

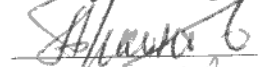
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

Навчально-науковий інститут автоматики та електротехніки

Кафедра морського приладобудування

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

/Завідувач кафедри



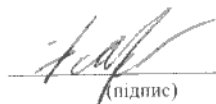
«24» 06 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему Мікромеханічний акселерометр

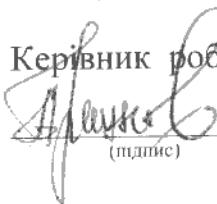
Виконав: студент групи 4631


(підпис)

Енгель А. В.

(ІПБ)

Керівник роботи:


(підпис)

Грешнов А. Ю.

(посада, ІПБ)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

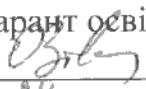
Інститут
Кафедра
Освітній ступінь
Спеціальність

Освітня програма

ННІАЕ
морського приладобудування
бакалавр
152 Метрологія та інформаційно-
вимірвальна техніка
Вимірвально-інформаційні системи

ЗАТВЕРДЖУЮ

Гарант освітньої програми

 Зівенко О.В.
« 24 » сб 20 25 рік

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Енгелю Андрію Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Мікромеханічний акселерометр

Керівник роботи Грешнов Андрій Юрійович, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора № 343 від "23" квітня 20 25 року

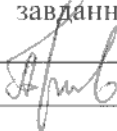
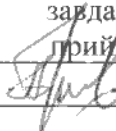
2. Термін подання роботи 16.05.2025

3. Вихідні дані до роботи $m = 0,29 \cdot 10^{-3} \text{ кг}; J_c = 1,775 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_A = 7,093 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; k_{11} = 2,036 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; k_{21} = k_{12} = -0,819 \text{ Н}; k_{22} = 4,398 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}; a = 2,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l + a = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів) 1. Теоретичний огляд існуючих мікромеханічних систем; 2. Чутливий елемент мікромеханічного акселерометра; 3. Конструктивні та функціональні особливості мікромеханічного акселерометра; 4. Головні форми та частоти малих коливань чутливого елемента; 5. Ємнісний сенсор переміщення; 6. Охорона праці

5. Перелік презентаційних матеріалів 1. Актуальність; 2 Вступ; 3. Класифікація акселерометрів; 4. Схема чутливого елемента маятникового мікромеханічного акселерометру; 5. Структурна схема чутливого елемента маятникового МА; 6. Схема вимірвального ланцюга маятникового МА; 7. Положення пластин ІМ МА; 8. Ємнісні перетворювачі переміщень; 9. Рухомий та нерухомий електроди; 10. Принципова та структурна схеми включення ємнісного перетворювача переміщень; 11. Висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
6	Тубальцев А. М.		

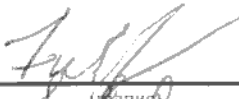
7. Дата видачі завдання 10.02.2025

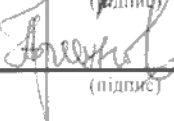
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Теоретичний огляд існуючих мікромеханічних систем	10.02.2025-01.03.2025	виконано
2	Чутливий елемент мікромеханічного акселерометра	02.03.2025-22.03.2025	виконано
3	Конструктивні та функціональні особливості мікромеханічного акселерометра	23.03.2025-07.04.2025	виконано
4	Головні форми та частоти малих коливань чутливого елемента	08.04.2025-23.04.2025	виконано
5	Ємнісний сенсор переміщення	24.04.2025-01.05.2025	виконано
6	Охорона праці	02.05.2025-13.05.2025	виконано

Студент

Керівник роботи


(підпис)


(підпис)

Енгель А. В.
(прізвище та ініціали)

Грешнов А. Ю.
(прізвище та ініціали)

Анотація

Енгель А. В. «Мікромеханічний акселерометр». Кваліфікаційна робота зі спеціальності 152 «Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка», освітньої програми «Вимірювально-інформаційні системи». Миколаїв: НУК ім. адм. Макарова. 2025 рік. 94 сторінки.

У кваліфікаційній роботі досліджено мікромеханічний акселерометр для навігації, авіації, автопромисловості та БПЛА. Розглянуто фізичну модель, конструкцію, класифікацію та вимірювальний ланцюг. Проаналізовано жорсткісні характеристики та рівняння коливань чутливого елемента. Вивчено ємнісні перетворювачі з урахуванням температурної стабільності. Запропоновані рішення підвищують точність й надійність вимірювань у мікроелектромеханічних системах.

Ключові слова: мікромеханічний акселерометр, маятниковий сенсор, жорсткісні характеристики, власні коливання, ємнісний перетворювач, температурна компенсація, мікроелектромеханічні системи.

Abstract

Enhel Andrii. Micromechanical Accelerometer. Qualification work in speciality 152 “Metrology and Information and Measurement Technology”, educational program “Measurement and Information Systems”. Mykolaiv: Admiral Makarov National University of Shipbuilding. 2025. 94 pages.

The qualification work examines a micromechanical accelerometer for navigation, aviation, the automotive industry, and UAVs. The physical model, design, classification, and measuring circuit are considered. The stiffness characteristics and vibration equations of the sensitive element are analysed. Capacitive transducers are studied with regard to temperature stability. The proposed solutions increase the accuracy and reliability of measurements in microelectromechanical systems.

Keywords: micromechanical accelerometer, pendulum sensor, stiffness characteristics, natural oscillations, capacitive transducer, temperature compensation, microelectromechanical systems.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						3
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список умовних скорочень

MEMC – мікроелектромеханічна система

МА – мікромеханічний акселерометр

МД – мікродатчик

МДТ – мікродатчик тиску

ЧЕ – чутливий елемент

ІМ – інерційна маса

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						4
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Вступ.....	7
1 Теоретичний огляд існуючих мікромеханічних систем.....	9
1.1 Класифікація сучасних акселерометрів.....	9
1.2 Існуючі рішення сучасних мікромеханічних акселерометрів.....	15
Висновки до розділу	19
2 Чутливий елемент мікромеханічного акселерометра.....	22
2.1 Розрахунок чутливого елементу мікромеханічного акселерометру	30
2.2 Передатні функції чутливого елементу мікромеханічного акселерометру.....	32
Висновки до розділу	40
3 Конструктивні та функціональні особливості мікромеханічного акселерометра.....	43
3.1 Вимірювальні властивості мікромеханічних приладів	43
3.2 Мікроакселерометр прямого перетворення	45
3.3 Жорсткість підвісів	50
3.4 Розрахунок коефіцієнтів податливості та жорсткості чутливого елементу	53
Висновки до розділу	55
4 Головні форми та частоти малих коливань чутливого елементу.....	58
4.1 Розрахунок власної частоти та форми коливань маятника	62
4.2 Вплив маси пружних елементів на частоту своїх коливань ЧЕ.....	64
Висновки до розділу	66

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Зміст		
Студент		Енгель А. В.					
Викладач		Грешнов А. Ю.					
Консультант							
Н. контр.		Грешнов А. Ю.					
Зав. каф.					НУК		
					Літ.	Лист	Лістів
						5	2

5 Ємнісний сенсор переміщення	69
5.1 Ємнісні перетворювачі переміщень.....	70
5.2 Розрахунок товщини шару металізації	73
Висновки до розділу	76
6 Охорона праці.....	79
6.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів під час роботи в виробничому приміщені.....	82
6.2 Засоби забезпечення безпеки праці та створення оптимальних умов у лабораторії	85
Висновки до розділу	88
Висновки	90
Список використаних джерел.....	91

Вступ

У сучасному світі мікроелектромеханічні системи (МЕМС) відіграють дедалі важливішу роль у різноманітних галузях техніки, зокрема в авіації, автомобілебудуванні, побутовій електроніці та системах управління безпілотними літальними апаратами (БПЛА). Серед ключових компонентів таких систем особливе місце посідають мікромеханічні акселерометри, що забезпечують точне вимірювання прискорення та дозволяють ефективно реалізовувати навігаційні й стабілізаційні функції.

Актуальність дослідження зумовлена стрімким розвитком технологій автономного керування, мініатюризацією електронних пристроїв та зростаючими вимогами до точності, чутливості й надійності вимірювальних приладів у складних динамічних умовах. Саме мікромеханічні акселерометри (МА), побудовані на основі маятникових конструкцій із пружними підвісами, здатні забезпечити високі метрологічні характеристики при малих розмірах і низькому енергоспоживанні. Однак ефективність їх роботи істотно залежить від конструктивних параметрів, геометрії чутливого елемента, особливостей підвісу, а також впливу зовнішніх чинників, зокрема температурних коливань.

У кваліфікаційній роботі здійснено комплексний аналіз конструктивних, динамічних та функціональних характеристик маяткового мікромеханічного акселерометра, побудовано аналітичні моделі, визначено передатні функції системи та здійснено розрахунок її метрологічних параметрів. Особливу увагу приділено впливу орієнтації акселерометра на чутливість до різних видів прискорень, побудовано структурну модель вимірювального ланцюга, розглянуто температурно-залежні особливості роботи ємнісних перетворювачів.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент	Енгель А. В.				Теоретичний огляд існуючих мікромеханічних систем			Літ.	Лист	Лістів	
Викладач	Грешнов А. Ю.									8	13
Консультант								НУК			
Н. контр.	Грешнов А. Ю.										
Зав. каф.											

1 Теоретичний огляд існуючих мікромеханічних систем

Акселерометр (лат. *accelero* — прискорюю и дав.-греч. *μετρέω* «вимірюю») – це прилад для вимірювання абсолютного лінійного чи кутового прискорення повітряного корабля [1].

Фізичною моделлю акселерометра є сейсмічна (інерційна) маса, яка підвішена на пружині, закріплений в нерухомому корпусі. Це елементарна коливальна система з одним ступенем свободи x , що вимірює переміщення в напрямку осі вимірювання. При дії прискорювальної сили прискорювальної сили F інерційна маса m набуває прискорення a , тоді за другим законом Ньютона $F=ma$.

Сила пружності (жорсткості) пружини в цій моделі зрівноважує переміщення інерційної маси m відносно корпусу, тобто $F = kx$, де k – це жорсткість пружини, x – переміщення маси m відносно вихідного положення. З останніх двох формул слідує, що $a = x \cdot \frac{k}{m}$, де $\frac{k}{m}$ – конструктивний параметр сенсора.

Відповідно до цієї моделі акселерометра однієї з основних їхніх класифікаційних ознак акселерометрів є відмінність у способах отримання електричного сигналу при детектуванні руху інерційної маси [2].

На сучасних літальних апаратах датчики прискорення використовуються в автопілотах для покращення характеристик стійкості та керованості, а також у системах інерційної навігації як сенсори для вимірювання прискорення, яке супроводжує переміщення центру мас об'єкта. Крім того, акселерометри слугують індикаторами горизонту в системах горизонталізації гідростабілізованих платформ та інших пристроях.

1.1 Класифікація сучасних акселерометрів

За способом перетворення вимірюваної величини:

– П'єзоелектричні;

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

- П'єзорезистивні;
- Ємнісні;
- Електромагнітні;
- Магнітні;
- Резонансні;
- Конвекційні.

За наявністю зворотного зв'язку:

- Зрівноважувального перетворення;
- Компенсаційні;
- Прямого перетворення.

За характером переміщення чутливого елементу:

- Осьові акселерометри (з поступальним переміщенням) ball-in-tube sensor;
- Маятникові акселерометри (з кутовим переміщенням);
- Акселерометри з обертовими напрямними опорами.

За діапазоном вимірюваного прискорення:

- Діапазон малих прискорень $> \pm (1 \dots 20)g$ (*Low* · G);
- Діапазон великих прискорень $> \pm 20g$ (*High* · G).

За кількістю ступенів свободи інерційної маси:

- Однокомпонентні;
- Двокомпонентні;
- Трикомпонентні.

За формою вихідного сигналу:

- Аналогові;
- Дискретні (цифрові або частотні).

За способом демпфірування:

- Повітряні;
- Рідинні;
- Електромагнітні;
- Тертя без змащувального матеріалу.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

У рамках теми кваліфікаційної роботи буде розглянуто класифікацію акселерометрів за методом перетворення вимірюваних величин. Однак, за останні роки найбільшого поширення набули акселерометри на основі мікромеханічних систем. Тому в цьому розділі кваліфікаційної роботи основна увага буде приділена п'єзоелектричним, п'єзорезистивним та ємнісним мікромеханічним акселерометрам.

1.1.1 П'єзоелектричні акселерометри

Одним із перспективних напрямів в електроніці є розробка п'єзоелектричних сенсорів. Використовують як класичні матеріали, такі як кварц, так і сучасні — ніобат літію, германат вісмуту, п'єзокераміка та сегнетоелектричні плівки. Прямий п'єзоэффект виникає при механічній деформації п'єзоелектричних матеріалів, що призводить до електричної поляризації та появи зарядів на їх поверхні. При зміні напрямку зовнішніх сил змінюються і знаки зарядів. Зворотний п'єзоэффект полягає у виникненні механічної напруги при впливі електричного поля. За відсутності деформації елементарні диполі в кристалі орієнтовані хаотично і взаємно компенсуються. При деформації ця компенсація порушується, і кристал поляризується. Поляризація також може викликати додаткову механічну напругу через зворотний п'єзоэффект, що змінює пружність кристала. Коефіцієнт електромеханічного зв'язку визначає ефективність перетворення енергії. Для кварцу цей коефіцієнт невеликий, для п'єзокераміки — до 0,9 [3].

Принципову схему п'єзоелектричного маятникового акселерометра показано на рис. 1.1. Кристал п'єзоматеріалу поєднується з інерційною масою (ІМ), а електричний контакт п'єзо-елемента в системі здійснюється за допомогою двох тензодатчиків, розташованих на кожному боці кристала. Прискорення, що діє на датчик призводить до різниці переміщень кожуха та ІМ, в результаті чого виникає сила, яка деформує кристал п'єзо-матеріалу [5].

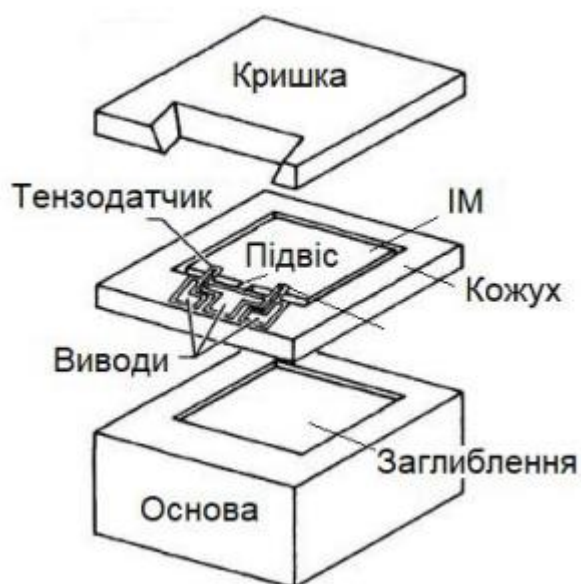


Рисунок 1.1 – Схема принципу роботи п'єзоелектричного маятникового акселерометра

Пружинно-масова система генерує силу, пропорційну амплітуді та частоті вібрації, яка діє на п'єзоелемент, створюючи заряд, пропорційний переміщенню. П'єзоелектричні акселерометри мають високу сейсмічну резонансну частоту та міцність, що робить їх універсальними для загальних вимірювань, особливо для високочастотних вібрацій. Вони самогенеруючі й не потребують зовнішнього джерела енергії, працюють при екстремальних температурах, але мають низьку чутливість. Акселерометри бувають із зарядним і напруговим виходом. Зарядові моделі стійкі до високих температур і мають широкий діапазон амплітуд, визначений підсилювачем [4].

1.1.2 П'єзорезистивні акселерометри

Датчики деформації п'єзорезистивних акселерометрів змінюють електричний опір пропорційно прикладеній механічній напрузі. Монолітний датчик акселерометра містить вбудовані механічні обмежувачі і має дуже високу міцність при дуже хорошому співвідношенні сигнал/шум.

Акселерометри цього типу ідеально підходять для вимірювання переміщення, низькочастотної вібрації і ударної дії. Їх можна також використовувати для ударних випробувань легких систем або конструкцій. Ці акселерометри ідеально підходять для вимірювання тривалих перехідних процесів, а також короткочасних ударних дій. У багатьох випадках чутливість виявляється досить високою і попереднє підсилення вихідного сигналу не вимагається. П'єзореzystивні акселерометри мають мінімальне демпфірування, тому не створюють фазового зсуву на низьких частотах [4].

П'єзореzystивний акселерометр (рис. 1.2) – це кремнієва структура 2 з консольними балками, що підтримують інерційну масу (ІМ) 3, сформовану на основі 1. Для вимірювання прискорення використовуються імплантовані кремнієві резистори 4, які працюють як датчики механічної напруги (strain gauges), і закріплені на кремнієвих консольних балках. Під дією прискорення ІМ а відбувається вигин балок, що змінює опір резисторів, увімкнених у міст Уїтстона 5, викликаючи його розбалансування. У діагональ моста 6 зазвичай підключають вимірювачі напруги, які реєструють прискорення.

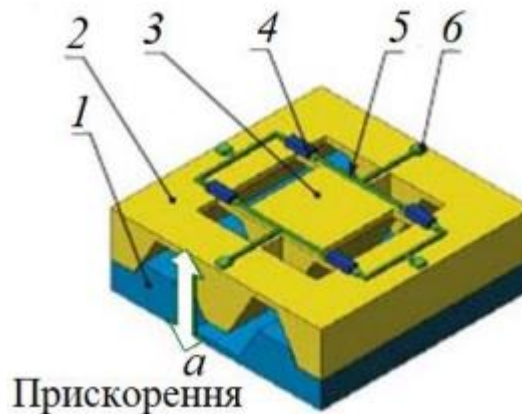


Рисунок 1.2 – Схема принципу роботи п'єзореzystивного акселерометра: 1 – основа, 2 – кремнієва структура з консольними балками, 3 – інерційна маса, 4 – імплантовані кремнієві резистори, 5 – міст Уїтстона, 6 – діагональ моста

1.1.3 Ємнісні акселерометри

Ємнісні акселерометри широко використовуються на ринках MEMS завдяки своїй простій структурі, низьким витратам на виробництво, низькому енергоспоживанню та низькій температурній залежності. Ємнісний акселерометр, що використовує MEMS, зазвичай є структурою, яка використовує конденсатор із рухомою пластиною, розміщеною між двома нерухомими пластинами. Коли загальна сила дорівнює нулю, значення обох конденсаторів дорівнює нулю, коли відбувається зміна сили, рухома пластина наблизиться до нерухомої пластини, що збільшить значення ємності. На рисунку 1.3 подано динамічну схему ємнісного акселерометра, що складається з пружини, демпфіруючої та пробної маси в основній структурі.

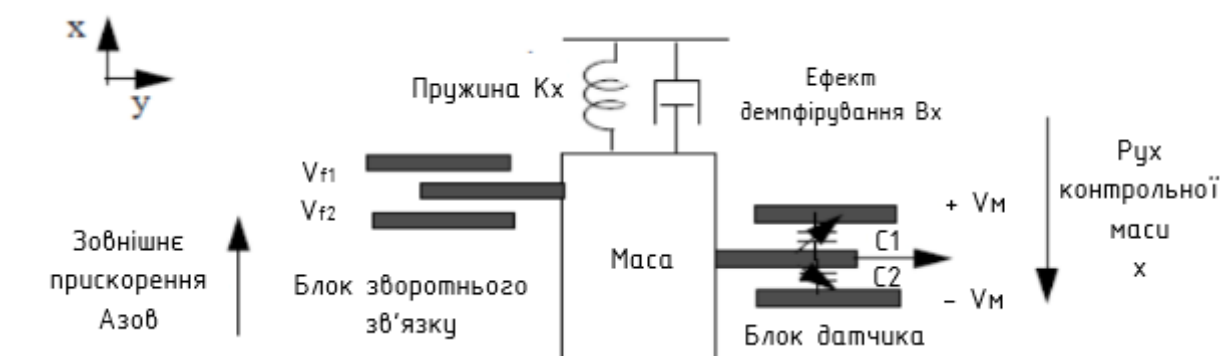


Рисунок 1.3 – Динамічна схема ємнісного акселерометра

Якщо дивитися на динамічну модель, то в центральній частині є пробна маса, яка діє як чутливий елемент. Маса прикріплена до підкладки пружиною і демпфіруванням. Є ємності між нерухомими пальцями та рухомими пальцями, прикріпленими до пробної маси. Коли тестова маса піддається прискоренню, рухливі пальці, прикріплені до маси, рухаються, і цей рух створює результат у вигляді ємнісного переміщення. Щоб виміряти зміну ємності, можна створити електронну схему, яка перетворює цю зміну в напругу. Коли система прискорюється, пробна маса рухається і в результаті зміщення рухомих пальців значення однієї з ємностей збільшується, а іншої

зменшується. Величина прискорення обчислюється шляхом вимірювання значень ємності [6].

1.2 Існуючі рішення сучасних мікромеханічних акселерометрів

У цьому розділі кваліфікаційної роботи буде розглянуто три типи акселерометрів, виготовлених за технологією МЕМС. Ці пристрої використовуються в різних додатках для вимірювання прискорень і вібрацій у безпілотних літальних апаратах. Будуть представлені п'єзоелектричний, п'єзореzystивний та ємнісний типи акселерометрів, а саме їхні основні характеристики та можливості застосування у сучасних системах навігації.

1.2.1 П'єзоелектричний акселерометр PCB Piezotronics 352C22

Цей п'єзоелектричний акселерометр був вироблений американською фірмою PCB Piezotronics, яка виробляє датчики та відповідні вимірювальні прилади.



Рисунок 1.4 – П'єзоелектричний акселерометр PCB Piezotronics 352C22

352C22 є високоточним сенсором для вимірювання вібрацій та прискорень у динамічних системах. Завдяки використанню п'єзоелектричного

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						15
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

матеріалу, акселерометр може вимірювати високочастотні коливання і забезпечувати чутливість до мінімальних змін прискорення. Основними його характеристиками є низька маса, широкий частотний діапазон, а також стійкість до температурних змін, що робить його особливо корисним у застосуваннях, пов'язаних з аерокосмічними технологіями та випробуваннями авіаційної техніки [7].

Таблиця 1.1 – Характеристики РСВ Piezotronics 352C22

Характеристика	
Чутливість	10 мВ/г
Динамічний діапазон	± 500 г
Частотний діапазон ($\pm 5\%$)	1 – 10000 Гц
Частотний діапазон ($\pm 10\%$)	0,7 – 13000 Гц
Частотний діапазон (± 3 дБ)	0,3 – 20000 Гц
Резонансна частота	≥ 50 кГц
Нелінійність	$\leq 1\%$
Поперечна чутливість	$\leq 5\%$
Межа навантаження (ударної)	± 5000 г
Температурний діапазон	-54 до +121 °C
Матеріал чутливого елементу	Кераміка
Ізоляція	Епоксидна
Матеріал корпусу	Алюміній
Розмір, мм	3,6 x 11,4 x 6,4
Маса	0,5 г
Роз'єм	3-56 Coaxial Jack

1.2.2 П'єзорезистивний акселерометр Endevco 7270A-20K

П'єзорезистивний акселерометр був вироблений компанією Endevco, яка є дочірньою компанією РСВ Piezotronics. Endevco надає повний спектр рішень

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

для тестування та вимірювання, включаючи: акселерометри, датчики удару, датчики тиску та інші вимірювальні прилади.



