

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ І ЗВ'ЯЗКУ



ПЕРЕДЕРКО АНАТОЛІЙ ЛЕОНТІЙОВИЧ

УДК 681.518.5:621.822.6:629.7.03(043.5)

**РОЗВИТОК МЕТОДОЛОГІЇ ВІБРОВИПРОБУВАНЬ ТА
УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАНЬ ВІБРАЦІЇ ОБ'ЄКТІВ
СКЛАДНОЇ ТЕХНІКИ**

05.11.01 – прилади та методи вимірювання механічних величин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Одеса – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Державному університеті інтелектуальних технологій і зв'язку. м. Одеса.

Науковий консультант: Заслужений метролог України,
доктор технічних наук, професор
Квасніков Володимир Павлович,
Національний авіаційний університет,
завідувач кафедри комп'ютеризованих
електротехнічних систем та технологій.

Офіційні опоненти: Заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор
БЕЗВЕСІЛЬНА Олена Миколаївна,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря
Сікорського», професор кафедри приладобудування;

доктор технічних наук, професор
ТИХАН Мирослав Олексійович,
Національний університет "Львівська політехніка",
професор кафедри інтелектуальної мехатроніки та
роботики;

доктор технічних наук, доцент
РУДИК Андрій Вікторович,
професор кафедри автоматизації, електротехнічних та
комп'ютерно-інтегрованих технологій Національного
університету водного господарства та
природокористування.

Захист відбудеться « 29 » вересня 2021 р. о 11-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.113.01 в Державному університеті інтелектуальних технологій і зв'язку за адресою: 65020, м. Одеса, вул. Кузнечна, 15.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Державному університеті інтелектуальних технологій і зв'язку за адресою: 65023, м. Одеса, вул. Кузнечна, 1.

Автореферат розісланий « 28 » серпня 2021 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Т.І. Гансва

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Для забезпечення достовірного вимірювання і управління в технічних системах, сучасний розвиток техніки вимагає наявності високоточних засобів вимірювальної техніки, які дозволяють вимірювати технологічні параметри при експлуатації та оптимізувати процеси створення нових зразків на етапі проектування і проведення випробувань.

В останні роки широке застосування набувають вимірювально-інформаційні системи вібраційного аналізу, контролю, моніторингу, діагностики, активного віброзахисту та автоматичного управління складними технічними системами і технологічними процесами, що дають не тільки великий техніко-економічний ефект, але й сприяють запобіганню аварій і можливих техногенних та екологічних катастроф на ранніх стадіях їх розвитку.

В широкому спектрі вимірюваних технічних величин особливе місце займають вимірювання вібраційних параметрів механічних систем. Це такі параметри як прискорення, швидкість та переміщення.

Вимірювання вібрації та аналіз її параметрів при дослідженні коливальних процесів на етапах розробки, випробування та експлуатації різноманітних технічних і технологічних пристроїв, в різних галузях (енергетиці, машинобудуванні, авіаційній і ракетно-космічній, суднобудуванні, нафтогазовидобувній та переробній промисловості, медицині), а також проведення динамічних випробувань дає можливість контролю правильності застосованих конструктивних рішень. В сучасному обігу існує такий термін як віброметрія, яка є сукупністю засобів і методів для вимірювання параметрів вібрації їх обробки та аналізу.

За допомогою віброметрії успішно вирішуються питання, пов'язані як із загальним розвитком техніки на етапі проектування, так і з підвищенням її надійності і безпеки в процесі експлуатації.

Передові технології, особливо досягнення бездротових технологій, значно покращили способи збирання, інтерпретації та обміну даними між аналізаторами вібрації. Особливого розвитку в наш час набувають портативні аналізатори вібрації, які пов'язані з мобільними пристроями (смартфонами, планшетами) в режимі реального часу для виконання перетворень Фур'є та вейвлет перетворень з високою роздільною здатністю. Компанії, що займаються приладами для вібраційних вимірювань, розробляють ефективне програмне забезпечення для їх комунікації між собою та датчиками.

Як і у випадку з найбільш передовими технологіями, більшість даних вібраційного аналізу автоматично завантажуються в хмару і доступні на мобільному пристрої, комп'ютері або безпосередньо з браузера користувача.

Питання вимірювання та аналізу вібраційних параметрів, вібраційних випробувань, зниження рівня динамічних дій на елементи машин при ударах,

забезпечення надійної роботи при комплексних динамічних навантаженнях на робочі органи машин і обладнання – це далеко не повний перелік сучасних напрямів теоретичних і експериментальних досліджень в даній області.

Великим внеском в розвиток цих напрямків є праці багатьох вітчизняних і закордонних вчених: А. Є. Божко, С. П. Тимошенка, В. В. Болотіна, Дж. Ден Гартога, С. В. Елісеєва, В. С. Ільїнського, В. О. Кононенка, Я. Г. Пановко, А. Ружечки, В. В. Карамішкіна, Ф. А. Чорноусько, Ch. Crede, C. Roland, J.C. Snowdon та ін.

Теорії та практиці вібраційної динаміки, захисту устаткування, приладів і машин присвячені роботи Є. П. Блохіна, І. І. Галієва, Л. О. Грачової, В. А. Камаєва, В. А. Лазаряна, В. Б. Медея, М. П. Пахомова, І. І. Сілаєва, Т.А.Тібілова, В. Ф. Ушкалова, А. П. Хоменко, S. Graham Kelly та ін.

Очевидно, що для підвищення ефективності та надійності зразків нової техніки необхідне проведення високоінформативних процедур контролю і діагностики дослідних зразків, що вимагають точних вимірювань вібраційних і ударних сигналів, створення сучасного контрольно-вимірювального та випробувального обладнання. Потребують, також, вдосконалення існуючі і розробки нові діагностичні і випробувальні комплекси, шляхом їх оснащення сучасними керуючими і вимірювальними системами. Великого значення набуває методичне та алгоритмічне забезпечення контрольно-вимірювального, діагностичного та випробувального обладнання, створення більш досконалих приводів для відтворення вібрації при випробуваннях та систем активного віброзахисту прецизійного вимірювального обладнання. Наведені заходи дозволять ефективно використовувати існуючу технічну базу і створювати нові системи вимірювань та розрахунку параметрів вібраційних процесів.

Актуальність даної роботи полягає у необхідності подальшого розвитку теорії та принципів побудови засобів і методів для забезпечення вимірювання, аналізу при вібраційній діагностиці та відтворення параметрів вібраційних сигналів при вібраційних випробуваннях на основі досягнень електронної та обчислювальної техніки і впровадження нових методів та алгоритмів обробки вимірювальної інформації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі комп'ютеризованих електротехнічних систем і технологій, відповідно до Закону України № 3715-VI "Про пріоритетні напрямки інноваційної діяльності в Україні", зокрема, "Освоєння нових технологій високотехнологічного розвитку транспортної системи, ракетно-космічної галузі, авіа- і суднобудування, озброєння та військової техніки", а також відповідно до держбюджетної тематики Міністерства освіти і науки України в науково-дослідній роботі Одеської державної академії технічного регулювання та якості за темою: «Біомеханіка зубощелепної системи, верхніх та нижніх кінцівок: математичне

моделювання та практичні рекомендації» (№ держреєстрації: 0119U002007), де автор був виконавцем.

Мета та задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є вирішення важливої науково-технічної проблеми створення наукових основ розробки та вдосконалення методів та засобів з покращеними метрологічними характеристиками для вимірювання, реєстрації та аналізу вібраційних параметрів при проведенні вібраційної діагностики та вібраційних випробувань.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

1. Провести аналіз сучасних методів і засобів для забезпечення динамічних випробувань і вібродіагностики машин і устаткування, первинних перетворювачів для забезпечення вимірювання параметрів вібрації та виконати аналіз перспектив їх подальшого розвитку.

2. Здійснити математичне моделювання датчиків з п'єзоелектричними перетворювачами для вимірювання вібраційних параметрів. Отримати їх амплітудно-частотні та фазо-частотні та перехідні характеристики. Отримати математичну модель фазових спотворень при вимірюванні вібраційного прискорення датчиками з п'єзоелектричними перетворювачами. Розробити модель похибок п'єзоелектричного акселерометра, провести їх аналіз. Визначити залежність генеруємого п'єзоелементом заряду від зовнішнього температурного впливу.

3. Отримати математичну залежність п'єзомодуля акселерометрів від впливу ударних імпульсів при проведенні динамічних випробувань. Обґрунтувати необхідність застосування фільтрів нижніх частот для виключення резонансної області в полосі частот вимірювань. Отримати експериментальні залежності віброколивальних і вихідних сигналів п'єзоакселерометра під дією ударного прискорення при його установці на в'язкопружну прокладку шляхом моделювання.

4. Розробити заходи по розширенню динамічного діапазону автономних реєстраторів при вимірюванні ударних сигналів. Розробити методику розрахунку та відтворення ударного спектру, при впливі на обладнання імпульсним вібраційним прискоренням, в основі якої лежать співвідношення для обчислення ударного спектра осцилятора. Розробити моделювання реакції системи на ударні імпульси.

5. Провести моделювання фільтрації, за допомогою вейвлет перетворення, вібраційного сигналу від шумових завад. Розглянути використання розподілу піків стаціонарного гаусівського процесу в розрізі нетрадиційних підходів та методів в частині обробки і аналізу вихідної інформації при вібродіагностиці. Провести дослідження розподілу піків вібраційного сигналу як критерію аналізу випадкового вібраційного сигналу, з метою підвищення достовірності та глибини діагностування.

6. Розробити структурну схему, провести моделювання роботи ланок вимірювального каналу автономного реєстратора вібраційних сигналів (дельта-сигма АЦП).

7. Розробити конструкцію п'єзоелектричного акселерометра з пристроєм компенсації і системою керування для компенсації похибки вимірювання внесеної температурним впливом середовища.

8. Провести теоретичні розрахунки гідравлічної системи, розробити схему побудови та макет гідравлічного вібраційного стенду з покращеними метрологічними характеристиками.

Об'єктом дослідження є процес вимірювання параметрів вібрацій.

Предметом дослідження є методи і засоби вимірювань та реєстрації параметрів вібрацій, вібраційні сигнали та алгоритми обробки даних.

Методи досліджень. Для досягнення поставленої мети в роботі використовуються наступні методи досліджень: теорія вимірювань для аналізу та зменшення похибок, обробки сигналів для вдосконалення системи керування шляхом аналізу спектрального складу вібраційного впливу та його подальшої обробки); теорія автоматичного управління для лінійних систем для побудови систем та алгоритмів керування; теорія інформаційно-вимірювальних систем для побудови моделей та моделювання; сучасної теорії оптимального управління (використовується для вдосконалення системи управління, комп'ютерної обробки інформації (використовується для обробки даних); теорії похибок перетворювачів, методи вимірювання механічних величин, частоти та фази сигналу, а також аналізу їх похибок для отримання відповідних параметрів сигналу; методи вимірювання прискорення, спектральні методи обробки сигналу, методи фізичного, математичного моделювання та симуляції з використанням пакетів прикладних програм Matlab, MathCad та Multisim.

Наукова новизна отриманих результатів. Найбільш суттєві результати отримані автором особисто і визначаються такими положеннями:

- вперше розроблено математичну модель механічного фільтра, який на відміну від відомих володіє можливістю переналаштування, що забезпечує розширення частотного діапазону вимірювального каналу, дозволяє запобігти впливу на п'єзоелектричний акселерометр високочастотних вібрацій, та унеможлиблює руйнування його чутливого елемента при ударних випробуваннях;
- вперше розроблено метод розширення частотного і динамічного діапазонів та підвищення точності динамічних вимірювань ударних сигналів, який на відміну від раніше відомих відрізняється тим, що дає можливість проводити вимірювання без комутації сигналу в вимірювальному каналі;
- вперше розроблена вимірювальна система п'єзоелектричного акселерометра з пристроєм компенсації і системою керування для зменшення похибки вимірювання внесеної температурним впливом середовища, яка відрізняється від раніше відомих пристроєм автокомпенсації;

- розвинуто теорію структурних методів забезпечення динамічного процесу вимірювання і алгоритмів функціонування при розробці засобів вимірювання для дослідження вібраційних та ударних процесів в технічних об'єктах в широкому діапазоні температурного і механічного впливу на первинні перетворювачі приладів вимірювання і об'єкт дослідження, заснованих на застосуванні швидкодіючих «сигма-дельта» АЦП, алгоритмів фільтрації та відновлення сигналів за допомогою методів з застосуванням вейвлет перетворення;
- удосконалено гідравлічний вібростенд шляхом застосування п'єзоелектричних клапанів в системі управління гідравлічними потоками, що дає можливість розширити частотний діапазон відтворення механічних коливань;
- подальший розвиток отримала теорія проектування актуаторів заснованих на п'єзоелектричному ефекті для швидкодіючих приводів систем керування гідравлічних вібраційних стендів, що, в порівнянні з існуючими, забезпечує значне підвищення швидкодії.

Практичне значення отриманих результатів полягає у тому що:

- Отримано рекомендації по побудові структури вимірювального тракту систем вібраційної діагностики, забезпечення його захищеності від завад і умови коректного вимірювання спектрів при проведенні вібраційної діагностики.
- Отримано рекомендації щодо визначення параметрів реалізації сигналу вібраційного прискорення, частоти дискретизації і розрядності АЦП, та практичної реалізації АЦП з передискретизацією.
- Розроблено новий метод забезпечення надійності і точності динамічних вимірювань, який використаний при розробці вимірювальних систем для забезпечення ударних випробувань.
- Розроблено структурну схему автономного реєстратора ударних сигналів, що забезпечує підвищену надійність реєстрації в широкому діапазоні температур і жорстких механічних впливів в процесі проведення вібраційних випробувань.
- Запропоновано, при створенні реєстраторів вібраційних сигналів, використовувати можливості АЦП сигма-дельта перетворення, що дає змогу розширити динамічний діапазон за рахунок зменшення впливу шуму квантування.
- Розроблена обчислювальна методика, яка дозволяє вирішити завдання фільтрації за допомогою вейвлет перетворення (пониження рівня шумів) стосовно до просторово-часових даних при обробці вібраційного сигналу.
- Розроблені схема та макет гідравлічного вібростенду з системою керування, в якому використовуються п'єзоелектричні клапани, що дозволяє розробляти приводи для адаптивних оптичних систем, прецизійних систем управління і віброзахисту, а також в інших мехатронних системах.

Впровадження результатів роботи. Теоретичні і експериментальні дослідження проведені автором роботи впроваджено на підприємстві ПАТ «НВО «Київський завод автоматики» (акт впровадження від 07.04.2021р.), на підприємстві ТОВ «АРАМІС» (акт впровадження від 10.12.2020 р.) та у навчальний

процес в Одеській державній академії технічного регулювання та якості (акт впровадження від 06.10.2020р.).

Особистий внесок здобувача. Усі наукові положення та результати, що виносяться на захист, отримані автором особисто. Із наукових праць, опублікованих у співавторстві, в роботі використані ті результати, що є результатом особистої праці здобувача.

Апробація результатів дисертації. Викладені у дисертаційній роботі результати досліджень доповідалися, обговорювалися та одержали схвалення на таких наукових конференціях і семінарах: десята міжнародна науково-практична конференція «Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси» (ІРТК-2018, м.Київ, 2018 р.); Всесвітній конгрес AVIATION IN THE XXI-st CENTURY (м.Київ, 2018 р.); XIV Міжнародна науково-технічна конференція «ABIA-2019» (м.Київ, 2019р.); IX міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м.Чернігів, 2019 р.); XII Міжнародна науково-технічна конференція «Гіротехнології, навігація, керування рухом і конструювання авіаційно-космічної техніки» (м.Київ, 2019 р.), XI міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м.Чернігів, 2021 р.); чотирнадцята міжнародна науково-практична конференція «Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси» (ІРТК-2021, м.Київ, 2021 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 29 наукових праць, у тому числі 1 монографія, 1 колективна монографія, 20 статей у наукових фахових виданнях (з них 1 стаття у виданнях іноземних держав, 18 – у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз), 7 – тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і 4 додатків. Загальний обсяг дисертації складає 260 сторінки. Основний зміст викладено на 246 сторінках, який містить 95 рисунків, 4 таблиці. Список використаних джерел по розділах становить: розділ 1 – 45 джерел, розділ 2 – 24 джерела, розділ 3 – 28 джерел, розділ 4 – 31 джерело, розділ 5 – 25 джерела.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету, задачі дослідження та наукову проблему. Викладено основні положення, які виносяться на захист, наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, відомості про апробацію та публікацію основних результатів дисертаційної роботи, її обсяг і структуру, визначено особистий внесок здобувача та наведено інформацію щодо впровадження результатів роботи.

