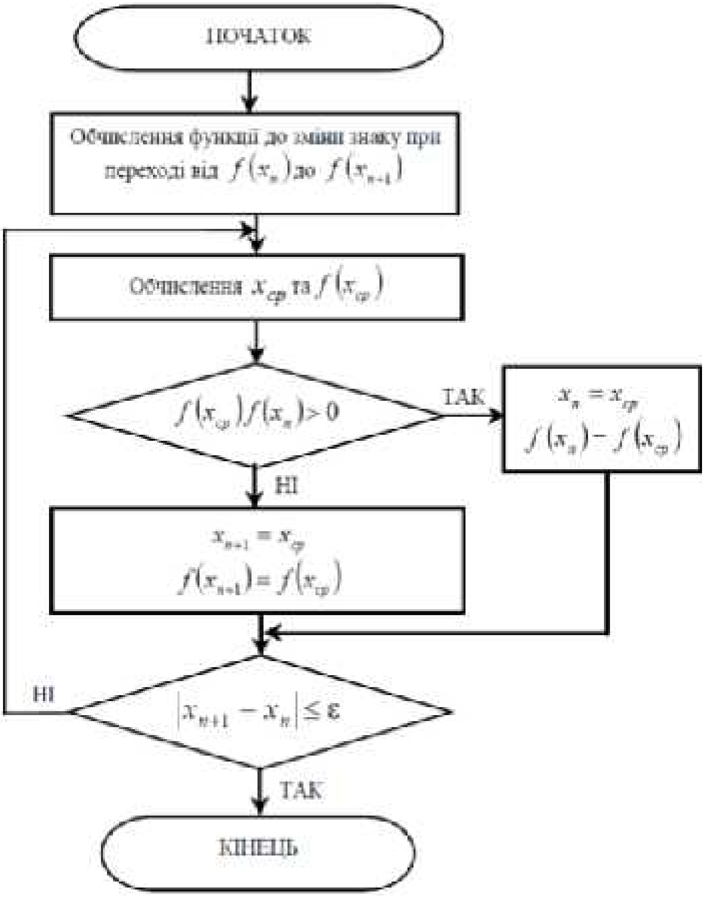
$$B(\theta^{*})=0.006524-0.00320.0033 \text{ град/с}$$

Як бачимо, зміщення нуля зменшується B(0)/B(-0.073)⌉3.4*10^3 рази.

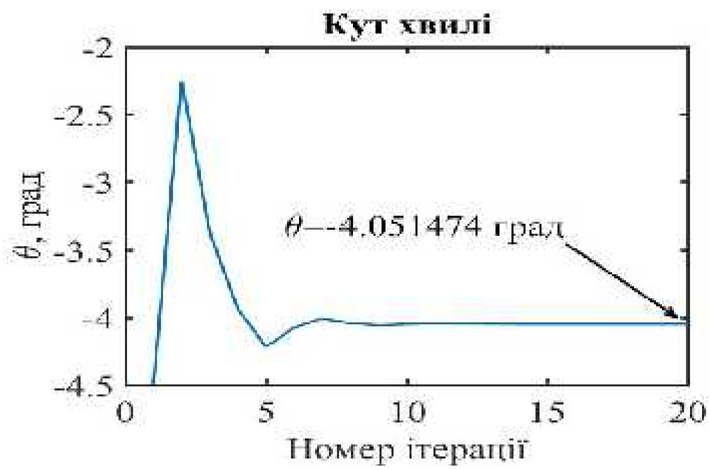


Для подальшого зменшення зміщення нуля гіроскопа можна використовувати різні методи чисельного рішення рівнянь таких як метод спроб і помилок або метод розподілу відрізка навпіл. Останній є самий простіший.

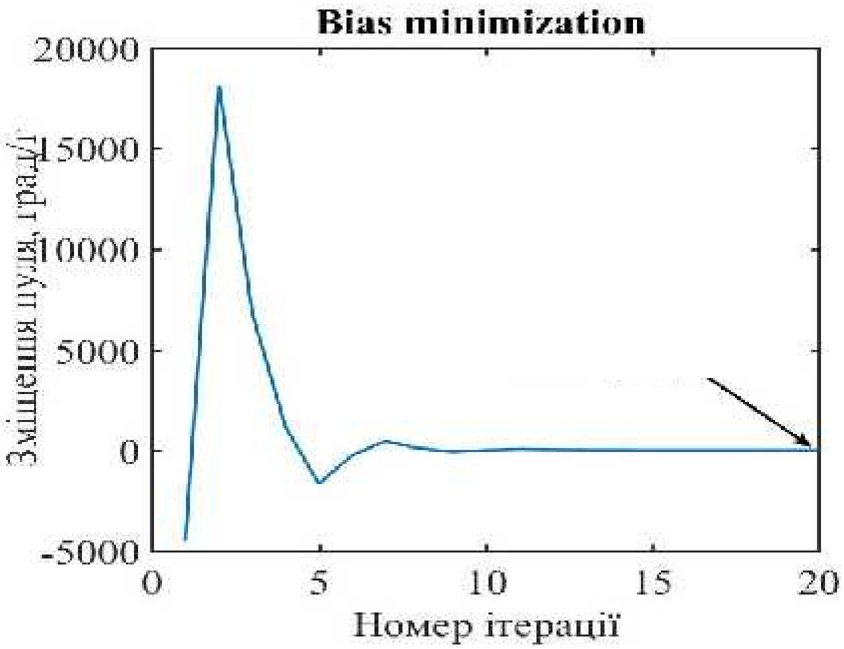
Блок схема алгоритму метода розподілу відрізка навпіл представлена на рис. 3.6.



На рис. 3.7 представлено послідовність кутів π, що сходяться до значення, при якому B(π)⌉0 від номеру ітерації.



На рис. 3.8 представлено послідовність зміщень нуля гіроскопа, що отримана на кожної ітерації.



Таким чином, за 20 ітерації алгоритм розподілу відрізка навпіл знаходить кут хвилі, при якому зміщення нуля зменшилось до значення 0.08 град/г. Звичайно, є методи які забезпечать мінімізацію зміщення нуля за значно менше число ітерації.

Висновки

Зміщення нуля вібраційного гіроскопа і його масштабний коефіцієнт періодично залежать від кутового положення стоячої хвилі відносно ведучого електрода.

Різниця фаз між зміщенням нуля і масштабним коефіцієнтом як функціями кута стоячої хвилі θ близька до π/2.

Існує кут стоячої хвилі, при якому зміщення нуля близький до нуля, і при цьому ж куті масштабний коефіцієнт близький до максимуму. Цей кут можна приблизно знайти лінійною екстраполяцією кривої зміщення нуля, щоб знайти кут стоячої хвилі θ*, при якому зміщення нуля гіроскопа близький до нуля.

Для подальшого зменшення зміщення нуля гіроскопа можна використовувати різні методи чисельного рішення рівнянь таких як метод спроб і помилок або метод розподілу відрізка навпіл. Останній є самий простіший. Метод розподілу відрізка навпіл за 20 ітерації зменшує зміщення нуля гіроскопа до 0.08 град/г, що значно менше ніж значення, яке забезпечує метод лінійної екстраполяції.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1.Вступ

В даний час дуже важливими є дослідження, які прямо або опосередковано можуть вплинути на екологічну обстановку, дозволять поліпшити технологічні параметри приладів і механізмів, у виробничому процесі виготовлення яких використовуються шкідливі хімічні речовини та матеріали.

У цій роботі було проведено дослідження мінімізації зміщення нуля вібраційного гіроскопа. В даний час вібраційні гіроскопи знаходять широке застосування в різних галузях завдяки їх потенційним можливостям використання як чутливі елементи обертання в інерційних системах навігації, управління та стабілізації.