Рисунок 1.2.2 – П'єзорезистивний акселерометр Endevco 7270A-20K

Endevco 7270A-20K призначений для точного вимірювання як статичних, так і динамічних прискорень. Його особливістю є висока чутливість до малих частот та здатність вимірювати великі ударні навантаження. Прилад часто використовується в авіаційних, автомобільних і промислових додатках, де важливим є точне відстеження руху або ударних перевантажень. Цей акселерометр має високу стабільність у жорстких умовах експлуатації [8].

Таблиця 1.2 – Характеристики Endevco 7270A-20K

Характеристика	
Чутливість	± 5 мВ/г
Динамічний діапазон	± 20000 г
Частотний діапазон ($\pm 5\%$)	0 – 20000 Гц
Частотний діапазон ($\pm 10\%$)	-
Частотний діапазон (± 1 дБ)	0 – 68000 Гц
Резонансна частота	≥ 100 кГц
Нелінійність	$\leq 1\%$
Поперечна чутливість	$\leq 3\%$

Продовження таблиці 1.2

Межа навантаження (ударної)	± 60000 г
Температурний діапазон	-55 до +121 °С
Матеріал чутливого елементу	Кремній
Ізоляція	Епоксидна
Матеріал корпусу	Нержавіюча сталь
Розмір, мм	14,22 x 7,1 x 2,79
Маса	1,5 г
Роз'єм	Мікромініатюрний з'єднувач

1.2.3 Ємнісний акселерометр TDK INVENSENSE ICM-42688-P

ICM-42688-P – це 6-осьовий MEMS MotionTracking модуль, що містить 3-осьовий акселерометр і 3-осьовий гіроскоп. Був створений японською компанією TDK, яка спеціалізується на виробництві електронних компонентів.



Рисунок 1.2.3 – Ємнісний акселерометр TDK ICM-42688-P

Він відзначається на 40% меншим коефіцієнтом шуму в порівнянні з іншими IMU споживчого класу, удвічі перевищуючи їх за температурною

стабільністю, що дозволяє застосовувати його в різноманітних мобільних і портативних системах [9].

Таблиця 1.3 – Характеристики TDK INVENSENSE ICM-42688-P

Характеристика	
Чутливість	± 10 мВ/г
Динамічний діапазон	± 2 г, ± 4 г, ± 8 г, ± 16 г,
Частотний діапазон ($\pm 5\%$)	500 Гц
Частотний діапазон ($\pm 10\%$)	3979 Гц
Частотний діапазон (± 3 дБ)	–
Резонансна частота	≤ 10000 Гц
Нелінійність	$\pm 0.1\%$
Поперечна чутливість	$\pm 1\%$
Межа навантаження (ударної)	± 20000 г
Температурний діапазон	-40 до +85 °С
Матеріал чутливого елементу	Кремній
Ізоляція	Епоксидна
Матеріал корпусу	Пластик
Розмір, мм	$2,5 \times 3 \times 0,91$
Маса	0,34 г
Роз'єм	14-піновий LGA

Висновки до розділу

Отже, резюмуючи, акселерометри – це прилади, призначені для вимірювання прискорення в різних системах, зокрема в авіації, автомобільній промисловості та безпілотних літальних апаратах (БПЛА). Основна фізична модель акселерометра полягає в тому, що інерційна маса, прикріплена до пружини, реагує на зовнішні прискорювальні сили, що дозволяє за допомогою датчика отримувати сигнал для вимірювання цього прискорення.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						19
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Акселерометри класифікуються за різними ознаками: способом перетворення вимірюваної величини (п'єзоелектричні, п'єзорезистивні, ємнісні та ін.), наявністю зворотного зв'язку, кількістю ступенів свободи інерційної маси та іншими параметрами. У системах навігації особливого поширення набули акселерометри на основі мікромеханічних систем, зокрема п'єзоелектричні, п'єзорезистивні та ємнісні моделі. Кожен з цих типів має свої особливості у використанні, що визначає їхній вибір залежно від вимог конкретного додатка.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Енгель А. В.			Чутливий елемент мікромеханічного акселерометра			Літ.		Лист		Лістів	
Викладач		Грешнов А. Ю.								21		21	
Консультант								НУК					
Н. контр.		Грешнов А. Ю.											
Зав. каф.													

2 Чутливий елемент мікромеханічного акселерометра

ЧЕ МА являє собою ІМ (пластину) на пружному підвісі, який може бути оформлено у вигляді консольних балок, що працюють на вигин, або як пружні елементи типу торсіонів, які працюють на кручення (див. рис. 2.1).

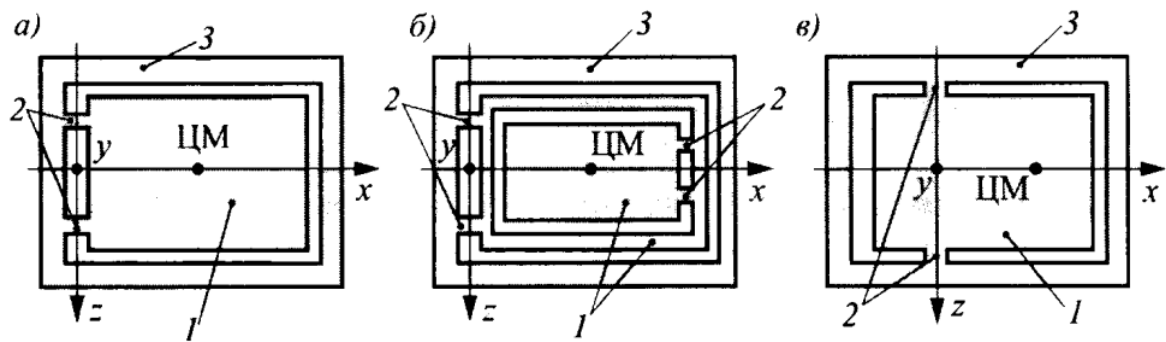


Рисунок 2.1 – Базові принципіальні схеми чутливих елементів маятникових мікромеханічних акселерометрів: а і б – одинарний та подвійний маятник з пружними елементами – балками відповідно; в – одинарний маятник з пружними елементами – торсіонами; ЦМ – центр мас; 1 – інерційна маса (ІМ); 2 – пружні елементи; 3 – опорна рамка

Очевидно, що якщо в схемі за рис. 2.2, а усунути пружні зв'язки вздовж будь-якої осі (х або z), то виходить схема маятникового МА з підвісом у вигляді балок, що працюють на кручення (торсіонів).

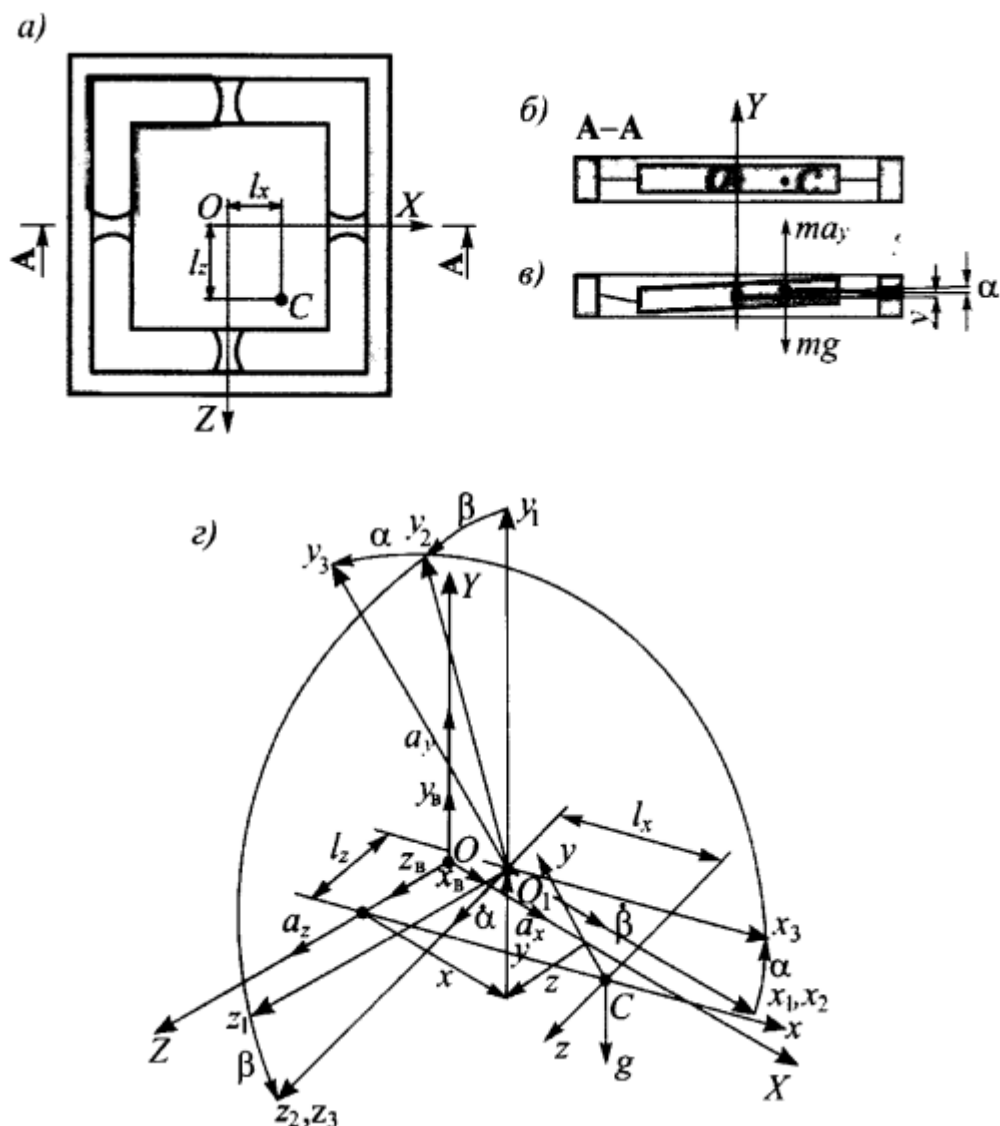


Рисунок 2.2 – До висновків рівнянь руху чутливого елемента осьового мікромеханічного акселерометру: а, б – положення ЦМ пластини; в – положення пластини під час прискорення; г – системи координат

У цьому разі можна користуватися рівняннями (2.1) – (2.3), маючи на увазі, що вихідною координатою буде один із кутів (α або β). (4.7)

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x} + k_{dx}\dot{x} + G_x x = m(a_x - \ddot{x}_B); \\ m\ddot{z} + k_{dz}\dot{z} + G_z z = m(a_z - \ddot{z}_B); \\ m\ddot{y} + k_{dy}\dot{y} + G_y y + m(l_x \ddot{\alpha} + l_z \ddot{\beta}) = m(a_y - g - \ddot{y}_B); \\ l_z \ddot{\beta} + k_{d\beta}\dot{\beta} + G_\beta \beta + m(l_z + z)(\ddot{y} + l_x \ddot{\alpha}) = m(l_z + z)(g - a_y - \ddot{y}_B) + \\ + m(g - a_y)(z_B + z) + m(l_z + z)\ddot{z}_B \beta; \\ l_x \ddot{\alpha} + k_{d\alpha}\dot{\alpha} + G_\alpha \alpha + m(l_x + x)(\ddot{y} + l_z \ddot{\beta}) = m(l_x + x)(g - a_y - \ddot{y}_B) + \\ + m(g - a_y)(x_B + x) + m(l_x + x)\ddot{z}_B \alpha; \end{array} \right. \quad (2.1)$$

Рівняння зв'язків

$$y_c = y + l_x \alpha + l_z \beta + y_B; \quad x_c = x + l_x + y_B; \quad z_c = y + l_z + z_B, \quad (2.2)$$

де $J_\beta = J_x + ml_z^2$; $J_\alpha = J_z + ml_x^2$ – момент інерції пластини (ІМ) відносно осей $O_1 z_1$ та $O_1 x_1$ відповідно; G_y, G_α, G_β знаходяться за формулами ($G_y = 4k_{11} = \frac{48EI}{l^3}$; $G_\alpha = G_\beta = 2k_{11} + 2G_{кр} = (8EI)/l + 2G_{кр}$); G_x, G_z – жорсткості підвісу за координатами x і z , які можна обчислити за формулою ($G_x = 2E_{(п)} c_{п1} \left[\left(\frac{b_{п2}}{l_{т2}} \right)^3 + \frac{b_{п1}}{l_{т1}} \right]$; $\omega_{x0} = \sqrt{\frac{G_x}{m}}$; $G_z = 2E_{(п)} c_{п2} \left[\left(\frac{b_{п1}}{l_{т1}} \right)^3 + \frac{b_{п2}}{l_{т2}} \right]$; $\omega_{z0} = \sqrt{\frac{G_z}{m}}$).

Для акселерометрів з віссю чутливості за координатою y необхідно конструктивно забезпечити $G_x \approx G_z \gg G_y$. На цій підставі можна вважати $x \approx z \approx 0$. Система рівнянь (2.1) і рівняння зв'язків (2.2) набувають вигляду

$$\begin{cases} m\ddot{y} + k_{дy}\dot{y} + G_y y + m(l_x \ddot{\alpha} + l_z \ddot{\beta}) = m(a_y - g - \ddot{y}_B); \\ J_\beta \ddot{\beta} + k_{д\beta} \dot{\beta} + G_\beta \beta + ml_z(\ddot{y} + l_x \ddot{\alpha}) = ml_z(g - a_y - \ddot{y}_B) + m(g - a_y)z_B + \\ \quad + ml_z \ddot{z}_B \beta; \\ J_\alpha \ddot{\alpha} + k_{д\alpha} \dot{\alpha} + G_\alpha \alpha + ml_x(\ddot{y} + l_z \ddot{\beta}) = ml_x(a_y - g - \ddot{y}_B) + m(g - a_y)x_B + \\ \quad + ml_x \ddot{x}_B \alpha; \end{cases} \quad (2.3)$$

Підвіс ІМ на консольних балках має виключати можливість форм коливань за рис. 2.3.

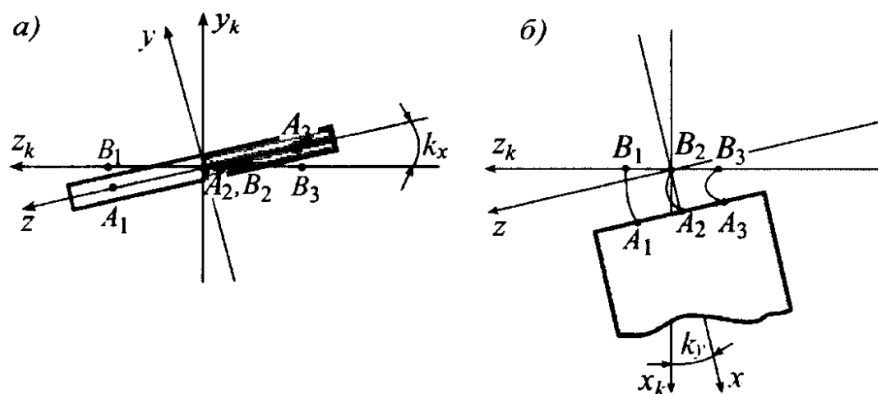


Рисунок 2.3 – Форми коливань маятника: а – розворот навколо осі x_k ; б – розворот навколо осі y_k

Тому виведення рівнянь рухів виконаємо для переміщень ІМ у площині (рис. 4.2), що допускають першу і другу форми коливань маятника (пластини ІМ).

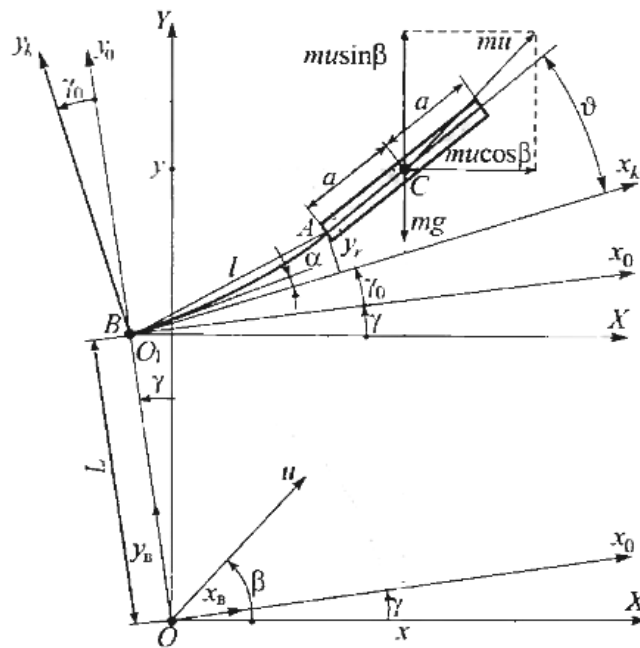


Рисунок 2.4 – До висновку рівнянь руху чутливого елемента маятникового мікромеханічного акселерометра

Припускається, що ЦМ (точка C) недеформованої пластини (ІМ) розташовується в її геометричному центрі на відстані a від її країв. ІМ пов'язана з корпусом акселерометра гнучким елементом балочного типу довжиною $AB = l$.

Для визначення поточного положення ІМ введено такі системи координат: OXY – нерухома система; Ox_0y_0 – система координат, пов'язана з основою, на якій установлено МА; $O_1x_1y_1$ – те саме, з корпусом МА (точки B і збігаються).

Положення системи Ox_0y_0 відносно осі OX визначено кутом γ , який може довільно змінюватися в часі. Основа, а разом з нею і система координат Ox_0y_0 можуть переміщатися з прискоренням u , напрямком вектора якого залежить від кута β . Крім того, основа може здійснювати «косу» вібрацію, задану

вібропереміщеннями x_6 і y_6 . Початок системи координат $O_1x_ky_k$ уздовж осі Oy_0 визначено як $OO_1=L$, а її положення щодо системи Ox_0y_0 – довільним, але фіксованим у межах $0...360^\circ$ кутом γ_0 . Миттєве положення ЦМ (точка С) визначено координатами x і y в системі осей OXY . Положення осі, що проходить через точки A і C у системі координат $O_1x_ky_k$, визначено кутом v , а положення точки A – координатою y_0 паралельної осі O_1y_k . Кут між віссю O_1x_k і дотичною до зігнутої осі пружного елемента в точці B через його малість: $\alpha \approx \frac{y_r}{l}$. У точці C прикладено зовнішні сили, зумовлені прискоренням u і g , а також віброприскоренням.

Рівняння руху отримаємо другим методом Лагранжа, маючи на увазі, що узагальнені координати $q_1 = v, q_2 = y_r$.

Кінетична енергія ІМ m акселерометра

$$T = \frac{1}{2}J_c v^2 + \frac{m}{2}(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \quad (2.4)$$

де J_c – головний центральний момент інерції ІМ навколо осі, перпендикулярної до площини XY .

Напишемо вираз для координат точки C :

$$\begin{aligned} x &= l \cos(\alpha + \gamma_0 + \gamma) + \alpha \sin(v + \gamma_0 + \gamma) - L \sin \gamma + x_B \cos \gamma - y_B \sin \gamma, \\ y &= l \sin(\alpha + \gamma_0 + \gamma) + \alpha \sin(v + \gamma_0 + \gamma) - L \cos \gamma + x_B \sin \gamma - y_B \cos \gamma \end{aligned} \quad (2.5)$$

З огляду на те, що кути α і v малі ($\sin v \approx v, \sin \alpha \approx \alpha, \cos \alpha = \cos v \approx 1$) і при $\gamma \neq 1$ мають місце нерівності $\alpha \ll \gamma, v \ll \gamma$, із системи (2.5) отримаємо такі рівності:

$$\begin{aligned} \gamma_0 &= 0^\circ \\ x &= -(L + \alpha v + y_r) \sin \gamma + (l + \alpha) \cos \gamma + x_B \cos \gamma - y_B \sin \gamma, \\ y &= (l + \alpha) \sin \gamma + (L + \alpha v + y_r) \cos \gamma + x_B \sin \gamma - y_B \cos \gamma. \\ \gamma_0 &= 90^\circ \\ x &= -(L + l + \alpha) \sin \gamma + (y_r + \alpha v) \cos \gamma + x_B \cos \gamma - y_B \sin \gamma, \\ y &= (L + l + \alpha) \cos \gamma - (y_r + \alpha v) \sin \gamma + x_B \sin \gamma + y_B \cos \gamma. \\ \gamma_0 &= 180^\circ \\ x &= (-L + l + y_r) \sin \gamma - (l + \alpha) \cos \gamma + x_B \cos \gamma - y_B \sin \gamma, \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$y = -(l + \alpha)\sin\gamma - (L - \alpha v + y_r)\cos\gamma + x_B\sin\gamma + y_B\cos\gamma.$$

$$\gamma_0 = 270^\circ$$

$$x = -(L + l + \alpha)\sin\gamma + (y_r + \alpha v)\cos\gamma + x_B\cos\gamma - y_B\sin\gamma,$$

$$y = (L - l - \alpha)\cos\gamma + (y_r + \alpha v)\sin\gamma + x_B\sin\gamma + y_B\cos\gamma.$$

В якості прикладу отримаємо рівняння руху у випадку $\gamma_0 = 0^\circ$. Враховуючи рівності (2.6) ($\gamma_0 = 0^\circ$), розрахуємо $\dot{x}$, $\dot{y}$ і згідно з виразом (2.4) напишемо

$$T = \frac{1}{2}J_c v^2 + \frac{m}{2}\{[(l + \alpha + x_B)\dot{y} + \alpha\dot{v} + \dot{y}_r + \dot{y}_B]^2 + [(L + \alpha v + y_r + y_B)\dot{\gamma} - \dot{x}_B]^2\}$$

Знайдемо похідні від отриманого виразу:

$$\frac{\partial T}{\partial v} = m\alpha[(L + \alpha v + y_r + y_B)(\dot{\gamma})^2 - \dot{x}_B\dot{\gamma}];$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{v}} = J_c \dot{v} + m\alpha[(l + \alpha + x_B)\dot{\gamma} + \alpha\dot{v} + \dot{y}_r + \dot{y}_B];$$

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial v} = J_c \ddot{v} + m\alpha[(l + \alpha + x_B)\ddot{\gamma} + \alpha\ddot{v} + \ddot{y}_r + \ddot{y}_B];$$

$$\frac{\partial T}{\partial y_r} = m[(L + \alpha v + y_r + y_B)(\dot{\gamma})^2 - \dot{x}_B\dot{\gamma}];$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_r} = m[(l + \alpha + x_B)\dot{\gamma} + \alpha\dot{v} + \dot{y}_r + \dot{y}_B];$$

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_r} = m[(l + \alpha + x_B)\ddot{\gamma} + \ddot{x}_B\dot{\gamma} + \alpha\ddot{v} + \ddot{y}_r + \ddot{y}_B].$$

Згідно з рівнянням $\left(\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_j}\right) = Q_j, j = 1 \dots 5$, де T – кінетична енергія пластини; Q_j – узагальнені сили за відповідними узагальненими координатами; $q_j, \dot{q}_j$ – узагальнені координати та швидкості ($q_1 = x, \dot{q}_1 = \dot{x}, q_2 = y, \dot{q}_2 = \dot{y}, q_3 = z, \dot{q}_3 = \dot{z}, q_4 = \alpha, \dot{q}_4 = \dot{\alpha}, q_5 = \beta, \dot{q}_5 = \dot{\beta}$)) отримаємо рівняння чутливого елемента мікромеханічного акселерометра у випадку $\gamma_0 = 0^\circ$:

$$\begin{cases} (J_c + m\alpha^2)\ddot{v} + m\alpha\ddot{y}_r - m\alpha(y_r + \alpha v)(\dot{\gamma})^2 = -m\alpha(l + \alpha + x_B)\ddot{\gamma} + \\ + m\alpha(L + y_B)(\dot{\gamma})^2 - m\alpha\ddot{y}_B - 2m\dot{x}_B\dot{\gamma} + Q_v; \\ m[\ddot{y}_r + \alpha\ddot{v} - (y_r + \alpha v)(\dot{\gamma})^2] = -m(l + \alpha + x_B)\ddot{\gamma} + \\ + m(l + y_B)(\dot{\gamma})^2 - m\ddot{y}_B - 2m\dot{x}_B\dot{\gamma} + Q_y. \end{cases} \quad (2.7)$$

де Q_v, Q_y – узагальнені сили за відповідними координатами.