У **першому розділі** проведений аналіз сучасних методів і засобів для забезпечення динамічних випробувань і вібродіагностики машин і устаткування. Розглянуті спектральні методи аналізу (сигнатурний, кепстральний, вейвлет) вібраційних коливань і апаратні засоби для проведення вимірювань при вібродіагностиці машин і устаткування. Виконано огляд різних за фізичними принципами роботи первинних перетворювачів для забезпечення вимірювання

параметрів вібрації, проведений аналіз перспектив їх подальшого розвитку. Розглянуті та проаналізовані різні типи сучасних систем для вимірювання вібраційних параметрів і моніторингу стану машин.

Вимірювання параметрів механічної вібрації можна визначити як вимірювання параметрів сигналу періодичного процесу коливань досліджуваного об'єкту відносно точки рівноваги.

Методи аналізу вібраційних сигналів можна класифікувати на такі основні напрями: аналіз величини сигналу; аналіз часових областей окремих сигналів; аналіз частотної області окремих сигналів; подвійний аналіз сигналу або в часовій, або в частотній області.

Кожен з наведених напрямів має свої переваги та недоліки. Як правило, аналіз величини вібраційного сигналу та аналіз його часової області надають основну інформацію про сигнал і тому вимагають лише недорогих та непрофільних приладів аналізу, тоді як аналіз в частотній області та подвійний аналіз дають дуже детальну інформацію про вібраційний сигнал і тому вимагають спеціального аналізу та обґрунтовано складного інструментарію для його проведення.

Основні методи аналізу сигналів, які зазвичай використовуються для кількісної оцінки експериментально вимірюваного вібраційного сигналу, наведені на рис.1.

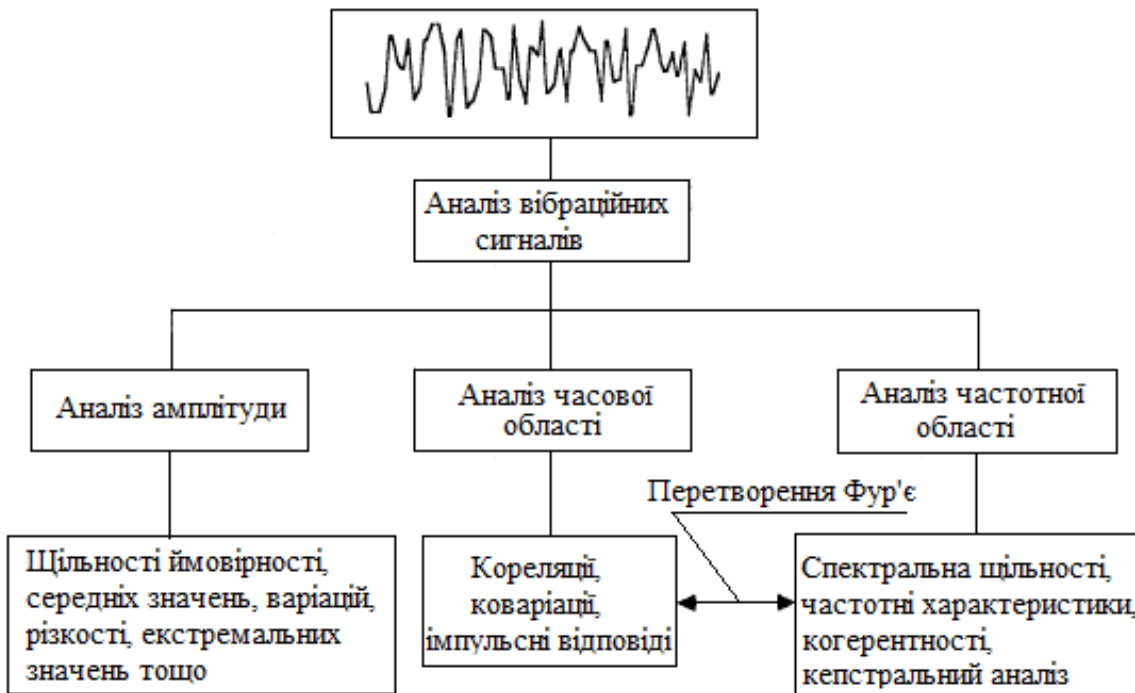


Рисунок 1- Основні методи аналізу вібраційних сигналів

Розглянуті апаратні засоби для проведення вимірювань при діагностиці. Для реєстрації сигналів при аналізі механічних коливань найбільш широко використовуються в якості чутливого елемента п'єзоакселерометри. Широкий частотний і динамічний діапазони, висока лінійність, а також багатий вибір серійно

виготовлених п'єзоелектричних акселерометрів дозволяють вирішувати практично будь-які завдання вібраційних вимірювань і вібродіагностики.

Процес вимірювання віброприскорення в виробничих умовах супроводжується шлейфом електромагнітних завад, наведень і паразитних вібрацій (сейсмічного фону), обумовлених наявністю можливих контурів заземлення та працюючого важкого обладнання, вузли якого виконують знакозмінні рухи. Тобто вихідний сигнал, який використовується для побудови спектрів це сума сигналу пропорційного віброприскоренню в точці контролю і шуму.

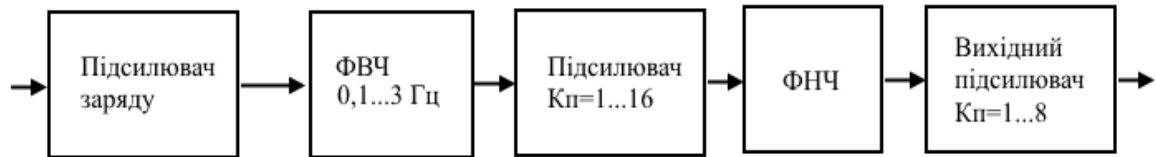


Рисунок 2- Структурна схема каналу підсилювача заряду

Тому подальше перетворення сигналу з акселерометра бажано здійснювати вимірювальними підсилювачами з перетворювачами "заряд-напруга" з активним придушенням синфазних перешкод на вході. Необхідність застосування таких кондиціонуючих зарядових підсилювачів є особливістю систем вимірювання вібрації при проведенні вібродіагностики і динамічних випробувань машин і обладнання. На рис.2 приведена структурна схема лабораторного одноканального підсилювача заряду, який використовується для лабораторних досліджень і проведення стендових вібровипробувань. Проведено аналіз характеристик вібростендів для динамічних випробувань по способу збудження вібрацій (таб.1).

Таблиця 1

Способи збудження вібрацій

Спосіб збудження вібрації	Можливість відтворення								Характеристика вібрації	
	Діапазону частот, Гц				Амплітуди гармонічної збуджуючої сили, кН					
	до 10	від10 до100	від 100 до1000	більше 1000	до 0,1	від0,1 до1,0	від1,0 до10	Більше 10	Гармонічна	Випадкова
Електродинамічний		++	++	++	+	++	++	+	++	++
Електромагнітний		++	*	*	++	++	+	*	+	*
Механічний	+	++	*	*	++	++	+	*	+	*
Гідроелектричний		++	*	*	++	++	++	+	+	*
Гідромеханічний	+	+	*	*	++	++	++	+	+	*
П'єзоелектричний		*	*	++	++	*	*	*	++	+

++ досягнуто для конструкцій вібростендів і систем керування;
 + досягнуто окремими конструкціями;
 * не досягнуто.

Розглянуті основні типи первинних перетворювачів (датчиків) для вимірювання параметрів вібрації які використовуються в засобах вимірювання вібрацій і побудовані за різними принципами дії.

Здійснено аналіз систем випробувань на вібрацію і ударне навантаження, які застосовуються при проведенні динамічних та вібраційних випробуваннях при дослідженні нових зразків техніки та науково дослідних і дослідно конструкторських робіт. Технічні можливості вібростендів в залежності від способу збудження вібрації наведені в таб.1.

Здійснено прогнозування перспектив та тенденцій розвитку датчиків вимірювання параметрів вібрації та систем забезпечення динамічних випробувань.

У **другому розділі** проведено математичне моделювання датчиків з п'єзоелектричними перетворювачами для вимірювання вібраційних параметрів в пакеті MathCad.

Розглянуто схему механічної моделі п'єзоелектричного вібродатчика (акселерометра), представлену на рис.3.

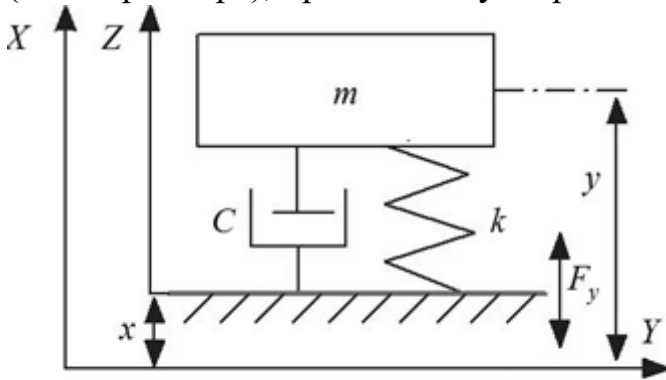


Рисунок 3- Модель п'єзоелектричного вібродатчика

Тоді:

$$F_y = -k(y - x),$$

$$F_\partial = -c[d(y - x) / dt],$$

$$F_{in} = m[d^2 y / dt^2],$$

де: F_y - сила пружності; F_∂ - демпфуюча сила; F_{in} - інерційна сила; c - коефіцієнт демпфірування.

Відповідно до принципу Даламбера:

$$F_{in} = F_y + F_\partial, \quad (1)$$

Перетворимо рівняння (4) до наступного вигляду:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{dz}{dt} + kz = -md^2 \frac{x}{dt^2},$$

$$z = y - x.$$

Величина z являє собою зсув сейсмічної маси m щодо основи датчика, а x - зміщення основи датчика щодо абсолютної системи відліку. Припускаємо, що віброзміщення x змінюється за гармонійним законом, тоді:

$$d^2 / dt^2 \Rightarrow -\omega^2,$$

$$d / dt \Rightarrow j\omega.$$

Звідки:

$$-\omega^2 z(t) + (c/m)j\omega z(t) = \omega^2 x(t),$$

де $z(t)$ і $x(t)$ - гармонійні функції.

Отримані амплітудно-частотні та фазо-частотні та перехідні характеристики. АЧХ і ФЧХ п'єзоелектричного акселерометра наведені на рис.4.

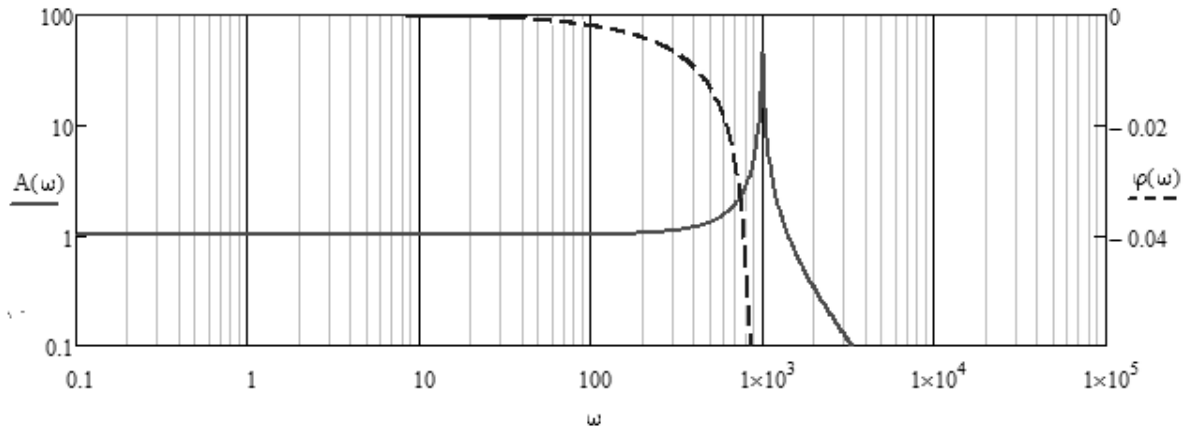


Рисунок 4- АЧХ $A(\omega)$ і ФЧХ $\varphi(\omega)$ п'єзоелектричного акселерометра

Важливою характеристикою чутливого п'єзоелектричного елемента є також його імпульсна перехідна характеристика, яка визначається як зворотне перетворення Лапласа від функції $W(p)$:

$$K(t) = (1/2\pi j) \int_{x'-j\omega}^{x'+j\omega} W(p) e^{pt} dp, \quad (2)$$

де $K(t)$ - імпульсна функція, x' - абсциса абсолютної збіжності.

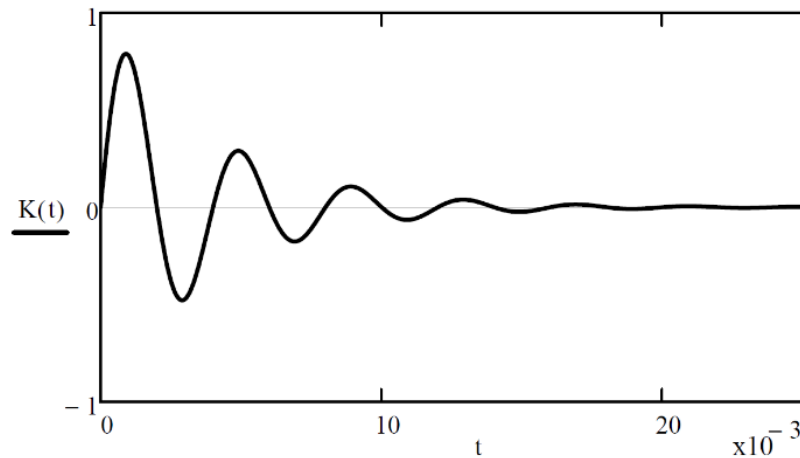


Рисунок 5- Імпульсна перехідна функція п'єзоелектричного акселерометра

У свою чергу $W(p)$ може бути виражена через імпульсну перехідну функцію $K(t)$ шляхом застосування до останньої прямого перетворення Лапласа:

$$W(p) = \int_0^{n=\infty} K(t) e^{-pt} dt. \quad (3)$$

Підставивши функцію $W(p)$, яка визначається за допомогою співвідношення (3), в формулу (2) отримуємо:

$$K(t) = - \left[T / \sqrt{(1-\xi^2)} \right] e^{-\xi t/T} \sin \left[\left[\sqrt{(1-\xi^2)} / T \right] \cdot t \right],$$

де: ξ - коефіцієнт демпфування.

Отримано графік імпульсної перехідної функції для п'єзоелектричного акселерометра наведено на рис.5.

Отримані математичні моделі фазових спотворень при вимірюванні вібраційного прискорення датчиками з п'єзоелектричними перетворювачами.

Всі відомі первинні перетворювачі вимірювання вібраційних параметрів демонструють відставання у фазі.

Встановлено, що викривлення у формі хвилі записаного сигналу є фазовим спотворенням або похибкою викликану фазовим зсувом. Щоб визначити характер похибки зсуву фази розглянемо сигнал вібрації:

$$y(t) = a_1 + \sin \omega t + a_3 \sin 3\omega t. \quad (4)$$

Позано, що вихідний сигнал сильно відрізняється від вхідного сигналу через фазове спотворення (рис.6). Як загальний випадок, представлена складна хвиля, яка задається сумою кількох гармонік:

$$y(t) = a_1 + \sin \omega t + a_2 \sin 2 \omega t + \dots$$

Оскільки ω/ω_n є великим, таким що $\phi_j \approx \pi, j=1,2,\dots$, тоді рівняння (4) має вид:

$$z(t) \approx -[a_1 \sin \omega t + a_2 \sin 2 \omega t + \dots] \approx -y(t).$$

Показано, що вихідний сигнал буде в протифазі вимірюваному руху.

Проведено моделювання гармонік похибки фазового зсуву результуючого вібраційного сигналу $z(t)$ згідно їх рівнянь в середовищі Mathcad (рис.6).