Застосування в авіації та космонавтиці більш якісних та точних приладів безсумнівно сприятливо позначиться на екологічній обстановці довкілля. Зі створенням автоматизованих систем посадки та управління літальними апаратами нового покоління знизиться відсоток аварій, викликаних збоями в апаратурі старого зразка. Зокрема, вібраційні гіроскопи можуть повністю інші види гіроскопів і які крім шкідливого впливу на навколишнє середовище мають набагато менший термін служби, а відтак вищі вимоги до їх утилізації.

Використання новітніх технічних розробок дозволить значно підвищити якість приладів, що випускаються, і тим самим знизити вимоги щодо екологічного контролю за виробництвом та експлуатацією пристроїв, що володіють властивостями унікальними порівняно з раніше використовуваними.

Малі габарити і маса конструкцій приладів, аналізованих у роботі дозволять помітно знизити навантаження на механічну частину літальних апаратів, що дасть можливість використовувати ресурси, що звільнилися, для апаратури екологічного моніторингу.

4.2. Вплив вібраційних гіроскопів на навколишнє середовище

Основними формами негативного впливу вібраційних гіроскопів на навколишнє середовище є шум та вібрація. Шум – це одна з форм фізичного (хвильового) забруднення навколишнього середовища. Як правило, шум нас дратує: заважає працювати, відпочивати, думати. Негативна дія шуму на життєдіяльність людини відома давно. З того часу, як існують війни, масові бойові вигуки однієї з ворогуючих сторін, барабанний бій викликали у протилежної сторони стресові явища, бажання втекти, врятуватись. Зараз вчені пояснюють, що гучні звуки, шум, стрілянина з гармат, гуркіт танків і літаків і навіть музика на рок–концертах сприймаються не тільки слуховими органами, а й шкірою, серцем, органами дихання. Вони збуджують людину, є причиною виділення в її кров великої кількості гормонів (наприклад, адреналіну), тим самим сприяють виникненню почуття страху і небезпеки. Звичайно після концертів рок–музики слухачі часто сильно збуджуються, стають нервовими, агресивними, улаштовують бійки і погроми в залах. Встановлено, що молодь витримує шум більш інтенсивний, ніж люди віком більше 30–40 років. Проте згодом, як свідчить статистика, усі молоді люди, що надмірно захоплювалися гучною музикою мали ушкодження органів слуху, хвору нервову систему та інші захворювання.

Шум – один з видів звуку, який називають «небажаним» звуком. Як відомо з фізики, процес поширення коливального руху в середовищі називається звуковою хвилею, а область середовища, в якій поширюються звукові хвилі звуковим полем. Розрізняють такі види шуму:

- ударний (штампування, кування);
- механічний (тертя, биття);
- аеродинамічний (в апаратах і трубопроводах при великих швидкостях руху повітря).

Зменшення рівня шуму поліпшує самопочуття людини і підвищує продуктивність праці. З шумом необхідно боротися як на виробництві, так і в побуті. Уміння дотримуватися тиші – показник культури людини і її доброзичливого ставлення до навколишніх. Тиша потрібна людям так само, як сонце і свіже повітря.

Не менш важливе значення для здоров'я і самопочуття людини має вібрація.

Вібрація – це коливання твердих тіл, частин апаратів, машин, устаткування, споруд, що сприймаються організмом людини як струс. Часто вібрації супроводжуються почутим шумом.

Вібрація впливає на:

– центральну нервову систему;
– шлунково–кишковий тракт;
– вестибулярний апарат;
– викликає запаморочення, оніміння кінцівок;
– захворювання суглобів.

Тривалий вплив вібрації викликає фахове захворювання – вібраційну хворобу. Розрізняють загальну і локальну вібрації. Локальна вібрація зумовлена коливаннями інструмента й устаткування, що передаються до окремих частин тіла. При загальній вібрації коливання передаються всьому тілу від механізмів через підлогу, сидіння або робочий майданчик.

Виконання багатьох технологічних операцій пов'язане з впливом вібрації на працівників. Зокрема, постійне вдосконалення механізованих інструментів, що пов'язане із зростаючим числом ударів та обертів, розширення масштабів використання транспорту, сільськогосподарських машин призвели до того, що вібрація на виробництві є одним із найбільш поширених шкідливих факторів.

З фізичної точки зору, вібрація являє собою сукупність коливальних рухів, що повторюються через певні проміжки часу і характеризуються певною частотою коливань, амплітудою та прискоренням.

За способом передачі на тіло людини виробничі вібрації поділяють на загальні й місцеві, або локальні. Вібрації загальні або робочого місця в цілому, це вібрації підлоги або верстатів і різних механізмів ударної дії на транспортних та сільськогосподарських машинах.

Локальні вібрації – це вібрації пневматичних та електричних інструментів, а також виробів, які працівник тримає в руках під час обробки їх на шліфувальних верстатах. Вібрація є загальнобіологічним фактором, що діє на будь–які клітини і тканини.

Вібрація невеликої інтенсивності протягом короткого проміжку часу позитивно діє на організм людини: підвищує обмін речовин, м’язову силу й обмін речовин, знижує втому, прискорює заживлення ран. У зв’язку з цим, вібрацію можна використати і з лікувальною метою.

При тривалій дії вібрації високої інтенсивності в організмі людини виникають патологічні реакції. Характер та ступінь важкості захворювання залежать від амплітуди і частоти вібрації, від індивідуальної чутливості організму і ряду супровідних факторів: шуму, переохолодження, перенапруження під час роботи. Розрізняють два види вібраційної хвороби: від дії локальної та загальної вібрації. В основі першої лежать зміни, що виникають головним чином у нер-вовій і серцево–судинній системах та опорно–руховому апараті.

Клінічна картина вібраційної хвороби, що виникає від впливу "локальної" вібрації, поліморфна і має свої особливості залежності від частоти, характеристики вібрації та факторів, що супроводжують вібрацію. Залежно від ступеня вираження клінічної картини, виділяють чотири стадії вібраційної хвороби.

Перша, початкова, перебігає без виражених симптомів. Суб’єктивно відзначаються біль та парестезії у верхніх кінцівках, об’єктивно легкі розлади чутливості на кінчиках пальців, незначне зниження вібраційної чутливості, тенденція до спастичного стану капілярів нігтьового ложа. На цій стадії захворювання ще може спостерігатися зворотний процес.

Друга стадія хвороби характеризується помірно вираженим симптомокомплексом. Біль та парестезії більш стійкі, знижується чутливість шкіри на пальцях та всій кисті. Відзначаються також функціональні розлади центральної нервової системи астенічного чи астеноневротичного характеру. Процес зворотний за умови переведення на іншу роботу та проведення курсу лікування.

Третя стадія хвороби характеризується вираженими судинними змінами, що супроводжуються спазмами судин і побілінням пальців. Чутливість знижується за периферичним чи сегментарним типом.

Спостерігаються астенічні та неврастенічні реакції, порушується діяльність серцево–судинної, ендокринної та інших систем організму. Цій стадії властиві стійкі патологічні зміни, які, до того ж, погано виліковуються.

Четверта стадія вібраційної хвороби трапляється дуже рідко. Патологічний процес характеризується сукупністю судинних порушень в результаті ураження вищих відділів центральної нервової системи.

Порушення чутливості мають виражений І поширений характер. За характером перебігу цю стадію відносять до стійких та незворотних станів, що супроводжуються зниженням працездатності, навіть до повної її втрати.

Якщо вібраційна хвороба зумовлена впливом загальної вібрації на організм, то вона має інші клінічні прояви. Насамперед спостерігаються зміни в периферичних нервах і судинах нижніх кінцівок, біль у кінцівках, підвищена втомлюваність, легкі розлади чутливості за периферичним типом, болючість м’язів, послаблення пульсації в артеріях ступні. У початковій стадії захворювання периферичні зміни поєднуються з порушеннями в центральній нервовій системі.

При більш вираженій формі вібраційної хвороби, що викликана впливом загальної вібрації, переважають порушення в центральній нервовій системі та вестибулярному апараті, що перебігають за типом вестибулопатії. Симптомами захворювання є також запаморочення, головний біль, астенічний стан, судинні порушення (ступні й кисті холодні, знижується пульсація).