Аналогічним чином отримаємо рівняння руху чутливого елементу мікромеханічного акселерометра для наступних випадків:

$$\gamma_0 = 90^\circ$$

$$\begin{cases} (J_c + ma^2)\ddot{v} + ma\ddot{y}_r - ma(y_r + av)(\dot{\gamma})^2 = -ma(L + l + a + y_B)\ddot{\gamma} - \\ - amx_B(\dot{\gamma})^2 + ma\ddot{x}_B - 2am\dot{y}_B\dot{\gamma} + Q_v; \\ m[\ddot{y}_r + a\ddot{v} - (y_r + av)(\dot{\gamma})^2] = -m(L + l + a + y_B)\ddot{\gamma} + \\ + mx_B(\dot{\gamma})^2 + m\ddot{x}_B - 2m\dot{y}_B\dot{\gamma} + Q_y. \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\gamma_0 = 180^\circ$$

$$\begin{cases} (J_c + ma^2)\ddot{v} + ma\ddot{y}_r - ma(y_r + av)(\dot{\gamma})^2 = -ma(l + a - x_B)\ddot{\gamma} - \\ - ma(L + y_B)(\dot{\gamma})^2 + am\ddot{y}_B - 2am\dot{x}_B\dot{\gamma} + Q_v; \\ m[\ddot{y}_r + a\ddot{v} - (y_r + av)(\dot{\gamma})^2] = -m(l + a + x_B)\ddot{\gamma} + \\ + m(L + y_B)(\dot{\gamma})^2 + m\ddot{y}_B + 2m\dot{x}_B\dot{\gamma} + Q_y. \end{cases} \quad (2.9)$$

$$\gamma_0 = 270^\circ$$

$$\begin{cases} (J_c + ma^2)\ddot{v} + ma\ddot{y}_r - ma(y_r + av)(\dot{\gamma})^2 = ma(L - l - a - y_B)\ddot{\gamma} - \\ - amx_B(\dot{\gamma})^2 + am\ddot{x}_B + 2am\dot{y}_B\dot{\gamma} + Q_v; \\ m[\ddot{y}_r + a\ddot{v} - (y_r + av)(\dot{\gamma})^2] = m(L + l - a - x_B)\ddot{\gamma} + \\ + mx_B(\dot{\gamma})^2 + m\ddot{x}_B + 2m\dot{y}_B\dot{\gamma} + Q_y. \end{cases} \quad (2.10)$$

Узагальнені сили в рівняннях (2.7 – 2.10) містять у собі сили, зумовлені жорсткістю пружної балки підвісу, прискоренням g і u , демпфуванням.

Узагальнені сили, зумовлені жорсткістю підвісу, обчислюються матричною формою $\begin{pmatrix} P \\ M_{кр} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_r \\ v \end{pmatrix}$, у якій коефіцієнти жорсткості визначаються за формулами ($k_{11} = \frac{12EI}{l^3}$; $k_{12} = k_{21} = -\frac{6EI}{l^2}$; $k_{22} = \frac{4EI}{l}$).

Узагальнені сили, пов'язані демпфуванням, знаходяться аналогічно (2.7):

$$\begin{pmatrix} F_d \\ M_d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{ду} & k_{ду}/\alpha \\ k_{дv}\alpha & k_{дv} \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

де $k_{ду}, k_{дv}$ – це коефіцієнти демпфування, що відповідають лінійній та кутовим координатам; α – геометричний параметр (див. рис. 2.4).

Узагальнені сили, що обумовлені прискоренням u і g , відповідно з рис. 2.4 для узагальнених координат y_r і v визначаються за формулами

$$\begin{cases} F_{\gamma_0} = m\{-g\cos[\gamma_0 + (v + \gamma)] + u\sin[\beta - (v + \gamma + \gamma_0)]\}; \\ M = F_{\gamma_0}(l + a). \end{cases} \quad (2.12)$$

Таким чином, узагальнені сили визначаються підсумовуванням відповідних виразів (2.11), (2.12). Зауважимо, що узагальнені сили, зумовлені жорсткістю підвісу і демпфуванням, не залежать від кута встановлення корпусу МА.

З урахуванням (2.7)-(2.10) і (2.12) запишемо рівняння руху ЧЕ МА для чотирьох варіантів установлення його корпусу на об'єкті в такому вигляді:

$$\begin{cases} m[\ddot{y}_r + a\ddot{v} - (y_r + av)(\dot{\gamma})^2] + n(k_{11}y_r + k_{12}v) + k_{dy}\dot{y}_r + \frac{k_{dv}}{a}v = \\ \quad = F + F_{\gamma_0}; \\ (J_c + ma^2)\ddot{v} + ma\ddot{y}_r - ma(y_r + av)(\dot{\gamma})^2 + n(k_{21}y_r + k_{22}v) + k_{dy}\dot{y}_r = \\ \quad + k_{dv}\dot{v} = Fa + F_{\gamma_0}(l + a) \end{cases} \quad (2.13)$$

де n – кількість балок; F і F_{γ_0} розраховуються за залежностями

$$\begin{cases} \gamma_0 = 0^\circ \\ F = -m(l + a + x_B)\ddot{\gamma} + (L + y_B)(\dot{\gamma})^2 + m\ddot{y}_B - 2m\dot{x}_B\dot{\gamma}; \\ F_{\gamma_0} = m[-g\cos(v + \gamma) + u\sin(\beta - v - \gamma)]; \\ \gamma_0 = 90^\circ \\ F = -m(L + l + a + y_B)\ddot{\gamma} - mx_B(\dot{\gamma})^2 + m\ddot{x}_B - 2m\dot{y}_B\dot{\gamma}; \\ F_{\gamma_0} = m[-g\sin(v + \gamma) - u\sin(\beta - v - \gamma)]; \\ \gamma_0 = 180^\circ \\ F = -m(l + a - x_B)\ddot{\gamma} - m(L + y_B)(\dot{\gamma})^2 + m\ddot{y}_B + 2m\dot{x}_B\dot{\gamma}; \\ F_{\gamma_0} = m[g\cos(v + \gamma) - u\sin(\beta - v - \gamma)]; \\ \gamma_0 = 270^\circ \\ F = -m(L - l - a - y_B)\ddot{\gamma} + mx_B(\dot{\gamma})^2 + m\ddot{x}_B - 2m\dot{y}_B\dot{\gamma}; \\ F_{\gamma_0} = m[-g\sin(v + \gamma) + u\cos(\beta - v - \gamma)]; \end{cases} \quad (2.14)$$

Рівняння руху (2.13) дають змогу проаналізувати динаміку ЧЕ маятникового МА для різних варіантів збурень.

Рівняння руху ЧЕ МА справедливі і для акселерометрів у макро виконанні.

Оцінимо вплив установки корпусу МА на частоти власних, недемпфованих коливань маятничкової ІМ (маятника).

Для кутів $\gamma_0 = 0^\circ$ і $\gamma_0 = 180^\circ$ встановлення корпусу щодо нерухомої основи рівняння частот має такий вигляд:

$$J_c + mp^4 - n(J_A k_{11} + mk_{22} - 2mak_{12})p^2 + n^2(k_{11}k_{22} - k_{12}^2) = 0 \quad (2.15)$$

Воно має розв'язок з коефіцієнтами

$$a = J_c m; b = J_A k_{11} + mk_{22} - 2mak_{12}; c = k_{11}k_{22} - k_{12}^2 \quad (2.16)$$

Для кутів кутів $\gamma_0 = 90^\circ$ і $\gamma_0 = 270^\circ$ установки корпусу щодо нерухомої основи рівняння частот записується так:

$$J_c mp^4 - [n(J_A k_{11} + mk_{22} - 2mak_{12}) \mp m^2 gl]p^2 + n\{n(k_{11}k_{22} - k_{12}^2) \mp mg[k_{11}(l + a) - k_{12}]\} = 0. \quad (2.17)$$

де знак « $\rightarrow$ » перед членами, що містять величину g , відповідає куту $\gamma_0 = 90^\circ$, а знак « $+$ » – куту встановлення $\gamma_0 = 270^\circ$.

Розв'язання рівняння (2.17) відповідає рівнянню (2.16), у якому

$$\begin{aligned} a &= J_c m; b = J_A k_{11} + mk_{22} - 2mak_{12} \mp m^2 gl; \\ c &= k_{11}k_{22} - k_{12}^2 \mp mg[k_{11}(l + a) - k_{12}] \end{aligned} \quad (2.18)$$

Зауважимо, що у виразі для коефіцієнтів b член $m^2 gl$ на кілька порядків менший за інші і його можна не враховувати під час розрахунків.

2.1 Розрахунок чутливого елемента мікромеханічного акселерометру

Розрахуємо частоти власних, недемпфованих коливань маятника з параметрами:

$$m = 0,29 \cdot 10^{-3} \text{ кг};$$

$$J_c = 1,775 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_A = 7,093 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$k_{11} = 2,036 \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

$$k_{21} = k_{12} = -0,819 \text{ Н};$$

$$k_{22} = 4,398 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$a = 2,28 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$l + a = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Коефіцієнти залежностей (2.16) рівні:

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						30
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a = 0,514 \cdot 10^{-12} \text{ кг}^2 \text{ м}^2;$$

$$b = 16,601 \cdot 10^{-6} \text{ кг}^2 \text{ м}^2 / \text{с}^2;$$

$$c = 0,224 \text{ кг}^2 \text{ м}^2 / \text{с}^4$$

Коефіцієнти a і b за залежностями (2.18) мають самі значення, а коефіцієнт $c = (0.224 \mp 0.031) \text{ кг}^2 \text{ м}^2 / \text{с}^4$. Результати розрахунків за формулою $(p_{1,2}^2 = \frac{n(b \pm \sqrt{b^2 - 4ac})}{2a})$, де $a = a_{11}a_{22} - a_{12}^2$; $b = a_{11}k_{22} + a_{22}k_{11} - 2a_{12}k_{12}$; $c = k_{11}k_{22} - k_{12}^2$) наведено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Розрахунок власних коливань маятника мікромеханічного акселерометру

Частота 1/с (Гц)	Кількість пружних балок	Кут установки корпуса акселерометра $\gamma_0, ^\circ$		
		0 і 180	90	270
p_1	1	116,81 (18,6)	112,56 (17,92)	124,87(19,88)
	3	202,32 (32,22)	194,96 (31,04)	216,28 (34,44)
p_2	1	5687,0 (905,57)	5687,52 (905,65)	5687,26 (905,62)
	3	9850,17 (1568,49)	9851,07 (1568,64)	9850,62 (1568,57)

Результати свідчать, що перша, або найнижча, власна частота коливань маятника (яка визначає основний режим його вільних коливань) змінюється залежно від орієнтації маятника відносно основи. Це означає, що частота коливань маятника буде найвищою, коли маятник знаходиться у «прямій» орієнтації з кутом $\gamma_0 = 270^\circ$ (маятник розташований вертикально вниз). В цій позиції центр мас маятника максимально віддалений від точки опори, що забезпечує найвищу жорсткість системи і, відповідно, вищу частоту коливань.

На противагу цьому, частота коливань буде найменшою, коли маятник перебуває у «перевернутій» орієнтації з кутом $\gamma_0 = 90^\circ$ (маятник вертикально вгору). У такому положенні центр мас наближений до осі опори, зменшуючи жорсткість і, відповідно, знижуючи частоту власних коливань. Таким чином, частота власних коливань маятника є змінною та залежить від кута орієнтації, що впливає на його динамічні характеристики і стабільність.

2.2 Передатні функції чутливого елементу мікромеханічного акселерометру

Отримаємо передатні функції ЧЕ, маючи на увазі, що найбільшу чутливість до зміни кута має перевернутий маятник, а прямий – дещо менший. Тому вимірювання кутових коливань (кутової вібрації) основи краще виконувати при встановленні маятника, що характеризується кутами $\gamma_0 = 90^\circ$ та $\gamma_0 = 270^\circ$.

До лінійної вібрації маятник чутливий за будь-якого варіанта установки щодо основи, хоча кількісна міра чутливості різна.

Для випадку лінійної вібрації покладемо в рівняннях (2.13), (2.14), а для кутових коливань $x_B = y_B = 0$, а так само $((y_r + av)\dot{\gamma})^2 \approx 0$. Введемо позначення: $J_A = J_c = ma^2$, $\ddot{x}_B = a_x(t)$, $\ddot{y}_B = a_y(t)$, $\ddot{\gamma} = \Gamma(t)$, $L_1 = L - l - a_1$, $L_2 = L + l + a_1$, і рівняння (2.13) представимо в матричній формі для прямого та перевернутого маятників ($n=1$)

$$\begin{vmatrix} m & ma \\ ma & J_A \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \ddot{y}_r \\ \ddot{v} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} k_{dy} & k_{dy}/\alpha \\ k_{dy}\alpha & k_{dv} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_r \\ v \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} k_{11} & k_{12} \pm mg \\ k_{21} & k_{22} \pm mag \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_r \\ v \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} F \\ F \cdot a \end{vmatrix}, \quad (2.19)$$

де

$$\begin{vmatrix} F \\ F \cdot a \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \mp ma_x(t) \\ \mp ma a_x(t) \end{vmatrix} \quad (\text{лінійна вібрація}); \quad (2.20)$$

$$\begin{vmatrix} F \\ F \cdot a \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \Gamma(s) \begin{Bmatrix} +mL_1 \\ -mL_2 \end{Bmatrix} \\ \Gamma(s) \begin{Bmatrix} +maL_1 \\ -maL_2 \end{Bmatrix} \end{vmatrix} \quad (\text{кутові коливання}); \quad (2.21)$$

У рівняннях (2.19) та виразах (2.20) верхні знаки відповідають прямому ($\gamma_0 = 270^\circ$), а нижні – перевернутому ($\gamma_0 = 90^\circ$) маятникам.

У виразах (2.21) прямому маятнику відповідають компоненти, що містять параметр L_1 , а перевернутому параметр L_2 .

Рівняння руху маятника, що відповідають вертикальній вібрації основи, мають вигляд

$$\begin{vmatrix} m & ma \\ ma & J_A \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \ddot{y}_r \\ \ddot{v} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} k_{\text{дy}} & k_{\text{дy}}/\alpha \\ k_{\text{дy}}\alpha & k_{\text{дv}} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_r \\ v \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} k_{11} & k_{12} \pm mg \\ k_{21} & k_{22} \pm mag \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_r \\ v \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \mp m[a_y(t) + g] \\ \mp ma[a_y(t) + g] \end{vmatrix} \quad (2.22)$$

Знак « $\rightarrow$ » у правих частинах рівнянь (2.22) відповідає куту , а знак (+) куту установки $\gamma_0 = 180^\circ$.

Введемо позначення $s = \frac{d}{dt}$ та перепишемо систему (2.19) в операторній формі:

$$\begin{vmatrix} ms^2 + k_{\text{дy}} + k_{11} & mas^2 + \frac{k_{\text{дv}}}{a}s + (k_{12} \pm mg) \\ mas^2 + k_{\text{дy}}\alpha s + k_{21} & J_A s^2 + k_{\text{дv}}s + (k_{22} \pm mag) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_r(s) \\ v(s) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} F(s) \\ F(s)a \end{vmatrix} \quad (2.23)$$

де на підставі матриць (2.20) та (2.21) маємо

$$\begin{vmatrix} F(s) \\ F(s)a \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \mp ma_x(s) \\ \mp ma a_x(s) \end{vmatrix}; \begin{vmatrix} F(s) \\ F(s)a \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \Gamma(s) \begin{Bmatrix} +mL_1 \\ -mL_2 \end{Bmatrix} \\ \Gamma(s) \begin{Bmatrix} +maL_1 \\ -maL_2 \end{Bmatrix} \end{vmatrix} \quad (2.24)$$

З рівнянь (2.23) з рахуванням (2.24) отримаємо передатні функції

$$\begin{cases} W_{v,\Gamma}(s) = \frac{v(s)}{\Gamma(s)} = \frac{m(ak_{11}-k_{21}) \begin{Bmatrix} +L_1 \\ -L_2 \end{Bmatrix}}{\Delta_1}; \\ W_{y_r,\Gamma}(s) = \frac{y_r(s)}{\Gamma(s)} = \frac{m(J_c s^2 + k_{22} - ak_{12}) \begin{Bmatrix} +L_1 \\ -L_2 \end{Bmatrix}}{\Delta_1}, \end{cases} \quad (2.25)$$

де

$$\Delta_1 = J_c ms^4 + J_c k_{\text{дy}} s^3 + (J_A k_{11} + m k_{22} - 2ma k_{12}) s^2 + \left(k_{\text{дy}} k_{22} + k_{\text{дv}} k_{11} - k_{\text{дy}} a k_{12} - k_{12} \frac{k_{\text{дv}}}{a} \right) s + k_{11} k_{12} - k_{12}^2 \pm mg(ak_{11} - k_{12}). \quad (2.26)$$

Передатні функції (2.25) дозволяють визначити реакцію ЧЕ на вплив, що обурює, у вигляді кутових коливань основи. Передатні функції, що визначають реакцію ЧЕ на лінійні вібраційні збурення a_x , мають вигляд

$$\begin{cases} W_{v,a_x}(s) = \frac{v(s)}{a_x(s)} = \frac{\mp m(ak_{11}-k_{21})}{\Delta_1}; \\ W_{y_r,a_x}(s) = \frac{y_r(s)}{a_x(s)} = \frac{\mp m(J_c s^2 + k_{22} - ak_{12})}{\Delta_1}. \end{cases} \quad (2.27)$$

Перепишемо рівняння (2.22) в оперативній формі

$$\begin{vmatrix} ms^2 + k_{\text{дв}} + k_{11} & mas^2 + \frac{k_{\text{дв}}}{a}s + k_{12} \\ mas^2 + k_{\text{дв}}as + k_{21} & J_A s^2 + k_{\text{дв}}s + k_{22} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_r(s) \\ v(s) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \mp m[a_y(s) + g] \\ \mp ma[a_y(s) + g] \end{vmatrix}$$

та отримаємо передатні функції ЧЕ, що визначають його реакцію на вертикальну складову лінійного вібраційного обурення спільно з прискоренням сили тяжіння $[a_y(t) + g]$:

$$\begin{cases} W_{v,a_y+g}(s) = \frac{v(s)}{a_y(s)+g} = \frac{\mp m(ak_{11}-k_{21})}{\Delta_2}; \\ W_{y_r,a_y+g}(s) = \frac{y_r(s)}{a_y(s)+g} = \frac{\mp m(J_c s^2 + k_{22} - ak_{12})}{\Delta_2}. \end{cases} \quad (2.28)$$

де

$$\Delta_2 = \Delta_1 - [\mp m(ak_{11} - k_{21})]. \quad (2.29)$$

Передатні функції (2.25), (2.27), (2.28) дозволяють визначити реакцію ЧЕ на вплив, що обурює, у вигляді кутового і лінійного прискорення.

Так як найбільшу чутливість по відношенню до кута нахилу основи мають $\gamma(t)$ прямий ($\gamma_0 = 270^\circ$) і перевернутий ($\gamma_0 = 90^\circ$) маятники, то саме для них і визначимо передатні функції чутливого елемента.

Вважаючи, що функція $\gamma(t)$ в операторній формі має запис $\gamma(s)$, і нехтуючи, як і раніше, членом $(y_r + av)(\dot{\gamma})^2$, а також вважаючи $x_B = y_B = 0$, систему (2.13) запишемо в матричній формі:

$$\begin{vmatrix} ms^2 + k_{\text{дв}} + k_{11} & mas^2 + \frac{k_{\text{дв}}}{a}s + (k_{12} \pm mg) \\ mas^2 + k_{\text{дв}}as + k_{21} & J_A s^2 + k_{\text{дв}}s + (k_{22} \pm mag) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_r(s) \\ v(s) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \pm my(s) \{ (L_1 s^2 - g) \\ (L_2 s^2 - g) \} \\ \pm may(s) \{ (L_1 s^2 - g) \\ (L_2 s^2 - g) \} \end{vmatrix} \quad (2.30)$$

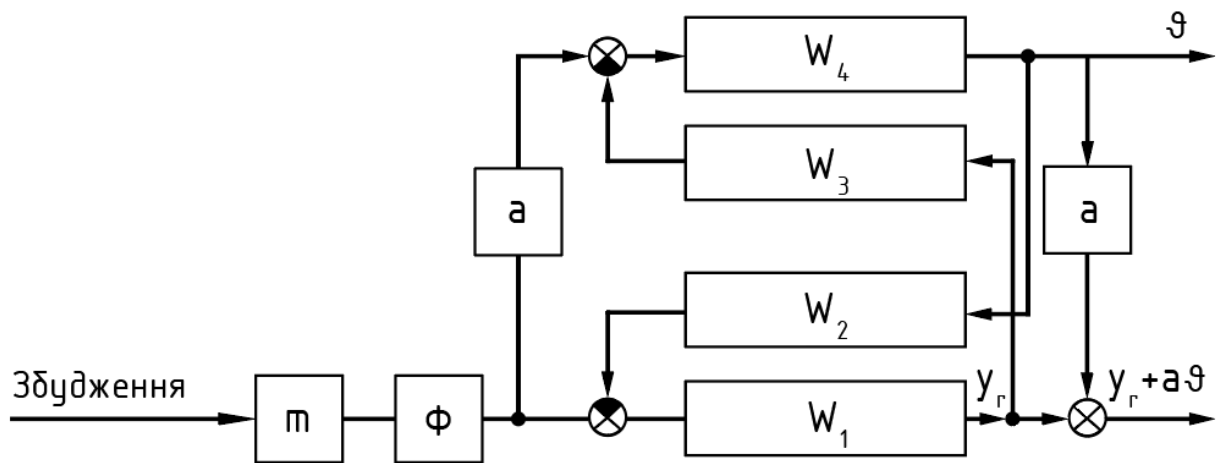


Рисунок 2.5 – Структурна схема чутливого елементу маятникового мікромеханічного акселерометру ($\gamma_0 = 270^\circ$, $\gamma_0 = 90^\circ$)

У рівняннях (2.30) знак «+» у системі подвійних знаків та співмножники, що містять параметри L_1 , відносяться до прямого маятника ($\gamma_0 = 270^\circ$), а знак «-» та співмножники з параметрами L_2 – до перевернутого маятника ($\gamma_0 = 90^\circ$).