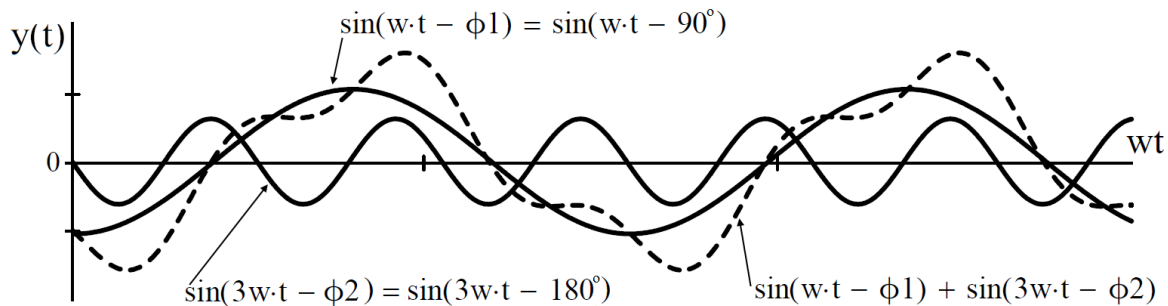


Рисунок 6- Похибка фазового зсуву

Використовуючи подібну викладку, показано, на прикладі велосиметра, що для вхідного сигналу, який складається з декількох гармонік:

$$\dot{z}(t) \approx -\dot{y}(t).$$

Розглянуто фазове спотворення для акселерометра. Крива вимірювання для прискорення буде мати вигляд:

$$\ddot{y}(t) = -a_1 \omega^2 \sin \omega t - a_2 (2\omega)^2 \sin 2 \omega t - \dots$$

Показано, що вихід акселерометра на кожен компонент визначений з рівняння (4) буде мати вигляд:

$$\ddot{z}(t) = -a_1 \omega^2 \sin(\omega t - \phi_1) - a_2 (2\omega)^2 \sin(2\omega t - \phi_2) - \dots, \quad (5)$$

де фазові відставання ϕ_j різні для різних компонентів ряду у рівнянні (5). Обґрунтовано, що відставання фази ϕ змінюється майже лінійно від 0° при $r=0$ до 90° . При $r=1$ для $\zeta=0.7$, можемо виразити ϕ як:

$$\phi = ar = a \frac{\omega}{\omega_n} = \beta\omega,$$

де: α і $\beta = \alpha/\omega_n$ - константи.

Час затримки задається рівнянням: $t' = \frac{\phi}{\omega} = \frac{\beta\omega}{\omega} = \beta$.

Розглянута модель похибок п'єзоелектричного акселерометра, проведено їх аналіз, визначені їх склад і структура. Розглянуті похибки викликані неортогональністю осей чутливості і температурним впливом на чутливий елемент.

Структурна схема таких датчиків (рис.7), як послідовність вимірювальних перетворювачів, включає перетворювач вимірюваного механічного параметра-прискорення a в зусилля F , далі п'єзоелемент, що перетворює зусилля в електричний заряд q і електричний ланцюг, що зв'язує п'єзоелемент з підсилювачем і перетворює заряд в напругу U на вході електронної апаратури.

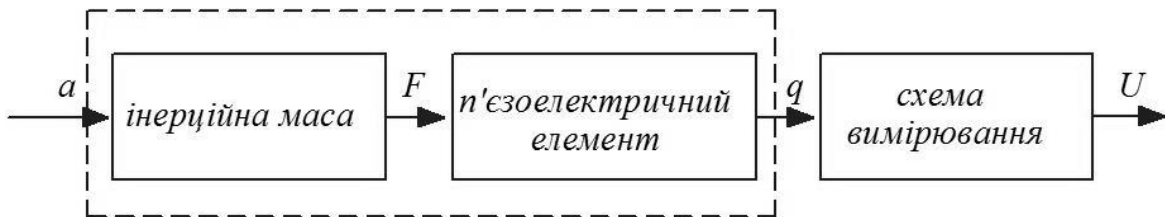


Рисунок 7- Структурна схема п'єзоелектричного акселерометра

Розроблено математичну модель похибки акселерометра, які описуються наступним співвідношенням:

$$\delta a_x = \delta \bar{a}_x + \mu_{xx} a_x + \mu_{xy} a_y + \mu_{xz} a_z + \delta \tilde{a}_x,$$

де: $\delta \bar{a}_x$ - похибка зміщення нуля; μ_{xx} - похибка масштабного коефіцієнта; μ_{xz}, μ_{xy} - похибка неортогональності осей чутливості; $\delta \tilde{a}_x$ - випадкова складова похибки.

Визначимо похибку зміщення нуля ($\delta \bar{a}_x$), як величину уявного прискорення, що діє на акселерометр, коли по осі чутливість удаване прискорення дорівнює нулю. Показано, що дана похибка виникає через процеси, які виникають безпосередньо в структурі чутливого елемента акселерометра. Один із основних чинників цієї похибки є динамічна зміна температури середовища.

П'єзомодуль d_{33} по осі Z (рис.8) дорівнює:

$$d_{33} = D_z / \sigma_{zz},$$

де: $D_z = q/S_e$, $\sigma_{zz} = F/S_0$; q - заряд на електродах п'єзоелемента; S_e - площа поверхні електрода п'єзоелемента; S_0 - площа поверхні п'єзоелемент на яку діє

зовнішня сила F ; D_z - компонента вектора електричної індукції в напрямку осі залишкової поляризації.

У розглянутому нами випадку $S_e \approx S_0$.

З графіка на рис.8 видно, що поздовжній щодо осі залишкової поляризації п'єзомодуль d_{33} залежить від температури і ця залежність має нелінійний характер.

Встановлено, що при зміні температури п'єзоелектричний модуль змінюється за законом:

$$\Delta d_{33} = d_{33} \alpha_t \cdot \Delta t,$$

де: α_t - температурний коефіцієнт лінійного розширення п'єзокераміки, Δt - значення зміни температури в $^{\circ}\text{C}$.

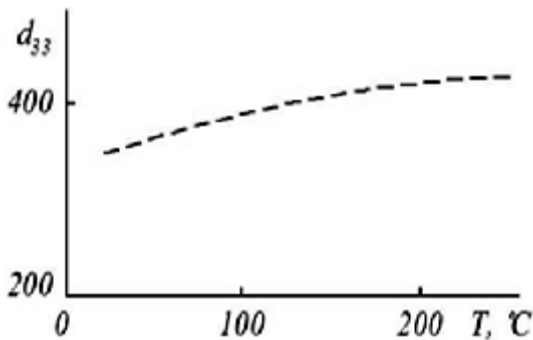


Рисунок 8- температурна залежність п'єзомодуля п'єзокераміки ЦТС-196

Обгрунтовано, що похибка п'єзоелектричного модуля d_{33} (одновісний акселерометр, прискорення діє по осі Z), яка викликана зміною температури середовища буде:

$$\delta d_{33} = \left(\frac{\Delta d_{33}}{d_{33}} \right) = \alpha_t \Delta t. \quad (6)$$

Тобто, як видно з виразу (6) похибка вимірювання викликана залежністю п'єзоелектричного модуля чутливого елемента акселерометра від зовнішнього температурного впливу, повністю залежить від фізичних властивостей матеріалу, з якого він виготовлений.

Показано, що зміна температури середовища діє ще на один важливий параметр п'єзоелектричного елемента (ПЕ) перетворювача – його ємність.

Як видно відносна похибка зміни площі ПЕ

$$\frac{\Delta S}{S} = \frac{\Delta d}{d} \cdot \pi, \quad \text{де: } S - \text{площа ПЕ; } h - \text{висота ПЕ.}$$

Проведені розрахунки для похибки зміни електричної ємності по формулі:

$$\delta C_n = \frac{\Delta C_n}{C_n} = \frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} + \frac{\Delta S}{S} - \frac{\Delta h}{h}$$

Показано, що похибки викликані зміною температури середовища, можуть бути усунені особливими конструктивними рішеннями при проектуванні і виготовленні ПЕ акселерометрів.

Обґрунтовано, що похибка п'єзоелектричного акселерометра викликана неортогональністю осей чутливості, обумовлена впливом поперечних компонентів руху. Вектор чутливості s датчика, як правило, не збігається з напрямком його паспортної вимірювальної осі. Крім того, при установці датчика на об'єкт можливе відхилення вимірювальної осі Oz датчика від заданого вимірювального напрямку $O'z$, (рис. 9).

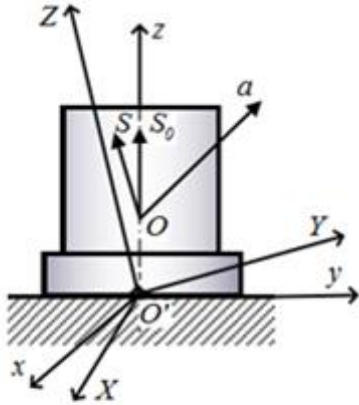


Рисунок 9 - Схема відхилення вимірювальної осі Oz датчика від заданого напрямку $O'z$

На рис. 9 введено позначення: a - віброприскорення; s_0 - вектор основної чутливості датчика; O - точка вимірювання датчика, поєднана з точкою вимірювання; $O' XYZ$ -система координат, яка визначається заданими вимірювальними напрямками.

Отримано значення для поступального віброприскорення a в точці O , то:

$$a = a_x X^o + a_y Y^o + a_z Z^o,$$

а результат вимірювання буде:

$$a'_z = \frac{1}{s_0} (a_x s_x + a_y s_y + a_z s_z),$$

де: s_0 - чутливість датчика уздовж вимірювальної осі Oz . Отримано значення

$$a'_z \approx a_z + \frac{s_x}{s_0} a_x + \frac{s_y}{s_0} a_y = a_z + k_x a_x + k_y a_y.$$

Практично завжди можна записати $s_z \approx s_0$, так що:

$$a'_z \approx a_z + \frac{s_x}{s_0} a_x + \frac{s_y}{s_0} a_y = a_z + k_x a_x + k_y a_y,$$

де k_x, k_y - результуючі коефіцієнти відносної поперечної чутливості до прискорення вздовж осей Ox і Oy (результуючі коефіцієнти впливу). Останні два члена визначають абсолютну похибку вимірювання Δa_z яка обумовлена впливом компонентів віброприскорення, перпендикулярних заданому вимірювальному напрямку:

$$\Delta a_z = a'_z - a_z = k_x a_x + k_y a_y.$$

Отримана математична модель для відносної похибки вимірювання віброприскорення:

$$a_z = \max\left(k_x \frac{a_x^*}{a_z^*}, k_y \frac{a_y^*}{a_z^*}\right), \text{ або: } a_z = \left[(k_x \frac{a_x^*}{a_z^*})^2 + (k_y \frac{a_y^*}{a_z^*})^2 \right]^{1/2},$$

де a_x^*, a_y^*, a_z^* - середньоквадратичні, середні по модулю або пікові значення вимірюваних величин.

Обґрунтовано, що похибка вимірювання прискорення, обумовлена впливом поперечних компонентів руху складається з інструментальної (датчика) і похибки установки. Якщо k_x і k_y - коефіцієнти відносної поперечної чутливості датчика вздовж власних осей Ox і Oy і відомий нахил вимірювальної осі Oz датчика щодо заданого вимірювального напрямку (φ_x, φ_y) , то результуючі коефіцієнти впливу k_x і k_y визначають за формулами:

$$k_x \approx k_x + \varphi_y; \quad k_y \approx k_y - \varphi_x,$$

де φ_x, φ_y - кути повороту вимірювальної осі Oz датчика щодо осей $O'X$ н $O'Y$ (в радіанах), і мають позитивний знак при повороті проти годинникової стрілки. Обґрунтовано, що нахил вимірювальної осі на 1° еквівалентний коефіцієнту відносної поперечної чутливості величиною в 2% . Отримана математична модель відносно похибку вимірювання прискорення:

$$a_z = 0,7k_{xy} \max\left(\frac{a_x^*}{a_z^*}, \frac{a_y^*}{a_z^*}\right); \quad a_z = 0,7k_{xy} \left(\frac{a_x^{*2} + a_y^{*2}}{a_z^*}\right)^{1/2}; \quad k_{xy} = (k_\delta + k_{ycm})^{1/2}.$$

Обґрунтовано, що для визначення похибки за результатами вимірювань прискорення точки O (рис.9) необхідно їх проводити трикомпонентним датчиком. У цьому випадку результати вимірювання можна представити в наступному вигляді:

$$\begin{cases} a'_x \approx a_x + k_{1y}a_y + k_{1z}a_z; \\ a'_y \approx k_{2x}a_x + a_y + k_{2z}a_z; \\ a'_z \approx k_{3x}a_x + k_{3y}a_y + a_z, \end{cases} \quad (7)$$

де $k_{1...}, k_{2...}, k_{3...}$ - компоненти коефіцієнтів відносної поперечної чутливості по осях.

Індекси 1,2,3 при коефіцієнтах впливу (7) які відносяться відповідно до датчиків, що вимірюють прискорення вздовж осей Ox, Oy і Oz . Знайдені відносні похибки вимірювання можна оцінити виразами:

Показано, що для датчиків віброшвидкості і вібраційного переміщення похибка вимірювання визначається аналогічно.

У **третьому розділі** розглянуто вплив ударних імпульсів на п'єзоелектричні акселерометри та необхідність застосування механічних фільтрів. Запропоновано, п'єзоелектричний акселерометр встановлювати через в'язкопружну прокладку (механічний фільтр) на об'єкт вимірювання, для створення системи з демпфуванням. Якщо збудження системи здійснюється одиничним імпульсом (ударом), то вплив демпфування на максимальний відгук зазвичай не має значення, якщо тільки система не сильно демпфована. Визначено, що при частоті гармонійного збудження, яка дорівнює власній частоті системи, десятиразове

збільшення коефіцієнта демпфування ζ , з 1% до 10% приводить до зменшення коефіцієнта деформаційного відгуку R_d в десять разів.

Обґрунтовано, що демпфування чинить такий вплив за допомогою накопиченої енергії (кількість її залежить від коефіцієнта демпфування ζ), що розсіюється у багатьох циклах коливань до досягнення системою сталого стану. І, навпаки, енергія, що розсіюється за рахунок демпфування, мала в системах які збуджуються силами, що мають імпульсний характер. Проведені експериментальні дослідження системи з в'язким демпфуванням, на яку діє збуджуюча сила імпульсом напів синусоїдального виду з $t_d / T_n = 1/2$ і $\zeta = 0,1$, та побудовані графіки.

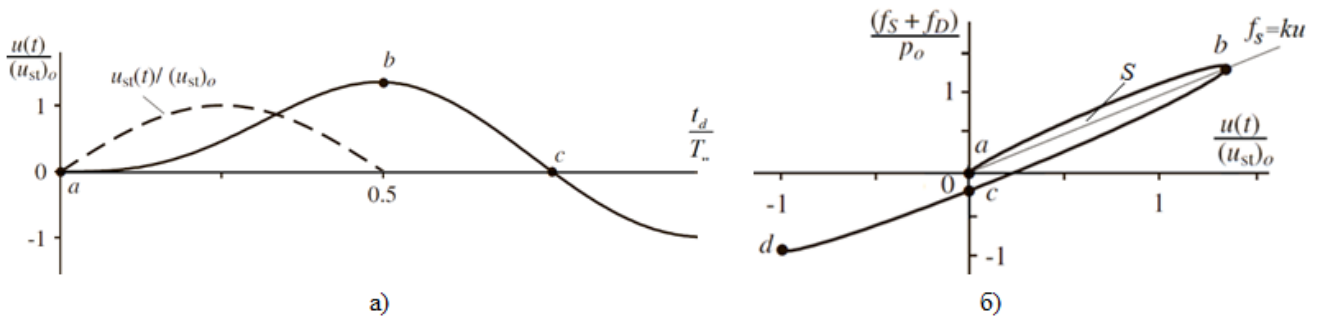


Рисунок 10- Відгук демпфованої системи (при $\zeta = 0,1$) на силу в виді напів синусоїдального імпульсу - а); Діаграма сила-деформація, що показує енергію, що розсіюється при в'язкому демпфуванні –б)

Зміна деформації в часі (рис.10а) вказує на те, що максимальна деформація (точка b) досягається в кінці діючого імпульсу до завершення одного вібраційного циклу. Діаграма загальної сили (пружна плюс демпуюча складова) – деформації на рис.10б вказує, що до досягнення максимальної реакції енергія, що розсіюється у в'язкому демпфуванні, є лише невеликою площею S помноженою на p_0^2 / k .

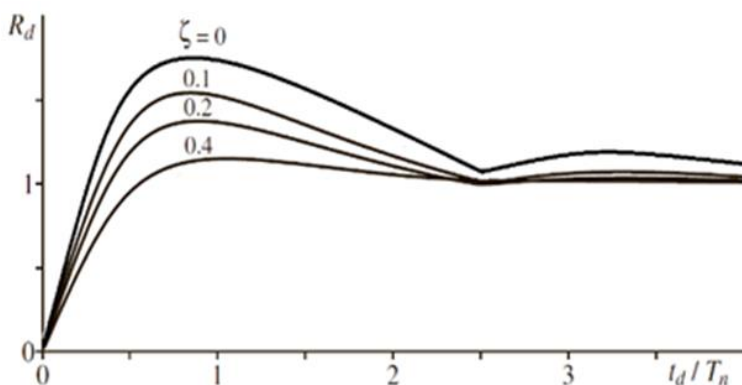


Рисунок 11- Ударні спектри для напів синусоїдального імпульсу для різних значень коефіцієнта демпфування

систем.