Серед факторів зовнішнього середовища, які впливають на організм, світло займає одне з перших місць. Воно діє не тільки на орган зору, а й на організм в цілому, впливаючи на різноманітні фізіологічні процеси обміну речовин.

Важливою гігієнічною вимогою до житла є забезпечення його природним і штучним освітленням. Сонячне проміння має велике біологічне та психологічне значення, під його впливом прискорюється ріст тканин, покращується обмін речовин, змінюється хімічний склад крові, поліпшується самопочуття і робота залоз внутрішньої секреції.

У виробничих умовах припустимі рівні шуму і вібрації регламентуються відповідними нормативними документами.

Зниження впливу шуму і вібрації на організм людини досягається такими методами:

- зменшенням шуму і вібрації у джерелах їхнього утворення;
- ізоляцією джерел шуму і вібрації засобами звуко- і віброізоляції; звуко- і вібропоглинання;
- архітектурно–планувальними рішеннями, що передбачають раціональне розміщення технологічного устаткування, машин і механізмів;
- акустичним опрацюванням помешкань; застосуванням засобів індивідуального захисту.

Для боротьби з виробничим шумом слід використовувати такі заходи:

- ізоляція джерел шуму у виробничих приміщеннях шляхом створення перегородок (дерев’яних, цегляних) з перенесенням пульта управління за перегородку, якщо можливо, треба встановити біля них звукоізольовані кабіни для обслуговуючого персоналу;
- встановлення агрегатів, робота яких супроводжується шумом або вібрацією (молоти, штампувальні автомати і ін.) на вібро–ізолюючі матеріали чи на спеціальний фундамент;

– заміна технологічних процесів, які супроводжуються шумом, безшумними;
– розміщення цехів з шумними технологічними процесами на певній відстані від жилих приміщень і обсадити їх зеленими насадженнями. Стіни цехів повинні бути потовщеними, а з внутрішнього боку – облицьовані спеціальними акустичними плитами;
– використання індивідуальних засобів захисту органа слуху (заглушки, вкладиші, навушники, шоломи);
– дотримання допустимих рівнів шуму.

Найбільш раціональними заходами, що виключають чи обмежують несприятливу дію вібрації, є технічні заходи. Перш за все, це конструювання обладнання, що унеможливлює передачу вібрації працівникам. Важливим заходом є введення в конструкції механізмів, які знижують чи гасять вібрацію.

Велике значення для попередження вібраційної хвороби мають правильна організація роботи, режим праці. Забороняється праця з обладнанням, що вібрує більше часу, ніж встановлено санітарними нормами. Протягом зміни необхідно робити перерви (окрім обідньої) на 10 хвилин після кожної години роботи.

Вібрація серед всіх видів механічних впливів для технічних об’єктів найбільш небезпечна. Знакозмінні напруження, викликані вібрацією сприяють накопиченню пошкоджень в матеріалах, появі тріщин та руйнуванню. Найчастіше і досить швидко руйнування об’єкта настає при вібраційних впливах за умов резонансу. Вібрації викликають також й відмови машин, приладів.

За способом передачі на тіло людини вібрацію поділяють на загальну, яка передається через опорні поверхні на тіло людини, та локальну, котра передається через руки людини. У виробничих умовах часто зустрічаються випадки комбінованого впливу вібрації–загальної та локальної.

Вібрація викликає порушення фізіологічного та функціонального станів людини. Стійкі шкідливі фізіологічні зміни називають вібраційною хворобою. Симптоми вібраційної хвороби проявляються у вигляді головного болю, заніміння пальців рук, болю в кистях та передпліччі, виникають судоми, підвищується чутливість до охолодження, з'являється безсоння. При вібраційній хворобі виникають патологічні зміни спинного мозку, серцево– судинної системи, кісткових тканин та суглобів змінюється капілярний кровообіг.

Функціональні зміни, пов'язані з дією вібрації на людину – погіршення зору, зміни реакції вестибулярного апарату, виникнення галюцинацій, швидка втомлюваність. Негативні відчуття від вібрації зникають при прискореннях, що складають 5% прискорення сили ваги, тобто при 0,5 м/с^2. Особливо шкідливі вібрації з частотами, близькими до частот власних коливань тіла людини, більшість котрих знаходиться в межах 6 – 30 Гц.

Резонансні частоти окремих частин тіла наступні:

- очі – 22 – 27 Гц;
- горло – 6 – 12 Гц;
- грудна клітка – 2 – 12 Гц;
- ноги, руки – 2 – 8 Гц;
- голова – 8 – 27 Гц;
- обличчя та щелепи – 4 – 27 Гц;
- поснична частина хребта – 4 –14 Гц;
- живіт – 4 – 12 Гц.

Загальну вібрацію за джерелом її виникнення поділяють на:

- транспортну, котра виникає внаслідок руху по дорогах;
- транспортно–технологічну, котра виникає при роботі машин, які виконують технологічні операції в стаціонарному положенні або при переміщенні по спеціально підготовлених частинах виробничих приміщень, виробничих майданчиків;
- технологічну, що впливає на операторів стаціонарних машин або передається на робочі місця, які не мають джерел вібрації.

Вібрації, що впливають на операторів різних машин, поділяються на категорії згідно ГОСТ 12.1. 012–90:

– трактори, автомобілі вантажні, будівельно–дорожні машини, снігоочищувачі;
– екскаватори, крани промислові та будівельні, самохідні бурильні установки, шляхові машини, бетоноукладачі.

Гігієнічні характеристики та нормування вібрацій. Гігієнічне нормування вібрацій забезпечує вібробезпеку умов праці. Дія вібрації на організм людини визначається наступними характеристиками: інтенсивністю, спектральним складом, тривалістю впливу, напрямком дії.

Показниками інтенсивності є середньоквадратичні або амплітудні значення віброприскорення, віброшвидкості або віброзміщення, виміряні на робочому місці. Для оцінки інтенсивності вібрації поряд з розмірними величинами використовується логарифмічна децибельна шкала. Це пов’язано з широким діапазоном зміни параметрів, при котрих вимірювання їх лінійною шкалою стає практично неможливим.

Для гармонійної вібрації з частотою f логарифмічні рівні віброзміщення L_u та віброприскорення L_a визначаються через логарифмічний рівень віброшвидкості L_v:

$$L_a = L_v + 20\lg f - 60;$$

$$L_u = L_v - 20\lg f + 60$$

Для стандартних порогових значень прийняті наступні величини параметрів вібрації:

Z віброзміщення $u_0 = 8 \cdot 10^{-1}$ м;

Z віброшвидкості $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с;

Z віброприскорення $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с^2.

Зі швидкістю v0 коливається поверхня, що випромінює звукову енергію на порозі чутності ($P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Н/м^2).

Гігієнічну оцінку вібрації, що діє на людину у виробничих умовах, згідно з ГОСТ 12.1. 012–90 здійснюють за одним з наступних методів:

– частотним (спектральним) аналізом нормованого параметра;
– інтегральною оцінкою за частотою нормованого параметра;

– дозою вібрації.

Гігієнічною характеристикою вібрації є нормовані параметри, дібрані в залежності від застосовуваного методу її гігієнічної оцінки. При частотному (спектральному) аналізі нормованими параметрами є середні квадратичні значення віброшвидкості v, їх логарифмічні рівні ї або віброприскорення a для локальної вібрації в октавних смугах, а для загальної вібрації – в октавних або 1/3 октавних смугах частот.