З рівнянь (2.30) отримаємо передатні функції ЧЕ по кутку для двох варіантів встановлення акселерометра:

$$\begin{cases} \text{прямий маятник } (\gamma_0 = 270^\circ) \\ W_{v,\Gamma}(s) = \frac{v(s)}{\Gamma(s)} = \frac{m(ak_{11}-k_{21})(L_1s^2-g)}{\Delta_1}; \\ \text{перевернутий маятник } (\gamma_0 = 90^\circ) \\ W_{y_r,\Gamma}(s) = \frac{y_r(s)}{\Gamma(s)} = \frac{m(ak_{11}-k_{21})(L_2s^2-g)}{\Delta_1}; \end{cases} \quad (2.31)$$

$$\begin{cases} \text{прямий маятник } (\gamma_0 = 270^\circ) \\ W_{v,\Gamma}(s) = \frac{v(s)}{\Gamma(s)} = \frac{m}{\Delta_1} \{L_1J_c s^3 + s^2[L_1(k_{22}-k_{12}) - J_cg] - g(k_{22}-ak_{12})\}; \\ \text{перевернутий маятник } (\gamma_0 = 90^\circ) \\ W_{v,\Gamma}(s) = \frac{v(s)}{\Gamma(s)} = \frac{m}{\Delta_1} \{-L_2J_c s^3 + s^2[L_2(k_{22}-k_{12}) - J_cg] - g(k_{22}-ak_{12})\}; \end{cases} \quad (2.32)$$

Передатні функції (2.31), (2.32) дозволяють визначити реакцію ЧЕ за координатами v і y_r відповідь на вихідну дію у вигляді кутових коливань основи.

Таблиця 2.2 – Передатні функції чутливого елементу

$\gamma_0, ^\circ$	$W_1(s)$	$W_2(s)$	$W_3(s)$	$W_4(s)$
0; 90; 180; 270	$\frac{1}{ms^2 + k_{dy}s + k_{11}}$	—	mas^2 $+ k_{dy}a$ $+ k_{21}$	—
0; 180	idem	mas^2 $+ \frac{k_{dv}s}{a}s$ $+ k_{12}$	idem	$\frac{1}{J_A s^2 + k_{dv}s + k_{22}}$
270; 90		mas^2 $+ \frac{k_{dv}s}{a}s$ $+ k_{12}$ $\pm mg$		$\frac{1}{J_A s^2 + k_{dv}s + k_{22} \pm mag}$

У загальному випадку при перед кожним коефіцієнтом жорсткості в залежностях (2.27) – (2.32) необхідно поставити як співмножник потрібну кількість пружних елементів $n = 2, 3 \dots$

Відповідно до рівнянь (2.22), (2.23), (2.30) на рис 2.5 наведено структурну схему ЧЕ маятникового МА, де передатні функції визначаються відповідно до табл. 2.2, а функції коефіцієнта «передачі» Φ - по табл. 2.3, в якій для варіантів кутів установки акселерометра, що не рекомендуються для використання є $\Phi=0$.

За допомогою структурної схеми та табл. 2.2.1 та 2.2.2 можуть бути отримані передатні функції $v(s)/B(s), y_r(s)/B(s); [y_r(s) + av(s)]/B(s)$ для будь-якої вихідної координати по відношенню до будь-якого виду впливу, що обурює B . Для цього потрібно, використовуючи рис. 2.5, записати наступні рівняння алгебри:

$$[-(B\Phi - W_2v)W_1W_3 + B\Phi a]W_4 = v; \quad (2.33)$$

$$[-(B\Phi a - W_3y_r)W_2W_4 + B\Phi]W_1 = y_r; \quad (2.34)$$

$$[-(B\tau\Phi a - W_3 y_r)W_2 W_4 + B\tau\Phi]W_1 + a[-(B\tau\Phi - W_2 v)W_1 W_3 + B\tau\Phi a]W_4 = y_r + av; \quad (2.35)$$

Таблиця 2.3 – Функції коефіцієнта чутливого елементу

Обурення	Функція «передачі» Φ			
	$\gamma_0 = 0$	$\gamma_0 = 90^\circ$	$\gamma_0 = 180^\circ$	$\gamma_0 = 270^\circ$
$\ddot{x}_B(t)$	0	+1	0	-1
$\ddot{y}_B(t) + g$	-1	0	+1	0
$\dot{y}(t)$	0	$-L_2$	0	$+L_1$
$\gamma(t)$		$-L_2 s^2 + g$		$L_1 s^2 - g$

З рівняння (2.33) та (2.34) отримаємо

$$\frac{v(s)}{B(s)} = \frac{m\Phi(a - W_1 W_3)W_4}{1 - W_1 W_2 W_3 W_4}; \quad (2.36)$$

$$\frac{y_r(s)}{B(s)} = \frac{m\Phi(1 - aW_2 W_4)W_1}{1 - W_1 W_2 W_3 W_4}. \quad (2.37)$$

Для лінійної вібрації $\ddot{x}_B(t)$ функція обурення $B(s) = a_x(s)$. Функція коефіцієнта «передачі» Φ визначається із першого рядка табл. 2.2.2; передатні функції W_1 та W_3 – з першого рядка, а W_2 та W_4 – з третього рядка табл. 2.2.1. Після їх підстановки вирази (2.36) і (2.37) виходять передатні функції (2.27). Для обурення $\ddot{y}_B(t) + g$ передатні функції W_1 і W_3 визначаються з першого рядка, функції W_2 та W_4 , а також функція Φ – з другого рядка табл. 2.2.2. Після перетворень вирази (2.36), (2.37) трансформуються у передатні функції (2.28).

Для випадку кутової вібрації основи функція Φ визначається третім рядком табл. 2.3 функції W_1 і W_3 – першим рядком, а функції W_2 і W_4 – третім рядком табл. 2.2. Для цього випадку вирази (2.36) і (2.37) перетворюються на вид (2.25) і (2.28). Для кутових коливань основи функція Φ визначається четвертим рядком табл. 2.3, а функції – аналогічно до попереднього випадку.

Перетворивши відповідним чином вирази (2.36) та (2.37), можна отримати передатні функції (2.31) та (2.32). З рівняння (2.35) знайдемо передатну функцію.

$$\frac{(y_r+av)(s)}{\gamma(s)} = \frac{m\Phi[W_1(1-aW_3W_4)+aW_4(a-W_1W_2)]}{1-W_1W_2W_3W_4}. \quad (2.38)$$

Для випадків $\gamma_0 = 90^\circ$ та $\gamma_0 = 270^\circ$ вираз (2.38) перетвориться до вигляду:

$$\frac{(y_r+av)(s)}{B(s)} = \frac{m\Phi}{\Delta_1} (J_c s^2 + k_{22} + k_{11}a^2 - 2ak_{12}). \quad (2.39)$$

Для лінійної вібрації $\ddot{x}_B(s)$ у виразі (2.39) $\Phi = +1$ для $\gamma_0 = 90^\circ$ і $\Phi = -1$ для $\gamma_0 = 270^\circ$ (див. табл. 2.3). Для кутової вібрації основи $\gamma(t)$ маємо $\Phi = -L_2$ і L_1 відповідно для кутів $\gamma_0 = 90^\circ$ та $\gamma_0 = 270^\circ$.

Якщо як обурення розглядати кути нахилу $\gamma(t)$ [$B(s) = \gamma(s)$], то передатна функція для $\gamma_0 = 270^\circ$ (прямий маятник) запишеться таким чином:

$$\frac{(y_r+av)(s)}{B(s)} = \frac{m\Phi}{\Delta_1} \{L_1 J_c s^4 + [L_1(k_{22} + k_{11}a^2 - 2ak_{12}) - J_c g(k_{22} + k_{11}a^2 - 2ak_{12})]\} \quad (2.40)$$

Для перевернутого маятника ($\gamma_0 = 90^\circ$) у виразі (2.40) необхідно величину L_1 замінити на L_2 та $-g$.

Для обурення $\ddot{y}_B(t) + g$ передатна функція (2.38) набуває вигляду

$$\frac{(y_r+av)(s)}{B(s)} = \frac{\mp m}{\Delta_1} (J_c s^2 + k_{22} + k_{11}a^2 - 2ak_{12}), \quad (2.41)$$

де знак « $\rightarrow$ » відповідає куту установки, а знак « $+$ » – куту $\gamma_0 = 180^\circ$.

Отримаємо вирази для чутливостей маятника, що визначаються ставленням вихідної координати ($v; \gamma_r; \gamma_r + av$) до вихідної дії (обурення B) у стаціонарному режимі ($\frac{d}{dt} = s = 0$).

Для лінійної вібрації основи $\ddot{x}_B$ ($B \rightarrow a_x$), поклавши $s = 0$ у виразах (2.27), (2.39), маємо

$$\begin{cases} S_{v,a_x} = \frac{\mp m(ak_{11}-k_{21})}{\Delta_1^\Phi}; \\ S_{\gamma_r,a_x} = \frac{\mp m(k_{22}-ak_{12})}{\Delta_1^\Phi}; \\ S_{\gamma_r+av,a_x} = \frac{\mp m(k_{11}a^2-2ak_{12})}{\Delta_1^\Phi}, \end{cases} \quad (2.42)$$

де S_{v,a_x} – чутливість за кутом, c^2/m ; S_{γ_r,a_x} – чутливість по переміщенню, c^2 ; S_{γ_r+av,a_x} – сумарна чутливість, c^2 ; $\Delta_1^\Phi = k_{11}k_{22} - k_{12}^2 \pm mg(ak_{11} - k_{12})$, H^2 ;

верхні знаки перед параметром відповідають куту установки $\gamma_0 = 270^\circ$, а нижні $\gamma_0 = 90^\circ$.

Таким ж самим чином для обурення $\ddot{y}_B + g$ ($B \rightarrow a_y + g$), з виразів (2.28) і (2.41) отримаємо

$$\begin{cases} S_{v,a_y+g} = \frac{\mp m(ak_{11}-k_{21})}{\Delta_2^\phi}; \\ S_{y_r,a_y+g} = \frac{\mp m(k_{22}-ak_{12})}{\Delta_2^\phi}; \\ S_{y_r+av,a_y+g} = \frac{\mp m(k_{22}+k_{11}a^2-2ak_{12})}{\Delta_2^\phi}, \end{cases} \quad (2.43)$$

де $\Delta_2^\phi = k_{11}k_{22} - k_{12}^2, H^2$; знак « $\rightarrow$ » перед параметром m відповідає куту установки $\gamma_0 = 0^\circ$, а знак « $+$ » – куту $\gamma_0 = 180^\circ$.

Чутливості для випадку кутової вібрації основи відповідно до виразів (2.25), (2.39) обчислюються за залежностями:

$$\begin{cases} S_{v,\Gamma} = \frac{m(ak_{11}-k_{21}) \begin{Bmatrix} +L_1 \\ -L_2 \end{Bmatrix}}{\Delta_1^\phi}; \\ S_{y_r,\Gamma} = \frac{m(k_{22}-ak_{12}) \begin{Bmatrix} +L_1 \\ -L_2 \end{Bmatrix}}{\Delta_1^\phi}; \\ S_{y_r+av,\Gamma} = \frac{m(k_{11}a^2-2ak_{12}) \begin{Bmatrix} +L_1 \\ -L_2 \end{Bmatrix}}{\Delta_1^\phi}, \end{cases} \quad (2.44)$$

де $S_{v,\Gamma}$ – чутливість за кутом, c^2 ; $S_{y_r,\Gamma}$ – чутливість по переміщенню, mc^2 ; $S_{y_r+av,\Gamma}$ – сумарна чутливість, mc^2 ; параметр L_1 відповідають куту установки $\gamma_0 = 270^\circ$, а параметр L_2 – куту установки $\gamma_0 = 90^\circ$.

Якщо як обурення розглядається кут нахилу основи $\gamma(t)$ ($B \rightarrow \gamma$), то з виразів (2.31), (2.32), (2.39) слідує формули для обчислення чутливостей:

$$\begin{cases} S_{v,\gamma} = \frac{\mp mg(ak_{11}-k_{21})}{\Delta_1^\phi}; \\ S_{y_r,\gamma} = \frac{\mp mg(k_{22}-ak_{12})}{\Delta_1^\phi}; \\ S_{y_r+av,\gamma} = \frac{\mp mg}{\Delta_1^\phi}(k_{22} + k_{11}a^2 - 2ak_{12}), \end{cases} \quad (2.45)$$

де $S_{v,\gamma}$ – чутливість за кутом, безрозмірна величина; $S_{y_r,\gamma}$ – чутливість по переміщенню, м; $S_{y_r+av,\gamma}$ – сумарна чутливість, м; верхні знаки перед параметром відповідають куту установки $\gamma_0 = 270^\circ$, а нижні – куту $\gamma_0 = 90^\circ$.

Далі розрахуємо чутливості маятника до різних обурень. Дано:

$$m = 0,29 \cdot 10^{-3} \text{ кг};$$

$$l + a = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; L = 0; a = 4,281 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$k_{11} = 2,083 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$$k_{12} = k_{21} = 0,879 \text{ Н};$$

$$k_{22} = 4,389 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Отримаємо, що при $\gamma_0 = 270^\circ$ $\Delta_1^\phi = 0,239 \text{ Н}^2$, а при $\gamma_0 = 90^\circ$ – $\Delta_1^\phi = 0,225 \text{ Н}^2$. Для кутів $\gamma_0 = 0^\circ$ і $\gamma_0 = 180^\circ$ значення $\Delta_2^\phi = 0,224 \text{ Н}^2$ (величини $\Delta_1^\phi, \Delta_2^\phi$ приведені в описі до формул (2.43) та (2.44)).

Результати обчислень за формулами (2.43) – (2.45) представимо в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Чутливість маятника МА за відношенням до прискоренню лінійної вібрації $\ddot{x}_b = a_x$

$\gamma_0, ^\circ$	$S_{v,a_x}, 1 \cdot 10^{-3} \text{ с}^2/\text{м}$	$S_{y_r,a_x}, 1 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}$	$S_{y_r+av,a_x}, 1 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2$
270	2,992	1,238	13,91
90	3,178	1,316	14,77

Висновки до розділу

У цьому розділі розглянуто конструктивні особливості чутливого елемента маятникового мікромеханічного акселерометра, що використовує консольні балки та торсійні пружні елементи для оптимізації чутливості до різних напрямків прискорення. Побудовано рівняння руху акселерометра, які

враховують моменти інерції та жорсткість підвісу, що забезпечує розуміння динамічної поведінки системи при різних навантаженнях. Аналіз показав, що частота власних коливань маятника змінюється залежно від кута установки акселерометра, що впливає на його чутливість і стабільність. Одержані передатні функції описують реакцію акселерометра на кутові та лінійні вібраційні збурення, при цьому найбільша чутливість до нахилу основи спостерігається у прямого і перевернутого маятника, що робить ці орієнтації оптимальними для вимірювання кутових коливань. Чутливість акселерометра до збурень різниться залежно від кута орієнтації, що підкреслює важливість правильного налаштування кута для досягнення необхідної точності вимірювань.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						41
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Енгель А. В.			Конструктивні та функціональні особливості мікромеханічного акселерометра			Літ.	Лист	Листів	
Викладач		Грешнов А. Ю.								42	15
Консультант								НУК			
Н. контр.		Грешнов А. Ю.									
Зав. каф.											

3 Конструктивні та функціональні особливості мікромеханічного акселерометра

Мікромеханічний акселерометр (МА) є ключовим компонентом сучасних мікроелектромеханічних систем (МЕМС), що широко застосовуються в навігаційних, автомобільних, медичних та побутових пристроях. Його конструктивні та функціональні особливості визначають точність, надійність і ефективність вимірювання прискорення. Конструктивно МА зазвичай складається з чутливого елемента, що включає сейсмічну масу, підвішену на пружних елементах, та системи перетворення механічного переміщення в електричний сигнал. Поширеним є ємнісний принцип дії, де переміщення сейсмічної маси змінює ємність між електродами, що фіксується електронною схемою. Такі конструкції забезпечують високу чутливість та стабільність вимірювань.

Функціонально МА характеризується статичними та динамічними параметрами. Статична характеристика відображає залежність вихідного сигналу від постійного прискорення, тоді як динамічна – реакцію на змінні прискорення. Важливими параметрами є чутливість, смуга пропускання, власна частота та коефіцієнт демпфування. Ці характеристики визначають здатність акселерометра точно відтворювати вимірюване прискорення в заданому діапазоні частот. Сучасний МА може бути реалізований в різних конструктивних варіантах, включаючи маятникові системи, де сейсмічна маса виконує роль маятника, або осьові структури з переміщенням маси вздовж певної осі. Вибір конструкції залежить від вимог до чутливості, діапазону вимірювань та умов експлуатації.

3.1 Вимірювальні властивості мікромеханічних приладів

У мікромеханічних приладах, як і в будь-яких вимірювальних приладах, вимірювальний сигнал перетворюється на вихідний. Вимірюваними

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ.	Лист
						43
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

величинами, на основі яких формується вихідний сигнал, є: прискорення в МА, тиск у МДД, кутова швидкість у МГ.

Вимірювання відбуваються на тлі збурень, які самі можуть бути об'єктом вимірювань.

У процесі вимірювання в мікроприладі виникають власні рухи (власні коливання), що спотворюють вимірюваний сигнал. Залежно від співвідношення власних рухів і вимірюваної величини розрізняють статичні та динамічні вимірювання. Статичним називають такий режим вимірювання, за якого швидкість зміни вимірюваної величини значно менша (принаймні на порядок) за швидкість власних рухів мікроприладу (вимірювальної системи). Якщо ці швидкості можна порівняти, то режим вимірювання називається динамічним. У мікроприладах переважає статичний режим вимірювань.

Мікроприлад з позиції теорії вимірювань являє собою вимірювальний ланцюг, що містить ЧЕ, первинні та вторинні перетворювачі, електронні засоби, в яких відбуваються операції перетворення вимірювального сигналу. Найважливіші з них – це функції зміни, порівняння, детектування, модуляція та фільтрація. У мікроприладах є нелінійні функції перетворення, зумовлені електростатичними та пружними силами підвісу. Конструктивними заходами та електронними засобами необхідно усувати нелінійні функції перетворення.

Вимірювальний ланцюг (схема) зображують як послідовність ланок, у яких відбувається те чи інше перетворення вимірювального сигналу, що відображається у вигляді передатної функції ланки.

Ланки у вимірювальному ланцюзі можуть з'єднуватися послідовно, паралельно-узгоджено (розімкнуті вимірювальні ланцюги) або паралельно-зустрічно (вимірювальні ланцюги зі зворотним зв'язком).

Вимірювальний мікроприлад може одночасно сприймати кілька параметрів, наприклад МДД – вимірюваний тиск і вібраційну перешкоду. Вимірювальний ланцюг, відповідно, матиме два входи.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ.	Лист
						44
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Здатність мікроприладу відтворювати вимірювані величини з допустимими похибками характеризується його вимірювальними властивостями, найважливіші з яких:

- статична характеристика, що являє собою функціональний зв'язок між вхідною і вихідною величинами в сталому режимі. Якщо функціональний зв'язок лінійний, то коефіцієнт пропорційності між вхідною і вихідною величинами називають масштабним коефіцієнтом, або коефіцієнтом передавання;
- чутливість, що представляє відношення приросту вихідного сигналу до приросту вхідного сигналу під час наближення останнього до нуля, тобто її визначають як похідну від статичної характеристики за вхідним сигналом. Чутливість може бути знайдена через передатну функцію і через частотну характеристику;
- перехідний процес, смуга пропускання частот і частотні спотворення вимірюваного сигналу, які мають рівнозначний опис через диференціальні рівняння системи (ланки), передатну функцію або частотну характеристику, або імпульсну передатну функцію.

3.2 Мікроакселерометр прямого перетворення

Схема вимірювального ланцюга маятникового МА, що відображає послідовність перетворення вхідної величини (лінійне і кутове прискорення заснування) у вихідну величину (напруження виходу електричної схеми), показана на рис. 3.1. Перший блок з передатною функцією W_M відображає перетворення прискорення в коливання маятника. Другий блок з передатною функцією $l + a$ відображає перетворення кутових коливань ϑ маятника в лінійне переміщення Δh пластин конденсаторів перетворювача переміщень, передатна функція якого W_n , а напруга ΔU , утворена з його виходу, створює вихідну напругу $U_{\text{вих}}$.