Показано, що в разі дії на систему напівперіодного синусоїдального імпульсу тривалістю $t_d = \frac{T_n}{2}$, збільшення коефіцієнта демпфування з 1% до 10% знижує максимальну деформацію всього на 12%. Обґрунтовано, що спрощена оцінка

Показано, що вплив демпфування на максимальну реакцію є невеликим.

Обґрунтовано, що вплив демпфування на максимальний відгук системи буде невеликим. Отримано ударний спектр для напів синусоїдального імпульсу, представленим на рис.11.

При $\zeta = 0$, цей спектр такий же, як спектр для незгасаючих систем.

відгуку багатьох практичних конструкцій з демпфуванням при збудженнях імпульсного типу може бути отримана шляхом зневаження згасання і використання розрахункових результатів як для незагасаючих систем.

Побудовано математичну модель датчика прискорення на в'язко-пружній прокладці, як системи з розподіленими параметрами, що враховує поздовжні і поперечні резонанси. Визначає передатна функція датчика на в'язко-пружній прокладці по прискоренню в області звукових і нижнього діапазону ультразвукових частот.

Встановлена мінімальна частота вібрації, яку можна погасити за допомогою пружного елемента $f \geq c/4L$, де c - швидкість звуку в матеріалі прокладки, L - товщина прокладки. Проведений розрахунок низькочастотних поперечних резонансів в прокладці дозволяє більш точно оцінити частоту першого механічного

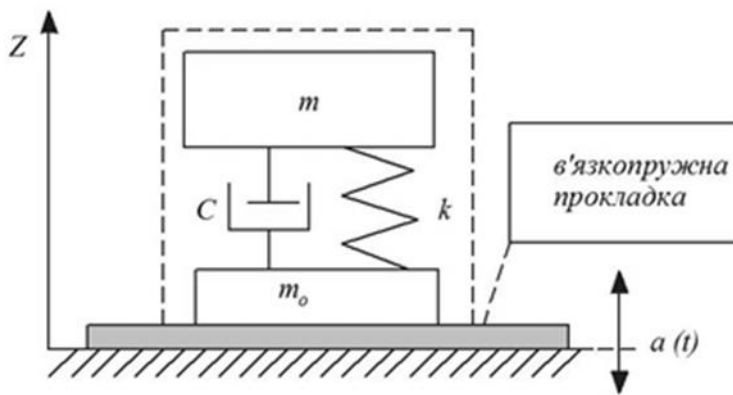


Рисунок 12-Кінематична схема моделі п'єзоакселерометрів на в'язко-пружній прокладці

резонансу. Кінематична схема датчика прискорення, встановленого через в'язко-пружну прокладку, на виробі приведена на рис.12.

Розроблена нова кінематична модель та рівняння руху чутливого елемента п'єзоакселерометра з адаптивним в'язкопружним елементом під дією ударного прискорення.

Отримано рівняння руху чутливого елемента датчика прискорення (сейсмомаси) в неінерціальній системі координат, що має вид:

$$m \left(\frac{d^2 Z(t)}{dt^2} + a(t) \right) + c \left(\frac{dZ(t)}{dt} - V_z(r, L, t) \right) + k \left(Z(t) - \int V_z(r, L, t) dt \right) = 0,$$

де: $Z(t)$ - переміщення чутливого елемента датчика (сейсмічної маси m) щодо виробу; $V_z(r, L, t)$ - швидкість переміщення прокладки в місці контакту з корпусом датчика; $a(t)$ - переносне прискорення виробу в місці кріплення датчика; m - сейсмічна маса чутливого елемента датчика прискорення; c - коефіцієнт впливу в'язкого демпфування сейсмомаси датчика; k - еквівалентна жорсткість п'єзоелемента.

Запропонована математична модель коливання основи і корпусу датчика на прокладці, що описується рівнянням:

$$\int_s \tilde{p}(r, L, t) ds = -m_0 \left(\frac{\partial V_z(r, L, t)}{\partial t} + a(t) \right) + \\ + k \left(Z(t) - \int V_z(r, L, t) dt \right) + c \left(\frac{dZ}{dt} - V_z(r, L, t) \right).$$

Показано, що коливання прокладки в разі малих амплітуд описуються лінеаризованим рівнянням Нав'є-Стокса і рівнянням нерозривності, записаним в циліндричній системі координат для випадку осьової симетрії:

$$\frac{\partial^2 \vec{V}}{\partial t^2} = c_m^2 \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \vec{V}) + \frac{\eta}{\rho_0} \Delta \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\eta}{3} + \eta' \right) \vec{\nabla} \left(\vec{\nabla} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right); \quad (8) \\ \frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} = c_m^2 \rho_0 \vec{\nabla} \vec{V}; \quad \vec{\nabla} = \vec{e}_r \frac{\partial}{\partial r} + \vec{e}_z \frac{\partial}{\partial z},$$

де $\vec{V}(r, z, t) = (V_r, 0, V_z)$ - вектор швидкості переміщення елементарного об'єму прокладки з координатами r і z , $\tilde{p}(r, z, t)$ - змінний тиск в прокладці, S - площа поперечного перерізу матеріалу прокладки, c_m - швидкість звуку в матеріалі прокладки, ρ_0 - щільність матеріалу прокладки, $2R$ - діаметр поперечного перерізу прокладки (діаметр основи датчика), η і η' - коефіцієнти, що характеризують внутрішнє затухання в матеріалі прокладки (η' - об'ємна в'язкість), M - сумарна маса основи і корпусу датчика прискорення.

Встановлені крайові умови для компонент швидкості на нижньому при $z = 0$ і верхньому при $z = L$ торцях прокладки і для тиску на бічній поверхні прокладки при $r = R$, які мають вигляд:

$$V_r(r, 0, t) = 0; V_z(r, 0, t) = 0; \\ V_r(r, L, t) = 0; V_z(r, L, t) = V_k(t); \\ \tilde{p}(R, z, t) = 0,$$

де $V_k(t)$ - швидкість руху корпусу датчика.

В циліндричній системі координат для осесиметричної задачі система рівнянь (8) представлена системою рівнянь для компонент V_r і V_z вектора швидкості \vec{V} і тиску \tilde{p} , яка має вигляд:

$$\frac{\partial^2 V_r}{\partial t^2} = c_m^2 \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + \frac{\eta}{\rho_0} \Delta \frac{\partial V_r}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\eta}{3} + \eta' \right) \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right); \\ \frac{\partial^2 V_z}{\partial t^2} = c_m^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + \frac{\eta}{\rho_0} \Delta \frac{\partial V_z}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\eta}{3} + \eta' \right) \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right); \\ \frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} = c_m^2 \rho_0 \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right).$$

При аналізі роботи датчика обґрунтовано, що в діапазоні частот значно більших його резонансної частоти, необхідно враховувати резонанси елементів корпусу датчика. При врахуванні резонансу верхньої частини корпусу датчика отримано значення передавальної функції:

$$H_{II}(\omega) = \frac{\Omega_A^2}{-\omega^2 + j\omega\delta_K + \Omega_K^2} \cdot \frac{H(\omega)}{H(\omega) + (M_{II} + M_A P(\omega) + M_K P_1(\omega))\omega^2}, \quad (9)$$

В рівнянні (9) введені позначення:

$$P_1(\omega) = \frac{j\omega\delta_K + \Omega_K^2}{-\omega^2 + j\omega\delta + \Omega_K^2};$$

$$\delta_K = \frac{\beta_K}{M_K}; \quad \Omega_K^2 = \frac{K_K}{M_K},$$

де M_K - маса верхньої частини корпусу; K_K - жорсткість корпусу датчика; Ω_K - резонансна частота корпусу датчика ($\Omega_A < \Omega_K$); M_{II} - маса підкладки корпусу датчика; $P_1(\omega)$ - передавальна функція корпусу датчика щодо прискорення.

Для запобігання впливу на акселерометр високочастотних вібрацій між акселерометром і точкою кріплення на досліджуваному об'єкті запропоновано розмістити механічний фільтр (рис.13).

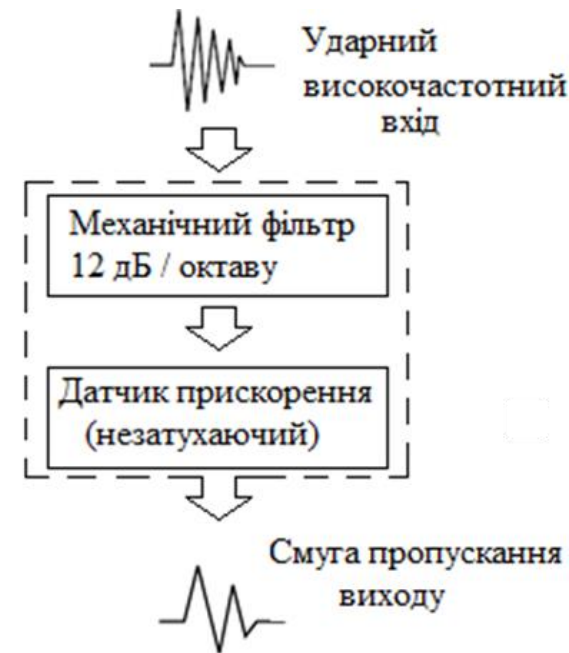


Рисунок 13 - Модель акселерометра з вбудованим механічним фільтром

Обґрунтовано, що це необхідно коли: резонансна частота акселерометра збуджується високочастотною вібрацією, що спричиняє помилки

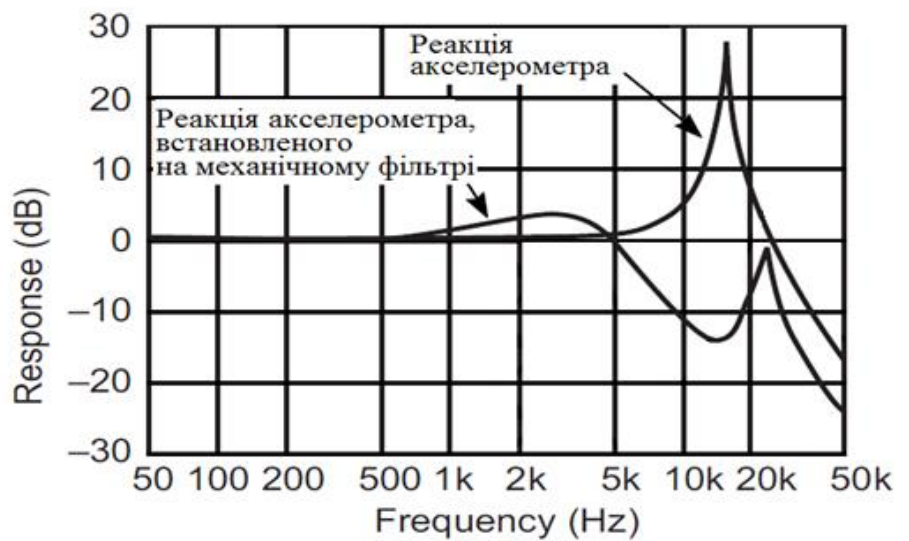
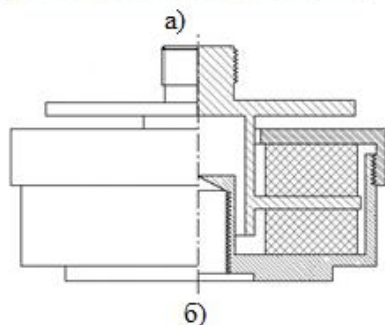


Рисунок 14- Модель акселерометра з вбудованим механічним фільтром

широкосмугового вимірювання та перевантаження (таким чином, за допомогою механічного фільтра корисний динамічний діапазон вимірювальних приладів більш ніж на 12 дБ); якщо акселерометр може зазнати перехідних рівнів удару, що перевищують його максимальну здатність, таким чином запобігаючи пошкодженню. На рис.14 наведено запропонований адаптивний механічний фільтр, його конструкція та АЧХ. збільшується

Запропоновано, для збільшення динамічного діапазону вимірювального каналу реєстратора, використовувати наступні апаратні та алгоритмічні засоби:

- високорозрядний АЦП з великою роздільною здатністю;

- високочастотну фільтрацію вхідного сигналу в підсилювачі реєстратора (частотне спотворення сигналу), а потім відновлення сигналу в ПК за відомою передавальною функцією фільтра в підсилювачі реєстратора. Динамічний діапазон АЦП (D_{AD}) визначається залежністю між величиною перетворюваної напруги (розмах вимірювального сигналу) та СКЗ сумарної шумової компоненти в системі перетворення аналог-цифра.

$$D_{AD} = 20 \log \left[(2^N - 1) \sqrt{\frac{12}{1 + b^2}} \right]; \quad b = \frac{\sqrt{12} \sigma_{\Sigma}}{\Delta},$$

де σ_{Σ} - СКЗ суми внутрішніх і зовнішніх шумів в системі оцифровки, N - розрядність (число рівнів квантування) АЦП.

Отримано значення для максимальної відносної похибки оцифровки амплітуди ударного імпульсу визначається відношенням величини рівня шуму АЦП до амплітуди імпульсу (для ідеального АЦП величина шуму дорівнює кроку квантування):

$$\delta = \gamma \Delta / A = \gamma u_m 2^{-N+1} / A,$$

де Δ - крок квантування вхідного сигналу по напрузі, u_m - максимальна вхідна напруга АЦП, A -амплітуда ударного імпульсу (вхідного сигналу на АЦП), γ - число позитивних (негативних) шумлячих молодших розрядів (рівнів квантування) АЦП реєстратора.

Отримано значення для динамічного діапазону автономного реєстратора (D_R), який визначиться відношенням максимальної вхідної напруги АЦП до амплітуди вхідного сигналу, що визначається з виразу, при заданій точності оцифровки.

$$D_R = 20 \log(u_m / A) = 20 \log(u_m \delta / \gamma \Delta) = 20 \log(\delta 2^{N-1} / \gamma), \quad \text{дБ.}$$

Показано, що для збільшення динамічного діапазону АЦП при посиленні сигналу здійснюється попередня фільтрація високочастотної складової сигналу прискорення. Сигнал на виході підсилювача реєстратора при цьому має вигляд:

$$A_F(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\omega_m}^{\omega_m} S(\omega) F_H(\omega) \exp(j\omega t) d\omega,$$

де $F_H(\omega)$ - передавальна функція високочастотного фільтра.

Отримано значення для передавальної функції фільтра, яка має вигляд:

$$F_H(\omega) = (1 + j\omega\tau_2) / (1 + j\omega\tau_1); \quad \chi = \tau_2 / \tau_1 = \omega_1 / \omega_2 < 1,$$

де $0 < \chi < 1$ рівень придушення сигналу в високочастотній області спектру, τ_1, τ_2 - постійні фільтра, що визначають характерні частоти $\omega_2 = 1/\tau_2$ і $\omega_1 = 1/\tau_1$ на амплітудно-частотній характеристиці фільтра.

Показано, що процедура відновлення сигналу по спектру $S_F(\omega)$, отримується зворотним перетворенням Фур'є від виміряного сигналу прискорення

$$A(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\omega_m}^{\omega_m} \frac{S_F(\omega)}{F_H(\omega)} \exp(j\omega t) d\omega; \quad S_F(\omega) = \int_0^T A_F(t) \exp(-j\omega t) dt.$$

Обгрунтовано наскільки можливо збільшити динамічний діапазон АЦП при проведенні процедури ВЧ фільтрації.

При вхідному сигналі прискорення, $A(t)$ який являє собою нормальний, випадковий стаціонарний процес з нульовим середнім значенням M і дисперсією сигналу σ_0^2 та дисперсією похідною від сигналу σ_1^2 отримано значення :

$$M = 0, \sigma_0^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} G(\omega) d\omega; \quad \sigma_1^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \omega^2 G(\omega) d\omega,$$

де $G(\omega)$ - енергетичний спектр процесу.

Показано, що середнє число позитивних (від низу до верху) викидів сигналу $A(t)$ на часовій реалізації тривалістю T за рівень рівний максимальному вхідному сигналу АЦП u_m рівняється:

$$N^+(u_m, T) = \frac{T\sigma_1}{2\pi\sigma_0} \exp\left[-\frac{(u_m)^2}{2\sigma_0^2}\right] = N^+(0, T) \exp\left[-\frac{(u_m)^2}{2\sigma_0^2}\right],$$

де $N^+(0, T)$ - середнє число перетинів випадковим процесом нульового рівня від низу до верху.