4.3. Методи запобігання шуму та вібрації

Захист від вібрацій. Загальні методи боротьби з вібрацією базуються на аналізі рівнянь, котрі описують коливання машин у виробничих умовах і класифікуються наступним чином:

- зниження вібрацій в джерелі виникнення шляхом зниження або усунення збуджувальних сил;
- відлагодження від резонансних режимів раціональним вибором приведеної маси або жорсткості системи, котра коливається;
- вібродемпферування – зниження вібрацій за рахунок сили тертя демпферного пристрою, тобто переведення коливної енергії в тепло;
- динамічне гасіння – введення в коливну систему додаткових мас або збільшення жорсткості системи;
- віброізоляція – введення в коливну систему додаткового пружного зв’язку, з метою послаблення передавання вібрацій, суміжному елементу конструкції або робочому місцю;
- використання індивідуальних засобів захисту.

Зниження вібрації в джерелі її виникнення досягається шляхом зменшення сили, яка викликає коливання. Тому ще на стадії проектування машин та механічних пристроїв потрібно вибирати кінематичні схеми, і котрих динамічні процеси, викликані ударами та прискореннями, були б виключені або знижені. Зниження вібрації може бути досягнуте врівноваженням мас, зміною маси або жорсткості, зменшенням технологічних допусків при виготовленні і складанні, застосуванням матеріалів з великим внутрішнім тертям. Велике значення має підвищення точності обробки та зниження шорсткості поверхонь, що труться.

Відлагодження від режиму резонансу. Для послаблення вібрацій істотне значення має запобігання резонансним режимам роботи з метою виключення резонансу з частотою змушувальної сили. Власні частоти окремих конструктивних елементів визначаються розрахунковим методом за відомими значеннями маси та жорсткості або ж експериментальне на стендах.

Резонансні режими при роботі технологічного обладнання усуваються двома шляхами: зміною характеристик системи (маси або жорсткості) або встановленням іншого режиму роботи (відлагодження резонансного значення кутової частоти змушувальної сили).

Вібродемпферування. Цей метод зниження вібрацій реалізується шляхом перетворення енергії механічних коливань коливної системи в теплову енергію. Збільшення витрат енергії в системі здійснюється за рахунок використання в якості конструктивних матеріалів з великим внутрішнім тертям: пластмас, металогуми, сплавів марганцю та міді, нікелетитанових сплавів, нанесення на вібруючі поверхні шару пружнов'язких матеріалів, котрі мають великі втрати на внутрішнє тертя.

Найбільший ефект при використанні вібродемпферних покриттів досягається в області резонансних частот, оскільки при резонансі значення впливу сил тертя на зменшення амплітуди зростає.

Найбільший ефект вібродемпферні покриття дають за умови, ще протяжність вібродемпферного шару співрозмірна з довжиною хвилі.

Дія шуму на організм людини. Негативний вплив шуму на продуктивність праці та здоров'я людині загальновідомий. Під час роботи в шумних умовах продуктивність ручної праці може знизитись до 60%, а кількість помилок, що трапляються при розрахунках, зростає більше, ніж на 50%. При тривалій роботі в шумних умовах перш за все уражаються нервова та серцево–судинна системи та органи травлення. Зменшується виділення шлункового соку та його кислотність, що сприяє захворюванню гастритом. Необхідність кричати при спілкуванні у виробничих умовах негативно впливає на психіку людини.

Вплив шуму на організм людини індивідуальний. У деяких людей погіршення слуху настає через декілька місяців, а у інших воно не настає через декілька років роботи в шумі. Встановлено, що для 30% людей шум є причиною передчасного старіння.

Методи та засоби колективного та індивідуального захисту від шуму. Боротьба з шумом в джерелі його виникнення. Це найбільш дієвий спосіб боротьби з шумом. Створюються мало шумні механічні передачі, розроблено способи зниження шуму в підшипникових вузлах, вентиляторах.

Зниження шуму звукопоглинанням та звукоізоляцією. Об’єкт, котрий випромінює шум, розташовують у кожусі, внутрішні стінки якого покриваються звукопоглинальним матеріалом. Кожух повинен мати достатню звукопоглинальну здатність, не заважати обслуговуванню обладнання під час роботи, не ускладнювати його обслуговування, не псувати інтер’єр цеху. Різновидом цього методу є кабіна, в котрій розташовується найбільш шумний об’єкт і в котрій працює робітник. Кабіна зсередини вкрита звукопоглинальним матеріалом, щоб зменшити рівень шуму всередині кабіни, а не лише ізолювати джерело шуму від решти виробничого приміщення.

Зниження шуму звукоізоляцією. Суть цього методу полягає тому, що шумовипромінювальний об’єкт або декілька найбільш шумних об’єктів розташовуються окремо, ізольовано від основного, менш шумного приміщення звукоізолювальною стіною або перегородкою. Звукоізоляція також досягається шляхом розташування найбільш шумного об’єкта в окремій кабіні. При цьому в ізольованому приміщенні в кабіні рівень шуму не зменшиться, але шум впливатиме на менше число людей.

Звукоізоляція досягається також шляхом розташування оператора в спеціальній кабіні, звідки він спостерігає та керує технологічним процесом. Звукоізоляційний ефект забезпечується також встановленням екранів та ковпаків. Вони захищають робоче місце і людину від безпосереднього впливу прямого звуку, однак не знижують шум в приміщенні.

Зниження шуму акустичною обробкою приміщення. Акустична обробка приміщення передбачає вкривання стелі та верхньої частини стін звукопоглинальним матеріалом. Внаслідок цього знижується інтенсивність відбитих звукових хвиль. Додатково до стелі можуть підвішуватись звукопоглинальні щити, конуси, куби, встановлюватись резонаторні екрани, тобто штучні поглиначі.

Штучні поглиначі можуть застосовуватись окремо або в поєднанні з личкуванням стелі та стін. Ефективність акустичної обробки приміщень залежить від звукопоглинальних властивостей застосовуваних матеріалів та конструкцій, особливостей їх розташування, об’єму приміщення, його геометрії, місць розташування джерел шуму. Ефект акустичної обробки більший в низьких приміщеннях (де висота стелі не перевищує 6 м) витягненої форми. Акустична обробка дозволяє знизити шум на 8 дБА.

Заходи щодо зниження шуму слід передбачати на стадії проектування промислових об’єктів та обладнання. Особливу увагу слід звертати на винесення шумного обладнання в окреме приміщення, що дозволяє зменшити число працівників в умовах підвищеного рівня шуму та здійснити заходи щодо зниження шуму з мінімальними витратами коштів, обладнання та матеріалів. Зниження шуму можна досягти лише шляхом знешумлення всього обладнання з високим рівнем шуму.

Роботу щодо знешумлення діючого виробничого обладнання в приміщенні розпочинають зі складання шумових карт та спектрів шуму, обладнання і виробничих приміщень, на підставі котрих виноситься рішення щодо напрямку роботи.

Нормування шумів. В Україні і в міжнародній організації зі стандартизації застосовується принцип нормування шуму на основі граничних спектрів (граничне допустимих рівнів звукового тиску) в октавних смугах частот.

Граничні величини шуму на робочих місцях регламентуються ГОСТ 12.1. 003–86. В ньому закладено принцип встановлення певних параметрів шуму, виходячи з класифікації приміщень за їх використанням для трудової діяльності різних видів.

В нормах передбачаються диференційовані вимоги до допустимих рівнів шуму в приміщеннях різного призначення в залежності від характеру праці в них. Шум вважається допустимим, якщо вимірювані рівні звукового тиску у всіх октавних смугах частот нормованого діапазону (63–8000 Гц будуть нижчі, ніж значення, котрі визначаються граничним спектром.

Використовується також принцип нормування, котрий базується на регламентуванні рівня звуку в дБА, котрий вимірюється при ввімкненні коректованої частотної характеристики А шумоміра. В цьому випадку здійснюється інтегральна оцінка всього шуму, на відміну від спектральної.

Нормування рівня звуку в дБА суттєво скорочує об’єм вимірювань і спрощує обробку результатів. Однак цей принцип не дозволяє визначити частотну характеристику необхідного шумоглушіння у випадку перевищення норми. В той же час саме ці дані необхідні при проектуванні заходів щодо зниження шуму.