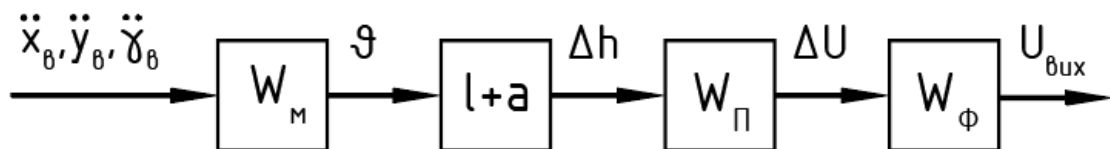


Рисунок 3.1 – Схема вимірювального ланцюга маятнікового МА

У припущенні, що електричний ланцюг МА аналогічний схемою на рис. 3.2, передатна функція W_M визначається виразом (3.1), а передатні функції W_Π і W_Φ – відповідно виразами (3.2) і (3.3), запишемо передатну функцію мікроакселерометру:

$$W_{\vartheta, ay}(s) = \frac{K_{\text{п}ay}}{(T^2 s^2 + 2T\xi s + 1)(T_\Phi^2 s^2 + 2T_\Phi \xi_\Phi s + 1)} \quad (3.1)$$

$$W_\Pi = \frac{\Delta U}{\Delta h} = \frac{U_{\text{оп}}}{h_0} \quad (3.2)$$

$$W_\Phi = \frac{K_\Phi}{(T_\Phi^2 s^2 + 2T_\Phi \xi_\Phi s + 1)} \quad (3.3)$$

$$W(s) = \frac{K_\Pi(l+a)U_{\text{оп}}K_\Phi}{(T^2 s^2 + 2T\xi s + 1)(T_\Phi^2 s^2 + 2T_\Phi \xi_\Phi s + 1)} \quad (3.4)$$

де коефіцієнт передачі K_Π приймає значення $K_{\text{п}\Gamma}$, $K_{\text{п}ax}$ або $K_{\text{п}ay}$

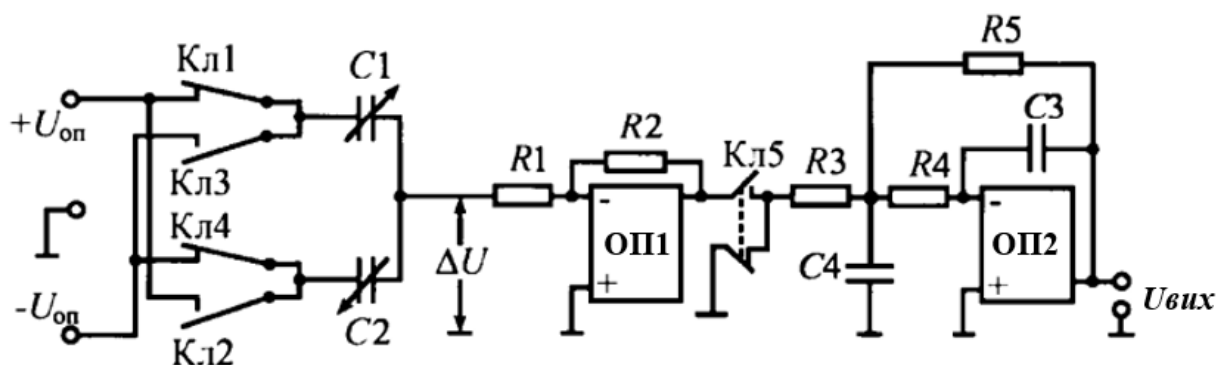


Рисунок 3.2 – Вимірювальний ланцюг осьового МА

Вважаючи, що в функції (3.4) $s = 0$, отримуємо масштабні коефіцієнти МА по відношенню до лінійних. В/(м/с²). І кутовому, (В/І/с²), прискоренню:

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ.	Лист
						46
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{U_{\text{вих}}}{\ddot{x}_B} = KK_{\text{пах}}; \frac{U_{\text{вих}}}{\ddot{y}_B} = KK_{\text{пая}}; \frac{U_{\text{вих}}}{\ddot{\gamma}_B} = KK_{\text{пг}}, \quad (3.5)$$

$$\text{де } K = \frac{(l+a)U_{\text{оп}}K_{\phi}}{h_0}$$

Максимальне прискорення, м/с², що вимірюється МА, визначається максимальним кутом повороту маятника $\vartheta_{\text{max}} \approx \frac{h_{\text{max}}}{2a}$ (h_{max} – це допустимий розмах кінця пластини маятника) і коефіцієнтами $K_{\text{п}}$:

$$\ddot{x}_{\text{вм}} = \frac{\vartheta_{\text{max}}}{K_{\text{пах}}}; \ddot{y}_{\text{вм}} = \frac{\vartheta_{\text{max}}}{K_{\text{пая}}}; \ddot{\gamma}_{\text{вм}} = \frac{\vartheta_{\text{max}}}{K_{\text{пг}}}. \quad (3.6)$$

Крутизна статичної характеристики для всіх варіантів обурення з урахуванням формул (3.5), (3.6) обчислюється з рівності $\frac{U_{\text{вих}}}{\vartheta_{\text{max}}} = \frac{(l+a)U_{\text{оп}}K_{\phi}}{h_0}$ звідки

$$K_{\phi} = \frac{U_{\text{вих}}h_0}{U_{\text{оп}}(l+a)\vartheta_{\text{max}}} \quad (3.7)$$

Розрахуємо параметри фільтра, що забезпечує $U_{\text{вих}} = 1\text{В}$ за максимального значення вимірюваної лінійної вібрації і пульсації вихідного сигналу $\Delta U_{\text{П}} < 10^{-6}\text{В}$, для акселерометра з такими вихідними даними:

$$K_{\text{пах}} = 3,956 \cdot 10^{-3} \frac{\text{с}^2}{\text{м}}, T = 4,545 \cdot 10^{-3} \text{ с}, \xi = 16,052, U_{\text{оп}} = 5\text{В}, a \approx$$

$$5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, l + a \approx a, h_{\text{max}} = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}, h_0 = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}, n = 3$$

$$\text{Маємо } \vartheta_{\text{max}} = \frac{h_{\text{max}}}{2a} = \frac{15 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$$

Відповідно до виразу (3.6):

$$\ddot{x}_{\text{вм}} = \frac{\vartheta_{\text{max}}}{K_{\text{пах}}} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{3,956 \cdot 10^{-3}} = 0,38 \text{ м/с}^2$$

За формулою (3.7) розраховуємо коефіцієнт передачі фільтру:

$$K_{\phi} = \frac{U_{\text{вих}}h_0}{U_{\text{оп}}(l+a)\vartheta_{\text{max}}} = \frac{1 \cdot 20 \cdot 10^{-6}}{5 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}} = 0,53$$

Звертаючись до рис. 3.2. вважаємо, що $R_3 = R_4$. Маючи на увазі

$$\text{формули } (K_{\phi} = -\frac{R_5}{R_3}; T_{\phi} = 2\sqrt{R_4R_5C_3C_4}; \xi_{\phi} = \frac{C_3(R_4+R_5+\frac{R_4R_5}{R_3})}{2\sqrt{R_4R_5C_3C_4}}) \text{ знайдемо:}$$

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ.	Лист
						47
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_5 = 0,53R_3, \xi_\phi = 1,41\sqrt{C_3/C_4}$$

Приведемо $\xi_\phi = 0,707, C_3 = 10^{-9}\Phi$ та отримаємо $C_4 = 3,98 \cdot 10^{-9}\Phi$.

Визначемо $R_3 = R_4 = \frac{T}{C_3} = 4,5 \cdot 10^6 \text{ Ом}$ та $R_5 = 2,38 \cdot 10^6 \text{ Ом}$

Відповідно з формулами ($K_\phi = -\frac{R_5}{R_3}; T_\phi = 2\sqrt{R_4 R_5 C_3 C_4}; \xi_\phi = \frac{C_3(R_4 + R_5 + \frac{R_4 R_5}{R_3})}{2\sqrt{R_4 R_5 C_3 C_4}}$) встановимо, що

$$T_\phi = \sqrt{4,5 \cdot 10^6 \cdot 2,38 \cdot 10^6 \cdot 10^{-9} \cdot 3,98 \cdot 10^{-9}} = 6,53 \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

Приймемо частоту тактового генератора $\omega_r = 6,28 \cdot 10^5 \text{ л/с}$ і за формулою ($\Delta UП = K_\phi U_{оп} / \sqrt{(1 - T_\phi^2 \omega_r^2) + 4T_\phi^2 \xi_\phi^2 \omega_r^2}$) знайдемо $\Delta UП = 1,57 \cdot 10^{-7} \text{ В} < 10^{-6} \text{ В}$, що відповідає прийнятому обмеженню. З урахуванням числових значень параметрів запишемо передатна функцію (3.4) В/(м/с²):

$$W(s) = \frac{2,62}{(T^2 s^2 + 2T\xi s + 1)(T_\phi^2 s^2 + 2T_\phi \xi_\phi s + 1)},$$

де $T = 4,545 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, $\xi = 16,052$, $T_\phi = 6,53 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, $\xi_\phi = 0,707$

Перший співмножник у знаменнику передатної функції має два дійсних корені $s_1 = -7127,18$, $s_2 = -7$, які визначають дві перші частоти $\omega_1 = 7127,18 \text{ л/с}$, $\omega_2 = 7 \text{ л/с}$, отже, відповідно,

$$T^2 s^2 + 2T\xi s + 1 = (T_1 p + 1)(T_2 p + 1),$$

де $T_1 = \frac{1}{\omega_1} = 0,00014 \text{ с}$, $T_2 = \frac{1}{\omega_2} = 0,14285 \text{ с}$.

Таким чином, передатна функція приймає вигляд:

$$W(s) = \frac{2,62}{(0,00014s + 1)(0,14285s + 1)(0,0065^2 s^2 + 2 \cdot 0,707 \cdot 0,0065s + 1)}$$

Відповідно з передатною функцією, побудуємо частотні характеристики.

Розрахуємо $20\lg 2,62 = 8,4 \text{ дБ}$; $\lg \omega_1 = 3,85$; $\lg \omega_2 = 0,85$; $\omega_3 = \frac{1}{T_\phi} = 153,8 \text{ л/с}$, $\lg \omega_3 = 2,18$.

Логарифмічна амплітудна та фазово-частотні характеристики МА зображені на рис. 3.3.

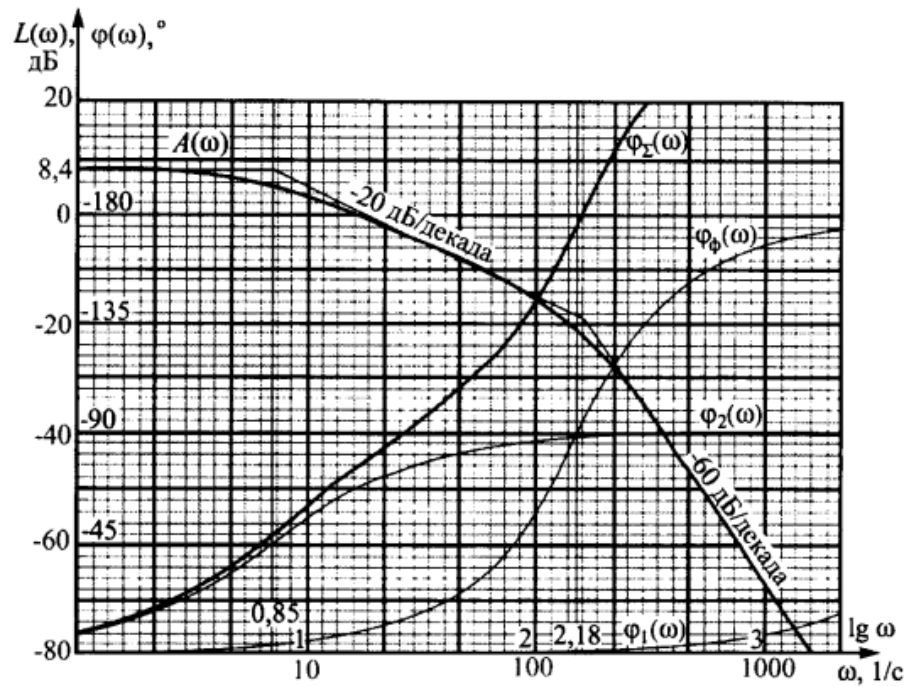


Рисунок 3.3 – Частотні характеристики мікромеханічного акселерометру, де $A(\omega)$ – амплітудна характеристика; $\varphi_1(\omega)$, $\varphi_2(\omega)$ – фазова характеристика, яка відповідає постійній часу T_1 , T_2 ; $\varphi_\phi(\omega)$ – фазова характеристика фільтра; $\varphi(\Sigma)$ – сумарна фазова характеристика

З отриманих характеристик випливає, що до частоти зламу $\omega_2 = 7 \text{ 1/c}$ ($\approx 1,11 \text{ Гц}$) запізнювання за фазою коливань маятника стосовно коливань основи не перевищує $\sim 47^\circ$.

Вимірювальний ланцюг МА для вхідного впливу у вигляді кутів нахилу основи відповідає рис. 3.1 з урахуванням того, що передатна функція $WM = W_{\vartheta\gamma}$ та обчислюється за виразом $(W_{\vartheta,\gamma}(s) = \frac{K_\gamma(T_1 s^2 - 1)}{(T^2 s^2 + 2\xi T s + 1)})$. Передатна функція акселерометру для цього випадку визначається формулою

$$W(s) = \frac{K_\gamma(l+a)U_{\text{оп}}K_\phi(T_1 s^2 - 1)}{(T^2 s^2 + 2\xi T s + 1)(T_\phi^2 s^2 + 2\xi_\phi T_\phi s + 1)h_0} \quad (3.8)$$

Поклавши у формулі (3.8) $s = 0$, отримаємо масштабний коефіцієнт МА, В/рад:

$$\frac{U_{\text{вих}}}{\gamma} = [K_\gamma(l+a)U_{\text{оп}}K_\phi]/h_0.$$

Очевидно, що максимальний кут γ_{max} нахилу основи визначається рівністю $\gamma_{max} = \vartheta_{max}/K_\gamma$, а крутизна статичної характеристики МА – виразом:

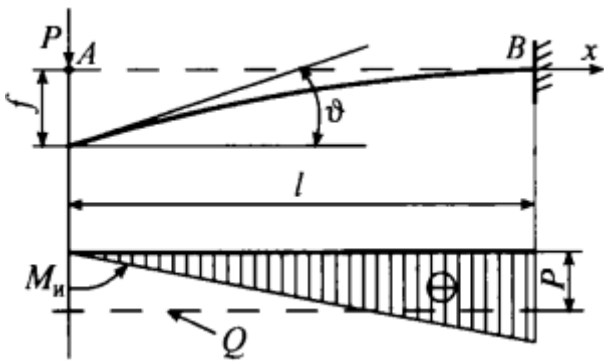
$$\frac{U_{вих}}{\gamma_{max}} = \frac{[K_\gamma(l+a)U_{оп}K_\phi]}{h_0} \quad (3.9)$$

Тому крутизна фільтру як і раніше визначається формулою (3.7)

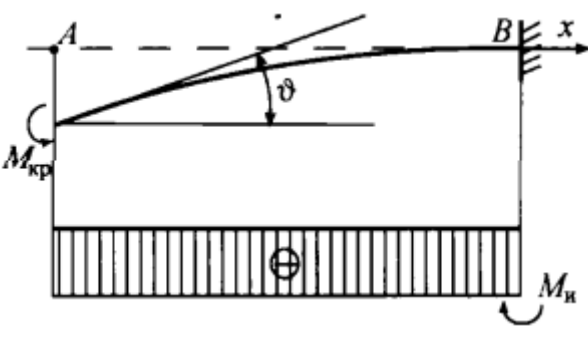
3.3 Жорсткість підвісів

Підвіс інерційних мас (ІМ) мікромеханічного акселерометру (МА) являє собою різні комбінації пружних елементів типу балок (стрижнів), переважна більшість яких схильна до деформацій вигину (елементи «працюють» на вигин). Дія ІМ (пластини) на пружний елемент підвісу (балку) в точці А (табл. 3.1) можна розглядати як одночасно прикладені в точці А деяку силу P і крутний момент $M_{кр}$. В обох випадках мають місце лінійні f і кутові ϑ переміщення балки в точці А, величини яких наведено в табл. 4.1 Позначимо сумарні сили, прикладені до пружного елемента в точці А, через P , а сумарні моменти – через M .

Таблиця 3.1 – Пружні елементи з одним вільним кінцем

Схеми навантаження, епюри M та Q	Опорні реакції та моменти перерізуючі сили
	$f = \frac{Pl^3}{3EI}; \vartheta = -\frac{Pl^3}{3EI} \text{ (в точці А);}$ $Q = -P;$ $M_H = -Pl \text{ (в точці В)}$

Продовження таблиці 3.1

	$f = \frac{M_{кр} l^3}{2EI};$ $\vartheta = -\frac{M_{кр} l}{EI} \text{ (в точці A);}$ $Q = -P;$ $M_{н} = -M_{кр} \text{ (від точки A до B)}$
---	--

Умовні позначення: E – модуль пружності; I – момент інерції поперечного перерізу балки.

У маятникових МА ЧЕ являє собою ВМ з підвісом, виконаним у вигляді консольних балок (див. рис. 2.1, а, б), що піддаються деформаціям вигину, або як пружні елементи типу торсіонів (рис. 2.1, в), що піддаються деформації кручення.

Підсумовуючи величини лінійних і кутових переміщень у табл. 3.1, отримуємо

$$f = y_r = P\delta_{11} + M_{кр}\delta_{21}$$

$$\vartheta = P\delta_{12} + M\delta_{22}$$

Або в матричній формі

$$\begin{vmatrix} y_r \\ \vartheta \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} \\ \delta_{21} & \delta_{22} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} P \\ M_{кр} \end{vmatrix}, \quad (3.10)$$

Де δ_{ij} ($i = 1, 2; j = 1, 2$) – коефіцієнти впливу, що визначаються залежностями з таблиці 3.1.

$$\delta_{11} = \frac{l^3}{3EI}; \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{l^2}{2EI}; \delta_{22} = \frac{l}{EI} \quad (3.11)$$

Матриці коефіцієнтів впливу $v = \begin{vmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} \\ \delta_{21} & \delta_{22} \end{vmatrix}$ відповідає зворотня матриця коефіцієнтів жорсткості $K = \begin{vmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{vmatrix}$, тобто має місце матричне рівенство $|v||K| = |U|$, де U – одинична матриця.

Відповідно до визначення зворотної матриці отримуємо

$$\begin{vmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} \\ \delta_{21} & \delta_{22} \end{vmatrix} = \frac{1}{k_{11}k_{22} - k_{12}^2} \begin{vmatrix} k_{22} & -k_{12} \\ -k_{21} & k_{11} \end{vmatrix}$$

Відповідно,

$$\delta_{11} = \frac{k_{22}}{k_{11}k_{22} - k_{12}^2} = \frac{l^3}{3EI};$$

$$\delta_{22} = \frac{k_{11}}{k_{11}k_{22} - k_{12}^2} = \frac{1}{EL};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{k_{21}}{k_{11}k_{22} - k_{12}^2} = \frac{l^3}{2EI};$$

$$k_{11}k_{22} - k_{12}^2 = \frac{1}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}.$$

Далі отримаємо:

$$k_{11} = \frac{\delta_{22}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2};$$

$$k_{22} = \frac{\delta_{11}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2};$$

$$k_{12} = k_{21} = -\frac{\delta_{12}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}$$

Враховуючи формулу (3.11) отримаємо формули для коефіцієнтів жорсткості:

$$k_{11} = \frac{12EI}{l^3};$$

$$k_{12} = k_{21} = -\frac{6EI}{l^2};$$

$$k_{22} = \frac{4EI}{l}. \quad (3.12)$$

Запишемо узагальнені сили, зумовлені жорсткістю підвісу, у матричній формі:

$$\begin{vmatrix} P \\ M_{кр} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_r \\ \vartheta \end{vmatrix} \quad (3.13)$$

3.4 Розрахунок коефіцієнтів податливості та жорсткості чутливого елементу

Розрахуємо коефіцієнти податливості та жорсткості для чутливого елементу, схема якого показана на рис. 3.4.

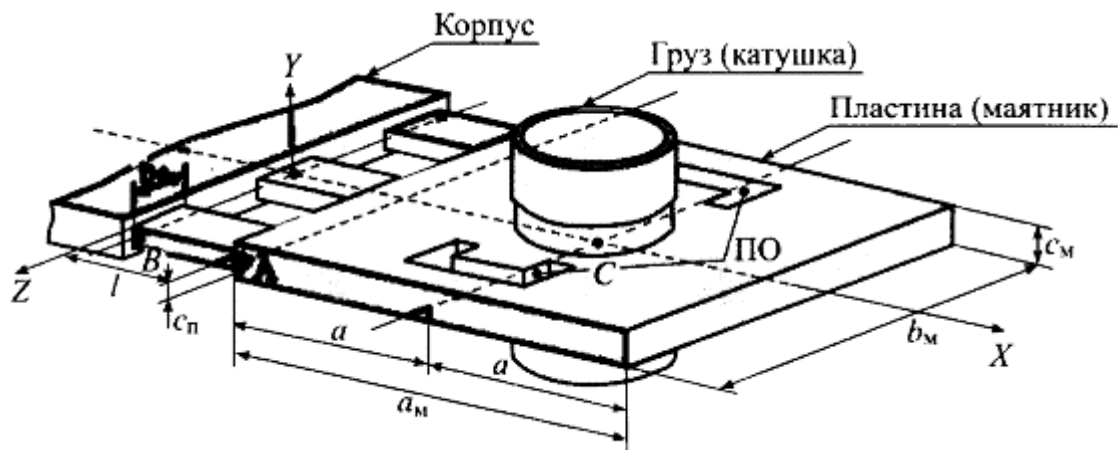


Рисунок 3.4 – Схема чутливого елементу маятникового мікромеханічного акселерометру

ЧЕ являє собою пластину із зовнішніми розмірами a_m , b_m , c_m , яка разом з пружними елементами витравлена з монокристалу, частина якого умовно названа корпусом. У пластині виконані перфораційні отвори, і в ЦМ (точка С), збігається з геометричним центром, розташована додаткова маса (вантаж), яка може бути відсутньою. Для акселерометрів компенсаційного типу роль вантажу може виконувати котушка магнітоелектричного зворотного зв'язку. Пружні елементи (балки) можуть мати складну конфігурацію як у висоті (c_n), і по ширині (b_n). Тут ці розміри прийняті незмінними. Довжина l та точки А та В відповідають табл. 4.1

Монокристалічний маятник виготовлений з кремнію, для якого:

$$E_{(100)} = 1,4 \times 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}, \rho = 2,33 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}.$$

Геометричні розміри пластини, м:

$$a_m = 8562,5 \cdot 10^{-6}, a = 4281,25 \cdot 10^{-6};$$

									Лист
									53
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата	13.ДР.152.4631.01.ПЗ.				

$$b_m = 9100 \cdot 10^{-6};$$

$$c_m = 350 \cdot 10^{-6}.$$

Розміри пружної балки, м:

$$l = 805 \cdot 10^{-6};$$

$$b_n = 400 \cdot 10^{-6};$$

$$c_n = 26,67 \cdot 10^{-6}.$$

Загальна ІМ маятника (пластина з двома вантажами (катушками)): $m = 0,29 \cdot 10^{-3}$ кг.

Момент інерції маятника щодо осі, що проходить через ЦМ (точка C) та паралельної осі Z, дорівнює

$$J_C = \frac{m}{12} (a_m^2 + c_m^2) = 1,775 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

У припущенні, що вся маса маятника розташована в центрі пластини, момент інерції маятника щодо осі, що проходить через точку A та паралельної осі Z, дорівнює

$$J_A = J_C + ma^2 = 7,093 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^4.$$

Момент інерції поперечного перерізу балки навколо осі Z, що проходить через центр тяжіння перерізу, дорівнює

$$I = \frac{1}{12} b_n c_n^3 = 6,32 \cdot 10^{-19} \text{ м}^4.$$

Скористаємося формулами (4.2) та (4.3) та обчислимо коефіцієнти впливу та коефіцієнти жорсткості:

$$\delta_{11} = \frac{l^3}{3EI} = 1,964 \cdot 10^{-3} \text{ м/Н};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{l^2}{2EI} = 3,660 \text{ 1/Н};$$

$$\delta_{22} = \frac{l}{EI} = 9,093 \cdot 10^3 \text{ 1/Н} \cdot \text{м}.$$

$$k_{11} = \frac{12EI}{l^3} = 2,036 \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

$$k_{12} = k_{21} = -\frac{6EI}{l^2} = 0,819 \text{ Н};$$

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ.	Лист
						54
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_{22} = \frac{4EI}{l} = 4,398 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Висновки до розділу

У третьому розділі було розглянуто конструктивні та функціональні особливості мікромеханічного акселерометра (МА), можна зробити висновок про комплексний характер їх проектування, що вимагає урахування як принципів роботи чутливих елементів, так і механічних властивостей структурних компонентів, зокрема пружних підвісів.