Імовірність розподілу числа перетинів рівня u_m на інтервалі T визначається законом Пуассона. Тоді ймовірність того, що не буде жодного перетину сигналом рівня u_m (відсутність перевантаження каналу) на інтервалі T дорівнює

$$P(k=0) = \exp(-N^+(u_m, T)).$$

Показано, що для сигналу при постійній спектральній щільності $G(\omega) = G_0^2$ в смузі частот від 0 до ω_m вираз для дисперсії сигналу, похідною від сигналу і числа перетинів сигналом нульового рівня відповідно мають вид:

$$\sigma_0^2 = G_0^2 \frac{\omega_m}{2\pi}; \quad \sigma_1^2 = G_0^2 \frac{\omega_m^3}{6\pi}; \quad N^+(0, T) = \frac{T \omega_m}{2\pi\sqrt{3}}.$$

Фільтрація сигналу ідеальним ФНЧ, що апроксимує частотну характеристику (43) спотворюючого фільтра в смузі частот від 0 до ω_m , з придушенням сигналу в приблизно в 2,5 рази. Це призводить до значного зниження середнього числа позитивних перетинів рівня і до значного зниження ймовірності перевантаження каналу, величина якого визначається відношенням рівня u_m до середньоквадратичного відхилення σ_0 початкового сигналу. Фільтрацію сигналу і перетворення можливо реалізувати застосувавши $\Sigma\delta$ АЦП (рис.15).

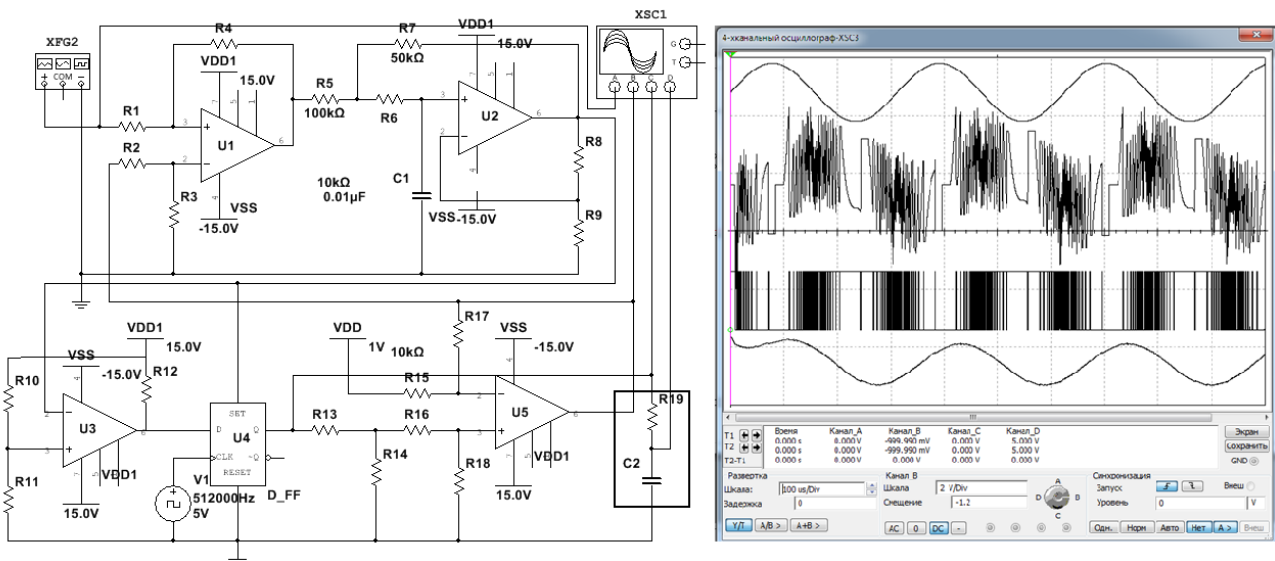


Рисунок 15- Моделювання $\Sigma\delta$ АЦП в Multisim

Розроблена структурна схема автономного реєстратора для вимірювання вібраційних (ударних) сигналів наведена на рис.16.

Для забезпечення універсальності при застосуванні автономного реєстратора для вимірювання вібраційних сигналів, він додатково обладнаний токовим входом (0-20мА), що дає можливість підключити електромагнітний датчик лінійних переміщень та використовувати його для вимірювання на інфранизких частотах.

Проведені дослідження роздільної здатності контактного індукційного датчика лінійних переміщень, що забезпечує діапазон вимірювання $0 \pm 0,5$ мм і розроблений для систем вимірювання механічних коливань та переміщень в складі автономного реєстратора вібраційних сигналів.

Показано, що чутливість даного датчика істотно залежить від частоти опорного сигналу генератора. Максимальна чутливість одержана при частоті генератора 6,5 кГц і становить 1,87 мкА/мкм. Дослідження вимірювача на температурну стабільність показали, що температурна похибка складає не більше $3E10-3$ мм/°С в діапазоні температур (5-40)°С.

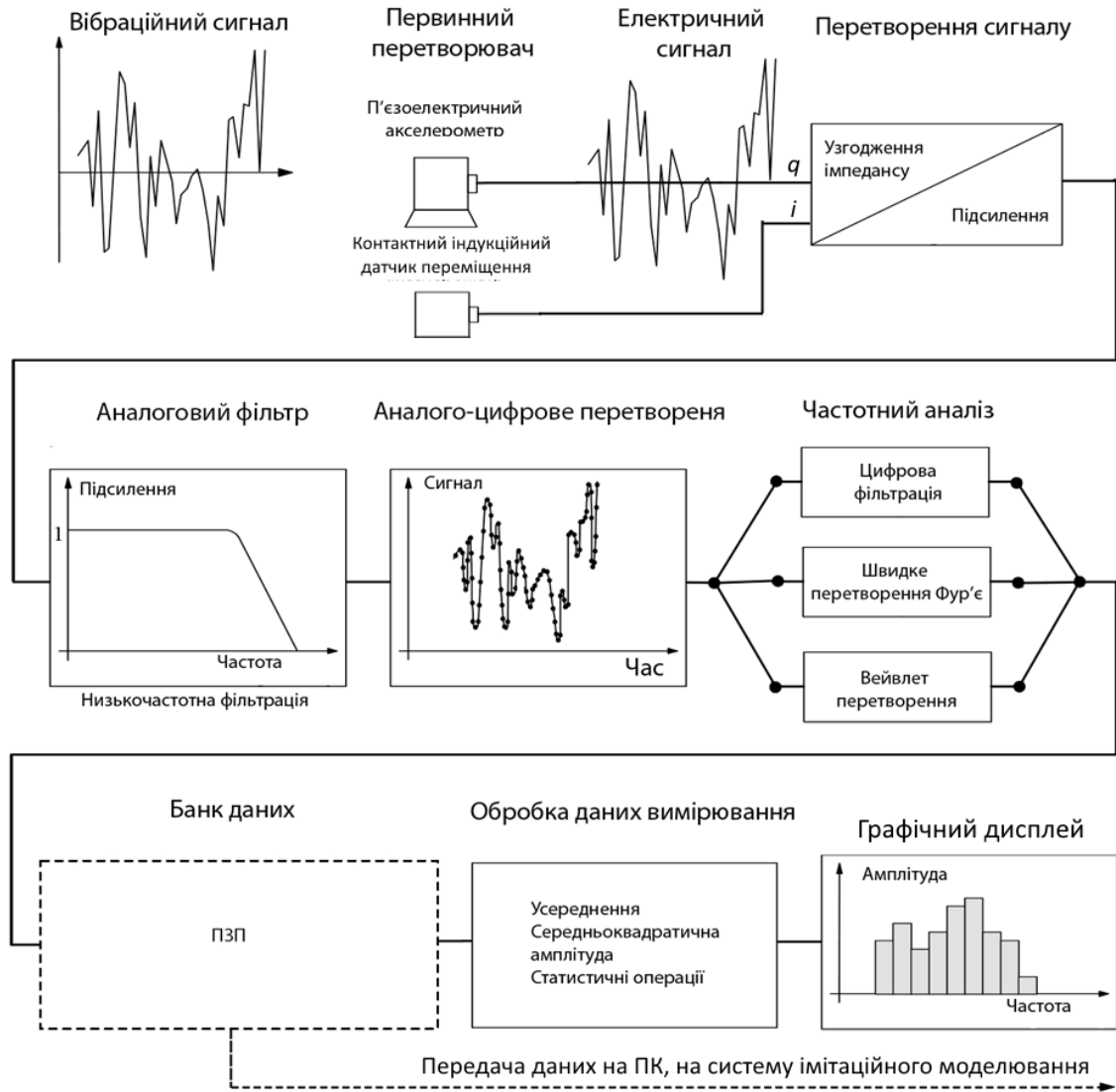


Рисунок 16- Структурна схема автономного реєстратора вібраційних сигналів

Розроблено систему компенсації впливу температури на п'єзоелемент шляхом застосування в конструкції акселерометра елемента компенсації.

На рис.17 позначено: 1-підкладка, 2- п'єзоелемент, 3-елемент компенсації, 4- інерційна маса m , 5-болт, h_0 - висота п'єзоелемента, h_1 - висота елемента компенсації.

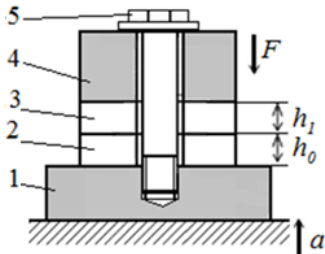


Рисунок 17- Конструкція п'єзоелектричного акселерометра

Компенсації впливу температури на п'єзоелемент шляхом застосування в конструкції акселерометра елемента компенсації 3 (рис.17). Елемент компенсації це п'єзоелемент працюючий на принципі зворотного п'єзоефекту уздовж осі поляризації (мода d_{33}). П'єзоелемент в конструкції п'єзоелектричного акселерометра (рис.17) встановлений з попереднім напруженням (натягом) F_n , що забезпечується затягуванням болта 5 визначеним моментом. Тоді при дії на акселерометр прискорення a зі змінним напрямом на п'єзоелемент буде діяти сила:

$$F = F_{\Pi} \pm F_m \cdot , \quad (10)$$

де: $F_m = ma$ - сила, з якою діє на п'єзоелемент інерційна маса m під впливом прискорення a ; m - інерційна маса; a – прискорення.

Отримано співвідношення для знакозмінного прискорення (вібраційне прискорення і т. п.), вираз (10):

$$F = F_{\Pi} + F_m \sin(\omega t + \varphi), \quad (11)$$

де ω - кутова швидкість; t - час; φ – початкова фаза вимірювання.

Сила F яка змінюється по описаному закону (11) викликає генерацію п'єзоелемент заряду Q , величина якого може бути визначена з рівняння для прямого п'єзоефекта:

$$Q = d_{ij} F , \quad (12)$$

де d_{ij} -п'єзомодуль п'єзоелемента.

Розглянуто акселерометр, який діє по одній осі - Z , а п'єзоелемент поляризований в напрямку дії сили F , тому робочим є п'єзомодуль d_{33} .

Тоді, підставивши (11) в (12), отримаємо:

$$Q = d_{33} (F_{\Pi} + F_m \sin(\omega t + \varphi))$$

При цьому в електричному ланцюгу п'єзоелемента – вхідний каскад підсилювача є струм I , величина якого буде визначатися виразом:

$$I = \frac{dQ}{dt} = \frac{d(d_{33} F_m \sin(\omega t + \varphi))}{dt}.$$

Приведемо рівняння заряду Q до вигляду:

$$Q = d_{33} F_{\Pi} + d_{33} F_m \sin(\omega t + \varphi)$$

При збільшенні температури, показано, що сила попереднього напруження збільшиться пропорційно збільшенню лінійних розмірів, а саме висоти п'єзоелемента h_0 , на величину $\Delta F_{\Pi}(h_0)$:

$$F_{\Pi} = (F_{\Pi} + \Delta F_{\Pi}(h_0))$$

Враховуючи F_{Π} запишемо рівняння заряду Q в слідуючому виді:

$$Q = d_{33} F_{\Pi} + d_{33} \Delta F_{\Pi}(h_0) + d_{33} F_m \sin(\omega t + \varphi). \quad (13)$$

Введемо слідуючі позначення:

$$Q_0 = d_{33} F_{\Pi}; \quad Q_t = d_{33} \Delta F_{\Pi}(h_0); \quad Q_a = d_{33} \Delta F_m \sin(\omega t + \varphi).$$

Тоді (13) буде мати вид:

$$Q = Q_0 + Q_t + Q_a,$$

де: Q_0 - заряд від попереднього напруження пакету; Q_t -заряд, який залежить від температурного впливу; Q_a -заряд від дій сил викликаних дією прискорення.

Елементом компенсації керує система автоматичного регулювання зображена на рис.18 яка працює за принципом управління за відхиленням.

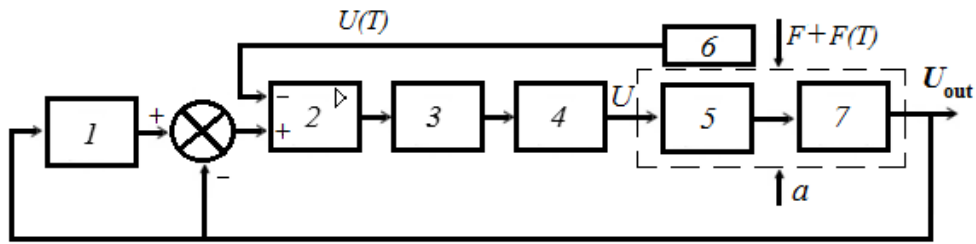


Рисунок 18- Структурна схема системи автоматичного регулювання

Схема системи автоматичного регулювання зображена на рис.18 включає в себе наступні елементи: 1-Фазовий фільтр, 2-Диференціальний підсилювач, 3-Інтегратор, 4-Підсилювач потужності з схемою компенсації гістерезису п'єзопривода, 5- П'єзоелемент-привід, 6-Датчик температури, 7- П'єзоелемент-датчик

В початковому стані, при нормальних значеннях температури ($T=18-22\text{ }^{\circ}\text{C}$) геометричні розміри, а саме висота п'єзоелемента і висота елемента компенсації сумарно дорівнюють h : $h = h_0 + h_1$. Зміна температури середовища, яка діє на п'єзоелемент акселерометра, викликає зміну його геометричних розмірів на величину $\Delta h_0(T)$ за рахунок виникнення сили $F(T)$.

Для усунення цього ефекту система автоматичного регулювання, аналізуючи величину температури, віднімає її від постійної складової в комплексному сигналі, який надходить з п'єзоелемента і діє на елемент компенсації управляючою напругою U , що призводить до зміни геометричного розміру елемента компенсації на величину $\Delta h_1(U)$. Таким чином система управління виконує спостереження за

виконанням умови $\Delta h_0(T) - \Delta h_1(U) = 0$,

тоді: $h = (h_0 + \Delta h_0(T)) + (h_1 - \Delta h_1(U))$ і виконується умова: $h = const$.

У **четвертому розділі** розроблено методику розрахунку та відтворення ударного спектру при впливі на обладнання імпульсним віброприскоренням.

На рис.19 зображена узагальнена схема, яка використовується для моделювання обчислення ударного спектру. Отримано значення спектру відгуку на удар (shock response spectrum - SRS) - це частотна функція, яка використовується для індикації величини вібрації в результаті удару або перехідного процесу. Запропонована методика в основі

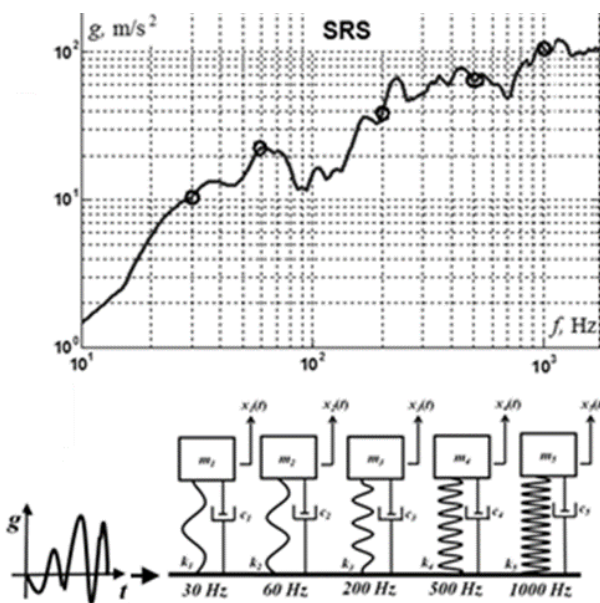


Рисунок 19-. Графічне зображення спектру реагування системи на ударний вплив

якої лежить співвідношення для обчислення ударного спектру осцилятора, що характеризується добротністю Q , при заданій безперервній залежності

віброприскорення $a(t)$ - на часовому проміжку $t \in [0; T]$, де T - тривалість впливу. Отримано рівняння руху осцилятора, порушеної тимчасовим сигналом $a(t)$, має вигляд:

$$\ddot{x} + 2\dot{x}\xi\omega + \omega^2 x = -a(t), \quad (14)$$

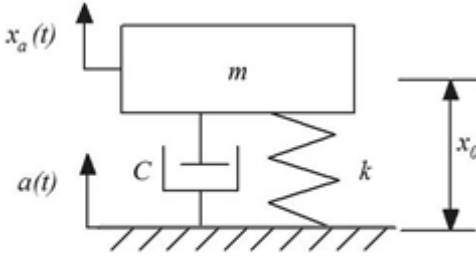


Рисунок 20- Модель одномасової системи

де: \ddot{x}, \dot{x}, x - відносні прискорення, швидкість та переміщення маси m , відповідно; ω - кругова частота без врахування демпфірування; $a(t)$ - вібраційне прискорення, яке діє на систему; ξ - коефіцієнт демпфірування.