Нормування шуму за рівнями звуку в дБА та за граничними спектрами застосовуються для оцінки постійного шуму. Для оцінки непостійних шумів використовується еквівалентний рівень, котрий рівний рівню постійного звуку, широкосмугового, не імпульсного шуму, котрий справляє такий самий вплив на людину, як і даний непостійний шум.

Нормованою характеристикою постійного шуму на робочих місцях є рівні звукового тиску LВ, дБ, в октавних смугах із середньо–геометричними частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Шумове, вібраційне та електромагнітне забруднення міст. Для мешканців міста шум – справа звичайна. Досить часто людина не замислюється над його протиприродністю. В будь–якому регіоні міста шумить автотранспорт, гуркоче трамвай, з певним шумом працює підприємство, поблизу злітають з аеродрому літаки. В квартирах гудять холодильники і пральні машини, в під'їздах – ліфти. Цей перелік можна продовжити. Якщо шуму так багато в нашому житті, може виявитися, що він не шкідливий. Однак за своїм впливом на організм людини він більше шкідливий, ніж хімічне забруднення.

За останні 30 років у великих містах шум збільшився на 12–15 дБ, а суб'єктивна гучність зросла в 3–4 рази. Шум знизив продуктивність праці на 15–20%, суттєво підвищив ріст захворюваності. Експерти вважають, що в великих містах шум скорочує життя людини на 8–12 років.

Частота захворювань серцево–судинної системи у людей, які живуть у зашумлених районах, у кілька разів вища, а ішемічна хвороба серця у них трапляється утричі частіше. Зростає також: загальна захворюваність, особливо вражає вплив шуму на міських жителів. Якщо на 100 тисяч сільських мешканців припадає 20–30 тих, хто погано чує, то в містах ця цифра виростає в 8 разів.

За даними статистики, жителі великих міст втрачають гостроту слуху з 30 років (в нормі – в 2 рази пізніше). Під впливом шуму погіршується сон та сприйнятливість до навчання. Діти стають більш агресивними та вередливими. І позначення комплексного впливу шуму на людину медики ввели термін – "шумова хвороба". Симптомами цієї хвороби є головний біль, нудота, дратівливість, які досить часто супроводжуються тимчасовим зниженням слуху.

До шумової хвороби схильні більшість мешканців великих міст, які постійно отримують шумові навантаження. Наприклад, нормативні рівні звуку в дБ для мешканців житлових кварталів повинні становить 55 вдень і 45 вночі. Однак різні джерела техногенного шуму вносять вагомий внесок у звукове середовище міста, у сучасних міських районах зі значним рухом транспорту рівень шуму близький до небезпечної межі в 80 дБ.

Шум діє на організм людини не тільки прямо й опосередковано. Шум має й інші можливості впливу. Так, у міських умовах тривалість життя дерев коротша, ніж у сільській місцевості. Головною причиною цього є вплив інтенсивного шуму. При дії шуму в 100 дБ рослини виживають 10 днів. При цьому швидко гинуть квіти і уповільнюється ріст рослин.

Отже, шум шкідливий, але чи можна зменшити його вплив на живі організми, включаючи людину. Виявляється, можливо, і таких заходів багато. Насамперед, необхідно суворо дотримуватись чинних нормативів. І сьогодні на вулицях великих міст шум не спускається нижче 80 дБ. І для того щоб зменшити цей рівень, докладаються значні зусилля, наперед, з удосконалення самої техніки. Конструктори працюють над малошумними двигунами й транспортними засобами, житлові забудови віддаляють від вуличних магістралей, останні відокремлюють від будинків бетонними екранами, поліпшують покриття.

Ефективним заходом боротьби з шумом в містах є озеленення. Дерева, які посаджені близько одне від одного, оточені густими кущами, знижують рівень техногенного шуму і покращують міське середовище.

До негативних фізичних чинників міста належить також вібрація. Джерелами вібрації в містах є: рейковий транспорт, автомобільний транспорт, будівельна техніка, промислові установки.

Висновки до розділу 4. Вібраційні гіроскопи можуть покращити екологічну ситуацію в авіації за рахунок їхньої низької вартості та низького негативного впливу на навколишнє середовище. Вібраційні гіроскопи мають два основні чинники, які негативно впливають на навколишнє середовище: шум і вібрація. В роботі розглянуто визначення шуму та вібрації та методи запобігання та боротьби з ними.

ВИСНОВКИ

В даній роботі досліджено роботу вібраційних гіроскопів, розглянуто базову архітектуру, роботу в режимі збудження коливань та ефективність узгодження мод коливань. Визначено основні типи МЕМС-гіроскопів та проаналізовано дрейф нульового сигналу вібраційного циліндричного гіроскопа, а також визначено температурні характеристики осей мод вібраційних циліндричних гіроскопів. Виконано основне завдання роботи, а саме проаналізовано мінімізацію нуля вібраційного гіроскопа шляхом керуванням положення вібраційної хвилі.

Визначено, що зміщення нуля вібраційного гіроскопа і його масштабний коефіцієнт періодично залежать від кутового положення стоячої хвилі відносно ведучого електрода. Для того, щоб мінімізувати отримане зміщення нуля, кут стоячої хвилі повинен бути встановлений на такому значенні, при якому крива зміщення нуля гіроскопа, перетинає нульовий рівень осі абсцис

Використано алгоритм розподілу відрізка навпіл. За 20 ітерацій алгоритм розподілу відрізка навпіл знаходить кут хвилі, при якому зміщення нуля зменшилось до значення 0.08 град/г.

Для подальшого зменшення зміщення нуля гіроскопа можна використовувати різні методи чисельного рішення рівнянь.

Матеріали даної роботи можна використати в подальших дослідженнях нуля зміщення вібраційного гіроскопа, наприклад порівняння методів зменшення зміщення нуля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Turner, G. History of Gyroscopes. 2004. Available online: http://www.gyroscopes.org/history.asp (accessed on 1 August 2022).

2. Tazartes, D. (Ed.) An historical perspective on inertial navigation systems. In Proceedings of the 2014 International Symposium on Inertial Sensors and Systems (ISISS), Laguna Beach, CA, USA, 25–26 February 2014; IEEE: Piscataway, NJ, USA, 2014.

3. Bergh, R.; Lefevre, H.; Shaw, H. An overview of fiber-optic gyroscopes. *J. Lightwave Technol.* 1984, *2*, 91–107.

4. Seeger, J.; Lim, M.; Nasiri, S. (Eds.) *Development of High-Performance High-Volume Consumer MEMC Gyroscopes*; Solid-State Sensors, Actuators, and Microsystems Workshop: Hilton Head Island, SC, USA, 2010.

5. Mohammed, Z.; Gill, W.; Rasras, M. Modelling optimization and characterization of inertial sensors. In *Nanoscale Semiconductor Devices, MEMC, and Sensors: Outlook and Challenges*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2017.

6. De Groote, F.; Vandevyvere, S.; Vanhevel, F.; Orban de Xivry, J.-J. Validation of a smartphone embedded inertial measurement unit for measuring postural stability in older adults. *Gait Posture* 2021, *84*, 17–23.

7. Mohammed, Z.; Gill, W.A.; Rasras, M.J.I.S.L. Double-comb-finger design to eliminate cross-axis sensitivity in a dual-axis accelerometer. *IEEE Sens. Lett.* 2017, *1*, 1–4.

8. Ren, D.; Yan, M.; You, Z.J.T.; Technologies, M. Principle and research progress of resonant MEMC magnetometer. *Transducer Microsyst. Technol.* 2007, *26*, 10–12.

9. Wendel, J.; Meister, O.; Schlaile, C.; Trommer, G.F. An integrated GPS/MEMC-IMU navigation system for an autonomous helicopter. *Aerosp. Sci. Technol.* 2006, *10*, 527–533.