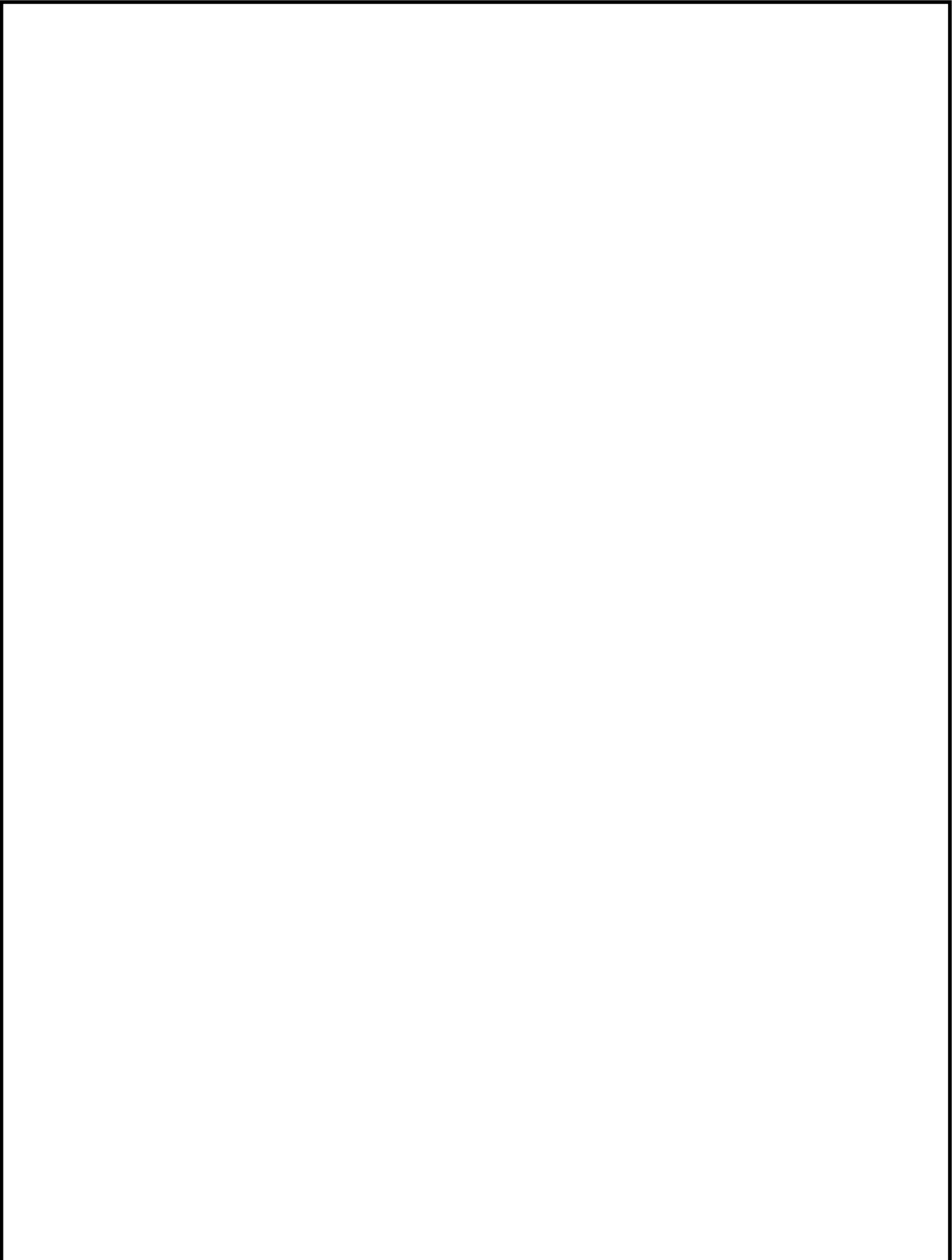
У розділі було встановлено, що ключовими елементами МА є чутливий елемент із вбудованою сейсмічною масою та система перетворення механічного переміщення в електричний сигнал, найчастіше реалізована на основі ємнісного методу. Вибір конкретної конструкції акселерометра зумовлений експлуатаційними вимогами, зокрема діапазоном вимірювань, рівнем чутливості, частотним спектром сигналів і допустимими габаритами. У межах розділу розглянуто приклад маятникового мікроакселерометра, для якого було побудовано структурну схему вимірювального ланцюга, визначено передатні функції окремих етапів обробки сигналу та здійснено аналітичний розрахунок масштабного коефіцієнта і граничних прискорень.

Окрему увагу приділено поглибленому аналізу особливостей пружних підвісів, що виконують роль механічних елементів зворотного зв'язку, засвідчив, що саме геометрія, матеріал і спосіб закріплення підвісу значною мірою визначають динамічні характеристики акселерометра. Показано, що в умовах мікромасштабного проектування пружні елементи інтегруються в єдину мікроструктуру з чутливим елементом і сенсорними компонентами. Проведені розрахунки жорсткісних та податливих характеристик системи для конкретної геометрії чутливого елемента на основі монокристалічного кремнію підтвердили доцільність використання балкових підвісів, які забезпечують необхідну гнучкість і точність при мінімальних розмірах.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ.	Лист
						55
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналітичний підхід до моделювання як електричних, так і механічних характеристик МА дозволяє проводити інженерну оптимізацію пристроїв ще на етапі проектування, що є критично важливим для досягнення високих метрологічних показників. Комплексний розгляд конструктивних, динамічних і функціональних аспектів у поєднанні з чисельними розрахунками створює надійне підґрунтя для подальшого вдосконалення мікромеханічних сенсорів і розширення сфер їх застосування в сучасних вимірювальних системах.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ.	Лист
						56
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		



					13.ДР.152.4631.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Енгель А. В.				Головні форми та частоти малих коливань чутливого елементу	Літ.	Лист	Лістіїв
Викладач	Грешнов А. Ю.						57	11
Консультант						НУК		
Н. контр.	Грешнов А. Ю.							
Зав. каф.								

4 Головні форми та частоти малих коливань чутливого елементу

Динамічні характеристики мікромеханічних чутливих елементів (ЧЕ), зокрема їхні форми та частоти власних коливань, відіграють ключову роль у забезпеченні точності та надійності роботи сенсорних пристроїв. У мікроакселерометрах та інших MEMS-приладах чутливий елемент зазнає дії зовнішніх збурень, які можуть викликати малі коливання конструктивних частин, зокрема інерційної маси та пружних підвісів. Вивчення цих коливань дозволяє виявити резонансні частоти, оцінити механічну стабільність системи та забезпечити ефективну фільтрацію небажаних сигналів.

У цьому розділі розглядаються основні форми малих коливань ЧЕ, що реалізуються в межах припущення про лінійність системи, а також визначаються відповідні власні частоти. Окрему увагу приділено аналізу модальних характеристик елемента, з урахуванням геометричних та матеріальних параметрів конструкції.

Відповідно до схем деформацій пружних елементів (див. табл. 3.1) на рис. 4.1,а показано можливе положення пластини ІМ осьового МА в площині xu , ЦМ з якої не збігається з її геометричним центром O , а на рис. 4.1,б – положення пластини ІМ маятнікового МА, ЦМ якої знаходиться у її геометричному центрі.

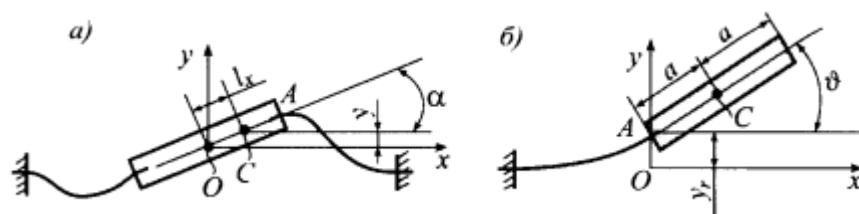


Рисунок 4.1 – Положення пластин ІМ МА: а – осьового; б – маятнікового

Потрібно звернути увагу на те, що пластина ІМ маятнікового МА може займати становище, що відповідає рис. 4.1, а, якщо подумки по черзі.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		58

прибирати лівий і правий пружні елементи. Точка A на рис. 4.1 відповідає точкам A в табл. 3.1., до яких прикладені сили та моменти. Також очевидно те, що, якщо ЦМ пластини ІМ осьового МА збігається з її геометричним центром та пружні елементи мають однакові жорсткості в напрямку осі y , уздовж якої прикладена зовнішня сила, пластина ІМ здійснюватиме плоскопаралельний рух.

Слід зазначити і те, що за деяких умов пластина ІМ маятникового МА може здійснювати рух, близький до плоскопаралельного.

Положення пластин залежить від двох координат, яким відповідають два рівняння руху. Для осьового МА – це лінійна координата y , що визначає положення точки C , та кутова координата α , що визначає поточний розворот пластини. Положення пластини ІМ маятникового МА залежить від лінійної координати y , відстані точки A до нейтральної (вздовж осі x) положення та кутової координати ϑ розвороту пластини.

Рівняння недемпфованих коливань пластин ІМ мають однакову структуру:

Для маятникового МА:

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \ddot{y}_r \\ \ddot{\vartheta} \end{vmatrix} + n \begin{vmatrix} P \\ M_{кр} \end{vmatrix} = 0, \quad (4.1)$$

де $a_{11} = m$, $a_{12} = a_{21} = ma$, $a_{22} = J_A = J_C + ma^2$ (J_C – момент інерції пластини відносно осі, що проходить через точку C); матриця сил і моментів визначається виразом (3.13)

Виберемо одну із систем рівнянь, наприклад (4.1), і запишемо її у вигляді

$$\begin{aligned} a_{11}\ddot{y}_r + a_{12}\ddot{\vartheta} + n(k_{11}y_r + k_{12}\vartheta) &= 0; \\ a_{21}\ddot{y}_r + a_{22}\ddot{\vartheta} + n(k_{21}y_r + k_{22}\vartheta) &= 0. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Рішення системи (4.2) будемо шукати у формі

$$y_r = A_1 \sin(pt + \varepsilon); \quad \vartheta = A_2 \sin(pt + \varepsilon), \quad (4.3)$$

де A_1, A_2, p, ε – невідомі постійні.

Вирази (4.3) диференційуємо двічі за часом t та отримані похідні підставимо в систему (4.2):

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						59
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$-a_{11}A_1p^2 \sin(pt + \varepsilon) - a_{21}A_2p^2 \sin(pt + \varepsilon) + n[k_{11}A_1 \sin(pt + \varepsilon) + k_{12}A_2 \sin(pt + \varepsilon)] = 0.$$

$$-a_{21}A_1p^2 \sin(pt + \varepsilon) - a_{22}A_2p^2 \sin(pt + \varepsilon) + n[k_{21}A_1 \sin(pt + \varepsilon) + k_{22}A_2 \sin(pt + \varepsilon)] = 0.$$

Щоб отримані рівності задовольнялися за будь-яких t , необхідно прирівняти нулю коефіцієнти при $\sin(pt + \varepsilon)$:

$$\begin{cases} (nk_{11} - a_{11}p^2)A_1 + (nk_{12} - a_{12}p^2)A_2 = 0 \\ (nk_{21} - a_{21}p^2)A_1 + (nk_{22} - a_{22}p^2)A_2 = 0 \end{cases} \quad (4.4)$$

Лінійні рівняння алгебри (4.4) щодо A_1 і A_2 повинні мати рішення, відмінне від нуля. Якби це було не так, то згідно з виразами (4.3) $y_r = 0$, $\vartheta = 0$, що відповідає спокою, а не руху.

Отже, визначник системи (4.4) повинен дорівнювати нулю:

$$\begin{vmatrix} nk_{11} - a_{11}p^2 & nk_{12} - a_{12}p^2 \\ nk_{21} - a_{21}p^2 & nk_{22} - a_{22}p^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (4.5)$$

Розкривши визначник, отримаємо

$$(nk_{11} - a_{11}p^2)(nk_{22} - a_{22}p^2) - (nk_{12} - a_{12}p^2)(nk_{21} - a_{21}p^2) = 0 \quad (4.6)$$

Або

$$(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)p^4 - n(a_{11}k_{22} + a_{22}k_{11} - 2a_{12}k_{12})p^2 + n^2(k_{11}k_{22} - k_{12}^2) = 0 \quad (4.7)$$

Рівняння (4.5) ... (4.7) еквівалентні, і кожне з них називається рівнянням частот, або віковим рівнянням. Обидва корені рівняння частот щодо p^2 реальні і позитивні.

Рішення бікватратного рівняння (5.7) запишемо у вигляді

$$p_{1,2}^2 = \frac{n(b \pm \sqrt{b^2 - 4ac})}{2a}, \quad (4.8)$$

де $a = a_{11}a_{22} - a_{12}^2$; $b = a_{11}k_{22} + a_{22}k_{11} - 2a_{12}k_{12}$; $c = k_{11}k_{22} - k_{12}^2$.

Кожному позитивному значенню кореня p_1 і p_2 , тобто кожному з двох значень частот, відповідатиме одне окреме рішення (4.3) зі своїми значеннями постійних A_1 , A_2 , ε .

Приватні рішення лінійно незалежні і тому загальне рішення системи рівнянь (4.2) буде лінійною комбінацією рішень (4.3):

$$\begin{cases} y_r = A_{11} \sin(p_1 t + \varepsilon_1) + A_{12} \sin(p_2 t + \varepsilon_2); \\ \vartheta = A_{21} \sin(p_1 t + \varepsilon_1) + A_{22} \sin(p_2 t + \varepsilon_2). \end{cases} \quad (4.9)$$

Між числами A_{11} і A_{21} , A_{12} і A_{22} є зв'язок, який визначається рівняннями (4.4). Якщо останні підставити p_1 або p_2 , то визначник системи (4.4) звернеться в нуль.

Отже, із двох рівнянь незалежно лише одне, причому будь-яке. Виберемо, наприклад, перше рівняння і отримаємо з нього відношення:

$$\frac{A_{2i}}{A_{1i}} = \frac{nk_{11} - a_{11}p^2}{nk_{12} - a_{12}p^2} = \mu_i \quad (i = 1, 2)$$

Кожному значення частот p_1 та p_2 відповідають значення μ_1 та μ_2 :

$$\mu_1 = \frac{nk_{11} - a_{11}p_1^2}{nk_{12} - a_{12}p_1^2}; \quad \mu_2 = \frac{nk_{11} - a_{11}p_2^2}{nk_{12} - a_{12}p_2^2}. \quad (4.10)$$

Таким чином, $A_{21} = \mu_1 A_{11}$, $A_{22} = \mu_2 A_{12}$. Загальний розв'язок системи (4.9) набуває вигляду:

$$\begin{cases} y_r = A_{11} \sin(p_1 t + \varepsilon_1) + A_{12} \sin(p_2 t + \varepsilon_2); \\ \vartheta = \mu_1 A_{21} \sin(p_1 t + \varepsilon_1) + \mu_2 A_{22} \sin(p_2 t + \varepsilon_2). \end{cases} \quad (4.11)$$

У рішенні (3.23) значення p_1 , p_2 , μ_1 , μ_2 визначаються через відомі параметри ЧЕ, а значення A_{11} , A_{12} , ε_1 , ε_2 – довільні постійні, що визначаються з початкових умов руху.

Із загального рішення (4.11) випливає, що рух ЧЕ біля положення стійкої рівноваги складається із двох незалежних коливань:

$$y_r = y_r^{(1)} + y_r^{(2)}; \quad \vartheta = \vartheta^{(1)} + \vartheta^{(2)}, \quad (4.12)$$

$$\text{де} \quad y_r^{(1)} = A_{11} \sin(p_1 t + \varepsilon_1); \quad y_r^{(2)} = A_{12} \sin(p_2 t + \varepsilon_2); \quad \vartheta^{(1)} = \mu_1 A_{11} \sin(p_1 t + \varepsilon_1); \quad \vartheta^{(2)} = \mu_2 A_{12} \sin(p_2 t + \varepsilon_2).$$

Перше коливання по координатах y_r і ϑ відбувається з частотою p_1 , а друге – з частотою p_2 . Ці коливання називаються головними. Коефіцієнти μ_1 та μ_2 є основними характеристиками малих коливань маятника. Усі координати у кожному головному коливанні змінюються за гармонійним законом і мають однакові частоти та фази. Це означає, що координати одночасно перетворюються на нуль і одночасно досягають амплітудних значень. Амплітуди у кожному головному коливанні перебувають у постійному відношенні μ_i , яке залежить від початкових умов.

4.1 Розрахунок власної частоти та форми коливань маятника

Розрахуємо власні частоти та форми коливань маятника з параметрами визначеними у 3 розділі:

$$\begin{aligned}a_{11} &= m = 0,29 \cdot 10^{-3} \text{ кг}, \\a_{12} &= m \frac{a_m}{2} = 0,29 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{8562,5 \cdot 10^{-6}}{2} = 1,24 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}, \\a_{22} &= J_A = 7,093 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\k_{11} &= 2,036 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \\k_{12} &= k_{21} = 0,819 \text{ Н}; \\k_{22} &= 4,398 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}.\end{aligned}$$

Візьмемо $n = 3$ і за формулою (5.8) отримаємо

$$p_{1,2}^2 = \frac{3(16,59 \pm 16,576)10^{-6}}{1,02 \cdot 10^{-12}} \frac{1}{c^2}$$

Звідти впливають значення частот:

$$\begin{aligned}p_1 &= 202,92 \frac{1}{c} = 32,31 \text{ Гц}; \\p_2 &= 9876,59 \frac{1}{c} = 1572,71 \text{ Гц}.\end{aligned}$$

Відповідно до формул (4.10) обчислимо

$$\begin{aligned}\mu_1 &= \frac{A_{21}}{A_{11}} = \frac{\vartheta}{y_r} = \frac{3 \cdot 2,036 \cdot 10^3 - 0,29 \cdot 10^{-3} \cdot 0,057 \cdot 10^6}{-3 \cdot 0,819 - 1,24 \cdot 10^{-6} \cdot 0,057 \cdot 10^6} = \\&= -2,41 \cdot 10^3 \text{ рад/м} \\ \mu_2 &= \frac{A_{22}}{A_{12}} = \frac{\vartheta}{y_r} = \frac{3 \cdot 2,036 \cdot 10^3 - 0,29 \cdot 10^{-3} \cdot 83,193 \cdot 10^6}{-3 \cdot 0,819 - 1,24 \cdot 10^{-6} \cdot 83,193 \cdot 10^6} = 0,17 \cdot 10^3 \text{ рад/м}\end{aligned}$$

Відповідно до отриманих результатів для першої (нижчої) частоти амплітуда коливань маятника по куту ϑ в 2410 разів більше амплітуди коливань y_r точки A кріплення маятника з балкою. На другій (вищій) частоті це різниця значно менше, тобто. Найбільш відчутні коливання за параметром y_r . Крім того, змінилася фаза кута повороту маятника.

Форми коливань маятника показано на рис. 4.2.

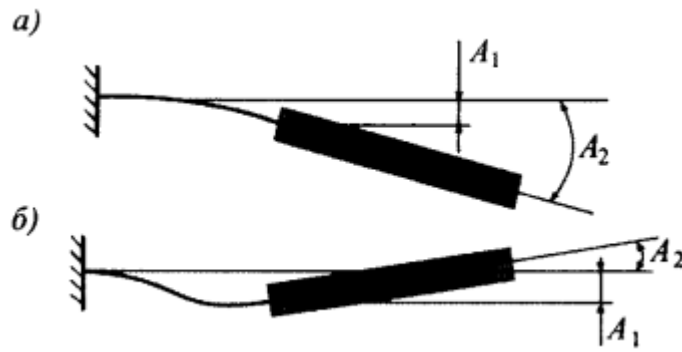


Рисунок 4.2 – Форми коливань маятника: а – перша; б – друга

Таким чином, монокристалічний маятник із двома ступенями свободи має дві головні форми коливань щодо положення стійкої рівноваги, які характеризуються різними відносинами кутової амплітуди коливань маятника до амплітуди лінійних коливань точки його кріплення з пружними елементами (балками) підвісу.

Очевидно, маючи на увазі ідентичність рівняння (4.1), можна зробити висновок, що перша форма коливань ІМ осьового акселерометра буде відповідати поступальному переміщенню ІМ (пластини) по координаті, а друга – кутовому руху по координаті α . Ця форма коливань показано на рис. 4.1, а й відповідає положенню однієї балки, показаному на рис. 4.2, б.

Необхідно звернути увагу на те, що кожній додатковій узагальненій координаті, що визначає положення ІМ, відповідають своя форма коливань та власна частота. Наприклад, на додаток до двох перших форм коливань ІМ (маятника) (рис. 4.2) можна зазначити дві інші, представлені на рис. 2.3.

На рис. 2.3, а положення маятника в системі координат $x_k y_k z_k$ визначено кутом k_x його розвороту навколо осі x_k ($A_1 \dots A_3$ – точки кріплення балок до пластини; $B_1 \dots B_3$ – точки кріплення балок до корпусу). При малому куті k_x можна припустити, що балки $A_1 B_1$ і $A_3 B_3$ піддаються деформації вигину, а середня – деформації кручення. На рис. 2.3, б положення маятника визначено кутом k_y його розвороту навколо осі y_k . Гіпотетично такий рух можливий, якщо прийняти, що балки мають, наприклад, квадратний переріз. В цьому

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

випадку можна припустити, що всі балки працюють на вигин, але максимальний прогин у кожної з них буде різним.

4.2 Вплив маси пружних елементів на частоту своїх коливань ЧЕ

Для деяких схем ЧЕ (див. рис. 4.3, б, г, д) МА розміри пружних елементів підвісу дають підстави думати про вплив їхньої маси на частоту власних коливань ЧЕ. Виходячи з енергетичних міркувань, визначимо цей вплив на прикладі ЧЕ (рис. 4.4, а), виконаного за схемою рис. 4.3, г. Кожен пружний елемент довжиною l навантажений у точці A силою $P = mg/4$ (m – маса пластини). Схема навантаження відповідає табл. 4.1, а жорсткість до пружного елемента в напрямку осі y визначається з рівнянь (4.3)

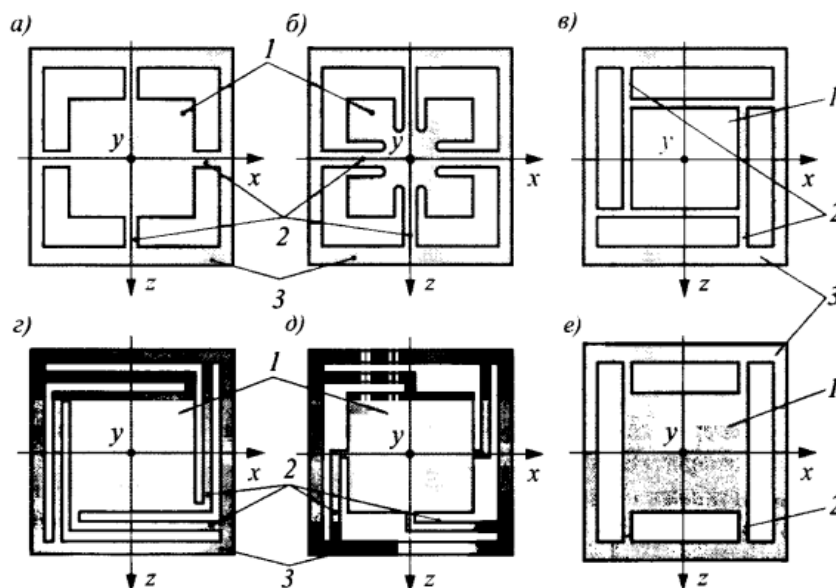


Рисунок 4.3 – Принципові схеми ЧЕ осьових МА: а, б – ЧЕ з хрестоподібним підвісом; в, г – ЧЕ з z-подібним кососиметричним підвісом; д – ЧЕ з z-подібним симетричним підвісом; е – ЧЕ з паралельним підвісом; 1 – ІМ; 2 – пружні елементи; 3 – опорна рамка

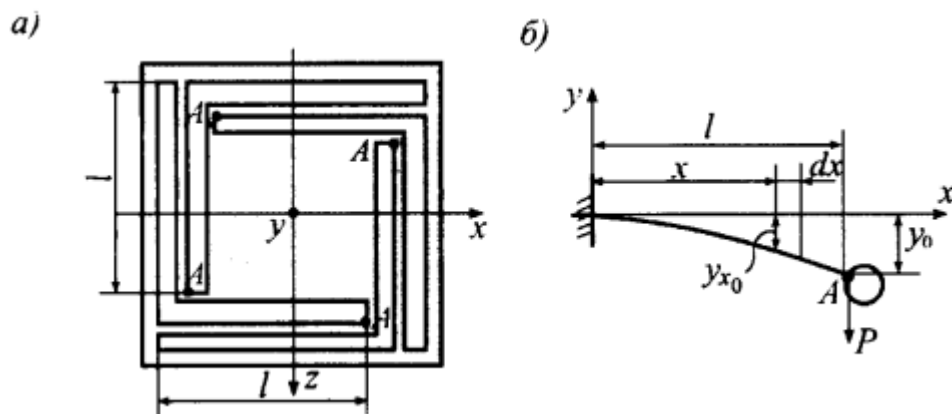


Рисунок 4.4 – До визначення впливу маси пружного елемента: а – схема ЧЕ;
б – схема деформації пружного елемента

Кінетична енергія ЧЕ визначається кінетичною енергією ІМ пластини та енергією пружних елементів:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{y}^2 + 4 \int_0^l \frac{1}{2} \mu dx (\dot{y}_x)^2, \quad (4.13)$$

де μ – маса пружного елемента, що приходить на одиницю його довжини.