Отриманий спектр відгуку на удар може кількісно визначити перехідну вібрацію від безлічі різних подій: від землетрусів до піротехнічних вибухів до балістичних ударів.

На рис.20 запропонована модель одномасової системи та введені наступні позначення: $a(t)$ - вібраційне прискорення; $x_a(t)$ - абсолютне переміщення маси; x_0 - початкове положення маси; c - коефіцієнт сили опору руху; k - коефіцієнт пружності; m - маса.

Для розрахункової схеми (рис.20) визначимо коефіцієнт демпфірування:

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{k \cdot m}},$$

та добротність:

$$Q = \frac{1}{2\xi}.$$

Рівняння (14) доповнюється початковими умовами, тобто значеннями відносного переміщення і відносної швидкості початковий час: $x_0 = x(0)$ і $\dot{x}_0 = \dot{x}(0)$. Рішення (14) представимо у вигляді інтеграла Дюамеля, який в разі нульових початкових для відносного переміщення і відносної швидкості набирає вигляд

$$x(t) = -\frac{1}{\omega_d} \int_0^t e^{-c\omega(t-\tau)} \sin(\omega_d(t-\tau)) a(\tau) d\tau, \quad (15)$$

де $\omega_d = \omega\sqrt{1-\xi^2}$ - скоригована кругова частота з урахуванням демпфування системи.

Визначена відносна швидкість осцилятора, яка визначається в результаті диференціювання в правій частині формули (15):

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \frac{dx}{dt} = -\frac{1}{\omega_d} \frac{d}{dt} \left(\int_0^t e^{-\xi\omega(t-\tau)} \sin(\omega_d(t-\tau)) a(\tau) d\tau \right) = \\ &= -\int_0^t e^{-\xi\omega(t-\tau)} \left[\cos(\omega_d(t-\tau)) - \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \sin(\omega_d(t-\tau)) \right] a(\tau) d\tau. \end{aligned}$$

Розроблений алгоритм розрахунку ударного спектра осцилятора наведено на рис.21.

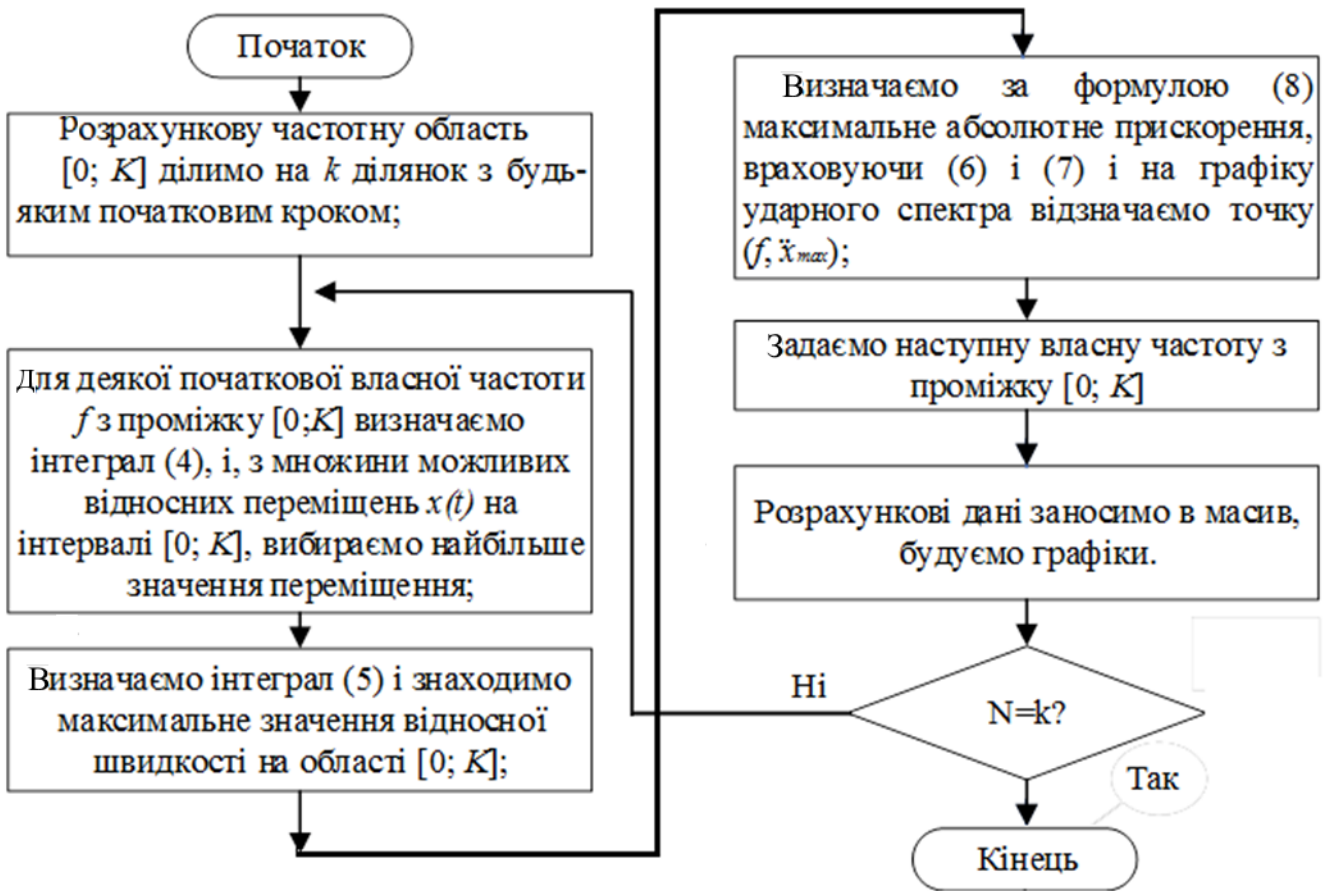


Рисунок 21- Алгоритм розрахунку ударного спектра осцилятора

Знаючи x та \dot{x} , з (14) можна знайти відносне прискорення системи:

$$\ddot{x} = -a(t) - 2\xi\omega\dot{x} - \omega^2x. \quad (16)$$

Отримано значення для абсолютного прискорення обчислюється як сума відносного прискорення і прискорення основи $a(t)$:

$$\ddot{x}_a = \ddot{x} + a. \quad (17)$$

Запропонована процедура розрахунку ударного спектра осцилятора при даних Q і $a(t)$, яка складається з декількох етапів і наведена алгоритмом на рис.21.

Отримано значення максимальне абсолютного прискорення, враховуючи (16) і (17), визначаємо за формулою

$$\ddot{x}_{\max} = \frac{1}{g} \left| -2\xi\omega\dot{x}_{\max} - \omega^2x_{\max} \right|,$$

де $g=9,8\text{м/с}^2$ - прискорення вільного падіння, і на графіку ударного спектра відзначаємо точку (f, \ddot{x}_{\max}) .

Запропоновано метод дослідження розподілу піків як критерій аналізу випадкового вібраційного сигналу.

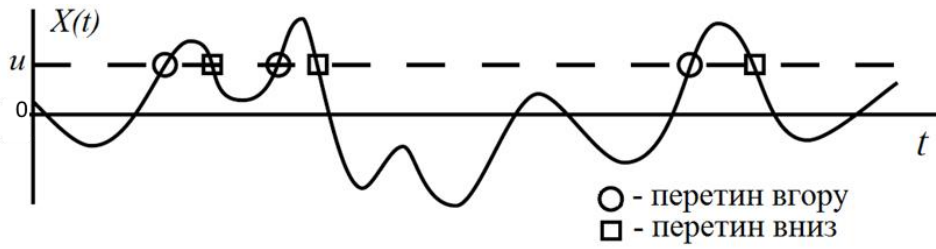


Рисунок 22- Перетин рівня u випадковим сигналом $X(t)$.

Таким чином, ми отримаємо розподіл ймовірностей з розгляду частоти виникнення перетину встановленого рівня u (рис.22). Спочатку визначаємо $\nu p [t; X(t) \leq u]$ як очікувану швидкість появи піків, що не перевищують рівень u . Для нескінченно малого тимчасового інтервалу t встановлено, що очікувана кількість входжень в цьому інтервалі збігається з ймовірністю одного входження в цьому інтервалі, оскільки ми можемо знехтувати ймовірністю двох або більше входжень. Отримуємо:

$$\nu p [t; X(t) \leq u] \Delta t = P(\text{peak} \leq u, \text{ nпу} [t, t + \Delta t]), \quad (18)$$

так як

$$\nu p(t) \Delta t = P(\text{peak}, \text{ nпу} [t, t + \Delta t]), \quad (19)$$

в (19) $\nu p(t)$ - загальна очікувана частота появи піків, яка є межею при переході u до нескінченності $\nu p [t; X(t) \leq u]$. Крім того, можна записати, що

$$\begin{aligned} P(\text{peak} \leq u, \text{ nпу} [t, t + \Delta t]) &= \\ &= P(\text{peak}, \text{ nпу} [t, t + \Delta t]) P(\text{peak} \leq u | \text{peak}, \text{ nпу} [t, t + \Delta t]). \end{aligned}$$

Встановлено, що термін умовної ймовірності в цьому виразі є кумулятивною функцією розподілу для піку в момент часу t :

З рівнянь (18) і (19) отримано рівняння для кумулятивної функції розподілу:

$$F_{P(t)}(u) = \frac{\nu p [t; X(t) \leq u]}{\nu p(t)}.$$

Встановлено, що визначення розподілу ймовірності піків залежить від знаходження швидкості появи піків нижче будь-якого рівня u .

Розглянуто розподіл піків для стаціонарного гаусівського процесу. Отримано значення кумулятивної функції розподілу і ймовірність функції щільності для піків стаціонарного гаусівського процесу $\{X(t)\}$ в випадковому вібраційному сигналі в Mathcad (рис.23).

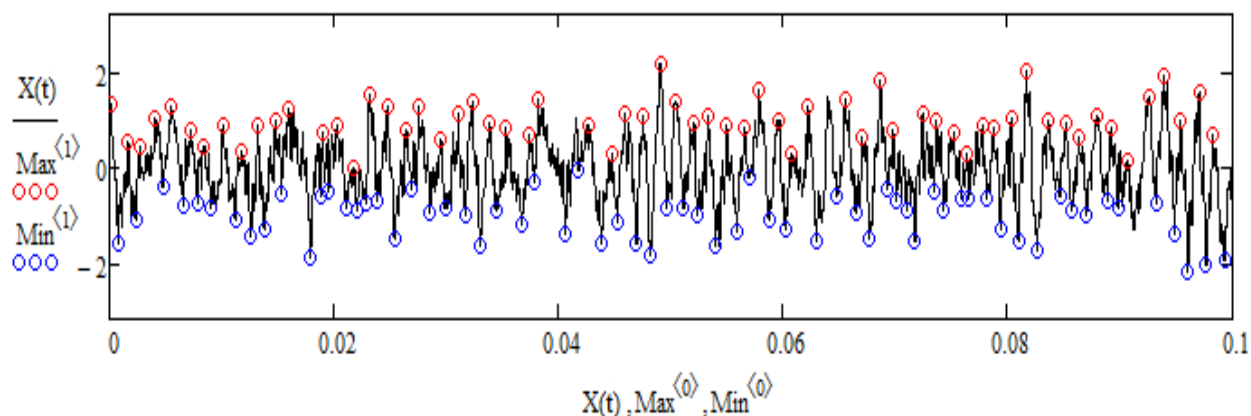


Рисунок 23- Випадковий вібраційний сигнал $X(t)$ з піками Max і Min .

Так як $\dot{X}(t)$ не залежить від $[X(t), \ddot{X}(t)]$, то функція щільності ймовірності:

$$p_P(u) = \frac{\int_{-\infty}^0 |z| p_{X\ddot{X}}(u, z) dz}{\int_{-\infty}^0 |z| p_{\ddot{X}}(z) dz} = \frac{(2\pi)^{1/2}}{\sigma_{\ddot{X}}} \int_{-\infty}^0 |z| p_{X\ddot{X}}(u, z) dz.$$

Використовуючи функцію умовної щільності ймовірності:

$$p_P(u) = \frac{(2\pi)^{1/2}}{\sigma_{\ddot{X}}} p_X(u) \int_{-\infty}^0 |z| p_{\ddot{X}}(z|X=u) dz.$$

Отримано значення для умовного розподілу ймовірностей також нормальний (гаусівський), можемо записати його як:

$$p_{\ddot{X}}[z|Xu] = \frac{1}{(2\pi)^{1/2} \sigma'} \exp\left(-\frac{1}{2} \left[\frac{z - \mu'}{\sigma'}\right]^2\right),$$

в якому умовне середнє і стандартне відхилення $\ddot{X}(t)$:

$$\mu' \equiv E[\ddot{X}(t)|X(t)=u] = \rho_{X(t)\ddot{X}(t)} \left(\frac{\sigma_{\ddot{X}}}{\sigma_X}\right) (u - \mu_X) = -\alpha_2 \frac{\sigma_{\ddot{X}}}{\sigma_X} (u - \mu_X),$$

а також

$$\sigma' = \sigma_{\ddot{X}} \left(1 - \rho_{X(t)\ddot{X}(t)}^2\right)^{1/2} = \sigma_{\ddot{X}} (1 - \alpha_2^2)^{1/2}.$$

Підстановка цієї гаусівської форми дає вираз:

$$p_P(u) = \frac{-1}{\sigma_{\ddot{X}} \sigma'} p_X(u) \int_{-\infty}^0 z \exp\left(-\frac{1}{2} \left[\frac{z - \mu'}{\sigma'}\right]^2\right) dz,$$

який може бути написаний як:

$$p_P(u) = p_X(u) \left[(1 - \alpha_2^2)^{1/2} \exp\left[-\frac{\alpha_2^2 (u - \mu_X)^2}{2(1 - \alpha_2^2) \sigma_X^2}\right] + (2\pi)^{1/2} \frac{\alpha_2 (u - \mu_X)}{\sigma_X} \Phi\left[\frac{\alpha_2 (u - \mu_X)}{(1 - \alpha_2^2)^{1/2} \sigma_X}\right] \right].$$

При заміні гаусівської форми на $p_X(u)$ отримуємо функцію щільності ймовірності у вигляді:

$$p_P(u) = \frac{(1 - \alpha_2^2)^{1/2}}{(2\pi)^{1/2} \sigma_X} \exp\left(-\frac{\alpha_2^2 (u - \mu_X)^2}{2(1 - \alpha_2^2) \sigma_X^2}\right) + \frac{n!}{r!(n-r)!} + \frac{\alpha_2 (u - \mu_X)}{\sigma_X^2} \exp\left(-\frac{(u - \mu_X)^2}{2\sigma_X^2}\right) \Phi\left(\frac{\alpha_2 (u - \mu_X)}{(1 - \alpha_2^2)^{1/2} \sigma_X}\right).$$

Отримано значення кумулятивної функції розподілу $F_P(u)$ може бути записана в більш простій формі:

$$F_P(u) = \Phi\left(\frac{u - \mu_X}{(1 - \alpha_2^2)^{1/2} \sigma_X}\right) - \alpha_2 \exp\left(-\frac{(u - \mu_X)^2}{2\sigma_X^2}\right) \Phi\left(\frac{\alpha_2 (u - \mu_X)}{(1 - \alpha_2^2)^{1/2} \sigma_X}\right).$$

Для функції $\Phi(\cdot)$ враховується знак нескінченного аргументу, оскільки $\Phi(\infty) = 1$ і $\Phi(-\infty) = 0$. Таким чином, отримуємо абсолютно інші результати для $u > \mu_X$, ніж ми зробили для $u < \mu_X$. Для $\alpha_2 = 1$ отримуємо

$$p_P(u) = \frac{(u - \mu_X)}{\sigma_X^2} \exp\left(-\frac{(u - \mu_X)^2}{2\sigma_X^2}\right) U(u - \mu_X),$$

а також

$$F_P(u) = \left(1 - \exp\left[-\frac{(u - \mu_X)^2}{2\sigma_X^2}\right]\right) U(u - \mu_X).$$

Оскільки вузькосмугова амплітуда змінюється повільно, так, що кожен пік вузькосмугового процесу дорівнює амплітуді процесу в цей момент часу, тому дві величини мають однаковий розподіл ймовірностей.