10. Gaura, E.; Newman, R. *Smart MEMC and Sensor Systems*; World Scientific: Singapore, 2006.

11. Korvink, J.; Paul, O. *MEMC: A Practical Guide of Design, Analysis, and Applications*; Springer Science & Business Media: Berlin/Heidelberg, Germany, 2010.

12. Younis, M.I. *MEMC Linear and Nonlinear Statics and Dynamics*; Springer Science & Business Media: Berlin/Heidelberg, Germany, 2011.

13. Acar, C.; Shkel, A. *MEMC Vibratory Gyroscopes: Structural Approaches to Improve Robustness*; Springer Science & Business Media: Berlin/Heidelberg, Germany, 2008.

14. Acar, C.; Shkel, A.; Costlow, L.; Madni, A. Inherently Robust Micromachined Gyroscopes with 2-DOF Sense-Mode Oscillator. *J. Microelectromech. Syst.* 2006, *15*, 380–387.

15. Acar, C.; Shkel, A. An approach for increasing drive-mode bandwidth of MEMC vibratory gyroscopes. *J. Microelectromech. Syst.* 2005, *14*, 520–528.

16. Dong, L.; Avanesian, D. Drive-Mode Control for Vibrational MEMC Gyroscopes. *IEEE Trans. Ind. Electron.* 2008, *56*, 956–963.

17. Acar, C.; Schofield, A.R.; Trusov, A.A.; Costlow, L.E.; Shkel, A.M. Environmentally robust MEMC vibratory gyroscopes for auto-motive applications. *IEEE Sens. J.* 2009, *9*, 1895–1906.

18. Ghisi, A.; Mariani, S. Effect of Imperfections Due to Material Heterogeneity on the Offset of Polysilicon MEMC Structures. *Sensors* 2019, *19*, 3256.

19. Ma, Z.; Chen, X.; Jin, X.; Jin, Y.; Zheng, X.; Jin, Z. Effects of Structural Dimension Variation on the Vibration of MEMC Ring-Based Gyroscopes. *Micromachines* 2021, *12*, 1483.

20. Behera, A.R.; Shaik, H.; Rao, G.M.; Pratap, R. A Technique for Estimation of Residual Stress and Young's Modulus of Compressively Stressed Thin Films Using Microfabricated Beams. *J. Microelectromech. Syst.* 2019, *28*, 1039–1054.

21. Passaro, V.M.N.; Cuccovillo, A.; Vaiani, L.; De Carlo, M.; Campanella, C.E. Gyroscope Technology and Applications: A Review in the Industrial Perspective. *Sensors* 2017, *17*, 2284.

22. Liu, K.; Zhang, W.; Chen, W.; Li, K.; Dai, F.; Cui, F.; Wu, X.; Ma, G.; Xiao, Q. The development of micro-gyroscope technology. *J. Microme-Chanics Microeng.* 2009, *19*, 113001.

23. Pistorio, F.; Saleem, M.M.; Somà, A. A Dual-Mass Resonant MEMC Gyroscope Design with Electrostatic Tuning for Frequency Mismatch Compensation. *Appl. Sci.* 2021, *11*, 1129.

24. Nguyen, N.M.; Chang, C.-Y.; Pillai, G.; Li, S.-S. Design of piezoelectric MEMC bulk acoustic wave mode-matched gyro-scopes based on support transducer. In Proceedings of the 2021 IEEE 34th International Conference on Micro Electro Mechanical Systems (MEMC), Gainesville, FL, USA, 25–29 January 2021.

25. Iga, Y.; Kanda, K.; Fujita, T.; Higuchi, K.; Maenaka, K. A design and fabrication of MEMC gyroscope using PZT thin films. In Proceedings of the 2010 World Automation Congress, Kobe, Japan, 19–23 September 2010.

26. Yeh, C.; Tsai, J.; Shieh, R.; Tseng, F.; Li, C.; Su, Y. A vertically supported ring-type MEMC gyroscope utilizing electromag-netic actuation and sensing. In Proceedings of the 2008 IEEE International Conference on Electron Devices and Solid-State Circuits, Hong Kong, China, 8–10 December 2008.

27. Saqib, M.; Mubasher Saleem, M.; Mazhar, N.; Awan, S.U.; Shahbaz Khan, U. Design and analysis of a high-gain and robust mul-ti-DOF electro-thermally actuated MEMC gyroscope. *Micromachines* 2018, *9*, 577.

28. Senkal, D.; Efimovskaya, A.; Shkel, A.M. Minimal realization of dynamically balanced lumped mass WA gyroscope: Dual foucault pendulum. In Proceedings of the 2015 IEEE International Symposium on Inertial Sensors and Systems (ISISS), Hapuna Beach, HI, USA, 23–26 March 2015.

29. Zhanshe, G.; Fucheng, C.; Boyu, L.; Le, C.; Chao, L.; Ke, S. Research development of silicon MEMC gyroscopes: A review. *Microsyst. Technol.* 2015, *21*, 2053–2066.

30. Armenise, M.N.; Ciminelli, C.; Dell'Olio, F.; Passaro, V.M. *Advances in Gyroscope Technologies*; Springer Science & Business Media: Berlin/Heidelberg, Germany, 2010.

31. Boxenhorn, B.; Greiff, P. A vibratory micromechanical gyroscope. *Guid. Navig. Control. Conf.* 1988.

32. Greiff, P.; Boxenhorn, B.; King, T.; Niles, L. Silicon monolithic micromechanical gyroscope. In Proceedings of the TRANSDUCERS'91: 1991 International Conference on Solid-State Sensors and Actuators Digest of Technical Papers, San Francisco, CA, USA, 24–27 June 1991.

33. Greiff, P.; Antkowiak, B.; Campbell, J.; Petrovich, A. Vibrating wheel micromechanical gyro. In Proceedings of the Position, Location and Navigation Symposium-PLANS'96, Atlanta, GA, USA, 22–25 April 1996.

34. Bernstein, J.; Cho, S.; King, A.; Kourepenis, A.; Maciel, P.; Weinberg, M. A micromachined comb-drive tuning fork rate gyroscope. In Proceedings of the IEEE Micro Electro Mechanical Systems, Fort Lauderdale, FL, USA, 10 February 1993.

35. Geiger, W.; Folkmer, B.; Merz, J.; Sandmaier, H.; Lang, W. A new silicon rate gyroscope. *Sens. Actuators A Phys.* 1999, *73*, 45–51.

36. Maenaka, K.; Ioku, S.; Sawai, N.; Fujita, T.; Takayama, Y. Design, fabrication and operation of MEMC gimbal gyroscope. *Sens. Actuators A Phys.* 2005, *121*, 6–15.

37. Jain, A.; Shekhar, C.; Gopal, R. Fabrication of two-gimbal Ni–Fe torsional micro-gyroscope by SU-8 based UV-LIGA process. *Microsyst. Technol.* 2014, *21*, 1479–1487.

38. Lee, J.S.; An, B.H.; Mansouri, M.; Al Yassi, H.; Taha, I.; Gill, W.A.; Choi, D.S. MEMC vibrating wheel on gimbal gyroscope with high scale factor. *Microsyst. Technol.* 2019, *25*, 4645–4650

39. Van Vu, T.; Tran, D.Q.; Chu, T.D. Matching mechanical response for a MEMC vibratory tuning fork gyroscope. *Microsyst. Technol.* 2020, *26*, 3865–3874. [

40. Dong, X.; Huang, Q.; Yang, S.; Huang, Y.; En, Y. Model and experiment of scale factor acceleration sensitivity of MEMC gyroscope in high acceleration environment. *Microsyst. Technol.* 2018, *25*, 3097–3103.

41. Che, L.; Xiong, B.; Li, Y.; Wang, Y. A novel electrostatic-driven tuning fork micromachined gyroscope with a bar structure op-erating at atmospheric pressure. *J. Micromech. Microeng.* 2009, *20*, 015025.

42. Sharma, A.; Zaman, F.; Amini, B.; Ayazi, F. A high-Q in-plane SOI tuning fork gyroscope. In Proceedings of the SENSORS, Vienna, Austria, 24–27 October 2004; pp. 467–470.