Можна прийняти, що з відрізка пружного елемента довжиною dx (рис. 4.4, б) швидкість переміщення визначається з рівності

$$\frac{\dot{y}_x}{\dot{y}} = \frac{y_{x0}}{y_0} \quad (4.14)$$

Відомі вирази для прогинів балки (пружного елемента)

$$y_{x0} = \frac{P}{2EI} x^2 \left(l - \frac{1}{3} x \right); y_0 = \frac{Pl^3}{3EI}$$

Після підстановки яких у рівність (4.14) і потім величини $\dot{y}_x$ у формулу (4.13) отримаємо

$$T = \frac{1}{2} \dot{y}^2 \left(m + \frac{33}{35} m_{ye} \right), \quad (4.15)$$

де m_{ye} – маса одного пружного елемента.

З виразу (4.15) виходить те, що для обчислення кінетичної енергії ЧЕ до ІМ пластини потрібно додати приблизно масу пружного елемента.

Період коливань ЧЕ у цьому випадку дорівнює

$$T = 2\pi \sqrt{m + \frac{33}{35} m_{ye}},$$

А частота власних коливань визначається за формулою

$$\omega_{y_0} = \sqrt{\frac{4k_{11}}{m + \frac{33}{35} m_{ye}}}.$$

Для більшості відомих розмірів ІМ та пружних елементів впливом маси пружних елементів на частоту власних коливань ЧЕ можна знехтувати. Аналогічно може бути виконаний аналіз впливу мас пружних елементів на частоту власних коливань ЧЕ коїться з іншими схемами підвісу, зокрема і МГ.

Висновки до розділу

У четвертому розділі проведено аналітичне дослідження головних форм і частот малих коливань чутливого елементу маятникового мікроакселерометра (МА) з урахуванням конструктивних особливостей розміщення інерційної маси (ІМ) і характеру деформацій пружних елементів. Проаналізовано особливості положення ІМ у маятникових і осьових конфігураціях, що дозволило встановити залежність типу руху (плоскопаралельного чи комбінованого) від положення центра мас і жорсткісних характеристик пружних елементів.

Сформульовано рівняння недемпфованих коливань у матричній формі, що описують взаємозв'язок між лінійними та кутовими зміщеннями ІМ. Для отримання характеристик власних коливань розв'язано систему диференціальних рівнянь методом припущення гармонічного виду розв'язку, що дало змогу вивести рівняння частот (вікове рівняння) у вигляді бікватратного алгебраїчного виразу. Продемонстровано, що обидва корені рівняння є дійсними і додатними, що відповідає фізично реальним власним частотам системи.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						66
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальний розв'язок системи рівнянь коливань представлено як суперпозицію двох головних коливань, кожне з яких має свою частоту та форму, визначену коефіцієнтами μ_1 і μ_2 , що характеризують співвідношення між лінійними й кутовими амплітудами. Зазначено, що в межах кожного головного коливання координати змінюються синфазно, зберігаючи сталу пропорцію між амплітудами, яка залежить від фізичних параметрів системи.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						67
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Енгель А. В.			Ємнісні перетворювачі переміщень			Літ.		Лист		Лістів	
Викладач		Грешнов А. Ю.								68		10	
Консультант								НУК					
Н. контр.		Грешнов А. Ю.											
Зав. каф.													

5 Ємнісний сенсор переміщення

В умовах стрімкого розвитку мікроелектроніки та сенсорних технологій значного поширення набули мікроелектромеханічні системи (МЕМС), які поєднують у собі мікромеханічні елементи, сенсори, приводи та електроніку в межах одного кристалу або мікросхеми. Одним із ключових компонентів таких систем є перетворювачі фізичних величин у електричний сигнал, зокрема ємнісні перетворювачі переміщення, які знаходять широке застосування завдяки своїй високій чутливості, малій інерційності, стабільності параметрів та можливості інтеграції з іншими елементами МЕМС.

Ємнісні перетворювачі, що реалізуються переважно за схемою змінної міжелектродної відстані, функціонують на основі зміни електричної ємності між рухомим і нерухомим електродами під впливом механічного переміщення, спричиненого зовнішніми чинниками (зокрема прискоренням, тиском, звуковими хвилями тощо). Такий тип перетворення дозволяє досягти високої роздільної здатності, проте супроводжується низкою конструктивно-технологічних і експлуатаційних труднощів, зумовлених складною взаємодією електростатичних, теплових і механічних процесів у мікромасштабі.

Однією з характерних проблем, що виникають при зменшенні відстані між електродами, є явище електростатичного «прилипання» (pull-in effect), яке обмежує робочий діапазон та може спричинити механічне пошкодження конструкції. Крім того, суттєвого впливу на точність і стабільність вимірювання набувають температурні чинники, що викликають термічне розширення матеріалів, зміну діелектричної проникності, виникнення термонапружень тощо. Ці ефекти можуть зумовити систематичні похибки або нестабільність вихідного сигналу.

Для забезпечення належної термостійкості конструкції ємнісного перетворювача застосовуються різноманітні інженерні рішення, серед яких

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						69
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

варто виокремити оптимізацію геометричних параметрів елементів, добір матеріалів з мінімальними коефіцієнтами температурного розширення, а також симетричне компонування елементів для зменшення градієнтів напружень. Важливу роль у компенсації температурних зсувів відіграє також електронна схема обробки сигналу, зокрема використання ємнісних мостів, синхронних детекторів, інтеграторів і схем автоналаштування, що дозволяють зменшити вплив паразитних сигналів і змін зовнішнього середовища.

Крім конструктивних аспектів, необхідним є також аналітичне моделювання поведінки перетворювача за допомогою передаточних функцій, які дозволяють описати динамічну реакцію системи, оцінити її стійкість і частотні характеристики, а також виявити потенційні джерела похибок, включаючи температурні. Таким чином, комплексний підхід до розробки ємнісних перетворювачів, що поєднує у собі точне математичне моделювання, термомеханічний аналіз і оптимізацію електронної схеми, є необхідною умовою для створення надійних, високотехнологічних МЕМС-пристроїв, здатних ефективно функціонувати в широкому діапазоні умов експлуатації.

5.1 Ємнісні перетворювачі переміщень

Робота перетворювачів цього типу заснована на зміні ємностей між рухомим електродом, що розташовується зазвичай на рухомому елементі приладу, і нерухомими електродами, що розміщуються на елементах корпусу (рис. 5.1)

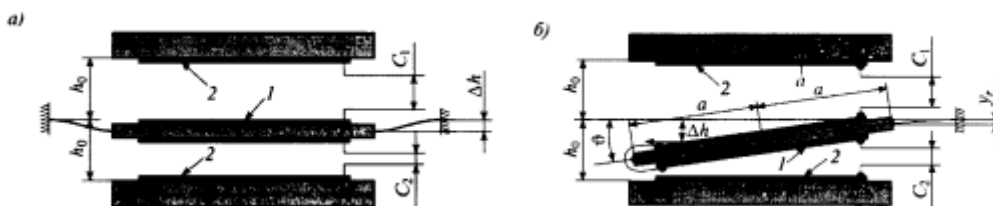


Рисунок 5.1 – Ємнісні перетворювачі переміщень: а – лінійний; б – кутовий;
1 і 2 – рухомий та нерухомий електроди

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						70
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Місткості між відповідними парами електродів визначаються залежностями:

$$C_1 = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon S}{h_0 + \Delta h}; C_2 = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon S}{h_0 - \Delta h}, \quad (5.1)$$

де ε – діелектрична проникність середовища між електродами; $\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$ Ф/м; S – площа взаємного перекриття електродів; h_0 – початковий проміжок між електродами; Δh – зміна відстані між електродами.

Величина Δh для лінійного переміщення означає поступальне переміщення рухомого електрода, а для кутового переміщення визначається відповідно до рис. 5.1, б:

$$\Delta h = \pm(y_r + a\vartheta).$$

З залежностей (5.1) випливає, що зміна параметрів $\varepsilon, S, \Delta h$ призводить до зміни ємностей перетворювача. Для виключення впливу зміни площі взаємного перекриття зазвичай площа одного з електродів, наприклад рухомого, повинна бути меншою від площі інших електродів. Виключення впливу можливої зміни параметра здійснюється в електронній схемі перетворення. Треба мати на увазі також, що між кожною парою електродів існує силова взаємодія (тяжіння), що визначається формулою:

$$F_T = \frac{q_i^2}{\varepsilon_0 \varepsilon S}; i = 1, 2, \dots, \quad (5.2)$$

де q_i – електричні заряди на електродах.

Крім сили тяжіння в датчиках з рухомими вузлами, негативну роль відіграє також ефект електростатичного «залипання». Простий і ефективний метод виключення "залипання" полягає у виконанні заземлених охоронних контурів провідності, що виконуються на нерухомих електродах. Розташування охоронних контурів має бути проти гострих ребер і країв рухомих електродів, тобто. у місцях концентрації силових ліній електричного поля, з метою відведення блукаючих зарядів на «землю».

У ємнісних перетворювачах переміщень, як і будь-яких конструкціях з різномірних матеріалів, відчутними можуть бути температурні помилки, зумовлені лінійним розширенням елементів перетворення. Рухливі електроди

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						71
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

зазвичай отримують або дифузією провідних областей, що відокремлюються від кремнієвої пластини V-подібними канавками, або металізацією на боросилікатних скла, що ілюструється рис. 5.2 на якому зображені фрагменти ЧЕ акселерометра.

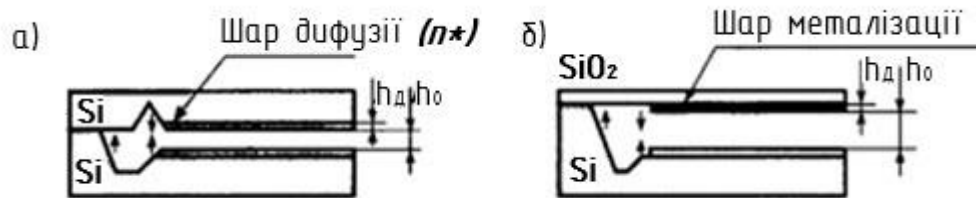


Рисунок 5.2 – Рухомий та нерухомий електроди, виготовлені: а – дифузією; б – металізацією

Товщина шару металізації вибирається з умови сталості зазору h_0 при зміні температури, що принципово можливо при рівності збільшення зазору і товщини шару металізації:

$$h_M = h_0 \frac{\alpha_{Т\text{кр}}}{\alpha_{Т\text{кр}} + \alpha_{Т\text{м}}}, \quad (5.3)$$

де h_M – товщина шару металізації; $\alpha_{Т\text{кр}}$, $\alpha_{Т\text{м}}$ – температурні коефіцієнти лінійного розширення кремнію та шару металізації.

Металізація зазвичай виконується за підшаром, наприклад алюміній за хромом, для зниження температурної напруги, що визначається за формулою

$$\sigma_T = \frac{E_i}{1 - \nu_i} \Delta\alpha \Delta T,$$

де E_i , ν_i – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона i -го кристалографічного напрямку відповідно; $\Delta\alpha$ – різниця між температурними коефіцієнтами лінійного розширення матеріалів, що сполучаються; ΔT – температурний діапазон. Коефіцієнт лінійного розширення підшару визначається як середнє значення з коефіцієнтів лінійного розширення шарів, що сполучаються.

5.2 Розрахунок товщини шару металізації

Розрахуємо товщину шару металізації h_M алюмінію та товщину шару дифузії h_d легованого кремнію, що виконуються на кремнії. Коефіцієнти лінійного розширення: для кремнію $\alpha_T = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, для легованого кремнію $\alpha_T = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, для алюмінію $\alpha_T = 23,8 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Для значення $h_0 = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ за формулою (5.3) отримаємо:

$$h_M = 10 \cdot 10^{-6} \frac{2,6 \cdot 10^{-6}}{(2,6 + 23,8)10^{-6}} = 0,98 \cdot 10^{-6} \text{ м } (\sim 1 \text{ мкм})$$

Товщина шару дифузії обчислюється також за формулою (6.3):

$$h_d = 10 \cdot 10^{-6} \frac{2,6 \cdot 10^{-6}}{(2,6 + 1,6)10^{-6}} = 6,19 \cdot 10^{-6} \text{ м } (\sim 6 \text{ мкм})$$

Ємнісні перетворювачі переміщень добре поєднуються з конструкцією та технологіями МЕМС та знаходять широке застосування.

На рис. 5.3. наведено схему включення ємнісного перетворювача переміщень, в якій забезпечено відсутність впливу діелектричної проникності середовища між вимірювальними електродами та виключено тяжіння між вимірювальними електродами.

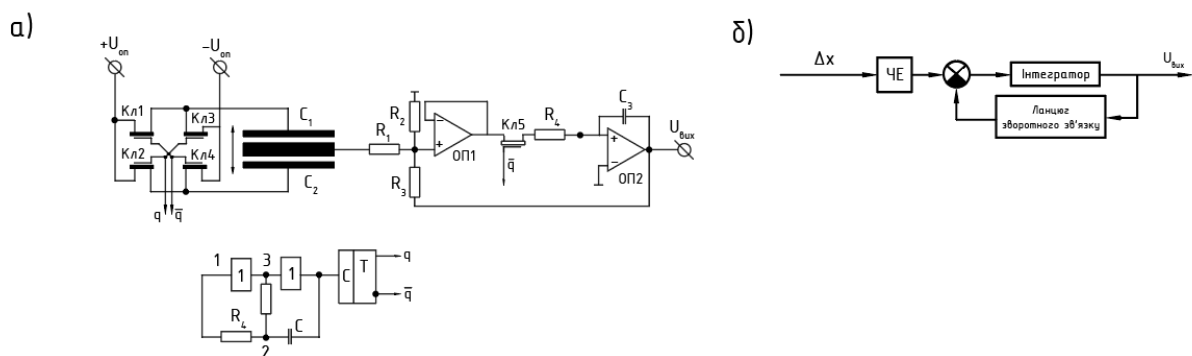


Рисунок 5.3 – Схеми включення ємнісного перетворювача переміщень: а – принципова; б – структурна; ОУ1, ОУ2 – операційні підсилювачі; Т – транзистор

За функціональними ознаками схему можна розділити на наступні складові: 1 – це генератор меандра, що живить за допомогою ключового пристрою ємнісний міст; 2 – активний суматор сигналів; 3 – синхронний детектор; 4 – інтегратор та ланцюг негативного зворотного зв'язку.

Два плечі ємнісного моста представляють диференціальні вимірювальні конденсатори C_1 і C_2 , а два інших плеча – джерела опорної напруги $+U_{оп}$ і $-U_{оп}$.

Вимірювальні конденсатори C_1 і C_2 включені послідовно, і за допомогою ключової схеми Кл1 ... Кл4 цей ланцюг за перший напівперіод меандра заряджається від джерела опорної напруги, а за другий, переключившись, перезаряджається цим джерелом.

Інтегратор виконує дві функції: по-перше, надає астатизм перетворювачу, внаслідок чого температурний дрейф електронних вузлів прямого ланцюга, охоплених місцевим зворотним зв'язком, не впливає на точність перетворення; по-друге, у підготовчому такті спільно з ключем синхронного детектора здійснює функції аналогової клітинки, що запам'ятовує, результату перетворення на попередньому такті.

Вихідний опір вимірювальної діагоналі ємнісно-резисторного моста є високоомним, а рівень корисного сигналу після мосту – недостатнім для подальшої обробки. У зв'язку з цим міст доповнений повторювачем заряду на операційному підсилювачі, який одночасно служить для трансформування високого імпедансу в низькоомний і порівняння сигналів мосту та ланцюги зворотного зв'язку. Резистори суматора виконані однаковими ($R_1 = R_2$).

Тяга між рухомим і нерухомим електродами перетворювача відсутня, так як при послідовному включенні вимірювальних конденсаторів заряди на них q_1 і q_2 рівні.

Чутливість до знака переміщення у схемі досягається застосуванням синхронного детектора, виконаного на ключі Кл5. Знак підсилювача в синхронному детекторі визначається не полярністю напруги на його вході, а зовнішнім сигналом, що управляє. Як останній сигнал використовується той

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						74
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

же меандр, який керує ключовою схемою моста. Вихідний сигнал синхронного детектора є меандром, частота якого дорівнює частоті генератора, що задає, з амплітудою, модульованої посиленою напругою неузгодження мостової схеми.

Пульсацію вихідної напруги схеми від несучої частоти генератора, що задає, можна визначити за амплітудною частотною характеристикою електронної частини перетворювача, що є в динамічному відношенні активним фільтром першого порядку.

За допомогою відповідного вибору параметрів генератора і постійної часу інтегратора пульсації у вихідному сигналі можна знизити до скільки завгодно малого значення. Відповідно до опису роботи та структурної схеми (рис. 5.3, б) передатна функція вимірювального ланцюга має вигляд

$$W_{\text{и}}(s) = \frac{U_{\text{вих}}}{\Delta h} = \frac{W_{\text{ЧЕ}}}{Ts+1}, \quad (5.4)$$

де $W_{\text{ЧЕ}}$ – передатна функція чутливого елементу; $T = R_4 \cdot C_3$ – постійна часу інтегратора; s – оператор Лапласа.

Передатна функція ЧЕ (ємнісний міст) визначається так:

$$W_{\text{ЧЕ}} = \frac{\Delta U}{\Delta h},$$

де напруга у вимірювальній діагоналі моста при рівності між собою абсолютних значень напруг позитивного та негативного джерел опорної напруги дорівнює

$$\Delta U = \frac{U_{\text{оп}}}{2} \frac{C_2 - C_1}{C_2 + C_1}. \quad (5.5)$$

З урахуванням формули (5.1) вираз (5.5) набуває вигляду

$$\Delta U = \frac{(U_{\text{оп}} \Delta h)}{2h_0}. \quad (5.6)$$

З формули (5.6) випливає, що напруга вимірювальної діагоналі міст лінійно залежить від зміни зазору між електродами. Значення діелектричної проникності залежно від фізичних умов помилки перетворення не вносить.

Таким чином, вважаючи в рівнянні (5.4) $s = 0$, отримуємо статичну характеристику перетворювача

$$U_{\text{вих}} = U_{\text{оп}} \frac{\Delta h}{2h_0}. \quad (5.7)$$

З формули (5.7) видно, що основними причинами температурної похибки вимірювального ланцюга є нестабільність джерела опорної напруги та зазору між електродами.

Температурну похибку можна розрахувати за такою формулою

$$\delta_{\Sigma} = (\alpha_c - \alpha_T) \Delta T, \quad (5.8)$$

де α_c – температурний коефіцієнт напруги стабілітрона; α_T – температурний коефіцієнт матеріалу, що впливає на зміну зазору.

Температурний коефіцієнт напруги стабілітрону приблизно на порядок перевищує величину інших помилок. Одним із способів підвищення точності ємнісного перетворювача є вибір стабілітрону, знак температурного коефіцієнта напруги стабілізації якого не збігається зі знаком температурного коефіцієнта зміни початкового зазору.

Висновки до розділу

У п'ятому розділі проведено комплексний аналіз конструктивних, функціональних і температурно-чутливих особливостей ємнісних перетворювачів переміщення як ключових елементів мікроелектромеханічних систем (МЕМС). Детально охарактеризовано принцип дії перетворювачів, оснований на зміні електричної ємності між рухомим і нерухомими електродами під впливом механічного переміщення, що забезпечує високу чутливість і точність вимірювання.

Особливу увагу приділено розгляду типових структур перетворювачів – лінійних та кутових, із наведенням аналітичних виразів для розрахунку ємностей та електростатичних сил, що виникають між електродами. Виявлено потенційні ризики експлуатації, зокрема ефект електростатичного «залипання» при зменшенні міжелектродного зазору, та запропоновано

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

інженерні рішення для його усунення, зокрема застосування заземлених охоронних контурів.

Показано, що температурні чинники мають істотний вплив на стабільність та точність роботи ємнісних перетворювачів. Проаналізовано механізми виникнення термічних деформацій у результаті неоднорідного температурного розширення матеріалів конструкції. Наведено методику інженерного розрахунку товщини металізованого шару або шару легованого кремнію, яка забезпечує компенсацію температурного впливу шляхом геометричного балансування.

Розглянуто особливості електронної схеми перетворення сигналу, в якій реалізовано компенсацію впливу температурних зсувів та паразитних сигналів шляхом використання ємнісного моста, синхронного детектора, інтегратора та системи зворотного зв'язку. Такий підхід дозволяє покращити функціональні характеристики перетворювача в умовах змін зовнішнього середовища.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						77
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
Студент		Енгель А. В.			Охорона праці			
Викладач		Грешнов А. Ю.						
Консультант								
Н. контр.		Грешнов А. Ю.						
Зав. каф.								
					<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Лістів</i>	
							78	12
					НУК			

6 Охорона праці

Відповідно до Закону України «Про охорону праці» охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності [11]. Цей закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права працівників на охорону їх життя і здоров'я у процесі трудової діяльності на належні, безпечні і здорові умови праці, регулює за участю відповідних органів державної влади відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища та встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

На законодавчому рівні відповідно до ст. 49 Конституції України закріплено право кожного громадянина на охорону здоров'я, медичну допомогу і медичне страхування [12]. Ця норма відображає вимоги всесвітніх і регіональних міжнародно-правових стандартів у сфері охорони здоров'я щодо закріплення відповідного права, а також засоби його забезпечення, що має держава у своєму розпорядженні.

У Законі України «Про охорону здоров'я» є розділи, що стосуються охорони праці, акцентуючи увагу на створенні умов, які запобігають шкоді здоров'ю працівників на робочих місцях. Основні положення, що стосуються охорони праці в цьому законі є: ст. 28. Створення сприятливих для здоров'я умов праці, навчання, побуту та відпочинку. Робочі місця мають захищати працівників від шкідливих впливів (шум, токсини тощо), з метою профілактики травматизму та професійних захворювань. Встановлено єдині санітарно-гігієнічні вимоги до умов праці та якості обладнання, що узгоджуються з органами охорони здоров'я. Стаття 31. Обов'язкові медичні огляди. Санітарні вимоги та медичні огляди. Роботодавці зобов'язані проводити медогляди для працівників, які піддаються ризику, для

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

профілактики професійних захворювань [13]. Ці заходи мають на меті забезпечити безпечні та здорові умови праці, захистити права працівників на безпечне робоче середовище і мінімізувати випадки професійних захворювань та травм.