Встановлено, що для протилежної екстремальної ситуації з $\alpha_2 = 0$ розподіл ймовірностей піків стає просто гаусівським розподілом $X(t)$.

$$p_P(u) = \frac{1}{(2\pi)^{1/2} \sigma_X} \exp\left(-\frac{(u - \mu_X)^2}{2\sigma_X^2}\right), \quad F_P(u) = \Phi\left(\frac{u - \mu_X}{\sigma_X}\right).$$

Обгрунтовано, що це відповідає факту, що α_2 є таким самим показником, як коефіцієнт нерівномірності для гаусового процесу.

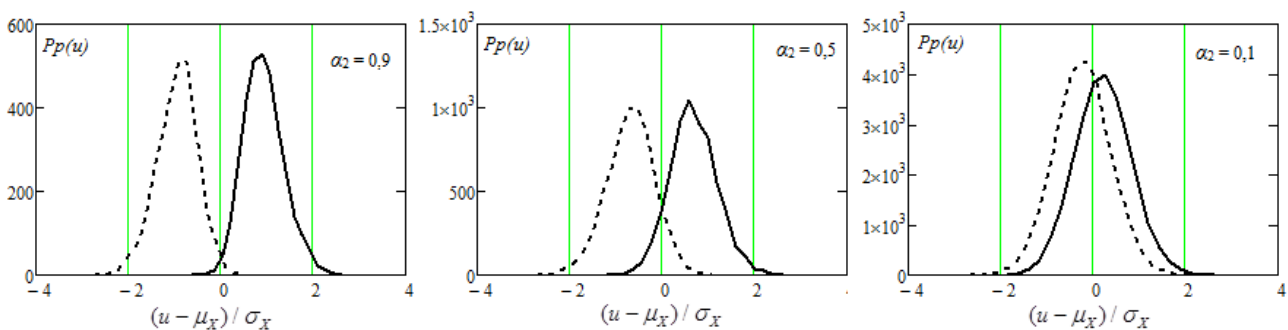


Рисунок 24- Розподіл піків сигналу $X(t)$ в залежності від значень α_2

Доведено, що при $\alpha_2 = 0$ і процес має кінцеві швидкості перетину, то швидкість появи піків є нескінченною.

Обґрунтовано, що швидкість виникнення піків нескінченна і всюди по ходу процесу можуть бути піки, від яких слід очікувати, що розподіл піків має бути таким же, як розподіл $X(t)$. Графіки на рис.24 показують функцію щільності ймовірності $p_p(u)$ для піків при кількох значеннях α_2 в діапазоні 0-1.

Проведено моделювання фільтрації, за допомогою вейвлет перетворення, вібраційного сигналу від шумових завод. Розроблена методика вейвлет-перетворення дозволяє вирішити завдання фільтрації (пониження рівня шумів) стосовно до просторово-часових даних отриманих при вібраційному моніторингу (при використанні порогових функцій різної форми відбувається обмеження рівня деталізуючих коефіцієнтів). Оскільки вейвлет-перетворення є скалярним перемноженням аналізуючого вейвлета на заданому масштабі і аналізованого сигналу, коефіцієнти масштабно-часового спектру $W(a,b)$ містять комбіновану інформацію про аналізуючий вейвлет і аналізуємий сигнал (як і коефіцієнти перетворення Фур'є, які містять інформацію про сигнал і про синусоїдальну хвилю). Встановлено, що вибір аналізуючого вейвлета, як правило, визначається тим яку інформацію необхідно отримати з сигналу. При цьому кожен вейвлет має характерні особливості в часовому і в частотному просторі, тому іноді за допомогою різних вейвлетів можна повніше виявити і підкреслити ті чи інші властивості аналізованого сигналу.

Теоретичну основу розробленої методики очищення вібраційного сигналу від шуму становлять використання порогових функцій різної форми, на основі яких відбувається обмеження рівня деталізуючих коефіцієнтів.



Рисунок 25 - Макет гідравлічного вібростенду

Моделювання очищення вібраційного сигналу від шуму в пакеті Matchcad показало, що відновлений сигнал, з невеликими розбіжностями, повністю відтворює корисний сигнал як по амплітудних та і по частотних реалізаціях.

У п'ятому розділі дисертаційної роботи розраховано та розроблено макет гідравлічного вібростенду (рис.25) в системі керування якого застосовані п'єзоелектричні клапани (Пк).

Розрахунки проведені згідно фундаментального співвідношення закону течії рідини. Гіпотетично Пк симетричний, без порога спрацювання або відновлення. Таким чином, потік в кожній камері циліндра

подвійної дії (C_{nd}) визначається рівними витратами рідини, що подається з клапанів, і витратами рідини виток з циліндру, що становить:

$$Q_1 = S \frac{dx}{dt} + \frac{V}{B} \cdot \frac{dP_1}{dt}; \quad Q_2 = S \frac{dx}{dt} - \frac{V}{B} \cdot \frac{dP_2}{dt},$$

де: Q_1, Q_2 - витрата рідини; P_1 , і P_2 - тиск у камерах 1 і 2 циліндра. У стані спокою:

$$P_1 = P_2 = \frac{P_e}{2} \quad (\text{однакові втрати тиску в кожному отворі на клапані-}O_K), \text{ де: } P_e$$

ефективний тиск або тиск на вході сервоклапана.

Аналогічно: $Q_1 = -Q_2$ і якщо підсумувати $Q_1 + Q_2$ та інтегрувати його, отримаємо: $P_1 + P_2 = P_e$

Відношення (44) виражає, що через симетрію циліндра тиски P_1 і P_2 також симетричні і завжди менші або дорівнюють відношенню: $P_e / 2$.

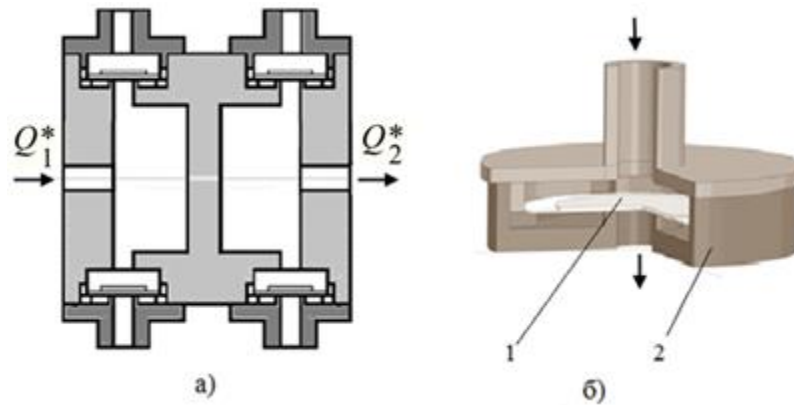


Рисунок 26 - Елементи макету гідравлічного вібростенду

На рис.26 зображено: ресивер системи управління з п'єзоелектричними клапанами $Пк$ (рис.26 а); конструкція п'єзоелектричного клапана (рис.26 б), де 1- мембрана з п'єзелементом, 2- корпус.

Таким чином, припускаючи симетрію циліндра, ми завжди можемо записати:

$$P_1 = \frac{P_e}{2} + \frac{P_1 - P_2}{2}, \text{ та } P_2 = \frac{P_e}{2} - \frac{P_1 - P_2}{2}.$$

Втрати тиску на рівні клапана визначаються:

$$\Delta P = P_e - P_1 = \frac{P_e}{2} - \frac{P_1 - P_2}{2} = P_e - P_2 = \frac{P_e}{2} + \frac{P_1 - P_2}{2}.$$

$$\text{Так, що: } \Delta P = \frac{P_e}{2} - \text{sgn}(x) \frac{P_1 - P_2}{2}.$$

Де: $\text{sgn}(x)$ - «сігнум» функція по x (x – переміщення мембрани клапана). Ця функція вказує на те, що запірний елемент клапана може знаходитися тільки в двох положеннях: відкрито та закрито. Що дає змогу знехтувати нелінійністю передатної функції п'єзоприводу. Керування витратою рідини здійснюється широтно-імпульсно модульованим сигналом.

Якщо $P_1 \neq P_2$ (або переміщення є невеликі, близькі до 0), втрати тиску на отворі O_K клапана $Кп$ визначаються як: $\Delta P = \frac{P_e}{2}$.

Потік рідини через $Пк$ можна відобразити рівнянням Бернуллі: $\Delta P = \rho \frac{v^2}{2}$

Оскільки отвір на клапані O_K має діаметр D_O , ми отримуємо:

$$Q = vS = v\pi D_O \rightarrow v^2 = \frac{Q}{\pi D_O} = \frac{2\Delta P}{\rho} \rightarrow Q^2 = (\pi D_O)^2 \frac{2}{\rho} \Delta P$$

На рис.27 наведена структурна схема управління гідравлічним вібростендом.

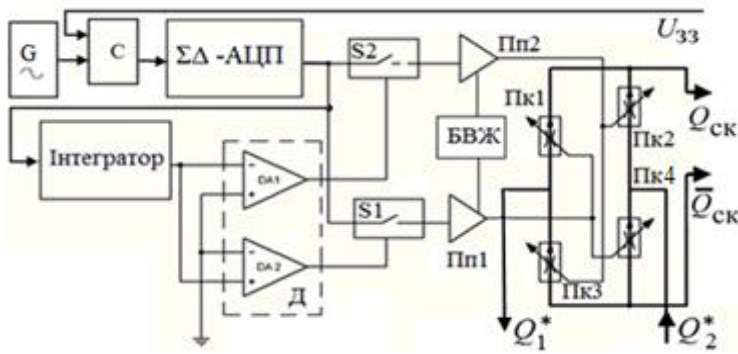


Рисунок 27- Система управління гідравлічного вібростенду

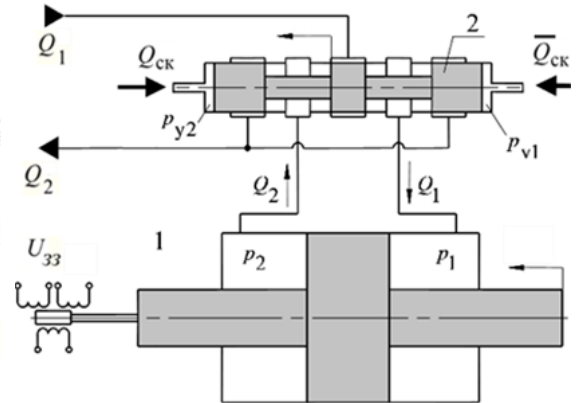


Рисунок 28 – Поршень силового циліндра з сервоклапаном

На рис 27 нанесені такі позначення: G - задаючий генератор сигнів; D - детектор нуля; $S1, S2$ - аналогові ключі; $Пн1, Пн2$ - підсилювачі потужності; $БВЖ$ - блок високовольтного живлення; $Пк1...Пк4$ - п'єзоелектричні клапани; Q_1^*, Q_2^* - витрата рідини з допоміжної магістралі де тиск понижено до рівня, який визначається технічними характеристиками п'єзоелектричних клапанів; $Q_{СК}$ - витрати рідини, які подаються на сервоклапан гідроцилінра; C - схема порівняння; U_{33} - напруга зворотнього зв'язку датчика положення поршня. На рис.28 наведені позначення: 1- поршень силового циліндра з штоком; 2- сервоклапан керування рухомий поршня. Введемо крайовий коефіцієнт ξ та встановимо: $K = \xi \pi D \sqrt{\frac{2}{\rho}}$.

Отримуємо, знаючи, що в цілому витрата пропорційна квадратному кореню втрати тиску і відкриття клапана :

$$Q_{СК} = Q_1 = K_a \sqrt{\Delta P} = K_a \sqrt{\frac{P_e}{2} - \text{sgn}(x) \frac{P_1 - P_2}{2}}$$

Доступна потужність на поршні визначається як добуток потоку і тиску. Тому ми отримуємо для руху поршня в камері:

$$W(P_1 - P_2) = (P_1 - P_2)Q_1 = (P_1 - P_2)K_a \sqrt{\frac{P_e}{2} - \text{sgn}(x) \frac{(P_1 - P_2)}{2}}$$

Осцилограми роботи схеми керування (рис.27) отримані в пакеті Multisim наведені на рис. 29.

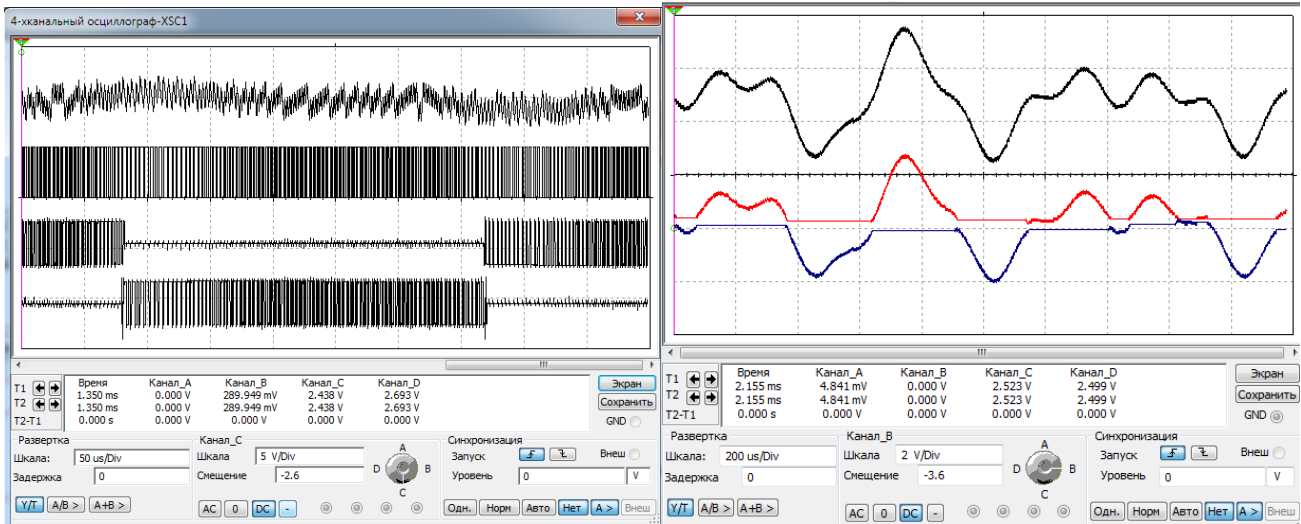


Рисунок 29 – Осцилограми роботи системи управління гідравлічного вібростенду

Отримуємо, знаючи, що в цілому витрата пропорційна квадратному кореню втрати тиску і відкриття клапана :

$$Q_{CK} = Q_1 = K_a \sqrt{\Delta P} = K_a \sqrt{\frac{P_e}{2} - \text{sgn}(x) \frac{P_1 - P_2}{2}}$$

Доступна потужність на поршні визначається як добуток потоку і тиску. Тому ми отримуємо для руху поршня в камері:

$$W(P_1 - P_2) = (P_1 - P_2)Q_1 = (P_1 - P_2)K_a \sqrt{\frac{P_e}{2} - \text{sgn}(x) \frac{(P_1 - P_2)}{2}}$$

Параметри отримані при тестуванні макету гідравлічного вібростенду наведені в таб.2.

Таблиця 2

Основні параметри гідравлічного вібростенду

Максимальне навантаженн, (кг)	Розмір стола, (мм)	Форма сигналу	Амплітуда (мм)	Габарити (мм)	Вага (кг)
20	250×250	Довільна: до 50 Гц; Синусоїда: до 500 Гц	±10	1000×850× 700	180

Одержані експериментальні дані підтвердили достовірність розробленої теорії та принципів побудови приладів. Розроблений зразок макету гідравлічного вібраційного стенду відповідає вимогам до приладів вимірювання та відтворення вібрації по точності та швидкодії.

У додатках приведено акти впровадження результатів дисертаційної роботи, схеми, рисунки, таблиці, осцилограми.

ВИСНОВКИ ТА ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ

На основі виконаних досліджень отримані такі наукові та практичні результати:

1. Проведено аналіз сучасних методів і засобів для забезпечення динамічних випробувань і вібродіагностики машин і устаткування, первинних перетворювачів для забезпечення вимірювання параметрів вібрації та виконаний аналіз перспектив їх подальшого розвитку.

2. Здійснено математичне моделювання датчиків з п'єзоелектричними перетворювачами для вимірювання вібраційних параметрів. Отримані амплітудно-частотні, фазо-частотні та перехідні характеристики. Досліджені фазові спотворення при вимірюванні вібраційного прискорення датчиками з п'єзоелектричними перетворювачами. Розроблена модель похибок п'єзоелектричного акселерометра, визначена залежність п'єзоакселерометра від зовнішнього температурного впливу.

3. Отримана залежність п'єзоелектричних акселерометрів від впливу ударних імпульсів при проведенні динамічних випробувань. Отримані математичні залежності коливальності п'єзоакселерометра при його установці на в'язкопружну прокладку. Проведено моделювання в середовищі Matlab.

4. Розроблені заходи по розширенню динамічного діапазону автономних реєстраторів при вимірюванні ударних сигналів. Розроблена методика розрахунку та відтворення спектру ударного спектру, при впливі на обладнання імпульсним вібраційним прискоренням. Проведено моделювання в Matchcad.

5. Проведено моделювання фільтрації, за допомогою вейвлет перетворення, вібраційного сигналу від шумових завад. Досліджено розподілу піків вібраційного сигналу як критерію аналізу випадкового вібраційного сигналу, з метою підвищення достовірності та глибини діагностування, проведено моделювання в Matchcad.

6. Розроблено структурну схему вимірювального каналу автономного реєстратора вібраційних сигналів (дельта-сигма АЦП). Проведено моделювання роботи дельта-сигма АЦП в середовищі Multisim.

7. Розроблено конструкцію п'єзоелектричного акселерометра з пристроєм компенсації і системою керування для компенсації похибки вимірювання внесеної температурним впливом середовища.

8. Розроблена структурна схема та проведені розрахунки гідравлічної системи, побудовано макет та схема керування удосконаленого гідравлічного вібростенду в якому застосовані п'єзоелектричні клапани в системі управління гідравлічними потоками, що дало можливість розширити частотний діапазон відтворення механічних коливань. Проведено моделювання роботи системи керування в середовищі Multisim.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографія

1. Передерко А.Л. Наукові основи розробки методів та засобів вібрацій і вібровипробувань в технічних системах. Монографія / А.Л. Передерко, В.П. Квасніков//. – Київ: Інтерсервіс, 2019. – 152 с.

2. Perederko A.L. Chapter 11. Correction of the Temperature Component of Error of Piezoelectric Acceleration Sensor/ A.L. Perederko// Handbook of Research on Artificial Intelligence Applications in the Aviation and Aerospace Industries. – 2019 – Pg. 263-278. (Колективна монографія)

Статті у фахових виданнях та виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз даних:

3. Perederko A.L. Development of a high sensitive inductive movement sensor/ A.L. Perederko// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020 – 2/9 (104). – Pg. 22-28. (Scopus).

4. Передерко А.Л. Метод компенсації зміщення нуля в п'єзоелектричних вібраційних гіроскопах/ А.Л.Передерко//Вісник Хмельницького державного технологічного університету. – 2020 – №1 (281). – С. 210-214. (Google Scholar).

5. Perederko A.L. Signal phase shifts during the measurement of vibration parameters/ A.L. Perederko// "Перспективні технології та прилади" № 16 Вісник Луцького НТУ). – 2020 – Збірник наукових праць, Випуск 16 (червень, 2020). – С. 100-105. (Google Scholar).

6. Передерко А.Л. Аналіз розподілу ймовірностей піків у випадковому вібраційному сигналі/ А.Л.Передерко// Вісник Хмельницького державного технологічного університету. – 2020 – № 2(283). – С. 190-195. (Google Scholar).

7. Kvasnikov V. Removal of temperature drift of zero of piezoelectric accelerometr/ V.Kvasnikov, A.Perederko// Technology audit and production reserves. – 2020 – 1/1(51). – С. 41-44. (Index Copernicus).

8. Передерко А.Л. Корекція температурного впливу на п'єзоелектричний акселерометр/ А.Л.Передерко// Вісник Черкаського державного технологічного університету. – 2019. – Вип. 1. – С.83–86. (Наукові видання України).

9. Передерко А.Л. Математичні моделі п'єзоелектричних датчиків для вимірювання вібраційних параметрів/ А.Л.Передерко// Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2019 – № 2. – С. 27-33. (Google Scholar).

10. Perederko A.L. Correction of temperature influence on piezoelectric accelerometers/ A.L.Perederko// The scientific heritage (Budapest, Hungary). – 2019 – No. 34. – Pg. 55-56. (Index Copernicus).

11. Kvasnikov V. Development of methods of processing sensor signal/ V.Kvasnikov, A.Perederko// Technology audit and production reserves. – 2019 – №2/1(46). – Pg. 31-33.(Index Copernicus).

12. Передерко А.Л. Прецизійний контактний вимірювач переміщення/ А.Л.Передерко// Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2019 – № 1(83). – С. 176-180. (Index Copernicus).

13. Квасніков В. Опрацювання результатів вимірювання механічних величин інтелектуальними приладовими системами (за умов невизначеності)/ В. Квасніков, А. Передерко та ін.// Метрологія та прилади. – 2019 – №4(78). – С. 34-38. (Index Copernicus).

14. Передерко А.Л. Засоби забезпечення динамічного діапазону вимірювального каналу/ А.Л.Передерко // Вісник Черкаського державного технологічного університету. – 2021. – Вип. 1. – С.42–49. (Index Copernicus).

15. A. Perederko. The use of a wavelet transformation for removal of the noise component from the vibro signal / A. Perederko// "Перспективні технології та прилади" № 18 Вісник Луцького НТУ. – Збірник наукових праць, Випуск 16 (травень, 2021). – С. 106-112. (Google Scholar)

16. Передерко А.Л. Адаптивний механічний фільтр для п'єзоелектричного акселерометра/ А.Л. Передерко// Збірник наукових праць Військового інституту Київського національного університету ім. Тараса Шевченка. К.: ВІКНУ, 2021. № 70. – С.60–68. (Google Scholar)

17. Передерко А.Л. Кепстральний аналіз вібраційного сигналу при діагностиці стану машин та обладнання/А.Л.Передерко, М.О. Катаєва// Вісник Інженерної академії України. – 2019 – №3(78). – С. 153-157. (Наукові видання України).

18. Передерко А.Л. Методика розрахунку ударного спектру при впливі на обладнання імпульсним віброприскоренням/ А.Л.Передерко// Вісник Інженерної академії України. – 2019 – № 4. – С. 154-158. (Наукові видання України).

19. Передерко А.Л. Метод обробки сигналу датчика/ А.Л.Передерко// Вісник Інженерної академії України. – 2019 – Вип. 1. – С. 129-132. (Наукові видання України).

20. Передерко А.Л. Підвищення лінійності інтеграторів на операційних підсилювачах/ А.Л.Передерко// Вісник Інженерної академії України. – 2018. – Вип. 3. – С.117–120. (Наукові видання України).

21. Передерко А.Л. Теоретичний аналіз дії вібраційних впливів середовища на координатно-вимірювальні машини/ А.Л.Передерко// Вісник Інженерної академії України. – 2017. – Вип. 3. – С.194–197.(Наукові видання України).

22. Вишневська Н.С. Метрологическая атестация координатных измерительных машин и ее измерительных каналов/ Н.С. Вишневська, А.Л.Передерко// Вісник Інженерної академії України. – 2016. – Вип. 1. – С.101–104. (Наукові видання України).

Тези доповідей в збірниках матеріалів конференцій

23. Передерко А.Л. Про точність інтеграторів на операційних підсилювачах/ А.Л.Передерко// Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІРТК-

2018). Десята міжнародна науково-практична конференція, Київ, Україна. – К.: НАУ, 2018. (збірка тез). с.92-94.

24. Perederko A. Analysis of destabilizing vibrational effects on a coordinate measuring machine/ А.Передерко//Всесвітній конгрес AVIATION IN THE XXI-st CENTURY . Збірник тез-2018. С.2.4.70-2.4.75.

25. Perederko A. The temperature component of additive error of the piezoelectric accelerometer/ А.Передерко //Конференція AVIA-2019. Збіник тез -2019. С. 4.56-4.59.

26. Передерко А.Л. Прецизійний контактний вимірювач переміщення/ А.Л.Передерко//«Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» ІХ міжнародна науково-практична конференція м. Чернігів, Україна. Збірник тез-2019. Том 1 14 - 16 травня 2019 р. С.198-199.

27. Передерко А. Метод автоматичної корекції зміщення нуля п'єзоелектричного перетворювача/ А.Передерко// XII Міжнародна науково-технічна конференція «Гіротехнології, навігація, керування рухом і конструювання авіаційно-космічної техніки». Збіник тез -2019. С.117-122.

28. Передерко А.Л. Вимоги до часу наростання каналу вимірювання вібраційних сигналів / А.Л. Передерко// Матеріали XI міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», 2021р., Чернігів, Україна: – Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2021.– Т. 2. – 236 с. (збірка тез). С.177-178.

29. Передерко А.Л. Моделювання підсилювача заряду для п'єзоелектричного акселерометра/ А.Л. Передерко//Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІРТК-2021). Чотирнадцята міжнародна науково-практична конференція, Київ, Україна. – К.: НАУ, 2021. – 256 с. (збірка тез). С.100-102.

АНОТАЦІЯ

Передерко А.Л. «Розвиток методології вібровипробувань та удосконалення засобів вимірювань вібрації об'єктів складної техніки». – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.11.01 – «Прилади та методи вимірювання механічних величин». – Державний університет інтелектуальних технологій і зв'язку, Одеса – 2021.

Дисертаційна робота присвячена вдосконаленню методів та засобів вимірювання сигналу механічної вібрації, а також вирішення задачі побудови автономної системи з покращеними метрологічними характеристиками для вимірювання, реєстрації вібраційних параметрів при вібродіагностиці і вібровипробуваннях в технічних системах.

У дисертаційній роботі вперше розроблено адаптивний механічний фільтр в складі вимірювального каналу, який дозволяє запобігти впливу на п'єзоелектричний акселерометр високочастотних вібрацій, та не допускає руйнування його чутливого

елементу при ударних випробуваннях. Обґрунтовано метод забезпечення частотного і динамічного діапазонів і точності динамічних вимірювань ударних сигналів без застосування комутації сигналу в вимірювальному каналі, що дозволяє проводити вимірювання без додаткових операцій комутації в атенюаторах. Для зниження похибки вимірювання прискорення викликані змінами температури середовища вперше розроблена конструкція п'єзоелектричного акселерометра з пристроєм компенсації і системою керування. Обґрунтовано використання структурних методів забезпечення динамічного процесу вимірювання і алгоритмів функціонування при розробці засобів вимірювання для дослідження вібраційних та ударних процесів в технічних об'єктах в широкому діапазоні температурного і механічного впливу на первинні перетворювачі приладів вимірювання і об'єкт дослідження, заснованих на застосуванні швидкодіючих «сигма-дельта» АЦП, алгоритмів фільтрації та відновлення сигналів за допомогою методів з застосуванням вейвлет перетворення. Для забезпечення проведення вібраційних випробувань вперше розроблено гідравлічний вібростенд з п'єзоелектричними приводами в управлінні гідравлічними потоками. Набула подальшого розвитку доцільність проектування актуаторів заснованих на п'єзоелектричному ефекті для швидкодіючих електромеханічних приводів системи керування гідравлічних вібраційних стендів.

Ключові слова: п'єзоелектричний акселерометр, вимірювальний канал, вібраційна діагностика, підсилювач заряд, вібраційний стенд.

АННОТАЦИЯ

Передерко А.Л. «Развитие методологии виброиспытаний и усовершенствование средств измерений вибрации объектов сложной техники». - Квалификационная научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.11.01 – «Приборы и методы измерения механических величин». – Государственный университет интеллектуальных технологий и связи, Одесса – 2021.

Диссертационная работа посвящена совершенствованию методов и средств измерения сигнала механической вибрации, а также решения задачи построения автономной системы с улучшенными метрологическими характеристиками для измерения, регистрации вибрационных параметров при вибродиагностике и виброиспытания в технических системах.

В диссертационной работе впервые разработаны адаптивный механический фильтр в составе измерительного канала, который позволяет предотвратить влияние на пьезоэлектрический акселерометр высокочастотных вибраций, и не допускает разрушения его чувствительного элемента при ударных испытаниях. Выполнен обзор различных по физическим принципам работы первичных преобразователей для обеспечения измерения параметров вибрации, проведен

анализ перспектив их дальнейшего развития. Рассмотрены и проанализированы различные типы современных систем для измерения вибрационных параметров и мониторинга состояния машин. Обоснован метод обеспечения частотного и динамического диапазонов и точности динамических измерений ударных сигналов без применения коммутации сигналу в измерительном канале, позволяет проводить измерения без дополнительных операций коммутации в аттенюаторах. Для снижения погрешности измерения ускорения вызванной изменениями температуры среды впервые разработана конструкция пьезоэлектрического акселерометра с устройством компенсации и системой управления. Обосновано использование структурных методов обеспечения динамического процесса измерения и алгоритмов функционирования при разработке средств измерения для исследования вибрационных и ударных процессов в технических объектах в широком диапазоне температурного и механического воздействия на первичные преобразователи приборов измерения и объект исследования, основанных на применении быстродействующих «сигма - дельта» АЦП, алгоритмов фильтрации и восстановления сигналов с помощью методов с применением вейвлет преобразования. Для обеспечения проведения вибрационных испытаний впервые разработан гидравлический вибростенд с пьезоэлектрическими приводами в управлении гидравлическими потоками. Получила дальнейшее развитие целесообразность проектирования актуаторов основанных на пьезоэлектрическом эффекте для быстродействующих электромеханических приводов системы управления гидравлических вибрационных стендов.

Ключевые слова: пьезоэлектрический акселерометр, измерительный канал, вибрационная диагностика, усилитель заряда, вибрационный стенд.

SUMMARY

A.L. Perederko "Development of vibration test methodology and improvement of vibration measurement tools for complex equipment". - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for acquisition of the scientific degree Doctor of Technical Sciences by specialty 05.11.01 – "Devices and methods for measurement of mechanical quantities". –State University of Intellectual Technologies and Communication, Odessa – 2021.

The dissertation is dedicated to the improvement of methods and means of measuring the mechanical vibration signal, as well as solving the problem of building an autonomous system with improved metrological characteristics for measurement, registration of vibration parameters in vibration diagnostics and vibration tests in technical systems.

In the dissertation work for the first time an adaptive mechanical filter was developed as a part of the measuring channel, which prevents the influence of high-frequency vibrations on the piezoelectric accelerometer and prevents the destruction of its sensitive element during shock tests. The method of providing frequency and dynamic ranges and accuracy of dynamic measurements of shock signals without the use of signal

switching in the measuring channel is substantiated, which allows to perform measurements without additional switching operations in attenuators. To reduce the error of measuring the acceleration caused by changes in ambient temperature, the design of a piezoelectric accelerometer with a compensation device and a control system was developed for the first time. The use of structural methods to ensure a dynamic measurement process and algorithms in the development of measuring instruments for the study of vibration and shock processes in technical facilities in a wide range of temperature and mechanical effects on the primary transducers of measuring instruments and the object of study based on high-speed "sigma" -delta "ADC, filtering algorithms and signal recovery using methods that using wavelet transform. To ensure the fulfillment of vibration tests, a hydraulic vibrating stand with piezoelectric actuators in hydraulic flow control was developed for the first time.

The expediency of designing actuators based on piezoelectric effect for high-speed electromechanical drives of the control system of hydraulic vibrating stands has been further developed.

Key words: piezoelectric accelerometer, measuring channel, vibration diagnostics, charge amplifier, vibrating stand.

Підписано до друку 26.08.2021.

Формат 60x84/16. Папір офсет. Гарнітура Times New Roman.

Умовн. друк. арк. 1,9. Наклад 100 прим.

Видавець ФОП Гордієнко Є.І.

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовників і
розповсюджувачів видавничої продукції*

Серія ДК № 4518 від 04.04.2013 р.

Україна, 18000, м. Черкаси, вул. Святотроїцька 73/3

тел./факс: (0472) 56-56-12, (067) 444-28-94

e-mail: book.druk@gmail.com