43. Nguyen, M.N.; Ha, N.S.; Nguyen, L.Q.; Chu, H.M.; Vu, H.N. *Z*-axis micromachined tuning fork gyroscope with low air damping. *Micromachines* 2017, *8*, 42.

44. Guan, Y.; Gao, S.; Jin, L.; Cao, L. Design and vibration sensitivity of a MEMC tuning fork gyroscope with anchored coupling mechanism. *Microsyst. Technol.* 2015, *22*, 247–254.

45. Guan, Y.; Gao, S.; Liu, H.; Jin, L.; Niu, S. Design and Vibration Sensitivity Analysis of a MEMC Tuning Fork Gyroscope with an Anchored Diamond Coupling Mechanism. *Sensors* 2016, *16*, 468.

46. Trusov, A.A.; Prikhodko, I.P.; Zotov, S.A.; Schofield, A.R.; Shkel, A.M. Ultra-high Q silicon gyroscopes with interchangeable rate and whole angle modes of operation. In Proceedings of the SENSORS, Waikoloa, HI, USA, 1–4 November 2010; pp. 864–867.

47. Xia, D.; Yu, C.; Kong, L. The Development of Micromachined Gyroscope Structure and Circuitry Technology. *Sensors* 2014, *14*, 1394–1473.

48. Putty, M.W.; Eddy, D.S. Microstructure for Vibratory Gyroscope. U.S. Patent 5,450,751, 19 September 1995.

49. Ayazi, F.; Najafi, K. Design and fabrication of high-performance polysilicon vibrating ring gyroscope. In Proceedings of the IEEE Eleventh Annual International Workshop on Micro Electro Mechanical Systems An Investigation of

Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Systems, Heidelberg, Germany, 25–29 January 1998.

50. Ayazi, F.; Najafi, K. A HARPSS polysilicon vibrating ring gyroscope. *J. Microelectromech. Syst.* 2001, *10*, 169–179.

51. Ayazi, F.; Chen, H.; Kocer, F.; He, G.; Najafi, K. A High Aspect-Ratio Polysilicon Vibrating Ring Gyroscope. In Proceedings of the Solid-State Sensor Actuator Workshop, Hilton Head Island, SC, USA, 4–8 June 2000; Volume 10, pp. 4–8.

52. Guohong, H.; Najafi, K. A Single-Crystal Silicon Vibrating Ring Gyroscope. In Proceedings of the Technical Digest MEMC 2002 IEEE International Conference Fifteenth IEEE International Conference on Micro Electro Mechanical Systems, Las Vegas, NV, USA, 24 January 2002.

53. Kou, Z.; Liu, J.; Cao, H.; Shi, Y.; Ren, J.; Zhang, Y. A novel MEMC S-springs vibrating ring gyroscope with atmosphere package. *AIP Adv.* 2017, *7*, 125301.

54. Kou, Z.; Cui, X.; Cao, H.; Li, B. Analysis and Study of a MEMC Vibrating Ring Gyroscope with High Sensitivity. In Proceedings of the 2020 IEEE 5th Information Technology and Mechatronics Engineering Conference (ITOEC), Chongqing, China, 12–14 June 2020.

55. Syed, W.U.; An, B.H.; Gill, W.A.; Saeed, N.; Al-Shaibah, M.S.; Al Dahmani, S.; Choi, D.S.; Elfadel, I.A.M. Sensor Design Migration: The Case of a VRG. *IEEE Sens. J.* 2019, *19*, 10336–10346.

56. Cao, H.; Liu, Y.; Kou, Z.; Zhang, Y.; Shao, X.; Gao, J.; Huang, K.; Shi, Y.; Tang, J.; Shen, C.; et al. Design, Fabrication and Experiment of Double U-Beam MEMC Vibration Ring Gyroscope. *Micromachines* 2019, *10*, 186.

57. Gill, W.A.; Ali, D.; An, B.H.; Syed, W.U.; Saeed, N.; Al-Shaibah, M.; Elfadel, I.M.; Al Dahmani, S.; Choi, D.S. MEMC multi-vibrating ring gyroscope for space applications. *Microsyst. Technol.* 2020, *26*, 2527–2533.

58. Liang, F.; Liang, D.-D.; Qian, Y.-J. Dynamical analysis of an improved MEMC ring gyroscope encircled by piezoelectric film. *Int. J. Mech. Sci.* 2020, *187*, 105915.

59. Liang, F.; Liang, D.-D.; Qian, Y.-J. Nonlinear Performance of MEMC Vibratory Ring Gyroscope. *Acta Mech. Solida Sin.* 2020, *34*, 65–78.

60. Fujita, T.; Mizuno, T.; Kenny, R.; Maenaka, K.; Maeda, M. Two-dimensional micromachined gyroscope. In Proceedings of the International Solid State Sensors and Actuators Conference (Transducers' 97), Chicago, IL, USA, 19 June 1997.

61. Juneau, T.; Pisano, A.; Smith, J.H. Dual axis operation of a micromachined rate gyroscope. In Proceedings of the International Solid State Sensors and Actuators Conference (Transducers' 97), Chicago, IL, USA, 19 June 1997.

62. Tang, T.K.; Gutierrez, R.C.; Stell, C.B.; Vorperian, V.; Arakaki, G.A.; Rice, J.T.; Li, W.J.; Chakraborty, I.; Shcheglov, K.; Wilcox, J.Z.; et al. A packaged silicon MEMC vibratory gy-roscope for microspacecraft. In Proceedings of the IEEE The Tenth Annual International Workshop on Micro Electro Mechanical Systems An Investigation of Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Robots, Nagoya, Japan, 26–30 January 1997.

63. Kang, M.-S.; Youn, S.-K.; Cho, Y.-H.; Lee, K.B. Dynamic modeling of a tunable microgyroscope. *Sens. Mater.* 1998, *10*, 413–424.

64. Prikhodko, I.P.; Zotov, S.A.; Trusov, A.A.; Shkel, A.M. Foucault pendulum on a chip: Angle measuring silicon MEMC gyroscope. In Proceedings of the 2011 IEEE 24th International Conference on Micro Electro Mechanical Systems, Cancun, Mexico, 23–27 January 2011.

65. Prikhodko, I.P.; Zotov, S.A.; Trusov, A.A.; Shkel, A.M. Foucault pendulum on a chip: Rate integrating silicon MEMC gyroscope. *Sens. Actuators A Phys.* 2012, *177*, 67–78.

66. Zotov, S.A.; Trusov, A.A.; Shkel, A.M. High-Range Angular Rate Sensor Based on Mechanical Frequency Modulation. *J. Microelectromech. Syst.* 2012, *21*, 398–405.

67. Minotti, P.; Dellea, S.; Mussi, G.; Bonfanti, A.; Facchinetti, S.; Tocchio, A.; Zega, V.; Comi, C.; Lacaita, A.L.; Langfelder, G. High Scale-Factor Stability Frequency-Modulated MEMC Gyroscope: 3-Axis Sensor and Integrated Electronics Design. *IEEE Trans. Ind. Electron.* 2017, *65*, 5040–5050.

68. Xu, Q.; Hou, Z.; Kuang, Y.; Miao, T.; Ou, F.; Zhuo, M.; Xiao, D.; Wu, X. A Tuning Fork Gyroscope with a Polygon-Shaped Vibration Beam. *Micromachines* 2019, *10*, 813.

69. Xu, P.; Si, C.; He, Y.; Wei, Z.; Jia, L.; Han, G.; Ning, J.; Yang, F. A Novel High-Q Dual-Mass MEMC Tuning Fork Gyroscope Based on 3D Wafer-Level Packaging. *Sensors* 2021, *21*, 6428.

70. Khaled, A.; Salman, A.M.; Aljehani, N.S.; Alzahem, I.F.; Almikhlafi, R.S.; Noor, R.M.; Seddiq, Y.M.; Alghamdi, M.S.; Soliman, M.; Mahmoud, M.A.E. An Electrostatic MEMC Roll-Pitch Rotation Rate Sensor with In-Plane Drive Mode. *Sensors* 2022, *22*, 702.

71. Taheri-Tehrani, P.; Izyumin, O.; Izyumin, I.; Ahn, C.H.; Ng, E.J.; Hong, V.A.; Yang, Y.; Kenny, T.W.; Boser, B.E.; Horsley, D.A. Disk resonator gyroscope with whole-angle mode operation. In Proceedings of the 2015 IEEE International Symposium on Inertial Sensors and Systems (ISISS), Hapuna Beach, HI, USA, 23–26 March 2015.

72. Senkal, D.; Ng, E.J.; Hong, V.; Yang, Y.; Ahn, C.H.; Kenny, T.W.; Shkel, A.M. Parametric drive of a toroidal MEMC rate integrating gy-roscope demonstrating < 20 PPM scale factor stability. In Proceedings of the 2015 28th IEEE International Conference on Micro Electro Mechanical Systems (MEMC), Estoril, Portugal, 18–22 January 2015.

73. Khan, I.; Ting, D.S.K.; Ahamed, M.J. Design and development of a MEMC vibrating ring resonator with inner rose petal spring supports. *Microsyst. Technol.* 2020, *27*, 985–995.

74. Li, Z.; Gao, S.; Jin, L.; Liu, H.; Niu, S. Micromachined Vibrating Ring Gyroscope Architecture with High-Linearity, Low Quadrature Error and Improved Mode Ordering. *Sensors* 2020, *20*, 4327.

75. Tsai, D.-H.; Fang, W. Design and simulation of a dual-axis sensing decoupled vibratory wheel gyroscope. *Sens. Actuators A Phys.* 2006, *126*, 33–40.

76. Trusov, A.A.; Prikhodko, I.P.; Rozelle, D.; Meyer, A.; Shkel, A.M. 1 ppm precision self-calibration of scale factor in MEMC Coriolis vibratory gyroscopes. In Proceedings of the 2013 Transducers & Eurosensors XXVII: The 17th International Conference on Solid-State Sensors, Actuators and Microsystems (TRANSDUCERS & EUROSENSORS XXVII), Barcelona, Spain, 16–20 June 2013.

77. Din, H.; Iqbal, F.; Lee, B. Modelling and optimization of single drive 3-axis MEMC gyroscope. *Microsyst. Technol.* 2020, *26*, 2869–2877.

78. Li, C.; Yang, B.; Guo, X.; Chen, X. Design, Analysis and Simulation of a MEMC-Based Gyroscope with Differential Tunneling Magnetoresistance Sensing Structure. *Sensors* 2020, *20*, 4919.

79. R. Eley, C.H.J. Fox, S. McWilliam, CORIOLIS COUPLING EFFECTS ON THE VIBRATION OF ROTATING RINGS, J Sound Vib, 238(2000) 459-80.

80. V. Chikovani, Y.A. Yatsenko, A. Barabashov, P. Marusyk, E. Umakhanov, V. Taturin, Improved accuracy metallic resonator CVG, Ieee Aero El Sys Mag, 24(2009) 40-3.

81. V. Chikovani, O. Suschenko, Differential mode of operation for Coriolis vibratory gyro with ringlike resonator, Electronics and Nanotechnology (ELNANO), 2014 IEEE 34th International Conference on, IEEE2014, pp. 451-5.

82. W.S. Watson, Vibratory gyro skewed pick-off and driver geometry, Position Location and Navigation Symposium (PLANS), 2010 IEEE/ION, IEEE2010, pp. 171-9.

83. P.W. Loveday, C.A. Rogers, THE INFLUENCE OF CONTROL SYSTEM DESIGN ON THE PERFORMANCE OF VIBRATORY GYROSCOPES, J Sound Vib, 255(2002) 417-32.

84. S.K. Hong, Compensation of nonlinear thermal bias drift of Resonant Rate Sensor using fuzzy logic, Sensors and Actuators A: Physical, 78(1999) 143-8.

85. Y. Hsu, P. Chou, Y. Kuo, Drift Modeling and Compensation for MEMC-Based Gyroscope Using a Wiener-Type Recurrent Neural Network, IEEE Inertial Sensors, Kauai, Hawaii, USA, 2017, pp. 39-42.

86. E.E. Aktakka, J.-K. Woo, K. Najafi, On-Chip Characterization of Scale-Factor of a MEMC Gyroscope via a Micro Calibration Platform, IEEE Inertial Sensors, Kauai, Hawaii, USA, 2017, pp. 31- 4.

87. F. Pellicano, M. Amabili, M.P. Païdoussis, Effect of the geometry on the non-linear vibration of circular cylindrical shells, Int J Nonlinear Mech, 37(2002) 1181-98.

88. Y.G. Martynenko, I.V. Merkuriev, V.V. Podalkov, Dynamics of a ring micromechanical gyroscope in the forced-oscillation mode, Gyroscopy and Navigation, 1(2010) 43-51.

89. Y. Liu, F. Chu, Nonlinear vibrations of rotating thin circular cylindrical shell, Nonlinear Dynam, 67(2012) 1467-79.

90. C. Jihyun, A. Samuel, Nonlinear Dynamic Response of Ring-Based Vibratory Angular Rate Sensors, 50th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics2009.

91. D. Kristiansen, O. Egeland, Nonlinear Oscillations in Coriolis-Based Gyroscopes, Nonlinear Dynam, 19(1999) 193-235.

92. Y. Zhang, X. Wu, Y. Wu, X. Xi, Y. Tao, Nodal vibration and pattern angle error analysis of the imperfect resonators for vibratory cylinder gyroscopes, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 17(2016) 419-26.

93. X. Xi, Y. Wu, X. Wu, Y. Tao, X. Wu, Investigation on standing wave vibration of the imperfect resonant shell for cylindrical gyro, Sensors and Actuators A: Physical, 179(2012) 70-7.

94. M.I. Younis, MEMC Linear and Nonlinear Statics and Dynamics, 1 ed., US: Springer 2011.

95. W. Thomson, Theory of Vibration with Applications: Taylor & Francis; 1996.

96. D.D. Lynch, Coriolis Vibratory Gyros, In Proceedings of Symposium Gyro Technology, Stuttgart, Germany, 1998.

97. K. Rourke, S. McWilliam, C.H.J. Fox, MULTI-MODE TRIMMING OF IMPERFECT RINGS, J Sound Vib, 248(2001) 695-724.

98. Y. Tao, X. Xi, D. Xiao, Y. Tan, H. Cui, X. Wu, Precision balance method for cupped wave gyro based on cup-bottom trimming, Chin J Mech Eng-En, 25(2012) 63-70.

99. Yongmeng Zhang, Xuezhong Wu, Xiang Xi, Yu Xin, Jiangkun Sun, Yulie Wu, Analysis and experiment of the zero bias drift of the vibratory cylinder gyroscope caused by nonlinear vibration, Sensors and Actuators A: Physical, Volume 267, 2017, Pages 334-341

100. B. Junlong, C. Wenjie and C. Tao, "Compensation for MEMC gyroscope zero bias stability," *2013 Chinese Automation Congress*, Changsha, China, 2013, pp. 744-748

101. Matveev, V.A.; Basarab, M.A. Solid State Wave Gyros, 1st ed.; Yang, Y., Zhao H., Eds.; National Defense Industry Press: Beijing, China, 2007; pp. 31-35.

102. Wu, L.F.; Zhang, F.X. The study of the scale factor of micro-machined gyroscope. IEICE Electron. Express 2008, 5, 840-845.

103. Wu Y, Xi X, Tao Y, Wu X, Wu X. A study of the temperature characteristics of vibration mode axes for vibratory cylinder gyroscopes. Sensors (Basel). 2011;11(8):7665-77.