Охорона праці в Україні регламентується главами XI та XI-A Кодексу законів про працю, зокрема статтями 153–173-7. Відповідно до статті 153, роботодавець зобов'язаний створювати безпечні й нешкідливі умови праці, забезпечувати працівників інструктажем та засобами захисту. Стаття 154 передбачає обов'язкове врахування вимог охорони праці під час проектування, будівництва й реконструкції. Згідно зі статтею 155, експлуатація об'єктів можлива лише після підтвердження їхньої відповідності нормам охорони праці. Стаття 156 забороняє запуск у виробництво обладнання, що не відповідає цим вимогам. Державні нормативні акти з охорони праці (стаття 157) є обов'язковими для виконання, а стаття 158 покладає на роботодавця обов'язок щодо полегшення й оздоровлення умов праці, зокрема впровадження профілактичних заходів. Працівники, згідно зі статтею 159, зобов'язані дотримуватися правил охорони праці та користуватися засобами індивідуального захисту. Стаття 160 визначає, що контроль за дотриманням вимог охорони праці здійснюють як роботодавці, так і трудові колективи. Роботодавці також повинні передбачати заходи з охорони праці в колективних договорах (стаття 161) та фінансувати їх у встановленому порядку (стаття 162). На небезпечних роботах працівникам мають безкоштовно надаватися спецодяг і засоби індивідуального захисту (стаття 163) [14].

Санітарне та епідемічне благополуччя працівників регулюється Законом України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення», який визначає права й обов'язки державних органів, підприємств та громадян у цій сфері, а також порядок функціонування санітарно-епідеміологічної служби. Згідно зі статтею 21, працівники, діяльність яких пов'язана з підвищеним ризиком для здоров'я, повинні проходити гігієнічне навчання, а органи охорони здоров'я та місцевого самоврядування зобов'язані

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

сприяти формуванню здорового способу життя. Стаття 22 встановлює обов'язкові санітарні вимоги до приміщень, технологій та обладнання з метою забезпечення безпечних умов праці та запобігання професійним захворюванням. Відповідно до статті 26, для працівників, зайнятих на шкідливих виробництвах, медичні огляди є обов'язковими, і роботодавець несе відповідальність за їх проведення. Також, як передбачено статтею 27, обов'язкові профілактичні щеплення є умовою допуску до роботи, якщо вона пов'язана з ризиком поширення інфекційних захворювань [15].

Правове регулювання питань охорони праці також передбачає дотримання норм Закону України «Про професійні спілки, їх права та гарантії діяльності» від 15 вересня 1999 року, який визначає правові засади створення, діяльності та повноважень профспілок, що, зокрема, мають право здійснювати контроль за додержанням законодавства про охорону праці, брати участь у розслідуванні нещасних випадків та вимагати усунення порушень (статті 19, 21, 24) [16].

У сфері пожежної безпеки ключовим документом є Правила пожежної безпеки в Україні, затверджені наказом Міністерства внутрішніх справ України від 30 грудня 2014 року № 1417 (в редакції станом на 14 серпня 2024 року). Цей нормативно-правовий акт містить обов'язкові для виконання вимоги, що стосуються забезпечення протипожежного режиму на об'єктах усіх форм власності. Згідно з Правилами, керівники підприємств зобов'язані розробити і затвердити інструкції з пожежної безпеки для всіх приміщень, призначити відповідальних осіб за дотримання вимог, організовувати первинний та повторний протипожежний інструктаж для працівників. Також передбачено вимоги до утримання евакуаційних шляхів, наявності та розміщення первинних засобів пожежогасіння (вогнегасників, пожежних щитів тощо), технічного обслуговування пожежної сигналізації та забезпечення вільного доступу до джерел водопостачання. Порушення вимог цих Правил тягне за собою адміністративну чи кримінальну відповідальність, а також може стати підставою для припинення експлуатації об'єкта. Таким

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						81
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

чином, дотримання положень зазначених нормативних актів є необхідною умовою безпеки працівників та ефективного функціонування підприємства. [17].

Нормативно-правові акти з охорони праці. Міжгалузеві та галузеві ДНАОП, стандарти системи стандартів безпеки праці (ГОСТ ССБП), Державні стандарти України з питань безпеки праці (ДСТУ), санітарні норми (СН), державні санітарні правила і норми (ДсанПіН), будівельні норми і правила (ДБН) та ін.

Накази, розпорядження, положення, інструкції, інші розпорядчі документи, що є обов'язковими до виконання робітниками підприємств України щодо охорони праці, техніки безпеки, пожежної безпеки.

6.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів під час роботи в виробничому приміщенні

У процесі виконання професійних обов'язків у виробничому приміщенні працівники можуть наражатися на дію низки небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які, за несприятливих умов, можуть спричинити гострі чи хронічні захворювання, травми або навіть загрозу життю. Згідно з статтею 153 Кодексу законів про працю України, роботодавець зобов'язаний забезпечити безпечні й нешкідливі умови праці, передбачити використання засобів колективного та індивідуального захисту, а також інформування працівників про можливі ризики.

Як шкідливі, так і небезпечні виробничі фактори поділяють на хімічні, фізичні, біологічні та психофізіологічні.

До хімічних небезпечних і шкідливих виробничих факторів належать органічні та неорганічні речовини та їхні сполуки.

Фізичні небезпечні та шкідливі виробничі фактори – це:

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						82
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

- незадовільний мікроклімат (температура, вологість, вентиляція повітря, інфрачервоне або ультрафіолетове випромінювання) в приміщенні; – барометричний тиск;
- постійні електричні поля і випромінювання;
- небезпечне іонізуюче випромінювання;
- високий рівень промислових шумів та вібрацій (місцева або загальна);
- недостатнє природне або технічне освітлення в робочих приміщеннях.

Біологічні фактори – це мікроби, грибки, продукти мікробіологічного синтезу (кормові дріжджі, антибіотики, гормони, засоби захисту рослин) тощо.

До психофізіологічних факторів належать:

- емоційна напруга (обумовлена, наприклад, надмірним навантаженням на центральну нервову систему, органи чуттів);
- динамічні й статичні перевантаження;
- вимушене положення тіла при виконанні різноманітних виробничих операцій;
- надмірний і тривалий тиск різних предметів на кінцівки та інші частини тіла, перевантаження окремих систем організму;
- недостатня рухова активність;
- надмірно швидкий темп роботи.

Для визначення шкідливих речовин й несприятливих виробничих факторів використовують Перелік шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища і трудового процесу, при роботі з якими обов'язкові попередній (періодичні) медичний огляд працівників (додаток 4 до Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій, затвердженого наказом МОЗ від 21.05.2007 № 246). Вплив несприятливих виробничих факторів призводить до розвитку професійних хвороб у робітників на тих виробництвах, де не дотримуються санітарно-гігієнічних нормативів і

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						83
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

раціонального режиму праці, допускають порушення в експлуатації вентиляції, застосовують обладнання та меблі, які не відповідають анатомофізіологічним особливостям працівників, порушують технологічні регламенти, де багато ручної праці, недостатній контроль за умовами праці з боку адміністрації, органів санітарного нагляду та наявні інші порушення [18].

Операції пайки, залуження та випалу ізоляції супроводжуються забрудненням повітряного середовища в приміщеннях:

- парами свинцю, олова, сурми та інших елементів, що входять до складу припою;
- парами каніфолі і різних рідин, що застосовуються для флюсу, змивки і розчинення різних лаків, які застосовуються для покриття друкованих плат;
- парами соляної кислоти; газами (окис вуглецю, вуглеводню) тощо.

Пари, потрапляючи в атмосферу цеху, конденсуються і перетворюються в аерозоль такої конденсації, частки якої за своєю дисперсності наближаються до диму. Перебуваючи в запиленій атмосфері, робітники піддаються впливу пилу і парів; шкідливі речовини осідають на поверхні шкірного покриву, потрапляють на слизову оболонку порожнини рота, очей, верхніх дихальних шляхів, зі слиною заковтуються в травний тракт, вдихаються в легені. Поряд із забрудненням повітряного середовища забруднюються робочі поверхні, одяг і шкіряні покриви працюючих.

Особливо шкідливі при пайці олов'яно-свинцевими припоями пари свинцю. Сvineць і його сполуки отруйні. Частина свинцю, що надійшов в організм, виводиться з нього через кишечник і нирки, а частина затримується в кістковій речовині, м'язах, мозку, печінки. При несприятливих умовах свинець починає циркулювати в крові, викликаючи явища свинцевого отруєння. Сvineць викликає зміни в складі крові, вражає нервову систему, нирки і печінку.

У виробництві радіоелектронної апаратури крім олов'яно-свинцевих припоїв знаходять застосування припої, до складу яких входять мідь, літій,

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						84
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

срібло, кадмій та інші метали. У деяких випадках пайка здійснюється 83 шляхом занурення в розплавлені хлористі солі кадмію, натрію, бору, літію з додаванням активних добавок – фтористих солей. Пари більшості з перерахованих речовин, що утворюються при пайці, можуть мати шкідливий вплив на організм працюючих.

Найбільш небезпечні пари окису кадмію, міді і фтористі з'єднання. Не байдужі для організму також літій і хлористий цинк, які надають подразнюючу дію на шкіру і дихальні шляхи. Пайка в атмосфері звичайними припоями проводиться із застосуванням флюсів.

Біологічна дія флюсів на організм людини залежить від компонентів, що входять до складу паяльних флюсів. Одні компоненти (каніфоль соснова, етил ацетат, олеїнова кислота та ін.) мають подразнюючу дію; інші (спирт етиловий) – наркотичну, треті (семікарбазид гідрохлорид, етиленгліколь) – високою токсичністю [19].

6.2 Засоби забезпечення безпеки праці та створення оптимальних умов у лабораторії

Для забезпечення безпеки праці в лабораторних умовах необхідно реалізувати систему заходів, що охоплюють як технічні, так і організаційні засоби, спрямовані на усунення або мінімізацію дії небезпечних і шкідливих факторів. Лабораторія, як специфічне виробниче середовище, вимагає особливої уваги до правил зберігання, використання хімічних речовин, експлуатації обладнання, вентиляції, освітлення та дотримання санітарно-гігієнічного режиму.

Серед основних засобів безпеки в лабораторії слід виділити системи вентиляції і очищення повітря, які відповідають вимогам статті 22 Закону України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення» та стандарту ДСН 3.3.6.042-99 [20]. Вентиляція повинна

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						85
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

запобігати накопиченню токсичних речовин, пилу, вологості чи надмірного тепла, що може негативно впливати на здоров'я працівників.

Обов'язковим є забезпечення працівників засобами індивідуального захисту: халатами, рукавичками, захисними окулярами, масками чи респіраторами. Згідно зі статтею 163 КЗпП, ці засоби мають надаватись працівникам безкоштовно для запобігання професійним захворюванням і травмам.

Для забезпечення пожежної безпеки в лабораторії необхідно дотримуватись норм Правил пожежної безпеки в Україні (Наказ МВС №1417 від 30.12.2014). Приміщення повинні бути обладнані вогнегасниками, аптечками та іншими засобами пожежогасіння, а працівники – проходити регулярний протипожежний інструктаж.

Організація робочого простору є важливою складовою безпеки праці. Згідно зі статтею 161 КЗпП, роботодавець зобов'язаний розробляти та впроваджувати заходи щодо оптимального розташування меблів, освітлення та обладнання, що дозволяє мінімізувати фізичне навантаження і ризики травматизму.

Усі приміщення лабораторії повинні бути забезпечені природним та штучним освітленням, що відповідає вимогам державних будівельних норм ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення» [21] та санітарних норм ДСН 3.3.6.042-99. Для окремих спеціалізованих кімнат, таких як термальна, бокси для досліджень на стерильність, фотолабораторії та інші, допускається відсутність природного освітлення за умови достатньої якості штучного освітлення. Кожна кімната має бути оснащена загальним вимикачем освітлення, а світильники та арматура повинні бути закритого типу, що забезпечує їхню доступність для регулярної вологої дезінфекції. Таке освітлення не лише відповідає нормативам безпеки, але й сприяє створенню комфортних умов для роботи та мінімізує ризики ураження електричним струмом і поширення забруднень.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						86
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будь яке виробниче обладнання в залежності від умов його експлуатації, має забезпечувати відповідні функції безпеки і мати відповідні гарантії щодо їх забезпечення. Наприклад, це можуть бути такі функції безпеки:

- зупинення обладнання в разі настання аварійної ситуації;
- блокування захисних бар'єрів/огороджень;
- світлові захисні бар'єри;
- дворучне вмикання;
- захист від перезапуску обладнання у разі відключення живлення

від електромережі тощо.

Визначення показників безпеки виробничого обладнання повинно здійснюватися за такими стандартами:

1. EN 954-1 «Safety of machinery SRP/CS. General principles for design» – «Безпека машин. Загальні принципи проектування»
2. EN ISO 13849-1/-2 «Safety of machinery – Safety-related parts of control systems» – «Безпека машин – Безпека, що пов'язана з елементами систем управління». Part 1: «General principles for design» – «Загальні принципи конструювання». Part 2: «Validation» – «Перевірка».
3. IEC 62061 «Safety of machinery – Functional safety of safety-related electrical, electronic and programmable electronic control systems» – «Безпека машин. Функціональна безпека, що пов'язана з безпекою електричних, електронних та програмованих систем управління».
4. EN ISO 12100-1/2 «Safety of machinery General principles for design and risk evaluation. Basic concepts» – «Загальні принципи проектування та оцінки ризику. Базові концепції»

Також машини, механізми, пристосування і інструмент, що застосовуються в електроустановках, повинні бути справні і випробувані відповідно до чинних нормативних документів і строків [22].

Електрозахисні засоби – це технічні вироби, що переносяться та перевозяться і слугують для захисту людей, які працюють з

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						87
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

електроустановками, від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги та електромагнітного поля.

Огороджувальні електрозахисні засоби. (Щити, ширми, екрани, плакати електробезпеки) призначені для захисту працівників, котрі виконують роботи в електроустановках, від випадкового доторкання чи наближення на небезпечну відстань до струмовідних частин, що знаходяться під напругою, а також для тимчасового огороження входів у комірки, камери та проходів у приміщення, в які вхід працівникам заборонений.

Запобіжні електрозахисні засоби та пристосування. Призначені:

- для захисту персоналу від випадкового падіння з висоти (запобіжні пояси, страхувальні канати);
- для забезпечення безпечного піднімання на висоту (ізолювальні драбини, кігті-лази монтерські);
- для запобігання нещасним випадкам при помилковому або самочинному увімкненні комутаційних апаратів або при наведеній напрузі (переносне заземлення); для захисту від світлової, теплової, механічної дії електричної дуги (захисні окуляри, щитки, спецодяг, каски, захисні рукавички тощо).

Електрозахисні ізолювальні засоби застосовуються в закритих електроустановках, а в суху погоду – у відкритих. Забороняється виконувати роботи із використанням основних електрозахисних засобів у відкритих електроустановках під час дощу, снігопаду, туману тощо.

Висновки до розділу

У шостому розділі здійснено ґрунтовний аналіз правових, організаційних і технічних аспектів охорони праці у виробничому середовищі, зокрема в умовах лабораторної діяльності. Систематизація чинного законодавства України дозволила окреслити комплексну нормативно-правову основу, що визначає принципи, засоби та обов'язки всіх суб'єктів трудових

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						88
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

відносин у сфері охорони праці. Визначено, що законодавча база охоплює як загальні положення Конституції України і Кодексу законів про працю, так і спеціальні закони, нормативні акти та стандарти, що регламентують окремі аспекти безпеки праці, зокрема медичні огляди, санітарно-гігієнічні умови, пожежну безпеку та технічні вимоги до обладнання.

Окрема увага приділена ідентифікації шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які мають місце в процесі виконання робіт у виробничому приміщенні, особливо в умовах, пов'язаних із пайкою, хімічною обробкою та використанням токсичних речовин. Встановлено, що хімічні, фізичні, біологічні та психофізіологічні чинники становлять суттєву загрозу для здоров'я працівників, і вимагають комплексного підходу до їх нейтралізації через впровадження відповідних захисних засобів, належної організації виробничого процесу та контролю за дотриманням нормативів.

Практичні аспекти охорони праці в лабораторних умовах включають технічне оснащення приміщень засобами вентиляції, освітлення, пожежогасіння та електрозахисту, організацію робочого місця відповідно до ергономічних та санітарних вимог, а також використання засобів індивідуального захисту. Стандарти безпеки EN ISO, EN 954-1, IEC 62061 та інші міжнародні документи застосовуються для забезпечення безпечної експлуатації обладнання, що є запорукою мінімізації ризиків для персоналу.

Таким чином, забезпечення охорони праці є системною діяльністю, яка поєднує законодавче регулювання, технічне обладнання, організаційні заходи та безперервний контроль. Впровадження сучасних стандартів безпеки в лабораторіях сприяє створенню безпечного, здорового і продуктивного робочого середовища, що відповідає як національним, так і міжнародним вимогам.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						89
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

В кваліфікаційній роботі проведено всебічне дослідження конструктивних, динамічних та функціональних характеристик маятникових мікромеханічних акселерометрів, що широко використовуються в авіації, автомобілебудуванні, системах навігації та управління БПЛА. Визначено, що точність і стабільність роботи МА значною мірою залежать від параметрів чутливого елемента, типу пружних підвісів, орієнтації пристрою в просторі та зовнішніх впливів, зокрема температурних коливань.

У процесі дослідження було проаналізовано фізичні моделі акселерометрів, їхню класифікацію за принципом дії та конструктивними ознаками; побудовано математичні моделі руху чутливого елемента акселерометра, виведено рівняння власних коливань з урахуванням конструктивних параметрів; досліджено вплив орієнтації акселерометра на чутливість до прискорень, що має критичне значення для точності вимірювання у складних умовах; здійснено аналітичний розрахунок жорсткісних характеристик пружних підвісів методом матриць; побудовано структурну схему вимірювального ланцюга та визначено передатні функції системи; розглянуто роботу ємнісних перетворювачів переміщення, включаючи температурні ефекти й методи компенсації деформацій; проаналізовано питання охорони праці, пов'язані з розробкою та експлуатацією мікромеханічних акселерометрів, з урахуванням технічних і нормативних вимог.

Отримані результати мають як теоретичне, так і практичне значення, оскільки сприяють удосконаленню конструкцій мікромеханічних акселерометрів для підвищення їхньої чутливості, стабільності та надійності. Запропоновані моделі та методи можуть бути використані на етапах інженерного проєктування і впровадження МА в системи високоточного вимірювання.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаних джерел

1. ДСТУ 3652-97. Вимірювання навігаційні в авіації. Терміни та визначення. Чинний від 1998-07-01. Вид. офіц. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 1998. 52 с. URL: https://dnaop.com/get/62398/#google_vignette.
2. Рудик А.В. Акселерометричні інерціальні мікросистеми орієнтації / А.В. Рудик //Вісник «НАУ». Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах – 2017. – Вип. 50. – С. 5 – 8. URL: [https://ep3.nuwm.edu.ua/14849/1/Класифікація%20акселерометрів%20\(Рудик%20А.В.\)%20зах.pdf](https://ep3.nuwm.edu.ua/14849/1/Класифікація%20акселерометрів%20(Рудик%20А.В.)%20зах.pdf).
3. Halit E. Accelerometers. Encyclopaedia of Electrical Engineering. 1999. Ed. 1. Vol. 1. P. 37–54. URL: https://www.researchgate.net/publication/295154992_Accelerometers.
4. Мещанінов С. К., Співак В. М., Орлов А. Т. Електронні методи і засоби біомедичних вимірювань : навч. посіб. Київ : Каф., 2016. 211 с. URL: https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2023/Meshchaninov_2016_211.pdf.
5. Бурай Н. І., Лук'янченко О. О., Костіна О. В. Структурний моніторинг вертикальних сталевих резервуарів : монографія. Київ : Центр учб. літ., 2019. 169 с. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/323533323.pdf>.
6. Василенко М. П., Мухіна М. П., Синєглазов В. М. Дослідження мікроелектромеханічних систем : Метод. вказівки до виконання лаборатор. робіт. Київ : НАУ, 2019. 115 с. URL: <http://akik.nau.edu.ua/assets/Студенту/Навчально-методичні%20матеріали/Методичні%20вказівки%20до%20%20ЛР%20МЕМС.pdf>.
7. Akbaba C. E., Tanrikulu Y. MEMS capacitive accelerometer: a review. *Artibilim: adana alparslan türkesh bilim ve teknoloji üniversitesi fen bilimleri dergisi*. 2023. URL: <https://doi.org/10.55198/artibilimfen.1386846>
8. Model 352C22/NC. ICP® Accelerometer: Installation and Operating Manual / PCB Piezotronics, Inc. – Depew, NY: PCB Piezotronics, 2002. – P. 15.

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						91
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

URL:

https://www.pcbpiezotronics.de/produkte_skript/downloads/manuals/352C22_NC_manual.pdf

9. Model 7270A. Piezoresistive accelerometer: Datasheet / Endevco, Inc. – Halifax, NC: Endevco, 2022. – P. 3. URL: https://www.pcb.com/ContentStore/MktgContent/Endevco/Datasheets/EDV-DS-7270A_lowres.pdf

10. ICM-42688-P. Datasheet / TDK InvenSense. San Jose, CA: TDK InvenSense, 2020. – P. 112. URL: <https://invensense.tdk.com/products/motion-tracking/6-axis/icm-42688-p/>

11. Про охорону праці : Закон України від 14.10.1992 № 2694-XII : станом на 24 серп. 2024 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text>

12. Конституція України : від 28.06.1996 № 254к/96-ВР : станом на 1 січ. 2020 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/254к/96-вр#Text>

13. Основи законодавства України про охорону здоров'я : Закон України від 19.11.1992 № 2801-XII : станом на 1 жовт. 2024 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2801-12#Text>

14. Кодекс законів про працю України : Кодекс України від 10.12.1971 № 322-VIII : станом на 27 верес. 2024 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/322-08#Text>

15. Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення : Закон України від 24.02.1994 № 4004-XII : станом на 1 жовт. 2023 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/4004-12#Text>

16. Про професійні спілки, їх права та гарантії діяльності : Закон України від 15.09.1999 № 1045-XIV : станом на 24 груд. 2023 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1045-14#Text>

17. Про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні : Наказ М-ва внутр. справ України від 30.12.2014 № 1417 : станом на 14 серп. 2024 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15#Text>

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						92
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		

18. Маслова О.В., Гончарова І.П. Ризикоорієнтовні підходи в охороні праці: електронний навчальний курс. Біла Церква : БІНПО ДЗВО «УМО» НАПН УКРАЇНИ, 2021. 76 с. URL: https://lib.iitta.gov.ua/id/eprint/735374/1/%D0%95%D0%9D%D0%9A_%D1%80%D0%B8%D0%B7%D0%B8%D0%BA%D0%B8.pdf

19. Дерев'янка О.А., Христич В.В., Антошкін О.А. Системи пожежної та охоронної сигналізації. / С.М. Бондаренко та інш. Харків: УЦЗУ, 2008. 144 с. URL: https://univer.nuczu.edu.ua/tmp_metod/297/Signal.pdf

20. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. Чинний від 1999-12-01. Вид. офіц. Київ : МОЗ (МОЗ), 1999. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99#Text>.

21. ДБН В.2.5-28:2018. Природне і штучне освітлення. На заміну ДБН В.2.5-28-2006 ; чинний від 2019-03-01. Вид. офіц. Київ : Мінрегіон України, 2018. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885.

22. Про затвердження Правил безпечної експлуатації електроустановок споживачів (ДНАОП 0.00-1.21-98) : Наказ М-ва пр. та соц. політики України від 09.01.1998 № 4. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0093-98#Text>

					13.ДР.152.4631.01.ПЗ	Лист
						93
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата		