

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка До кваліфікаційної роботи магістра

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему

Дослідження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю

Виконав: студент VI курсу, групи 601-МММ
напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Волошко Павло Вікторович
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н. доцент. Васильєв Є.А.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Панфілов О.І.
(прізвище та ініціали)

Полтава – 2026 рік

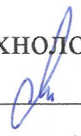
Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

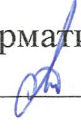
**Дослідження адаптивних віброопор із
регульованою жорсткістю**


Кваліфікаційна робота магістра

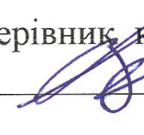
Лист затвердження

ГМтаМ 601мММ.003-00.00.000 КР


Технологічний контроль к.т.н., доц.
 О.С. Васильєв
„19” 01 2026р.

Нормативний контроль к.т.н., доц.
 О.С. Васильєв
„19” 01 2026р.

Розробив студент групи 601-мММ
 П.В. Волошко
„19” 01 2026.

Керівник к.т.н., доц.
 Є.А. Васильєв
„19” 01 2026р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
галузевого машинобудування та мехатроніки
к.т.н., доц.





 О.В. Орисенко

Гарант ОП

 М.М. Нестеренко

Полтава – 2026 рік

№ рядок.	Форм.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
1					
2			Документація загальна		
3					
4			Вперше розроблена		
5					
6	A4	ГМіМ 601МММ.003-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	
7	A4	ГМіМ 601МММ.003--00.00.000А	Анотація	2	
8	A4	ГМіМ 601МММ.003--00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка		
9					
10			Документація наукова		
11					
12			Вперше розроблена		
13					
14	A4	ГМіМ 601МММ.003--00.00.000ПМ	Дослідження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю		
15					
16			Презентаційні матеріали	10	
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
27					
28					
29					
30					

					ГМіМ 601МММ.003-00.00.000ВМ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Волошко		19.01	Дослідження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю Відомість кваліфікаційної роботи магістра	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Васильєв		19.01		Н	1	1
Н.контр.		Васильєв		19.01		Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Затв.		Орисенко		19.01				

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра, циклова комісія Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень Магістр

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри галузевого
машинобудування та
мехатроніки


О.В. Орисенко

"03" 09

2026 р.

ЗАВДАННЯ
до кваліфікаційної роботи магістра

Волошка Павла Вікторовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи

«Дослідження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю»

керівник к.т.н., доц. Васильєв Є.А.

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

затвержені наказом вищого навчального закладу від 03.09.2025 № 1015/ра

1. Строк подання студентом роботи _____

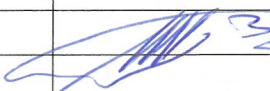

2. Вихідні дані до роботи Результати практики, Розміри лотка секції лінійного вібротранспортера L-2000мм, ширина B-200мм з нержавіючої сталі з ребрами висотою 2 мм, заданої довжини та ширини, встановлений під кутами нахилу $\alpha = 4^\circ$, 6° , 8° та 10° . У процесі виконання завдання на основі експериментальних вимірювань маси деревних пелет, що переміщуються по лотку за інтервал часу 60 с, підлягають визначенню середня продуктивність транспортування Q та швидкість руху матеріалу v, які використовуються для аналізу режимів транспортування.

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розділ 1: Аналіз сучасних систем віброзахисту та передумови створення адаптивних віброопор Розділ 2: Розроблення та обґрунтування технічної пропозиції пневматичної віброопори з регульованими параметрами. Розділ 3 Параметричний синтез адаптивних віброопор для вібраційної установки вантажопідйомністю 200 кг. Розділ 4 Практичне впровадження та техніко-економічна оцінка.

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

«Дослідження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю» (10 листів А4)

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1 Розділ	Васильєв С.А., доцент		
2 Розділ	Нестеренко М.М. доцент		
3 Розділ	Васильєв С.А., доцент		
4 Розділ	Васильєв С.А., доцент.		


7. Дата видачі завдання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз літературних джерел, розрахунки	15.10.2025	Виконано
2	Аналітичні дослідження робочого процесу обладнання	15.11.2025	Виконано
3	Компонування пояснювальної записки	15.12.2025	Виконано
4	Здача готової роботи	28.12.2025	Виконано

Студент  Волошка П.В.

Керівник роботи  Васильєв С.А.

Гарант  Нестеренко М.М.

Анотація

Кваліфікаційна робота магістра на тему: «Дослідження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю» на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня магістра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування – Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2026.

Робота складається з чотирьох розділів і присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі підвищення ефективності систем віброзахисту машин і обладнання шляхом застосування адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю, що дозволяють зменшити вплив резонансних явищ у широкому діапазоні частот збудження та змінних режимів навантаження.

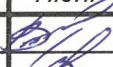
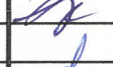

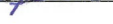
У першому розділі проаналізовано сучасний стан і тенденції розвитку систем віброзахисту, розглянуто традиційні пасивні віброопори та їх обмеження, а також виконано класифікацію адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю за принципами дії та конструктивними особливостями.

Другий розділ присвячено розробленню та теоретичному обґрунтуванню технічної пропозиції пневматичної віброопори з регульованими жорсткісними та демпфувальними параметрами.

У третьому розділі виконано параметричний синтез адаптивних віброопор для вібраційної установки вантажопідйомністю 200 кг. Обґрунтовано вибір власної частоти системи, визначено раціональні геометричні та пневматичні параметри опор, що може бути використана для практичного проектування.

Четвертий розділ присвячено розгляду експлуатаційних аспектів та питань охорони праці, а також техніко-економічному обґрунтуванню доцільності оптимізації системи віброзахисту.

Ключові слова: адаптивні віброопори, регульована жорсткість, віброзахист, пневматична опора, демпфування, параметричний синтез, вібраційні системи.

					ГМіМ 601МММ.003-00.00.000 А		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	<i>Анотація</i>		
Розроб.	Волошко			19.01			
Перев.	Васильєв			19.01			
Керівн.							
Н. контр.	Васильєв			19.01			
Затв.	Орисенко			19.01			
					Літ.	Лист	Листів
					Н		
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

Annotation

Master's qualification thesis entitled "Investigation of Adaptive Vibration Isolators with Adjustable Stiffness" submitted for the degree of Master in Specialty 133 Industrial Mechanical Engineering at the National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, 2026.

The thesis consists of four chapters and is devoted to solving a relevant scientific and technical problem of improving the efficiency of vibration protection systems for machines and equipment by using adaptive vibration isolators with adjustable stiffness, which make it possible to reduce the influence of resonance phenomena over a wide range of excitation frequencies and variable load conditions.

The first chapter analyzes the current state and development trends of vibration protection systems, considers conventional passive vibration isolators and their limitations, and presents a classification of adaptive vibration isolators with adjustable stiffness according to their operating principles and design features.

The second chapter is devoted to the development and theoretical substantiation of a technical concept of a pneumatic vibration isolator with adjustable stiffness and damping parameters.

In the third chapter, a parametric synthesis of adaptive vibration isolators is performed for a vibration unit with a load capacity of 200 kg. The choice of the system's natural frequency is justified, and rational geometric and pneumatic parameters of the isolators are determined, which can be used for practical design.

The fourth chapter addresses operational aspects and occupational safety issues, as well as provides a techno-economic justification for the feasibility of optimizing the vibration protection system.

Keywords: adaptive vibration isolators, adjustable stiffness, vibration protection, pneumatic isolator, damping, parametric synthesis, vibration systems.

					<i>ГМiМ 601МММ.003-00.00.000 А</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Дослідження адаптивних віброопор із
регульованою жорсткістю
Пояснювальна записка**

кваліфікаційної роботи магістра

ГМтаМ 601мММ.003-00.00.000 ПЗ

Полтава – 2026рік

Зміст

Вступ	4
Розділ 1 Аналіз сучасних систем віброзахисту та передумови створення адаптивних віброопор.....	6
1.1. Аналіз вібраційних навантажень та традиційних методів віброзахисту машин і обладнання.....	6
1.2. Класифікація та принципи дії адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю	15
Висновки до 1 розділу	21
Розділ 2. Розроблення та обґрунтування технічної пропозиції пневматичної віброопори з регульованими параметрами.....	23
2.1. Аналіз концепцій віброізоляційних систем з квазінульовою жорсткістю	23
2.2. Теоретичне обґрунтування пневматичної опори з повітряним демпфуванням.....	27
Висновки до 2 розділу	37
Розділ 3. Параметричний синтез адаптивних віброопор для вібраційної установки вантажопідйомністю 200 кг	39
3.1 Вихідні дані та постановка задачі параметричного синтезу	39
3.2 Вибір власної частоти та статичної жорсткості	39
3.3 Геометричні та пневматичні параметри опори	40
3.4 Параметри дрoселя та демпфування.....	40

ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат				
Розроб.		Волошко		19.01	Зміст	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Васильєв		19.01		Н	2	
Керівник						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.		Васильєв		19.01				
Зате.		Орисенко		19.01				

Висновки до 3 розділу	42
Розділ 4. Практичне впровадження та техніко-економічна оцінка.....	43
4.1. Рекомендації щодо конструктивного виконання опори	43
4.2. Експлуатаційні аспекти та охорона праці.....	44
4.3. Техніко-економічне обґрунтування оптимізації	46
Висновки до 4 розділу	47
ВИСНОВКИ.....	49
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	50

Додатки Презентаційні матеріали за темою «Дослідження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю»

»

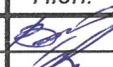

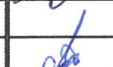


Вступ

Сучасний розвиток машинобудування, енергетики, транспортних і будівельних систем супроводжується зростанням потужності та швидкохідності обладнання, що неминуче призводить до підвищення рівня вібраційних навантажень. Вібрації негативно впливають на надійність і довговічність машин, точність роботи технологічного обладнання, а також на умови праці обслуговчого персоналу. Особливо актуальною є проблема низькочастотних і змінних за спектром вібрацій, для яких традиційні пасивні віброопори з постійною жорсткістю є недостатньо ефективними.

У зв'язку з цим значний науковий і практичний інтерес викликають адаптивні віброопори, здатні змінювати свої жорсткісні та демпфувальні характеристики залежно від режимів роботи обладнання та параметрів збурювального впливу. Регулювання жорсткості дозволяє зміщувати власні частоти системи, зменшувати резонансні явища та підвищувати ефективність віброзахисту в широкому діапазоні частот. Незважаючи на наявність окремих наукових розробок у цій галузі, питання комплексного дослідження динаміки адаптивних віброопор і обґрунтування їх параметрів залишаються актуальними та потребують подальшого вивчення.

Метою даної магістерської роботи є дослідження динамічних характеристик адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю та обґрунтування їх конструктивних і параметричних рішень для підвищення ефективності віброзахисту машин і обладнання.

Для досягнення поставленої мети в роботі передбачається вирішення таких завдань:

					ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Вступ		
Розроб.	Волошко			19.01			
Перев.	Васильєв			19.01			
Керівник							
Н. контр.	Васильєв			19.01			
Затв.	Орисенко			19.01			
					Лім.	Лист	Листів
					Н	4	
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

проаналізувати сучасні конструкції та принципи дії віброопор і систем віброзахисту;

розробити розрахункову динамічну модель системи з адаптивною віброопорою;

дослідити вплив регульованої жорсткості на власні частоти, амплітуди коливань і коефіцієнт передачі вібрації;

провести параметричний аналіз режимів роботи адаптивної віброопори;

сформулювати практичні рекомендації щодо застосування адаптивних віброопор у машинобудівних конструкціях.

Об'єкт і предмет дослідження

Об'єктом дослідження є система віброзахисту машин і обладнання з використанням адаптивних віброопор.

Предметом дослідження є динамічні процеси та жорсткісні характеристики адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю під дією вібраційних навантажень.

Практичне значення роботи

Практичне значення роботи полягає в можливості використання отриманих результатів для проектування та модернізації віброопор машин і технологічного обладнання, що працює в умовах змінних вібраційних навантажень. Запропоновані підходи до регулювання жорсткості можуть бути застосовані під час розроблення ефективних систем віброзахисту, спрямованих на підвищення надійності, довговічності та експлуатаційної безпеки обладнання.

Розділ 1 Аналіз сучасних систем віброзахисту та передумови створення адаптивних віброопор

1.1. Аналіз вібраційних навантажень та традиційних методів віброзахисту машин і обладнання

Вібрації є невід'ємним супутником роботи більшості машин і механізмів, особливо силових агрегатів, компресорів, насосів, вентиляторів, верстатного та транспортного обладнання. Джерелами вібрацій можуть бути сили інерції рухомих мас, нерівномірність обертання, імпульсні та ударні навантаження, а також зовнішні динамічні впливи. Передача вібрацій на опорні конструкції призводить до зростання динамічних напружень, прискороного зносу елементів, появи втомних руйнувань і погіршення умов експлуатації обладнання.

Традиційно для зменшення впливу вібрацій застосовуються пасивні системи віброзахисту, що базуються на використанні пружних та демпфувальних елементів. До них належать гумометалеві, пружинні, пневматичні та гідравлічні віброопори (рисунок 1.1-1.3).

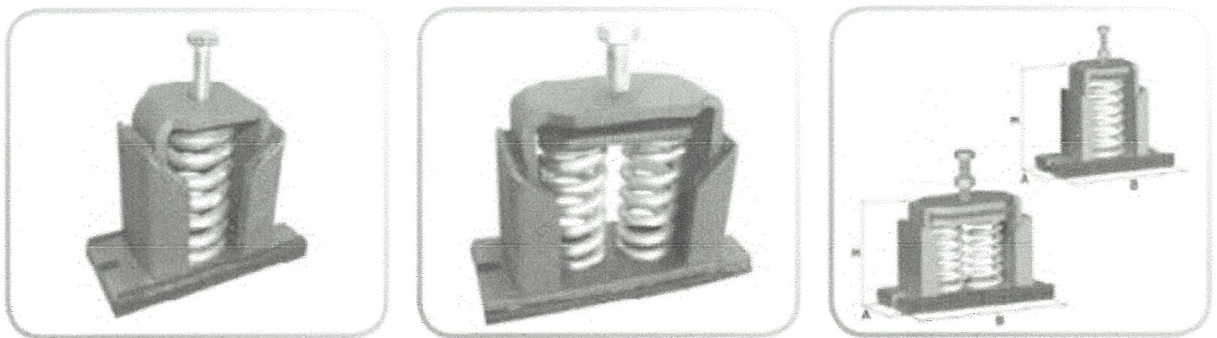


Рисунок 1.1 – Пружинні віброопори

					ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	. Стан і тенденції розвитку лінійних вібротранспортерів	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Волошко		<i>[Signature]</i>	19.01		Н	6	
Перев.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	19.01		Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Керівник								
Н. контр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	19.01				
Зав.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	19.01				

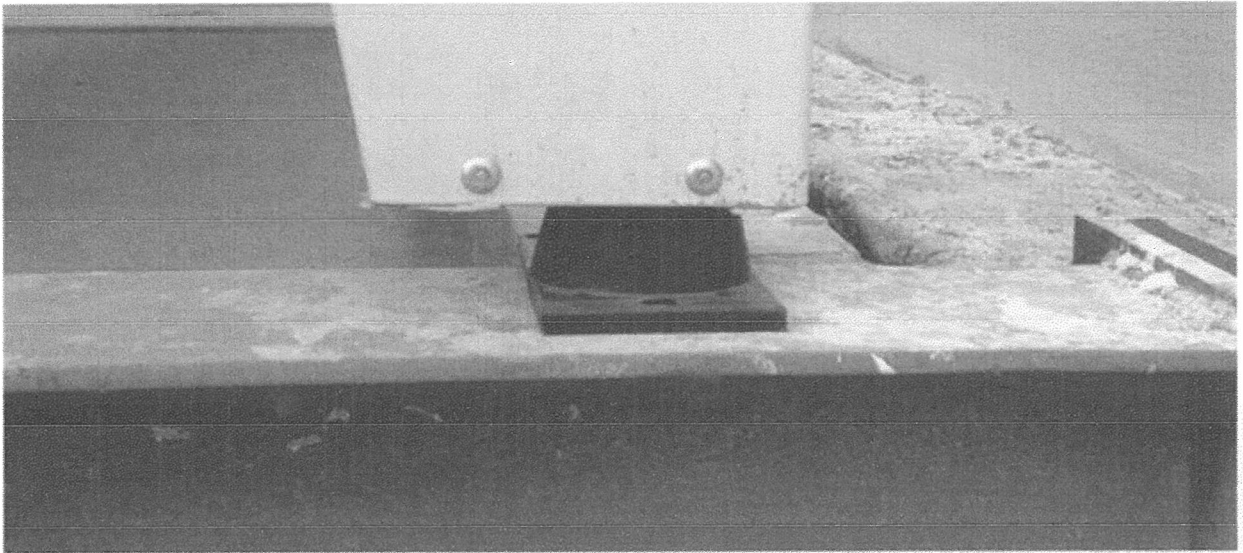
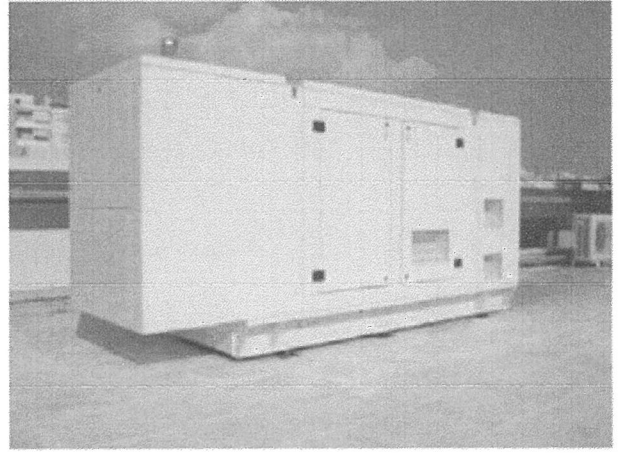
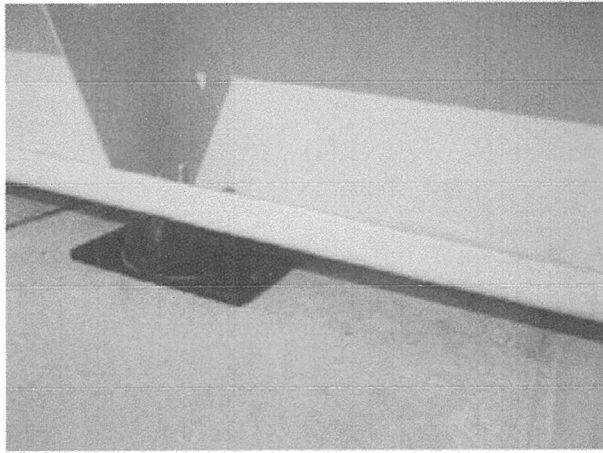


Рисунок 1.2 – Гумометалеві віброопори

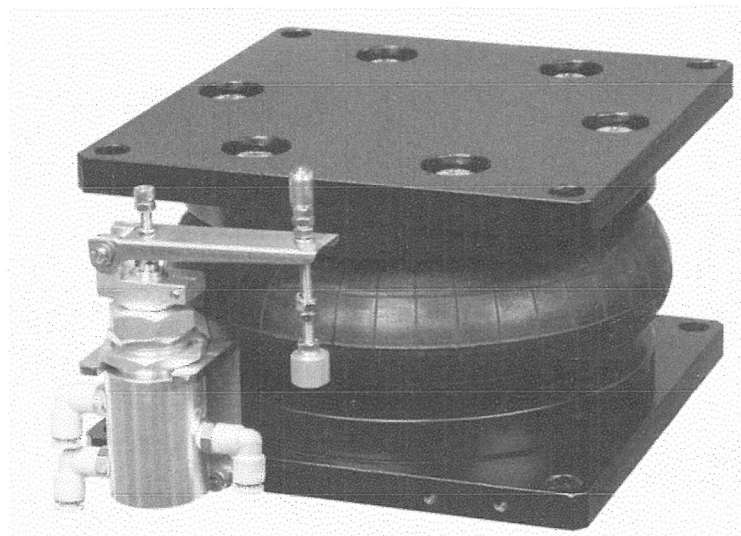


Рисунок 1.3 – Пневматичні віброопори

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601ммММ.003-00.00.000 ПЗ

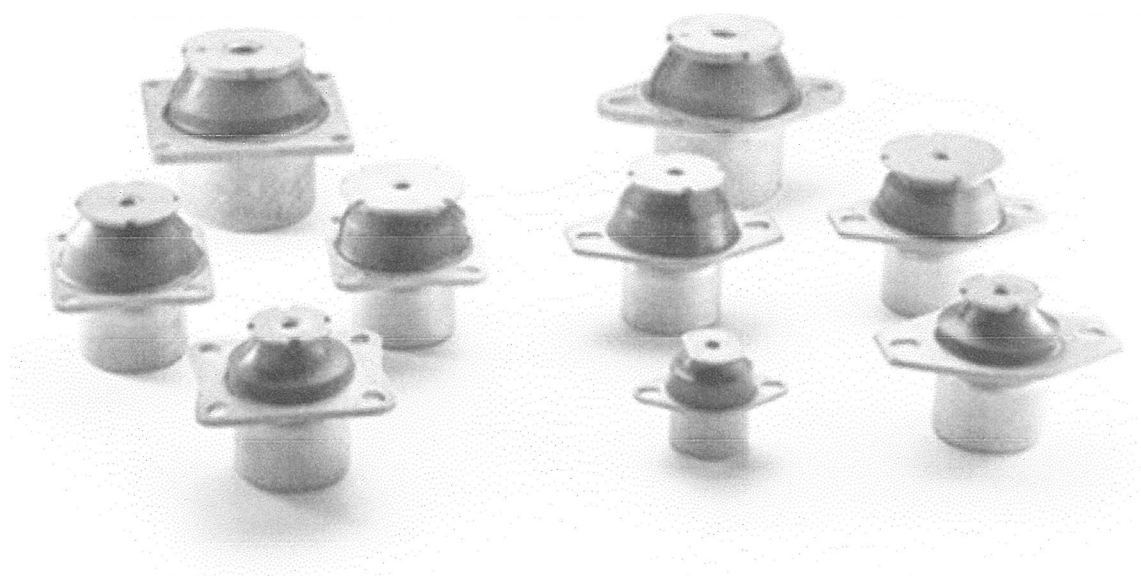


Рисунок 1.4 – Гідравлічні віброопори

Принцип їх дії полягає у зменшенні передачі коливальної енергії від джерела вібрацій до основи шляхом зниження жорсткості зв'язку або збільшення дисипації енергії.

Найбільш поширеними є гумометалеві віброопори, які характеризуються простотою конструкції, невисокою вартістю та достатньою ефективністю в середньо- та високочастотному діапазонах. Однак їх жорсткісні характеристики є практично постійними та суттєво залежать від температури, старіння матеріалу та рівня навантаження, що обмежує можливості їх використання в умовах змінних режимів роботи.

Пружинні та пневматичні віброопори забезпечують кращу ефективність віброзахисту в низькочастотному діапазоні завдяки меншій еквівалентній жорсткості. Разом із тим вони мають значні габарити, потребують додаткових систем регулювання та можуть втрачати стабільність характеристик при зміні навантаження. Гідравлічні віброопори дозволяють поєднувати пружні та інерційні властивості, однак їх ефективність значною мірою залежить від конструкції та режиму збудження.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

Загальним недоліком більшості пасивних систем віброзахисту є неможливість адаптації до змінних умов експлуатації. Фіксована жорсткість опори призводить до того, що система може працювати ефективно лише в обмеженому частотному діапазоні. При зміні частоти збудження або маси обладнання виникає ризик наближення до резонансних режимів, що супроводжується різким зростанням амплітуд коливань.

Важливою характеристикою будь-якої системи віброзахисту є коефіцієнт передачі вібрації, який визначає відношення динамічного зусилля або амплітуди коливань, що передаються на основу, до відповідних параметрів збурювального впливу. Для класичних одномасових систем із лінійною пружністю та демпфуванням мінімальні значення коефіцієнта передачі досягаються лише за умови роботи в зарезонансній області. У діапазоні частот, близьких до власної частоти системи, спостерігається різке зростання амплітуд коливань, що суттєво знижує ефективність віброзахисту та може призводити до аварійних режимів роботи(рисунок 1.5).

У реальних умовах експлуатації машин і обладнання частота збудження, як правило, не є сталою. Вона змінюється залежно від режимів роботи, навантаження, пуску та зупинки агрегатів, а також унаслідок зношування елементів кінематичних пар. Крім того, маса обладнання, встановленого на віброопорах, може змінюватися в процесі експлуатації, що безпосередньо впливає на власні частоти системи. За таких умов використання віброопор із фіксованою жорсткістю не дозволяє забезпечити стабільно високий рівень віброзахисту.

Ще одним суттєвим фактором є нелінійність жорсткісних та демпфувальних характеристик традиційних віброопор.

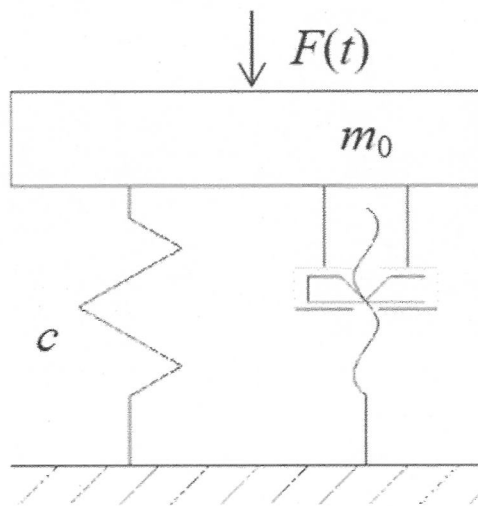


Рисунок 1.6 – Регульована опора з гвинтовим механізмом

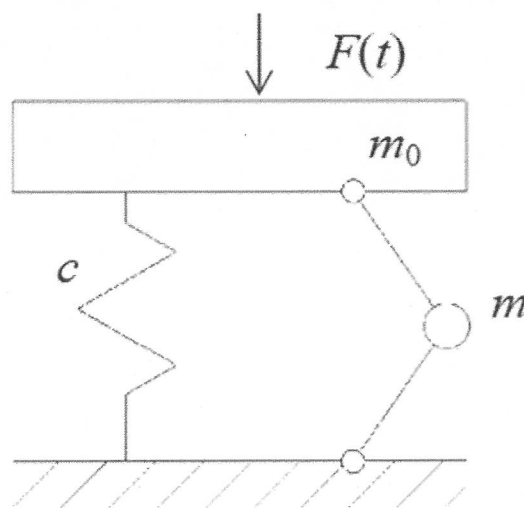


Рисунок 1.7 – Опора з важільним механізмом і додатковими масами

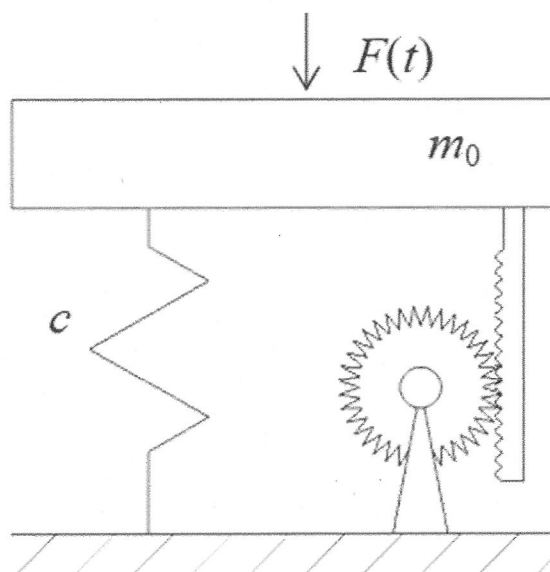


Рисунок 1.8 – Опора із зубчастою передачею

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Найбільш перспективним напрямом є регулювання жорсткості, оскільки саме цей параметр визначає положення власних частот системи та її схильність до резонансних явищ.

Адаптивні віброопори з регульованою жорсткістю дозволяють зміщувати власну частоту системи в процесі роботи, уникаючи небезпечних режимів та забезпечуючи ефективне зниження вібрацій у широкому частотному діапазоні (рисунок 1.9).

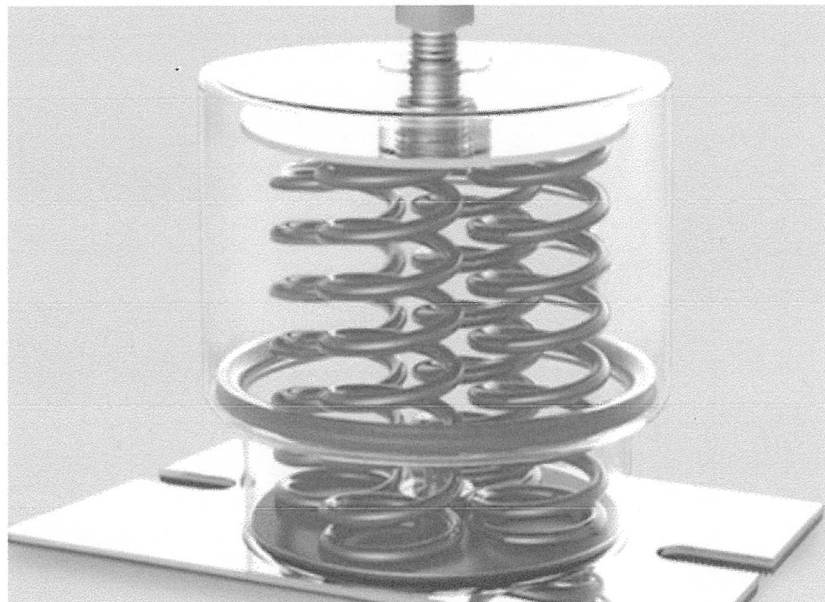


Рисунок 1.9 – Адаптивна пружинна опора

Такий підхід відкриває можливості для поєднання переваг пасивних і активних систем віброзахисту, зберігаючи відносну конструктивну простоту та енергетичну ефективність.

Оцінювання ефективності систем віброзахисту здійснюється на основі ряду інтегральних критеріїв, до яких належать рівень віброшвидкості та віброприскорення, динамічні напруження в елементах конструкції, а також коефіцієнт передачі зусилля або переміщення. Для більшості інженерних застосувань визначальним є забезпечення значень цих параметрів нижче допустимих норм у всьому робочому діапазоні частот. При цьому необхідно

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМІМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

враховувати як гармонічні, так і випадкові або імпульсні збурення, характерні для реальних режимів експлуатації обладнання.

Складність задачі віброзахисту полягає також у тому, що під час роботи машин часто мають місце полігармонічні та нестационарні вібраційні впливи, які не можуть бути адекватно описані однією частотою збудження (рисунок 1.10). За таких умов налаштування системи віброзахисту на одну власну частоту не забезпечує необхідного рівня зниження вібрацій. Це ще раз підкреслює обмеженість пасивних систем із незмінними параметрами та актуальність пошуку більш універсальних рішень.

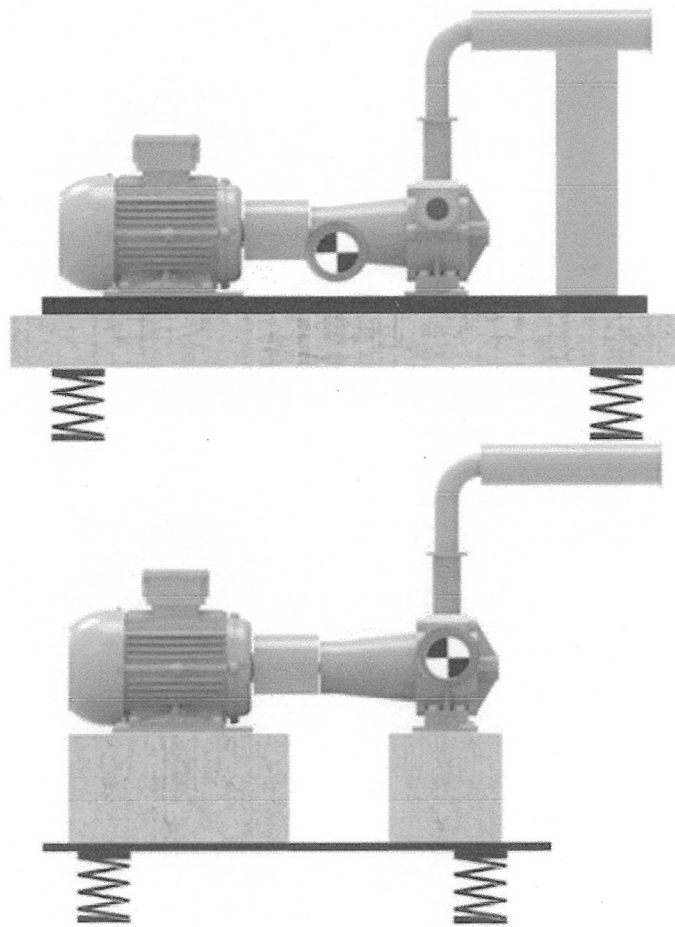


Рисунок 1.10 – Різні положення центрів мас

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601мММ.003-00.00.000 ПЗ

Лист

13

З інженерної точки зору важливим є також питання компромісу між жорсткістю та демпфуванням. Зменшення жорсткості сприяє зниженню передачі вібрацій у зарезонансній області, проте призводить до збільшення статичних і квазістатичних переміщень. Надмірне збільшення демпфування, у свою чергу, дозволяє знизити амплітуди коливань у резонансній зоні, але погіршує ефективність віброзахисту на високих частотах. Таким чином, оптимальні параметри віброопори істотно залежать від режиму роботи системи, що практично неможливо забезпечити при використанні опор із фіксованими характеристиками.

Особливу роль у сучасних системах віброзахисту відіграють конструктивні та експлуатаційні обмеження. До них належать габаритні розміри віброопор, допустимі статичні прогини, стійкість до агресивних середовищ, температурних коливань і втомного руйнування. У ряді випадків необхідною умовою є також можливість регулювання параметрів без демонтажу обладнання та без зупинки технологічного процесу, що істотно звужує коло прийнятних технічних рішень.

У зв'язку з цим адаптивні віброопори з регульованою жорсткістю розглядаються як перспективний напрям розвитку систем віброзахисту. Вони дозволяють реалізувати гнучке узгодження динамічних характеристик опори з поточним станом системи, зменшуючи негативний вплив резонансних явищ і забезпечуючи стабільність роботи обладнання в широкому діапазоні навантажень та частот збудження. Реалізація такого підходу може здійснюватися за рахунок використання змінних геометричних параметрів, керованих пружних елементів або комбінованих пружно-інерційних схем.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

Лист

14

1.2. Класифікація та принципи дії адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю

Адаптивні віброопори із регульованою жорсткістю є різновидом систем віброзахисту, динамічні характеристики яких можуть змінюватися в процесі експлуатації залежно від параметрів збурювального впливу або режиму роботи обладнання. Основною метою застосування таких опор є забезпечення ефективного зниження вібрацій у широкому діапазоні частот за рахунок керованого зміщення власних частот системи та обмеження резонансних явищ. На рисунку 1.11 показано основні чотири способи регулювання жорсткості опор.

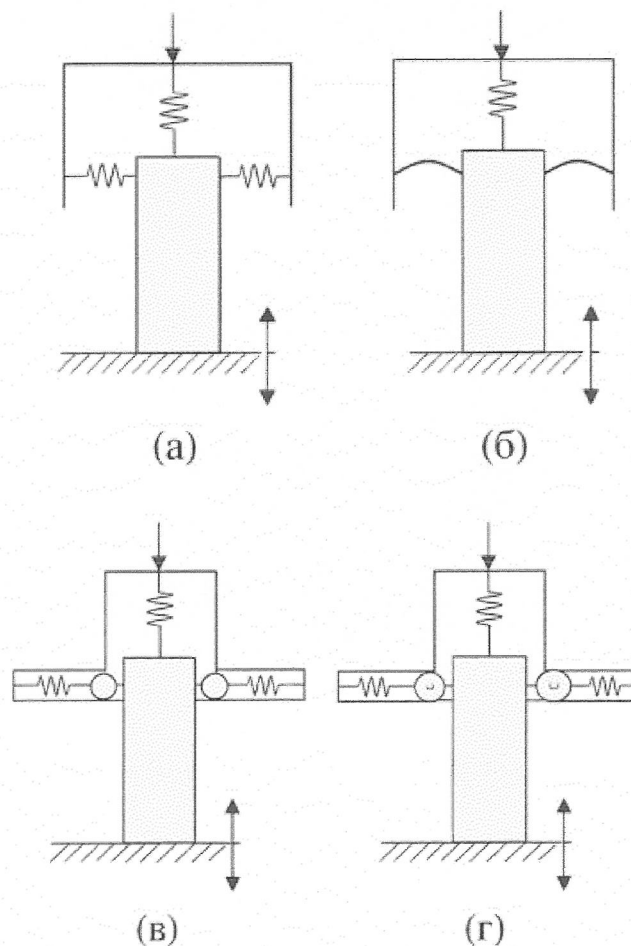


Рисунок 1.11 – Чотири типові механізми квазінульової динамічної жорсткості: (а) похила пружина, (б) вигнута балка, (в) рівна пружинно-ланкова система та (д) кулачково-роликові типи QZS.

Залежно від принципу реалізації регулювання жорсткості адаптивні віброопори доцільно поділити на кілька основних груп.

Механічні адаптивні віброопори базуються на зміні геометричних або кінематичних параметрів пружного елемента (рисунок 1.12).

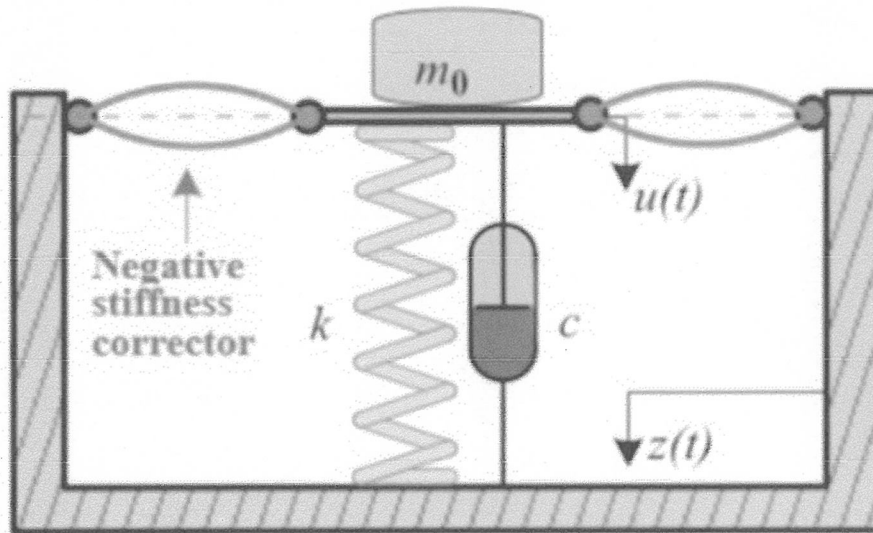


Рисунок 1.12 – Зміна геометричних або кінематичних параметрів пружного елемента механічних опор

В простих резинових опорах відбувається деформація без можливості зміни параметрів (рисунок 1.13)

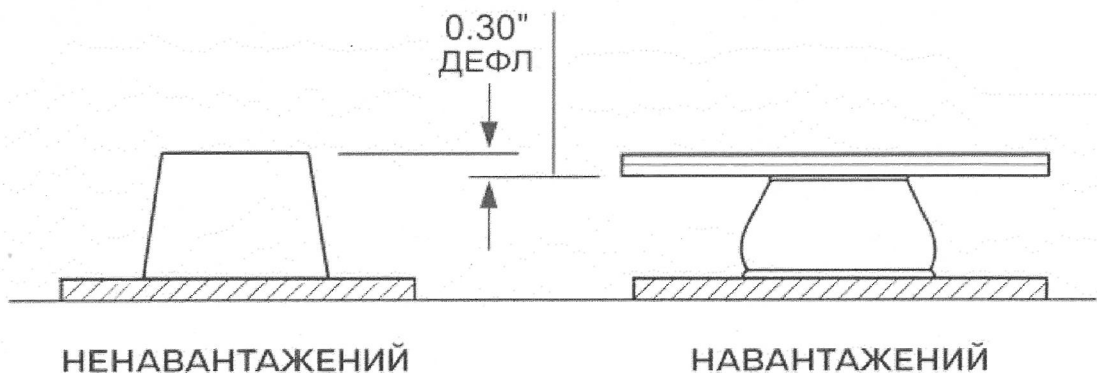


Рисунок 1.13 – Прості резинові опори без можливості зміни параметрів

Регулювання жорсткості в таких конструкціях здійснюється шляхом зміни ефективної довжини пружини (рисунок 1.14-1.15), кількості задіяних пружних елементів, передаточного відношення важільних або кулачкових механізмів. Перевагою механічних систем є простота конструкції та відсутність потреби у зовнішньому джерелі енергії. Разом із тим швидкодія таких опор є обмеженою, а можливості безперервного регулювання жорсткості – недостатніми для компенсації швидкозмінних вібраційних навантажень.

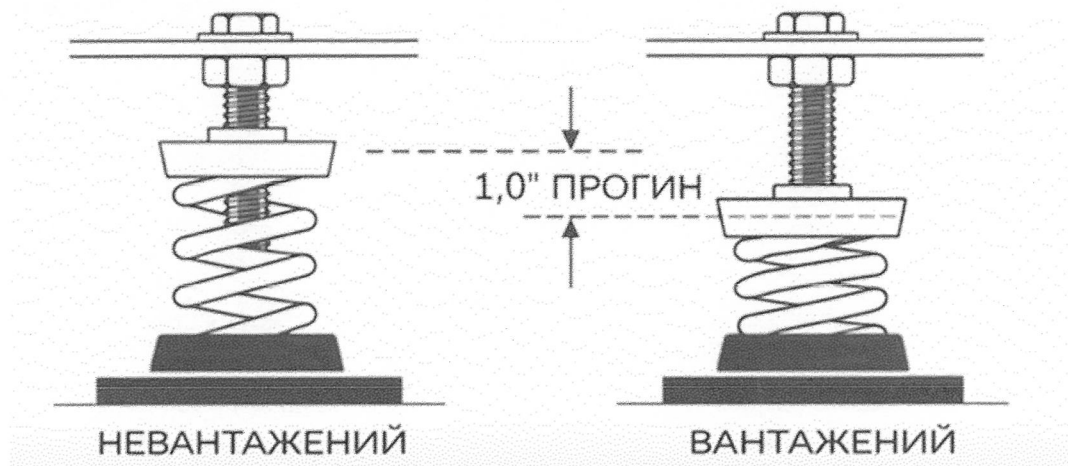


Рисунок 1.14 – Пружинні опори під навантаженням

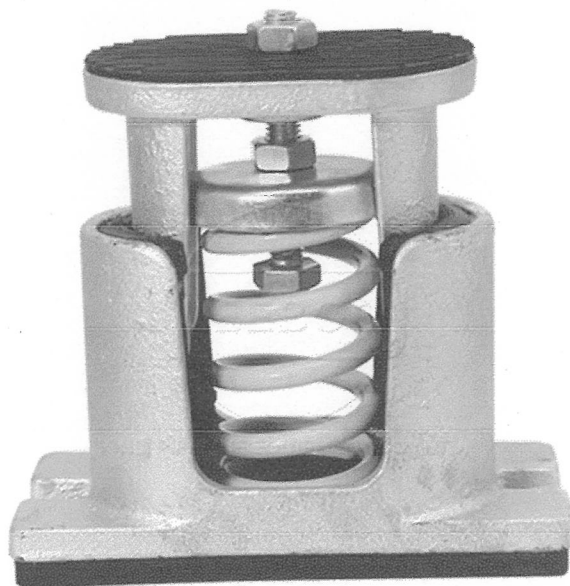


Рисунок 1.15 – Регулювання жорсткості в опорах шляхом зміни ефективної довжини пружини

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

Лист

17

Пневматичні адаптивні віброопори реалізують регулювання жорсткості за рахунок зміни тиску робочого газу в пружному елементі. Зміна тиску дозволяє плавно коригувати жорсткісну характеристику опори та підтримувати заданий рівень статичного прогину (рисунок 1.16). Такі віброопори ефективні в низькочастотному діапазоні та широко застосовуються в транспортному машинобудуванні та промисловому обладнанні. Недоліками є інерційність пневматичних систем, залежність характеристик від герметичності та необхідність використання допоміжних компресорних установок.

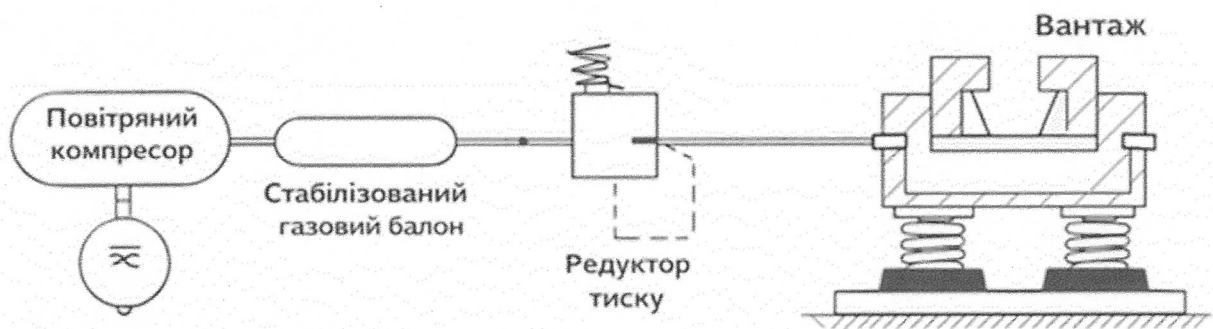


Рисунок 1.16 – Пневматична вібраційна опора з можливістю регулювання параметрів

Гідравлічні адаптивні віброопори використовують зміну гідравлічного опору або перерозподіл робочої рідини між камерами для формування змінної жорсткості. У таких системах жорсткісні та інерційні властивості можуть регулюватися за рахунок керованих дроселів, клапанів або змінної ефективної площі мембран. Гідравлічні віброопори забезпечують поєднання пружних і інерційних ефектів та характеризуються високою несучою здатністю, проте мають складну конструкцію та підвищені вимоги до точності виготовлення та монтажу (рисунок 1.17).

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601мММ.003-00.00.000 ПЗ

Лист

18

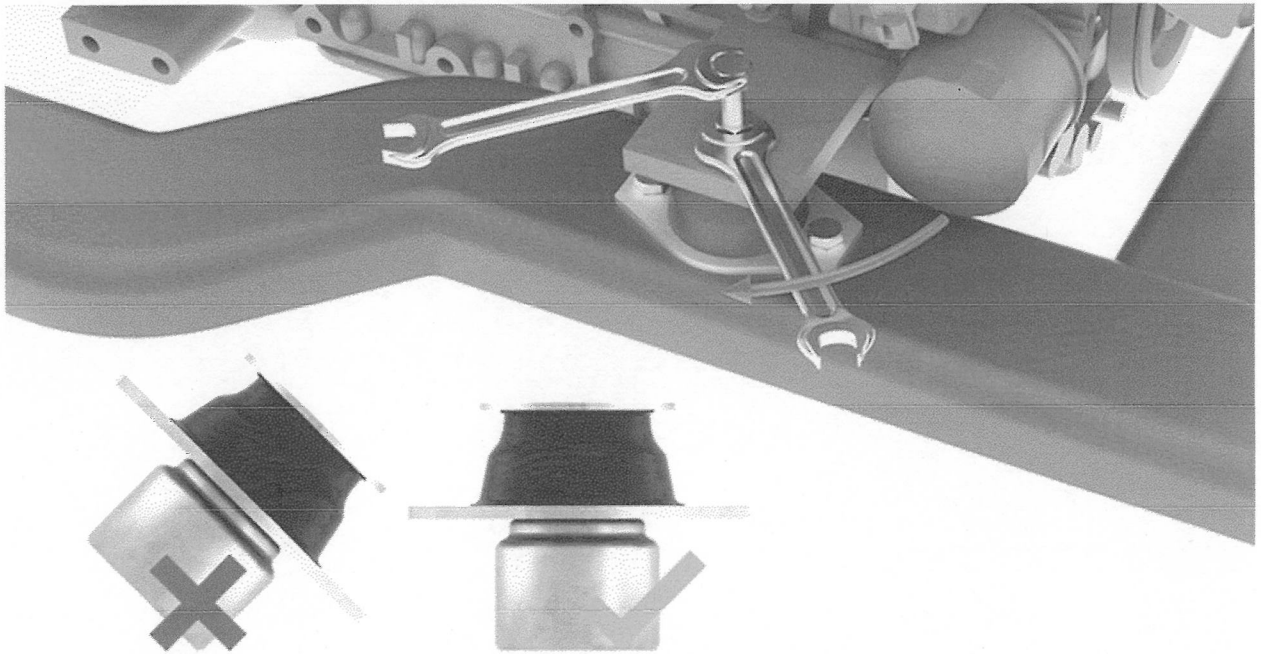


Рисунок 1.17 – Встановлення гідравлічних віброопор

Окрему групу становлять активні та напівактивні віброопори, у яких регулювання жорсткості здійснюється за допомогою зовнішніх керувальних впливів. У напівактивних системах жорсткість змінюється шляхом керування властивостями робочого середовища, наприклад, використанням магнітореологічних або електрореологічних рідин. Активні віброопори передбачають формування керуючих сил за допомогою електромеханічних, електромагнітних або гідравлічних приводів на основі сигналів з датчиків вібрацій. Такі системи мають найширші можливості адаптації, однак відрізняються високою вартістю, енергоспоживанням і складністю алгоритмів керування.

Принцип дії адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю полягає у цілеспрямованій зміні еквівалентної жорсткості опори з метою оптимізації динамічної відповіді системи. Зміна жорсткості призводить до зміщення власної частоти коливальної системи, що дозволяє уникати резонансних режимів або мінімізувати амплітуди коливань при їх виникненні. У багатьох реалізаціях адаптивних опор регулювання жорсткості поєднується з

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

керуванням демпфуванням, що додатково підвищує ефективність віброзахисту.

Важливим аспектом класифікації адаптивних віброопор є також характер регулювання жорсткості, відповідно до якого розрізняють системи з дискретним та безперервним регулюванням. У віброопорах із дискретною зміною жорсткості перемикання параметрів здійснюється між кількома фіксованими станами, наприклад, шляхом підключення або відключення додаткових пружних елементів. Такі рішення відрізняються конструктивною простотою, однак не дозволяють точно узгоджувати параметри системи з поточними умовами збудження.

Віброопори з безперервним регулюванням жорсткості забезпечують плавну зміну еквівалентної жорсткості в широкому діапазоні значень. Це досягається за рахунок керування тиском у пневматичних або гідравлічних камерах, зміни реологічних властивостей робочого середовища або використання електромеханічних приводів. Безперервне регулювання дозволяє реалізувати оптимальні режими віброзахисту при змінних частотах і амплітудах збудження, проте потребує складніших систем керування та контролю.

З точки зору алгоритмів керування, адаптивні віброопори можуть функціонувати в режимі пасивної адаптації або активного керування. Пасивна адаптація передбачає автоматичну зміну жорсткісних характеристик під дією зовнішніх навантажень без використання електронних систем керування. Активне керування базується на аналізі сигналів від датчиків переміщень, швидкостей або прискорень та формуванні керуючих впливів відповідно до заданого алгоритму. Такий підхід дозволяє реалізувати зворотні зв'язки та підтримувати задані динамічні характеристики системи в реальному часі.

Загальним для всіх типів адаптивних віброопор є прагнення до оптимізації еквівалентної жорсткості системи з урахуванням динамічного стану об'єкта. У найпростішому випадку це зводиться до підтримання власної

частоти системи нижче мінімальної частоти збудження, що забезпечує роботу в зарезонансній області. У більш складних системах можливе цілеспрямоване формування жорсткісної характеристики для зменшення амплітуд коливань у заданих частотних діапазонах або для обмеження динамічних навантажень під час перехідних режимів.

Порівняльний аналіз адаптивних віброопор показує, що вибір конкретного принципу регулювання жорсткості визначається вимогами до ефективності віброзахисту, швидкодії системи, енергоспоживання та надійності. Механічні та пневматичні рішення доцільні для систем із повільною зміною режимів, тоді як гідравлічні, напівактивні та активні віброопори є більш придатними для умов інтенсивних і нестационарних вібрацій.

Висновки до 1 розділу

Виконано аналіз вібраційних навантажень, що виникають у процесі експлуатації машин і обладнання, а також розглянуто традиційні методи та засоби віброзахисту. Показано, що пасивні системи віброзахисту з постійними параметрами не забезпечують достатньої ефективності в умовах змінних режимів роботи та широкого спектра частот збурювального впливу.

Проведений аналіз засвідчив, що ключовим обмеженням традиційних віброопор є фіксована жорсткість, яка зумовлює наявність резонансних режимів та зниження ефективності віброзахисту при зміні динамічних характеристик системи. Встановлено, що оптимальні параметри жорсткості та демпфування істотно залежать від поточного режиму роботи обладнання, що робить актуальним застосування адаптивних рішень.

У розділі наведено класифікацію адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю та проаналізовано основні принципи їх дії. Показано, що механічні, пневматичні, гідравлічні, напівактивні та активні віброопори мають

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

Лист

21

різні експлуатаційні та динамічні характеристики, що визначає доцільність їх використання в конкретних умовах.

Отримані результати дозволяють зробити висновок про перспективність адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю як ефективного засобу підвищення рівня віброзахисту машин і обладнання. Це обґрунтовує необхідність подальших теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на розроблення математичних моделей та визначення раціональних параметрів адаптивних віброопор, що є предметом наступних розділів роботи.

Розділ 2. Розроблення та обґрунтування технічної пропозиції пневматичної віброопори з регульованими параметрами

2.1. Аналіз концепцій віброізоляційних систем з квазінульовою жорсткістю

Огляд сучасних наукових публікацій і патентних розробок у галузі віброзахисту показує, що, незважаючи на теоретично доведені високі віброізоляційні можливості систем із квазінульовою жорсткістю, їх практична реалізація залишається обмеженою. У більшості випадків такі системи не доходять до стадії серійного виробництва та використовуються лише у вигляді експериментальних або лабораторних зразків.

Основною причиною цього є конструктивна складність віброізоляторів з квазінульовою жорсткістю. Більшість відомих рішень передбачає наявність кількох функціональних вузлів, зокрема опорного пружного елемента та компенсатора жорсткості, сумісна робота яких забезпечує необхідну нелінійну силову характеристику. Наявність кількох вузлів призводить до збільшення габаритів, маси, кількості контактних поверхонь і, як наслідок, до зростання втрат енергії на тертя, що істотно погіршує віброзахисні властивості системи.

У зв'язку з цим метою подальших досліджень, представлених у даному розділі, є вибір і обґрунтування раціональної конструктивної концепції пасивного віброізолятора з регульованими параметрами, а також встановлення залежностей між його силовими характеристиками, геометричними параметрами та фізико-механічними властивостями матеріалів.

З урахуванням аналізу відомих рішень системи з квазінульовою жорсткістю доцільно умовно поділити на чотири основні типи.

				ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат				
Розроб.	Волико		<i>[підпис]</i>	19.01	Теоретичні основи руху матеріалу на вібруючому лотку	Лім.	Лист	Листів
Перев.	Васильєв		<i>[підпис]</i>	19.01		Н	23	
Керівник			<i>[підпис]</i>			Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.	Васильєв		<i>[підпис]</i>	19.01				
Затв.	Орисенко		<i>[підпис]</i>	19.01				

Перший тип систем з квазінульовою жорсткістю

До систем першого типу належать конструкції, що містять один або декілька опорних пружних елементів, паралельно до яких приєднаний компенсатор жорсткості (рис. 2.1). Основна ідея полягає в тому, що опорний елемент має позитивну жорсткість, тоді як компенсатор створює негативну жорсткість. При паралельному з'єднанні цих елементів результуюча жорсткість системи може наближатися до нуля.

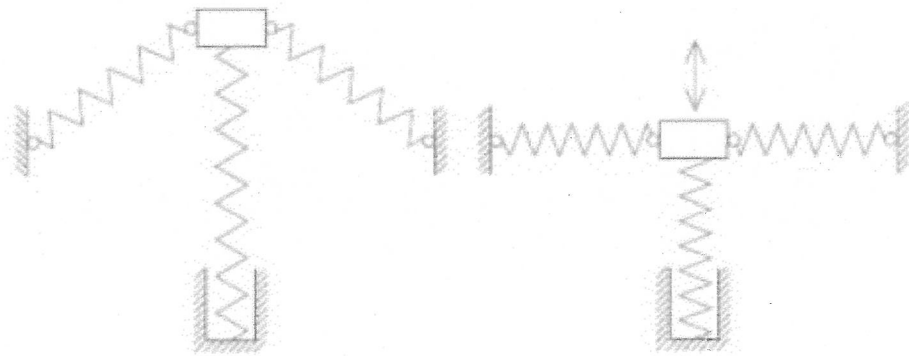


Рисунок 2.1 Система з квазінульовою жорсткістю першого типу

У більшості випадків опорним елементом виступає металева циліндрична пружина або пневмопружина, тоді як компенсаторами жорсткості можуть бути похилі пружини, бістабільні пружні елементи, системи типу «пружинний хрест» (scissor-like systems), пружні стрижні або тарілчасті пружини Белльвіля в стані, близькому до втрати стійкості.

Перевагою систем першого типу є відносна структурна простота та наочність принципу дії. Водночас вони характеризуються значними габаритами та наявністю проблем із забезпеченням стійкості стиснутих пружних елементів, що обмежує їх практичне застосування.

Другий тип систем з квазінульовою жорсткістю

Системи другого типу містять один пружний елемент, який одночасно виконує функції як опорного елемента, так і компенсатора жорсткості (рис.

2.2). У таких конструкціях пружний елемент працює в складному напружено-деформованому стані, близькому до втрати стійкості, але не досягає її.



Рисунок 2.2 Система з квазінульовою жорсткістю другого типу

Подібні рішення є перспективними з точки зору компактності та зменшення кількості вузлів, а також використовуються при створенні спеціальних матеріалів і конструкцій з квазінульовою жорсткістю. Разом із тим такі системи є чутливими до відхилень геометричних параметрів і властивостей матеріалу, що ускладнює їх масштабування та серійне виробництво.

Окремим різновидом систем цього типу є конструкції на основі стільникових (honeycomb) структур. Їх перевагою є висока компактність і можливість формування заданої силової характеристики, однак суттєвим недоліком є схильність до релаксації та повзучості матеріалу, що може призводити до втрати налаштування віброізолятора.

Третій тип систем з квазінульовою жорсткістю

До третього типу належать системи, в яких пружний елемент повністю або частково рухається по напрямних спеціальної форми, що задає необхідну силову характеристику (рис. 2.3). Геометрія напрямних визначається виходячи з вимог до зони квазінульової жорсткості та робочого діапазону переміщень.

Перевагою таких систем є можливість цілеспрямованого формування силової характеристики, зокрема створення широкої області квазінульової жорсткості. Недоліками є складність виготовлення, значні габарити та

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

Лист

25

підвищене тертя в напрямних вузлах. Окремі варіанти таких систем були запропоновані, зокрема, П. М. Алабужевим.

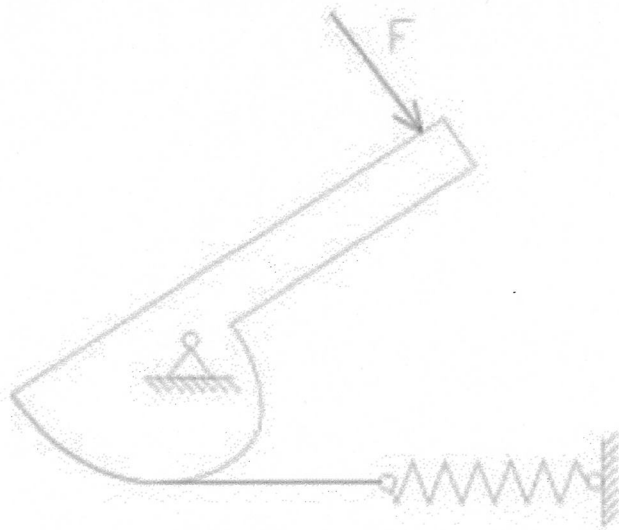


Рисунок 2.3 Загальний вигляд системи з квазінульовою жорсткістю третього типу,

Четвертий тип систем з квазінульовою жорсткістю

Четвертий тип об'єднує активні та напівактивні системи, що містять опорний пружний елемент і керований елемент, який створює силу, протилежну переміщенню несучого елемента (рис. 2.4). Найчастіше як компенсатор жорсткості використовуються електромагнітні, електромеханічні або гідравлічні пристрої.

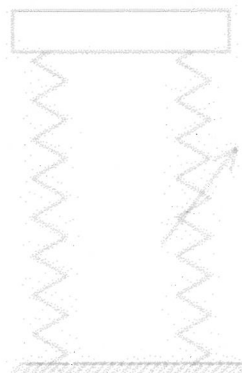


Рисунок 2.4 Загальний вигляд системи з квазінульовою жорсткістю четвертого типу

Перевагою таких систем є широкі можливості адаптації до змінних умов роботи, проте вони відрізняються високою вартістю, енергоспоживанням і складністю систем керування, що обмежує їх застосування в масовому машинобудуванні.

Таким чином, кожен із розглянутих типів систем з квазінульовою жорсткістю має свої переваги та недоліки. Наведена класифікація є узагальненою та ґрунтується на аналізі публікацій інших авторів.

2.2. Теоретичне обґрунтування пневматичної опори з повітряним демпфуванням

Для подальшого аналізу роботи пневматичної віброопори з регульованими параметрами розглянемо пневматичний пружний елемент активної або пасивної підвіски з повітряним демпфером, який складається з робочої камери постійного об'єму та демпферної камери змінного об'єму, з'єднаних між собою дросельним елементом діафрагмового типу. Демпфування в такій системі здійснюється за рахунок розсіювання енергії при перетіканні повітря між камерами.

Припустимо, що процес стискання повітря в робочій камері є **адіабатичним**, а маса повітря в замкнутому об'ємі пасивного елемента залишається сталою. За цих умов зміна тиску в камері при квазістатичному переміщенні поршня описується рівнянням адіабати

$$p_0 V_0^k = p_x V_x^k \quad (2.1)$$

Де $p_0 V_0$ — абсолютний тиск і об'єм у положенні статичної рівноваги;

$p_x V_x$ — відповідні величини при переміщенні поршня на величину Δx

K — показник адиабати повітря.

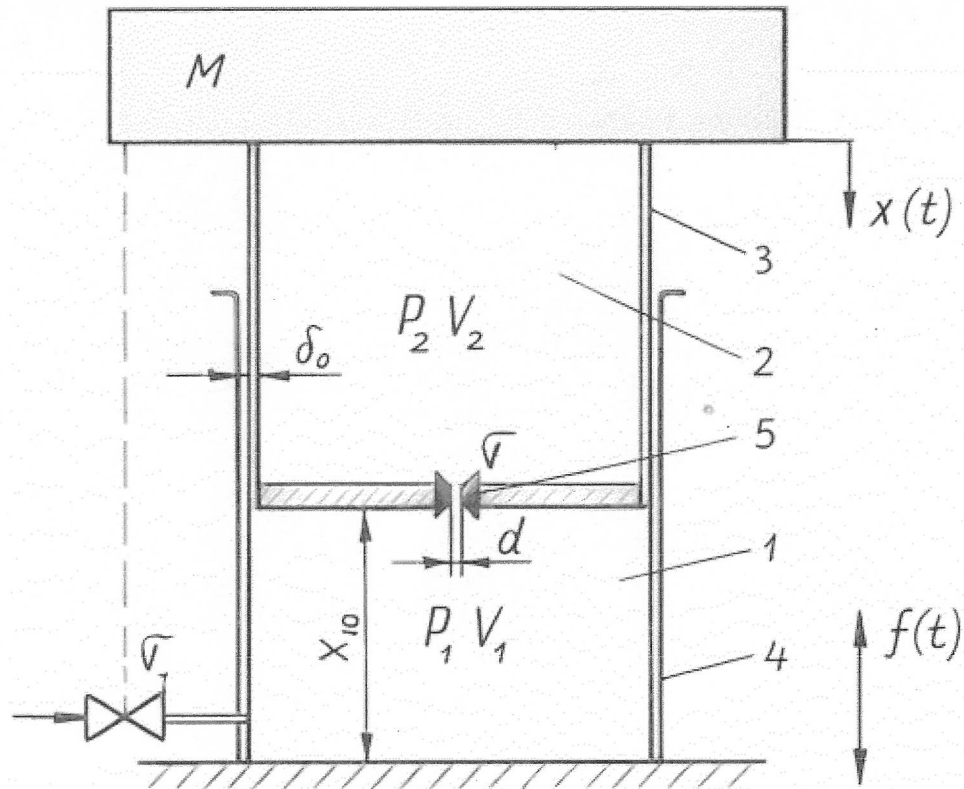


Рисунок 2.5 – Схема пневматичної опори

При позитивному переміщенні поршня об'єм робочої камери зменшується

$$V_x = V_0 - \Delta V, \quad p_x = p_0 + \Delta p$$

де сумарний об'єм у статичному стані визначається як

$$V_0 = V_{10} + V_{20} \quad (2.2)$$

З урахуванням цього приріст тиску в робочій камері можна записати у вигляді

$$\Delta p = p_0 \left[\left(\frac{V_0 - \Delta V}{V_0} \right)^k - 1 \right] \quad (2.3)$$

Оскільки зміна об'єму пов'язана з переміщенням поршня співвідношенням

$$\Delta V = F \Delta x, \quad V_0 = F x_0,$$

Де F — площа поршня,

x_0 — приведена висота повітряного стовпа,

введемо безрозмірні величини

$$p = \frac{\Delta p}{p_0}, \quad x = \frac{\Delta x}{x_0}.$$

Тоді безрозмірна статична силова характеристика пневматичного пружного елемента набуває вигляду

$$p = \frac{1}{(1-x)^k} - 1. \quad (2.4)$$

Отриманий вираз описує нелінійну залежність сили пружності від переміщення та характеризує пневматичний елемент як систему зі змінною жорсткістю. У граничному випадку ізотермічного процесу ($k=1$) рівняння (2.3) спрощується до

$$p = \frac{1}{1-x}. \quad (2.5)$$

Аналіз статичних характеристик показує, що при стисканні повітряний пружний елемент поводить себе як жорстка система, тоді як у зоні розрідження — як м'яка. Це призводить до асиметрії коливань віброізованого об'єкта відносно положення статичної рівноваги, особливо при гармонічному збудженні з відносно великими амплітудами.

Безрозмірну **статичну жорсткість** пневматичного елемента визначимо як похідну силової характеристики:

$$c_0 = \frac{dp}{dx}. \quad (2.6)$$

Тоді для адіабатичного та ізотермічного процесів відповідно отримаємо

$$c_0 = \frac{k}{(1-x)^{k+1}}, \quad c_0 = \frac{1}{(1-x)^2}. \quad (2.7)$$

Повертаючись до розмірних величин, статична жорсткість пневматичної опори визначається співвідношенням

$$c_0 = \frac{k p_0 F}{x_0} \left(\frac{x_0}{x_0 - \Delta x} \right)^{k+1}, \quad (2.8)$$

а для ізотермічного випадку

$$c_0 = \frac{p_0 F x_0}{(x_0 - \Delta x)^2} \quad (2.9)$$

Отримані співвідношення показують, що статична жорсткість системи залежить від поточного значення Δx , тобто від фактичної висоти приведенного повітряного стовпа. При $\Delta x=0$ визначається жорсткість у положенні статичної рівноваги.

Власна кругова частота малих коливань системи у цьому випадку визначається як

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_0 |_{\Delta x=0}}{M}} = \sqrt{\frac{k g}{x_0} \left(\frac{p_0}{p_0 - p_{\text{атм}}}} \right)} \quad (2.10)$$

Де M — приведена маса віброізолюваного об'єкта,

g — прискорення вільного падіння,

$p_{\text{атм}}$ — атмосферний тиск.

Отримані співвідношення справедливі для замкнутої пневматичної системи за умови, що статична похибка є незначною. Вони є базою для подальшого аналізу впливу параметрів повітряної камери та дросельного елемента на динамічні характеристики пневматичної віброопори з регульованою жорсткістю та демпфуванням.

На рисунку 2.6 наведено графіки залежності безрозмірного тиску p від відносного переміщення x газового середовища для двох значень показника

адіабати K . Крива 1 відповідає ізотермічному процесу ($K = 1,0$), а крива 2 — адіабатичному процесу ($K = 1,4$).

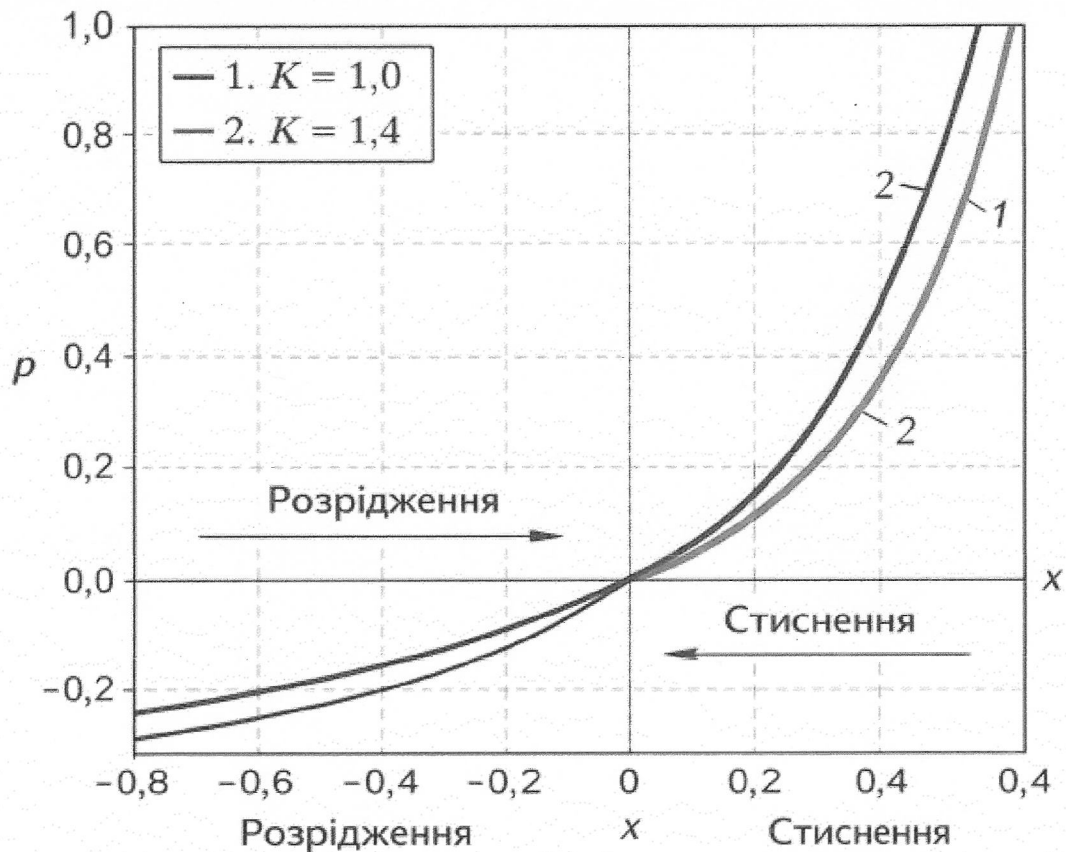


Рисунок 2.6 – Залежність відносного тиску p від переміщення x для газового середовища при різних показниках адіабати K (1 — $K=1,0$; 2 — $K=1,4$)

Область при $x < 0$ характеризує режим розрідження, тоді як при $x > 0$ реалізується режим стиснення газу. З графіків видно, що при адіабатичному процесі ($K = 1,4$) тиск зростає інтенсивніше порівняно з ізотермічним режимом, що зумовлено відсутністю теплообміну з навколишнім середовищем.

Отримані залежності свідчать про нелінійний характер зміни тиску при деформації газового об'єму та підтверджують суттєвий вплив показника адіабати на жорсткісні властивості пневматичних і газових пружних

елементів, що необхідно враховувати під час динамічного моделювання вібраційних систем.

Аналіз динаміки пневматичної віброопори з повітряним демпфуванням доцільно проводити **енергетичним методом**, що дозволяє врахувати термодинамічні процеси в газових камерах та енергетичні втрати при перетіканні повітря через дросель.

Відомо, що зміна ентальпії газу I визначається зміною його внутрішньої енергії U та роботою стиснення або розширення L :

$$dI = dU + dL. \quad (2.11)$$

Диференціюючи за часом, отримаємо

$$\frac{dI}{dt} = \frac{dU}{dt} + \frac{dL}{dt} = c_p M \operatorname{tg} T_0 \quad (2.12)$$

де

Mt — поточний масовий витрат повітря з камери 1 у камеру 2;

T_0 — абсолютна температура газу;

c_p — теплоємність при сталому тиску.

Швидкість зміни внутрішньої енергії газу в камері визначається як

$$\frac{dU}{dt} = c_v M \operatorname{tg} T_0 = \frac{c_v}{R} \frac{d}{dt} (pV) \quad (2.13)$$

де c_v — теплоємність при сталому об'ємі,

R — газова стала.

Робота, виконувана газом при зміні об'єму камери, має вигляд

$$\frac{dL}{dt} = p \frac{dV}{dt} \quad (2.14)$$

Підставляючи (2.12) та (2.13) у (2.11), отримаємо рівняння зміни ентальпії для камери змінного об'єму:

$$c_p M \operatorname{tg} T_0 = \frac{c_v}{R} \frac{d}{dt} (p_1 V_1) + p_1 \frac{dV_1}{dt} \quad (2.15)$$

З урахуванням співвідношення $gRT_0 = \frac{p_0}{\rho_0}$ з (2.14) визначимо масовий

витрат повітря з робочої камери:

$$M_t = \frac{\rho_0}{p_0} \left(p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{k} \frac{dp_1}{dt} \right) \quad (2.16)$$

Де ρ_0 — густина газу в стані рівноваги,

p_1 — поточний тиск у камері 1,

k — показник адиабати.

Для демпферної камери постійного об'єму $V_{20} = \text{const}$ аналогічно отримаємо масовий витрат газу, що надходить у неї:

$$M_t = \frac{\rho_0 V_{20}}{k p_0} \frac{dp_2}{dt} \quad (2.17)$$

З іншого боку, масовий витрат повітря через дросель з ефективним перерізом $\sigma = \frac{\pi d^2}{4}$

(де d — діаметр отвору дроселя) за умови малого перепаду тисків $p_1 - p_2$ та докритичного витікання $p_2/p_1 > 0,53$ може бути записаний у вигляді

$$M_t = \eta (p_1 - p_2), \quad (2.18)$$

Де η — коефіцієнт провідності дроселя.

Перехід до безрозмірних величин

При переміщенні поршня $\Delta x > 0$ об'єм робочої камери змінюється за законом

$$V_{1t} = V_{10} - F \Delta x, \quad \frac{dV_{1t}}{dt} = -F \frac{dx}{dt} \quad (2.19)$$

Введемо безрозмірні величини:

$$p_{1,2} = \frac{\Delta p_{1,2}}{p_0}, \quad x = \frac{\Delta x}{x_{10}}, \quad x_{10} = \frac{V_{10}}{F} \quad (2.20)$$

Тоді з урахуванням (2.15)–(2.17) отримаємо

$$M_t = \rho_0 V_{10} \left(\frac{dx}{dt} - \frac{1}{k} \frac{dp_1}{dt} \right) \quad (2.21)$$

$$M_t = \frac{\rho_0 V_{20}}{k} \frac{dp_2}{dt} \quad (2.22)$$

$$M_t = \eta p_0 (p_1 - p_2) \quad (2.23)$$

Виключаючи p_2 з (2.21) та (2.22), одержимо

$$M_t = \frac{\rho_0 V_{20}}{k} \frac{Dp_1}{1 + \frac{\rho_0 V_{20}}{k\eta p_0}} D, \quad D = \frac{d}{dt} \quad (2.24)$$

Підставляючи (2.23) у (2.20), отримаємо зв'язок між тиском у робочій камері та переміщенням:

$$p_1 = \frac{k(x-f)(1 + \frac{\rho_0 V_{20}}{k\eta p_0} D)}{1 + \frac{V_{20}}{V_{10}} + \frac{\rho_0 V_{20} D}{k\eta p_0} 1 +} \quad (2.25)$$

Рівняння руху віброізовольованого об'єкта

Рівняння руху об'єкта маси M у безрозмірному вигляді має вигляд

$$\frac{Mx_{10}}{\rho_0 F} D^2 x = -p_1 \quad (2.26)$$

Після підстановки (2.26) отримаємо узагальнене диференціальне рівняння руху пневматичної системи з повітряним демпфуванням:

$$\frac{Mx_{10}}{k\rho_0 F} D^2 \ddot{x} = \frac{(f-x)(1 + \frac{\rho_0 V_{20} D}{k\eta\rho_0} \rho_0 V_{20} D)}{1 + \frac{V_{20}}{V_{10}} + \frac{\rho_0 V_{20} D}{k\eta\rho_0}} \quad (2.27)$$

Отримане рівняння описує динамічну поведінку пневматичної віброопори з урахуванням стисливості повітря, міжкамерного перетікання та демпфування через дросель.

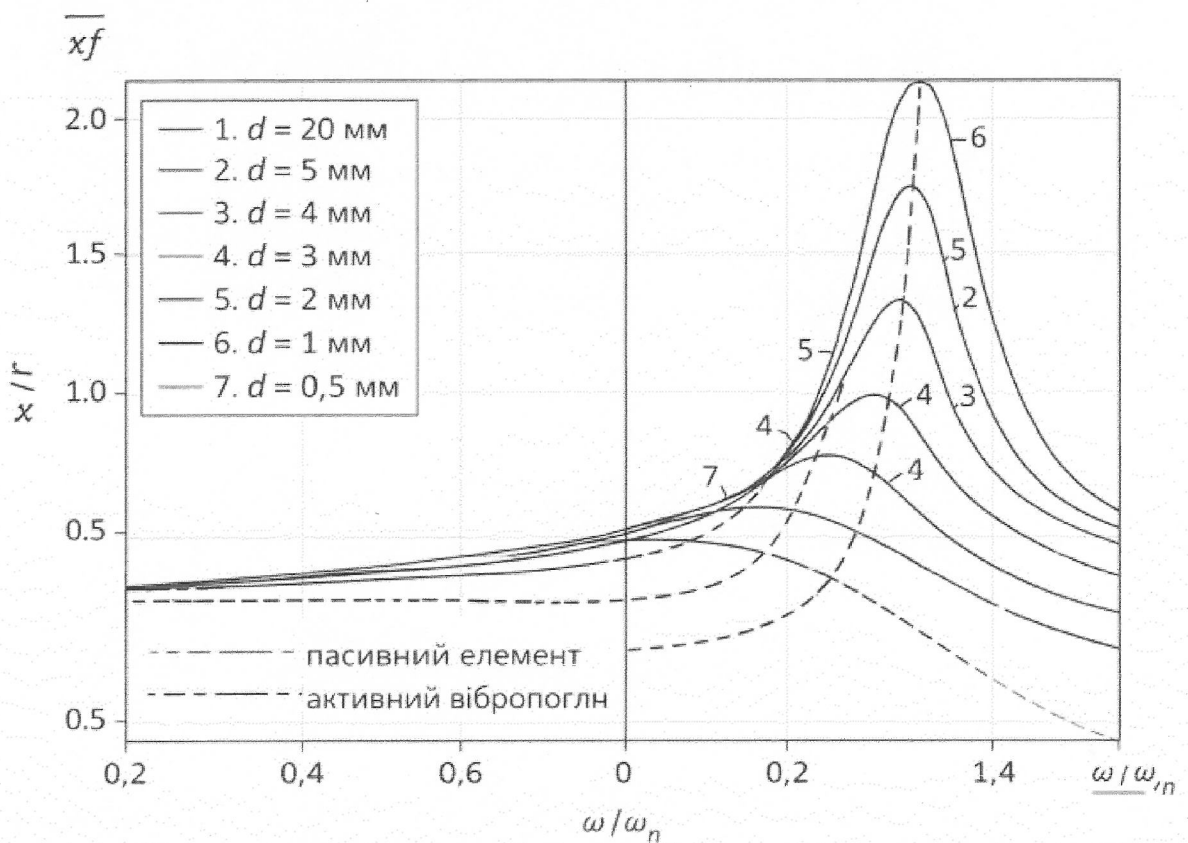


Рисунок 2.7 – Графік залежності амплітудно-частотних характеристики системи

На рисунку 2.7 подано амплітудно-частотні характеристики системи у вигляді залежності відносної амплітуди коливань від безрозмірної частоти збудження де ω – кругова частота зовнішнього збудження, ω_n – власна кругова частота системи.

Наведено сім кривих, які відповідають різним значенням зазору d між елементами системи.

Суцільними лініями зображено роботу пасивного елемента, тоді як штриховими — режим із використанням активного вібропоглинача.

Аналіз графіків показує, що зі зменшенням зазору d спостерігається зростання резонансної амплітуди коливань і зміщення піку амплітуди в область вищих частот. Найбільші значення фіксуються при $d=1$ мм та $d=0,5$ мм, що свідчить про підвищену жорсткість і нелінійний характер динамічної відповіді системи.

Використання активного вібропоглинача призводить до суттєвого зниження амплітуди коливань у резонансній зоні та до згладжування амплітудно-частотної характеристики, що підтверджує ефективність активного керування вібраційним станом системи.

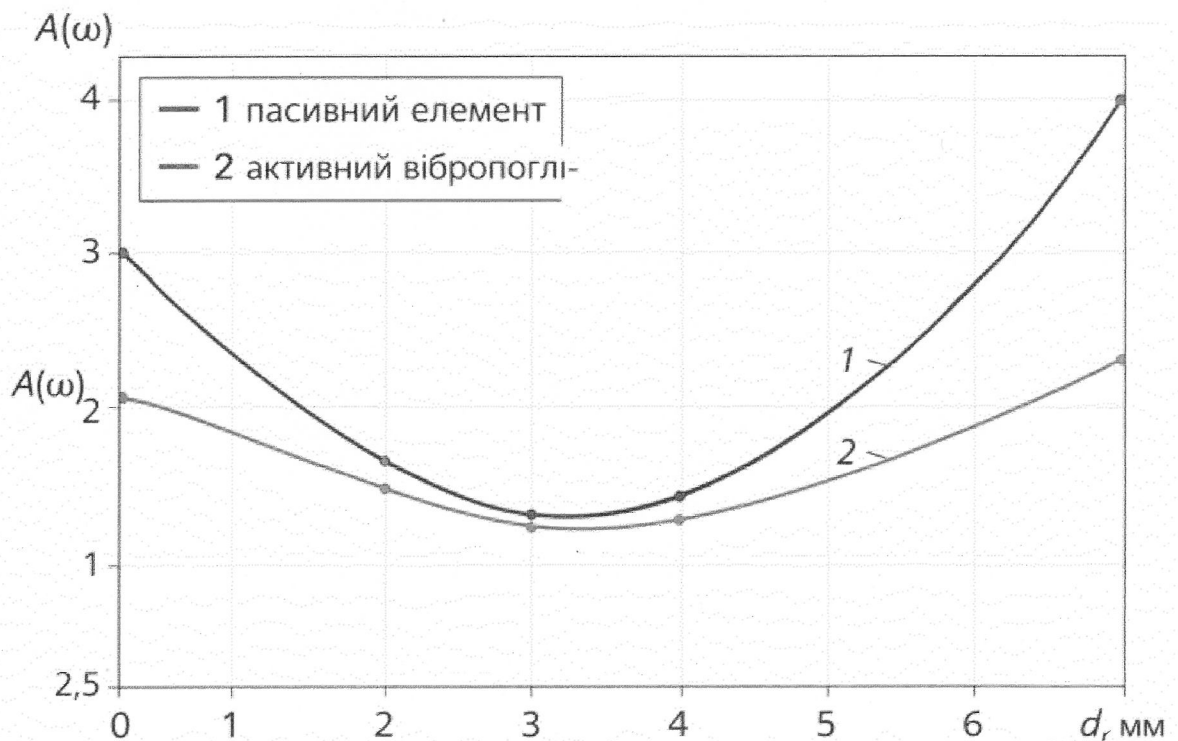


Рисунок 2.7 – Графік залежності амплітуди коливань $A(\omega)$ від величини зазору d , мм, для двох варіантів віброізоляційної системи:

1 — пасивний елемент; 2 — активний вібропоглинач.

На рисунку 2.7 наведено залежність амплітуди коливань $A(\omega)$ від величини зазору d , мм, для двох варіантів віброізоляційної системи:

- 1 — пасивний елемент;
- 2 — активний вібропоглинач.

Аналіз кривих показує, що для обох випадків залежність $A(\omega)=f(d)$ має нелінійний характер із чітко вираженим мінімумом у діапазоні $d \approx 2,5 \dots 3,5d$ мм. У цій області спостерігається найменша амплітуда коливань, що відповідає оптимальним умовам роботи системи.

Пасивний елемент характеризується значно вищими значеннями амплітуди коливань у всьому діапазоні зміни зазору, особливо при малих ($d \rightarrow 0$) та великих значеннях d , де відбувається різке зростання $A(\omega)$. Натомість застосування активного вібропоглинача забезпечує зниження амплітуди коливань та вирівнювання амплітудної характеристики, що свідчить про підвищення ефективності віброзахисту.

Отримані результати підтверджують доцільність використання активних систем керування коливаннями для розширення робочого діапазону параметрів та зменшення чутливості системи до зміни конструктивного зазору.

Висновки до 2 розділу

Розроблено та обґрунтовано технічну пропозицію адаптивної пневматичної віброопори з регульованими параметрами, яка поєднує властивості пружного елемента та повітряного демпфера.

На основі аналізу існуючих систем з квазінульовою жорсткістю показано, що більшість відомих конструкцій характеризуються підвищеною конструктивною складністю, значними габаритами та втратами ефективності через тертя в механічних вузлах. У зв'язку з цим обґрунтовано доцільність

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

використання пневматичної опори з повітряним демпфуванням, у якій регулювання жорсткості та демпфування здійснюється за рахунок зміни тиску, об'ємів камер і параметрів міжкамерного дроселя.

Запропонована модернізована конструкція тарілчастої пневматичної віброопори забезпечує формування нелінійної силової характеристики з областю квазінульової жорсткості поблизу номінального навантаження. Показано, що поєднання вигинної та радіальної деформації похилої стінки разом із пружним елементом дозволяє компенсувати позитивну жорсткість системи та знизити власну частоту коливань.

У підрозділі 2.2 розроблено динамічну математичну модель пневматичної віброопори, що базується на енергетичному методі аналізу термодинамічних процесів у газових камерах. Отримано систему диференціальних рівнянь, яка описує зв'язок між переміщенням віброізованого об'єкта, тиском у камерах, масовим витратом повітря та параметрами дроселя.

Проведений аналіз показав, що демпфувальні властивості пневматичної системи істотно залежать від коефіцієнта провідності дроселя та співвідношення об'ємів робочої і демпферної камер. Встановлено, що оптимальний вибір цих параметрів дозволяє значно зменшити резонансну амплітуду коливань без погіршення віброізоляційних властивостей на високих частотах.

Отримані теоретичні залежності створюють основу для подальшого параметричного синтезу адаптивних віброопор та можуть бути використані при розробленні систем автоматичного регулювання жорсткості і демпфування для машин та обладнання, що працюють у змінних режимах навантаження.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

Лист
38

Розділ 3. Параметричний синтез адаптивних віброопор для вібраційної установки вантажопідйомністю 200 кг

3.1 Вихідні дані та постановка задачі параметричного синтезу

Об'єктом параметричного синтезу є адаптивна пневматична віброопора з регульованою жорсткістю та повітряним демпфуванням, призначена для вібраційної установки загальною вантажопідйомністю 200 кг.

Передбачається, що установка спирається на чотири однакові віброопори, що забезпечує симетричний розподіл навантаження та стійкість системи.

Основні вихідні дані:

Повна маса установки: $M_{\Sigma}=200$ кг

Кількість віброопор: $n=4$

Навантаження на одну опору: $M=M_{\Sigma}n=50$ кг

Сила ваги на одну опору: $P=Mg=50 \cdot 9,81 \approx 490$ Н

3.2 Вибір власної частоти та статичної жорсткості

Для ефективної віброізоляції необхідно, щоб власна частота системи була у **3–5 разів меншою** за робочу частоту вібраційної установки.

Приймаємо:

робоча частота збудження:

$f=25$ Гц

рекомендована власна частота:

$f_0=4$ Гц

Кутова власна частота:

$\omega_0=2\pi f_0=25,13$ рад/с

					ГМіМ.601мММ.003-00.00.000 ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Експериментальні дослідження впливу кута нахилу лотка					
Розроб.	Волошко		<i>[підпис]</i>	19.01				Лім.	Лист	Листів
Перев.	Васильєв		<i>[підпис]</i>	19.01				Н	39	
Керівник								Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.	Васильєв		<i>[підпис]</i>	19.01						
Зав.	Орисенко		<i>[підпис]</i>	19.01						

Необхідна еквівалентна жорсткість однієї віброопори:

$$k = M\omega_0^2 = 50 \cdot 25,132 \approx 31,600 \text{ Н/м}$$

3.3 Геометричні та пневматичні параметри опори

Вибір робочого тиску

Для промислових пневмоопор доцільно приймати: $p_0 = 0,4 \text{ МПа}$

Площа ефективного поршня

$$F = \frac{P}{p_0} = \frac{490}{4 \cdot 10^5} \approx 1,23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Відповідний діаметр:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \approx 0,04 \text{ м} = 40 \text{ мм}$$

Висота повітряного стовпа

Із формули статичної жорсткості пневмоелемента:

$$k = \frac{x_0 k p_0}{F} \Rightarrow x_0 = \frac{k F p_0}{k}$$

Приймаємо приведену висоту:

$$x_0 = 60 \text{ мм}$$

Тоді об'єм робочої камери:

$$V_{10} = F x_0 = 1,23 \cdot 10^{-3} \cdot 0,06 = 7,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Об'єм додаткової (демпферної) камери

Для зниження резонансної амплітуди приймаємо:

$$V_{20} = (2 \div 3) V_{10} \Rightarrow V_{20} = 2,5 V_{10} = 1,85 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

3.4 Параметри дроселя та демпфування

Для забезпечення оптимального повітряного демпфування вибираємо діаметр дросельного отвору: $d_{др} = 3,0 \text{ мм}$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.003-00.00.000 ПЗ

Лист

40

$$\text{Ефективна площа: } \sigma = \frac{\pi d_{\text{др}}^2}{4} = 7,07 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Це забезпечує докритичний режим витікання та стабільні демпфувальні характеристики.

Таблиця 3.1 – Розрахункові параметри адаптивної пневматичної віброопори (на одну опору)

№	Параметр	Позначення	Значення	Одиниці
1	Навантаження на опору	M	50	кг
2	Статичне навантаження	P	490	Н
3	Власна частота	f ₀	4	Гц
4	Еквівалентна жорсткість	k	31 600	Н/м
5	Робочий тиск	p ₀	0,4	МПа
6	Площа поршня	F	1,23 · 10 ⁻³	м ²
7	Діаметр поршня	d	40	мм
8	Приведена висота повітряного стовпа	x ₀	60	мм
9	Об'єм робочої камери	V ₁₀	7,4 · 10 ⁻⁵	м ³
10	Об'єм демпферної камери	V ₂₀	1,85 · 10 ⁻⁴	м ³
11	Співвідношення об'ємів	V ₂₀ /V ₁₀	2,5	–
12	Діаметр дроселя	d _{др}	3,0	мм
13	Площа дроселя	σ	7,07 · 10 ⁻⁶	м ²

Висновки до 3 розділу

Виконано параметричний синтез адаптивних пневматичних віброопор із регульованою жорсткістю для вібраційної установки вантажопідйомністю 200 кг з урахуванням вимог ефективної віброізоляції та динамічної стійкості системи.

На основі заданої вантажопідйомності та прийнятої схеми опирання з чотирма віброопорами визначено навантаження на одну опору та обґрунтовано вибір власної частоти системи на рівні 4 Гц, що забезпечує достатній запас відносно робочої частоти вібраційного збудження та ефективне зниження коефіцієнта передачі коливань у зарезонансній області.

Розраховано основні жорсткісні, геометричні та пневматичні параметри адаптивної віброопори, зокрема робочий тиск, площу та діаметр поршня, об'єми робочої й демпферної камер, а також параметри міжкамерного дроселя. Показано, що вибране співвідношення об'ємів камер $V_{20}/V_{10} \approx 2,5$ та діаметр дроселя 3 мм забезпечують формування необхідного рівня повітряного демпфування та зменшення резонансної амплітуди коливань.

Отримані результати підтверджують можливість цілеспрямованого керування жорсткістю та демпфувальними властивостями пневматичної віброопори шляхом зміни тиску в системі та параметрів міжкамерного перетікання повітря, що є ключовою перевагою адаптивних віброізоляційних систем порівняно з традиційними пасивними опорами.

Розроблений набір параметрів може бути використаний як базовий для подальшого комп'ютерного моделювання та експериментальних досліджень, а також для практичного впровадження адаптивних пневматичних віброопор у складі вібраційних машин та установок середньої вантажопідйомності.

Розділ 4. Практичне впровадження та техніко-економічна оцінка

4.1. Рекомендації щодо конструктивного виконання опори

Практичне впровадження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю у складі вібраційної установки потребує врахування конструктивних особливостей опорної частини машини, зокрема лотка, який безпосередньо передає динамічні навантаження від робочого органа на систему віброізоляції.

Лоток вібраційної установки рекомендується виконувати у вигляді просторової зварної металоконструкції, що забезпечує достатню жорсткість у поздовжньому та поперечному напрямках при мінімальній масі. Основним матеріалом лотка доцільно обрати конструкційну сталь типу СтЗсп (S235JR або S355JR), яка має достатню втомну міцність та добре зварюється.

Конструкція лотка повинна забезпечувати рівномірний розподіл навантаження між усіма віброопорами, що досягається симетричним розташуванням опорних вузлів та жорстким зв'язком між ними. Місця встановлення адаптивних віброопор рекомендується підсилювати ребрами жорсткості або опорними накладками з метою зменшення локальних деформацій і запобігання концентрації напружень.

Для забезпечення ефективної роботи пневматичних віброопор необхідно передбачити площинну опорну поверхню лотка з відхиленням від площинності не більше $\pm 0,3$ мм. Це дозволяє уникнути перекосів опор і нерівномірного навантаження, що може негативно впливати на формування області квазінульової жорсткості.

					ГМіМ.601мММ.003-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат			
Розроб.	Волошко			19.01	Лім.	Лист	Листів
Перев.	Васильєв			19.01	Н	43	
Керівник					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.	Васильєв			19.01			
Затв.	Орисенко			19.01			

Кріплення лотка до адаптивних віброопор рекомендується здійснювати за допомогою болтових з'єднань із пружними проміжними елементами (гумові або поліуретанові прокладки), які компенсують мікроперекося та зменшують передачу високочастотних коливань. Болтові з'єднання слід проєктувати з урахуванням можливості регулювання та швидкого демонтажу опор під час технічного обслуговування.

З метою підвищення надійності та довговічності системи доцільно передбачити захисні кожухи для пневматичних елементів віброопор, які запобігають потраплянню пилу, вологи та абразивних частинок у робочу зону. Особливу увагу слід приділяти захисту міжкамерного дроселя та пневмоліній, оскільки зміна їхніх параметрів безпосередньо впливає на демпфувальні властивості системи.

Таким чином, запропоновані рекомендації щодо конструктивного виконання лотка дозволяють забезпечити коректну роботу адаптивних пневматичних віброопор, реалізацію розрахункових жорсткісних і демпфувальних характеристик, а також підвищити експлуатаційну надійність вібраційної установки в умовах промислового використання.

4.2. Експлуатаційні аспекти та охорона праці

Експлуатація вібраційної установки з адаптивними пневматичними віброоперами супроводжується підвищеним рівнем динамічних навантажень, шуму та вібрацій, що потребує дотримання комплексу технічних і організаційних заходів, спрямованих на забезпечення безпечних умов праці обслуговуючого персоналу та надійної роботи обладнання.

Під час експлуатації установки необхідно забезпечити стійке положення обладнання на фундаменті та правильне встановлення всіх віброопор без перекося і нерівномірного навантаження. Перед введенням в експлуатацію слід виконувати перевірку герметичності пневматичних камер, з'єднань і

дросельних елементів, оскільки витоки повітря можуть призвести до зміни жорсткісних і демпфувальних характеристик системи та зниження ефективності віброзахисту.

Регулювання параметрів адаптивних пневматичних віброопор (робочого тиску, об'ємів камер, пропускної здатності дроселя) повинно виконуватися тільки при зупиненій установці та після повного скидання тиску в системі. Забороняється виконувати будь-які роботи з пневматичними елементами під тиском, оскільки це створює небезпеку травмування персоналу.

З метою зниження шкідливого впливу вібрації на працівників необхідно забезпечити, щоб рівні вібрацій на робочих місцях не перевищували допустимі значення, встановлені чинними нормативними документами. Для цього рекомендується застосовувати додаткові вібропоглинальні елементи, дистанційне керування установкою, а також регулярний контроль параметрів вібрації за допомогою вимірювальних приладів.

Особливу увагу слід приділяти зниженню шуму, що супроводжує роботу вібраційного обладнання. Рекомендується застосування захисних кожухів, шумопоглинальних екранів, а також використання засобів індивідуального захисту органів слуху для обслуговуючого персоналу. Робочі місця повинні бути організовані з урахуванням ергономічних вимог та забезпечені достатнім освітленням.

Технічне обслуговування адаптивних віброопор повинно проводитися згідно з регламентом, який включає періодичний огляд стану пневматичних камер, перевірку цілісності гумових або поліуретанових елементів, контроль стану кріплень і зварних швів лотка. Своєчасне виявлення зношування або пошкоджень дозволяє запобігти аварійним ситуаціям і продовжити термін служби обладнання.

4.3. Техніко-економічне обґрунтування оптимізації

Впровадження адаптивних пневматичних віброопор із регульованою жорсткістю у складі вібраційної установки є технічно доцільним і економічно обґрунтованим рішенням, спрямованим на підвищення ефективності роботи обладнання та зниження експлуатаційних витрат. Оптимізація системи віброзахисту дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження, що передаються на елементи конструкції, фундамент і навколишні технологічні зони.

Застосування адаптивних віброопор забезпечує зниження рівнів вібрації та шуму, що безпосередньо впливає на довговічність обладнання. Зменшення амплітуд коливань призводить до зниження втомних напружень у металоконструкціях лотка, кріпильних елементах і зварних з'єднаннях, унаслідок чого зменшується частота відмов і потреба в ремонтах. Це дозволяє скоротити витрати на технічне обслуговування та знизити простої обладнання.

Економічний ефект від упровадження адаптивних пневматичних віброопор також пов'язаний зі зменшенням вимог до масивності фундаментів та допоміжних опорних конструкцій. Завдяки ефективнішій віброізоляції знижується передача коливань на основу, що дозволяє використовувати полегшені фундаментні рішення або встановлювати обладнання у виробничих приміщеннях без додаткового підсилення будівельних конструкцій.

Використання пневматичних елементів із регульованими параметрами підвищує універсальність вібраційної установки та дозволяє адаптувати її до різних режимів роботи й умов навантаження без конструктивних змін. Це розширює сферу застосування обладнання та зменшує витрати, пов'язані з переналагодженням або заміною віброопор при зміні технологічних задач.

Додатковою перевагою оптимізованої системи є покращення умов праці обслуговуючого персоналу за рахунок зниження рівнів вібрації та шуму на робочих місцях. Це сприяє підвищенню продуктивності праці, зменшенню

ризика професійних захворювань і виконанню вимог чинних нормативів з охорони праці без залучення додаткових захисних заходів.

Висновки до 4 розділу

Розглянуто питання практичного впровадження адаптивних пневматичних віброопор із регульованою жорсткістю та виконано їх техніко-економічну оцінку з урахуванням умов промислової експлуатації.

Надано рекомендації щодо конструктивного виконання лотка вібраційної установки, які забезпечують рівномірний розподіл навантажень між віброопорами, реалізацію розрахункових жорсткісних і демпфувальних характеристик, а також підвищення надійності та довговічності металоконструкцій. Обґрунтовано доцільність використання конструкційних сталей S235JR або S355JR відповідно до ДСТУ EN 10025-2 та застосування підсилювальних елементів у вузлах опираючого.

У підрозділі, присвяченому експлуатаційним аспектам та охороні праці, визначено основні вимоги до безпечної роботи вібраційної установки, зокрема щодо контролю параметрів пневматичних систем, регулювання робочого тиску, зниження рівнів вібрації та шуму, а також організації технічного обслуговування обладнання. Показано, що дотримання запропонованих заходів дозволяє зменшити шкідливий вплив вібрацій на персонал і забезпечити відповідність чинним нормативним вимогам.

Виконане техніко-економічне обґрунтування підтвердило доцільність оптимізації системи віброзахисту шляхом впровадження адаптивних пневматичних віброопор. Встановлено, що застосування таких опор сприяє зниженню динамічних навантажень, скороченню витрат на ремонт і технічне обслуговування, підвищенню універсальності вібраційної установки та покращенню умов праці.

Отримані результати свідчать про практичну придатність і ефективність розроблених технічних рішень, а також про можливість їх використання в реальних виробничих умовах для підвищення надійності та економічної ефективності вібраційного обладнання.

					ГМіМ.601мММ.003-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		48

Висновки

У роботі проаналізовано сучасний стан систем віброзахисту машин і обладнання та встановлено, що традиційні пасивні віброопори з постійною жорсткістю є малоефективними в умовах змінних режимів навантаження та широкого спектра частот збудження. Обґрунтовано доцільність застосування адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю як перспективного напрямку підвищення ефективності віброзахисту.

Розроблено та теоретично обґрунтовано конструктивну концепцію адаптивної пневматичної віброопори з регульованими жорсткісними й демпфувальними параметрами. Побудовано математичну модель, що описує динамічну поведінку системи з урахуванням стисливості повітря, міжкамерного перетікання та повітряного демпфування, і дозволяє оцінювати вплив основних параметрів на віброізоляційні властивості.

Виконано параметричний синтез адаптивних віброопор для вібраційної установки вантажопідйомністю 200 кг та визначено раціональні значення жорсткісних, геометричних і пневматичних параметрів. Показано, що запропоновані параметри забезпечують зниження власної частоти системи та формування області квазінульової жорсткості, що сприяє ефективному зменшенню резонансних коливань.

Розроблено рекомендації щодо практичного впровадження адаптивних пневматичних віброопор, експлуатації обладнання та забезпечення безпечних умов праці. Виконане техніко-економічне обґрунтування підтвердило доцільність оптимізації системи віброзахисту, що забезпечує підвищення надійності та довговічності вібраційної установки, зниження експлуатаційних витрат і покращення умов роботи персоналу.

					ГМіМ.601мММ.003-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат			
Розроб.	Волошко			19.01	Лім.	Лист	Листів
Перев.	Васильєв			19.01	Н		
Керівн.					Висновки Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.	Васильєв			19.01			
Затв.	Орисенко			19.01			

Список літератури

1. Назаренко І.І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: конструкції та основи експлуатації / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – К.: Вища шк. Вища шк. 2004. – 590 с.
2. Бондарев В. С. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин : підручник для ВУЗів. / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та інші – Київ : Вища школа, 2009. – 322 с.
3. Повідайло В. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
4. Корендій, В.М. Вібраційні транспортно-маніпулюючі конвеєри для пакувального обладнання [Текст] / В.М. Корендій, О.В. Гаврильченко, В.С. Шенбор // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2018. – № 891. – С. 35 – 41.
5. Мартинов І.Е., Равлюк В.Г. Вагоноремонтні машини та обладнання: Навч. посібник. — Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Ч.1. – 156 с
6. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): Монографія. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2008. – 324 с.
7. <https://bruks-siwertell.com/conveying/vibrating-conveyor> – Vibrating conveyors ensure efficient, multi-functional material handling
8. Орловський Б. В. Мехатроніка в галузевому машинобудуванні: навчальний посібник. Київ. КНУТД. 2018. 416 с.

ГМiМ.601mMM.003-00.00.000 ПЗ							
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Список літератури		
Розроб.	Волошко		19.01				
Перев.	Васильєв		19.01				
Керівн.							
Н. контр.	Васильєв		19.01				
Затв.	Орисенко		19.01				
					Лім.	Лист	Листів
					Н		
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

9. <https://www.generalkinematics.com/product-category/bulk-processing-solutions/vibrating-conveyors/> – Vibrating Transfer Conveyors
10. <https://www.fptindia.com/blog/vibratory-conveyor> – Vibratory Conveyor
11. Zhang X, Wen B, Zhao C. Theoretical study on synchronization of two exciters in a nonlinear vibrating system with multiple resonant types. *Nonlinear Dynamics*. 2016 Jul;85(1):141–54.
12. Smirnova VB, Proskurnikov AV. Self-synchronization of unbalanced rotors and the swing equation. *IFAC-PapersOnLine*. 2021;54(17):71–6
13. Вібраційні машини сільськогосподарського виробництва: Монографія. / В. М. Булгаков, М. О. Свірень, І. П. Паламарчук, В. В. Дрига, О. М. Черниш, В. В. Яременко. – Кіровоград: КОД, 2012. – 512 с.
14. Cieplok, Grzegorz. "Influence of vibratory conveyor design parameters on the trough motion and the self-synchronization of inertial vibrators" *Open Engineering*, vol. 14, no. 1, 2024, pp. 20220434. <https://doi.org/10.1515/eng-2022-0434>
15. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Кульпін Р. А. Динаміка машин і оптимізація машин. Київ. ЦП «Компринт», 2018. 310 с.
16. Czubak P. Equalization of the transport velocity in a new two-way vibratory conveyor. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, Vol. 11, 2011.
17. Войналович О. В. Охорона праці у траринництві. Київ. НУБіП України, 2020. 503 с.
18. Гуров А.П. Вібродіагностика: навчальний посібник / А.П. Гуров, Д.Ю. Шарейко. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 116 с.

Додатки

Презентаційні матеріали за темою:
«Дослідження адаптивних віброопор із
регульованою жорсткістю»

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Дослідження адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю

Виконав: студент VI курсу, групи 601-МММ

Волошко Павло Вікторович

Керівник к.т.н. доцент. Васильєв Є.А.

Рецензент Панфілов О.І.

Полтава 2026

Метою даної магістерської роботи є дослідження динамічних характеристик адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю та обґрунтування їх конструктивних і параметричних рішень для підвищення ефективності віброзахисту машин і обладнання.

Об'єктом дослідження є система віброзахисту машин і обладнання з використанням адаптивних віброопор.

Предметом дослідження є динамічні процеси та жорсткісні характеристики адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю під дією вібраційних навантажень.

Практичне значення роботи полягає в можливості використання отриманих результатів для проектування та модернізації віброопор машин і технологічного обладнання, що працює в умовах змінних вібраційних навантажень. Запропоновані підходи до регулювання жорсткості можуть бути застосовані під час розроблення ефективних систем віброзахисту, спрямованих на підвищення надійності, довговічності та експлуатаційної безпеки обладнання.

Аналіз сучасних систем віброзахисту та передумови створення адаптивних віброопор

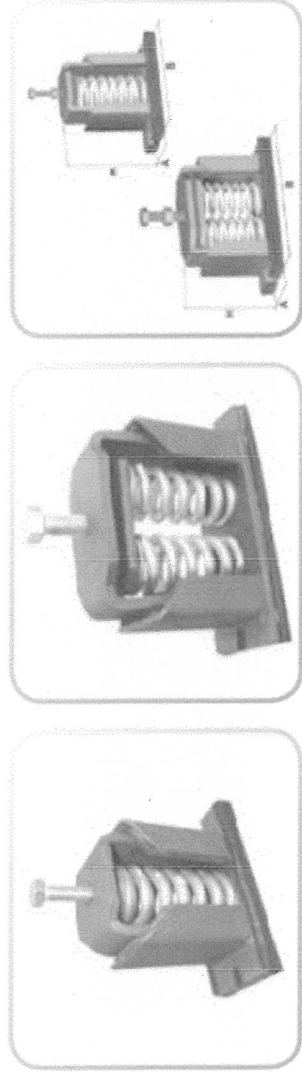


Рисунок 1.1 – Пружинні віброопори

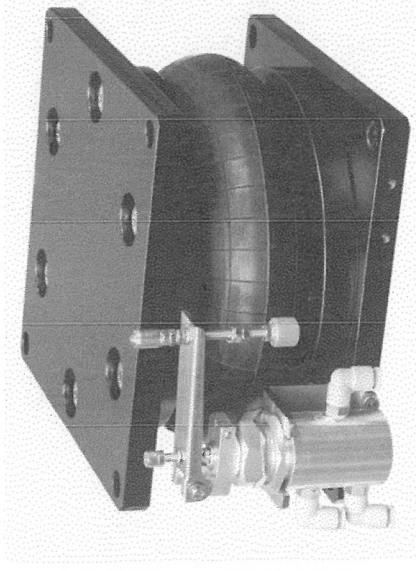


Рисунок 1.3 – Пневматичні віброопори

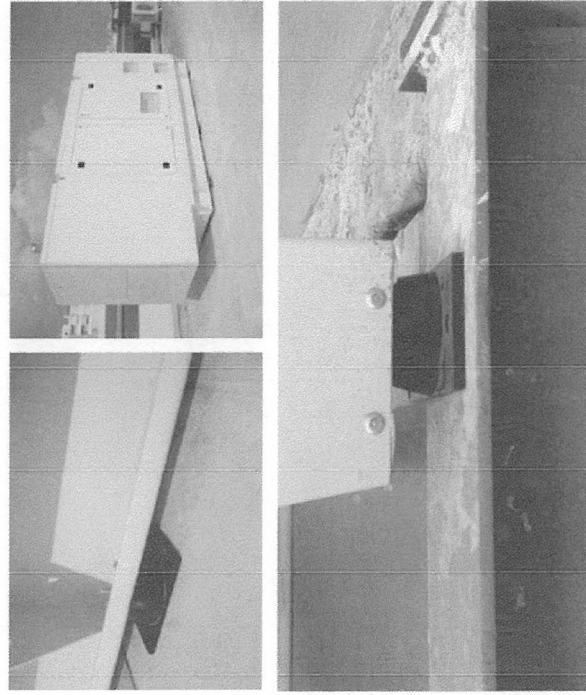


Рисунок 1.2 – Гумометалеві віброопори

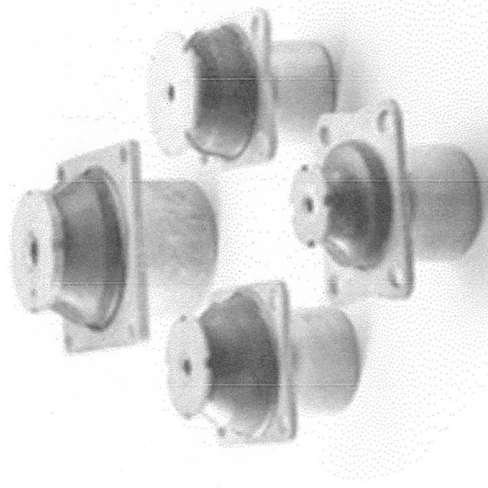


Рисунок 1.4 – Гідравлічні віброопори

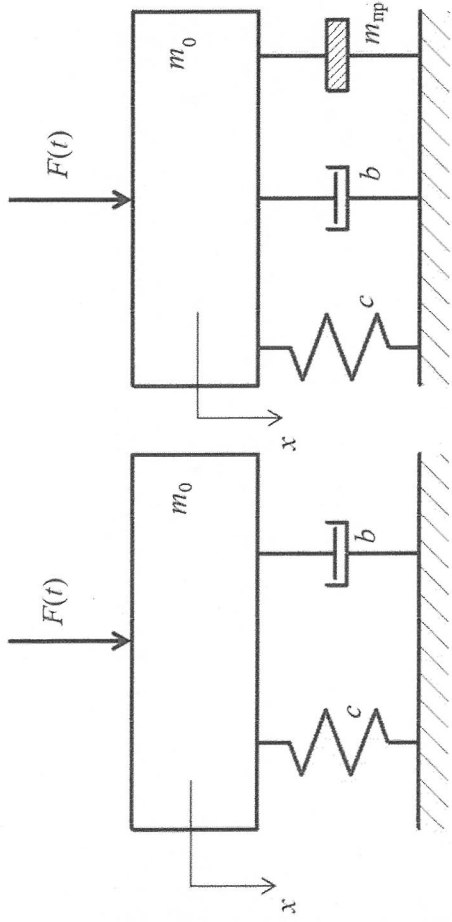


Рисунок 1.5 – Динамічні моделі віброізоляції з одним ступенем свободи: а – пружно-демпфуюча; б - пружно-демпфуюча з інерційним перетворювачем руху; m_0 , x – маса та координата несомого тіла; m_{np} - наведена маса; $F(t)$ – сила, що змушує; c , b – відповідно жорсткість та коефіцієнт опору віброізолятора

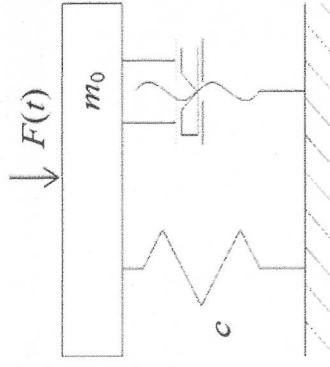


Рисунок 1.6 – Регульована опора з гвинтовим механізмом

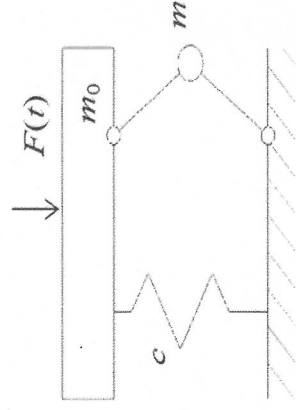


Рисунок 1.7 – Опора з важільним механізмом і додатковими масами

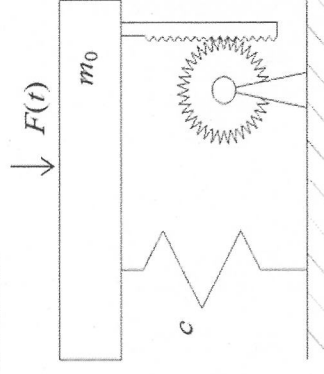


Рисунок 1.8 – Опора із зубчастою передачею

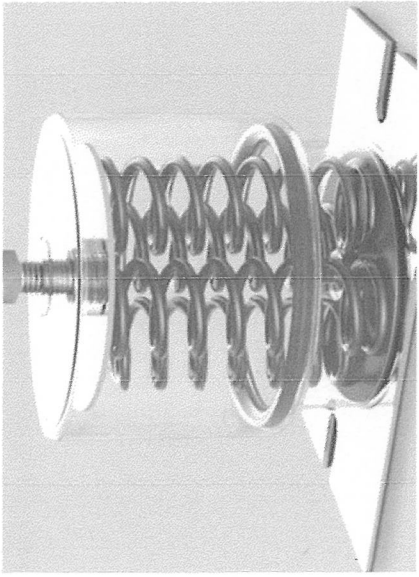


Рисунок 1.9 – Адаптивна пружинна опора

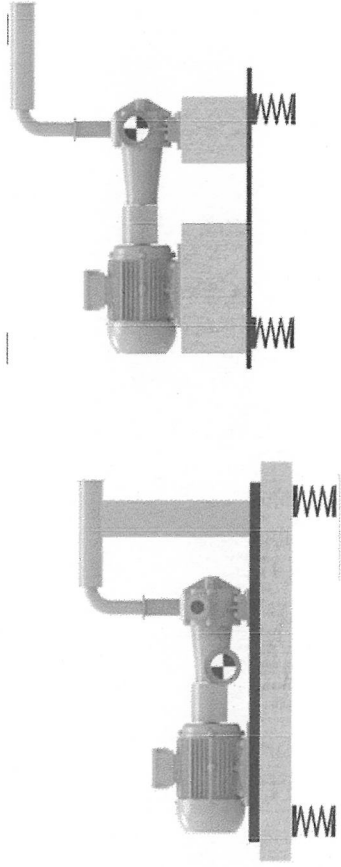


Рисунок 1.10 – Різні положення центрів мас

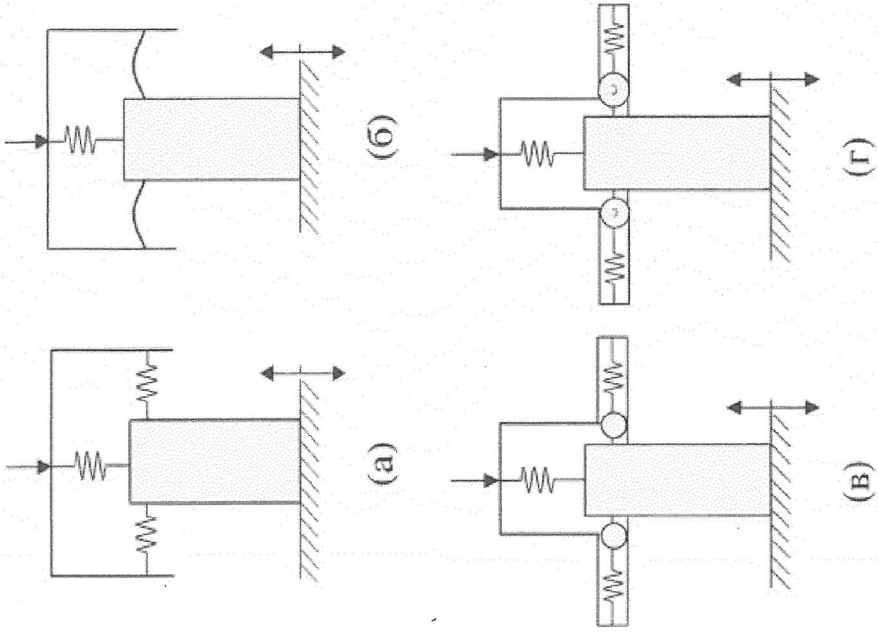


Рисунок 11 – Чотири типові механізми квазінульової динамічної жорсткості: (а) похила пружина, (б) вигнута балка, (с) рівна пружинно-ланкова система та (d) кулачково-роликіві типи QZS.

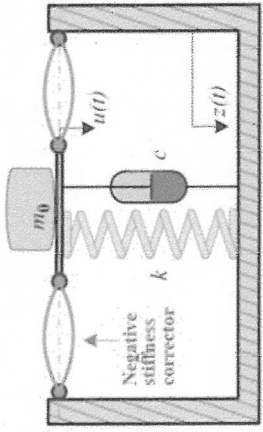


Рисунок 12 – Зміна геометричних або кінематичних параметрів пружного елемента механічних опор

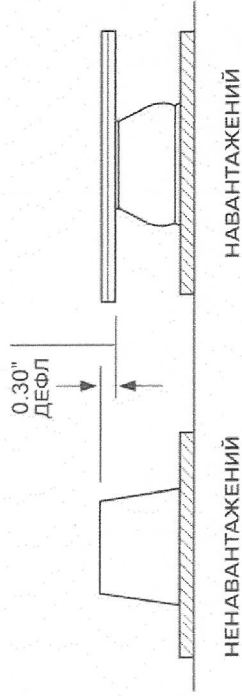


Рисунок 13 – Прості резинові опори без можливості зміни параметрів

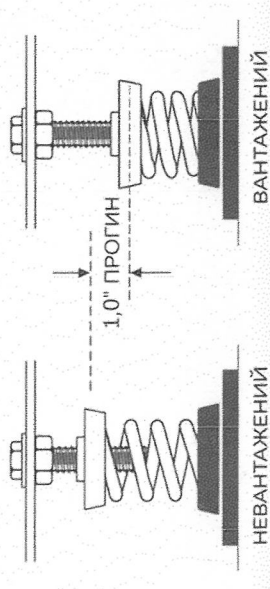


Рисунок 14 – Пружинні опори під навантаженням

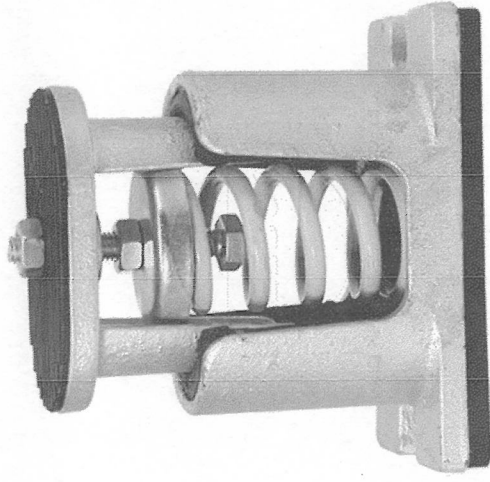


Рисунок 15 – Регулювання жорсткості в опорах шляхом зміни ефективної довжини пружини

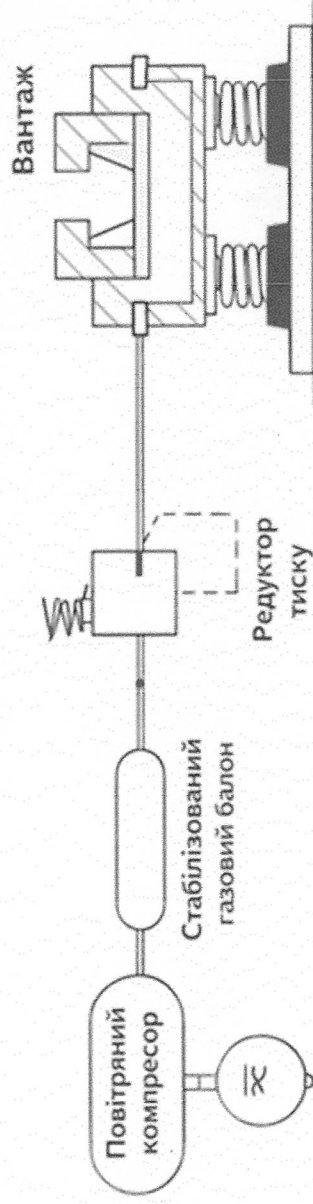


Рисунок 15 – Пневматична вібраційна опора з можливістю регулювання параметрів

Теоретичне обґрунтування пневматичної
опори з повітряним демпфуванням

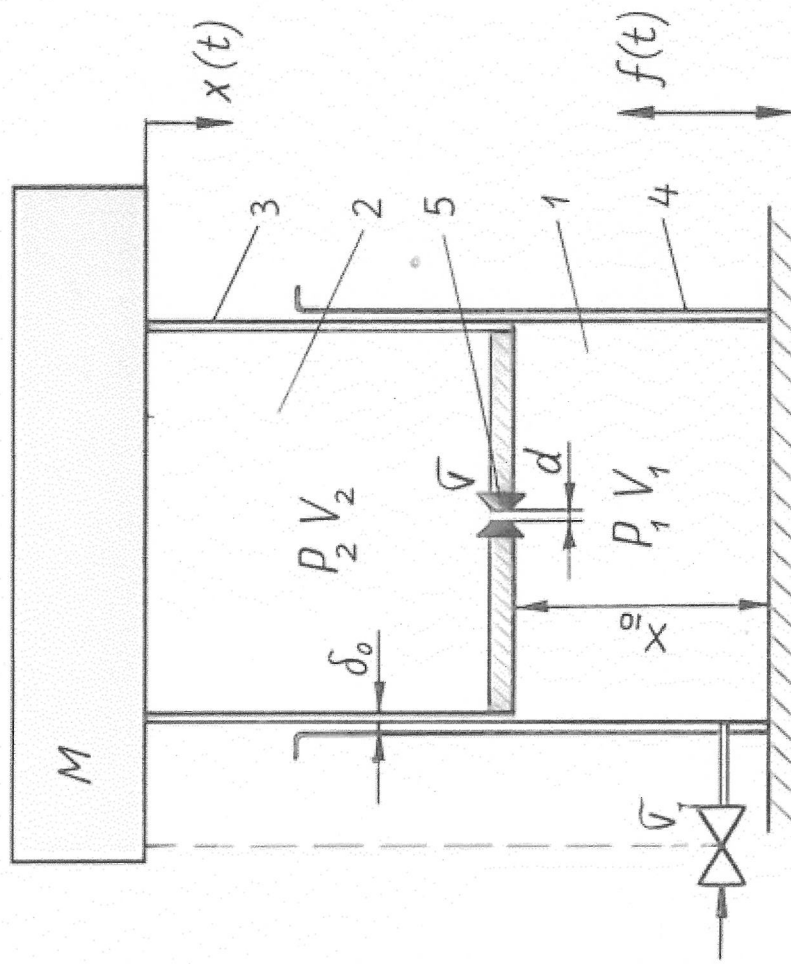


Рисунок 16 – Схема пневматичної
опори

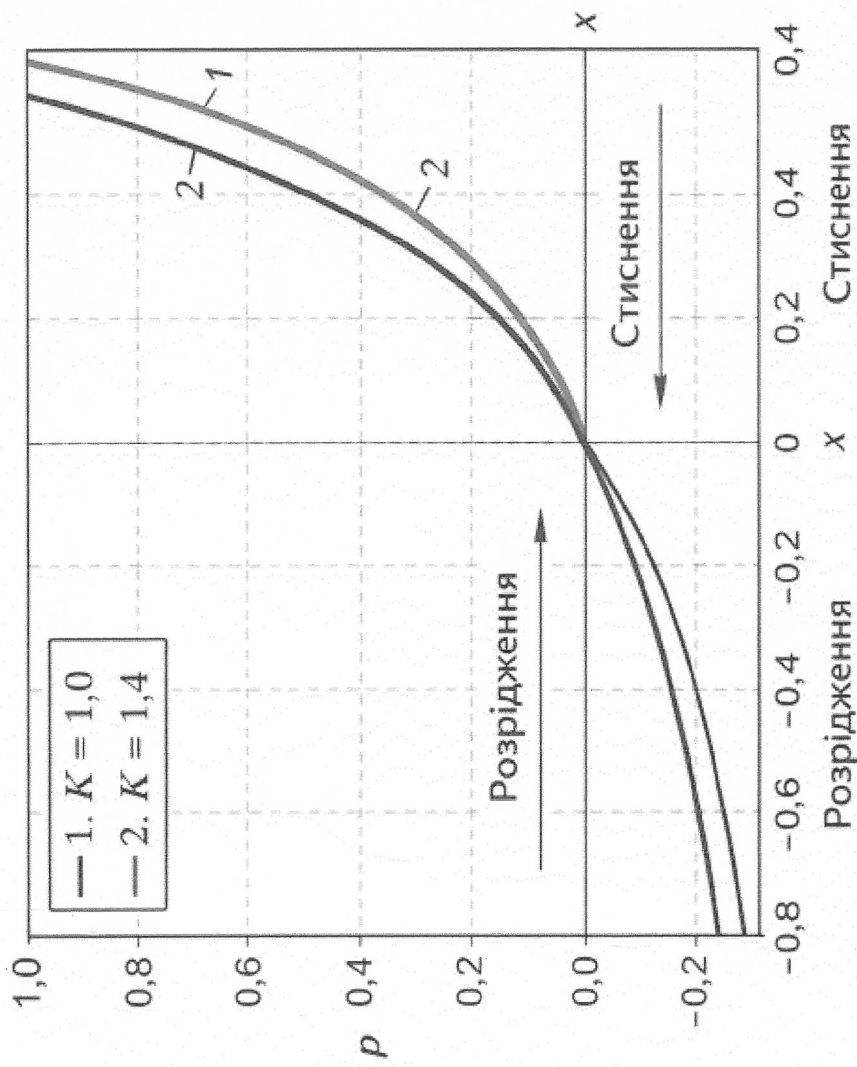


Рисунок 17 – Залежність відносного тиску p
від переміщення x для газового середовища
при різних показниках адиабати
 K (1 — $K=1,0$; 2 — $K=1,4$)

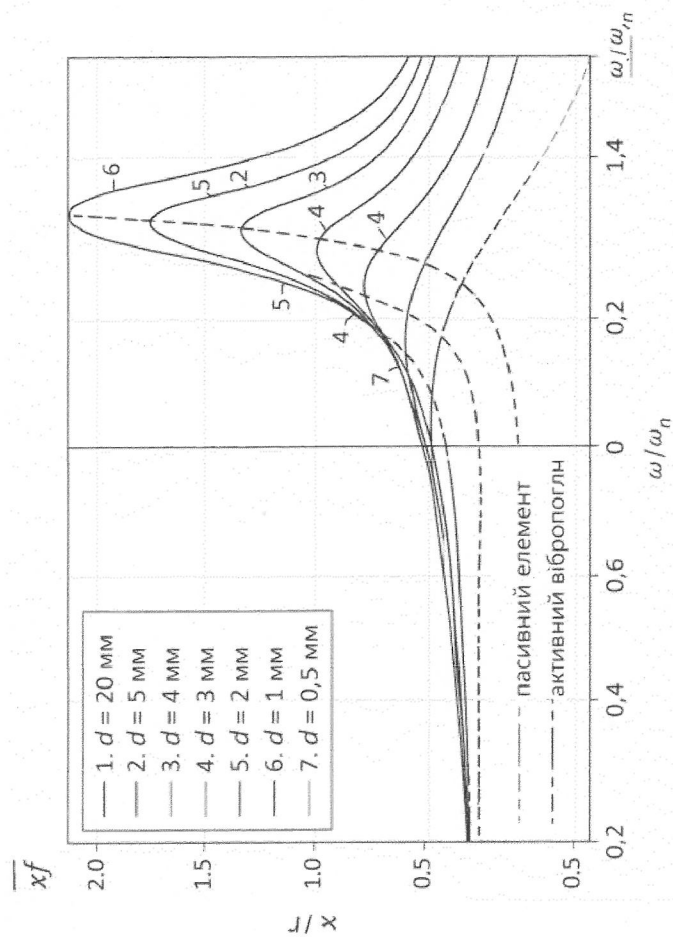


Рисунок 18 – Графік залежності амплітудно-частотних характеристики системи

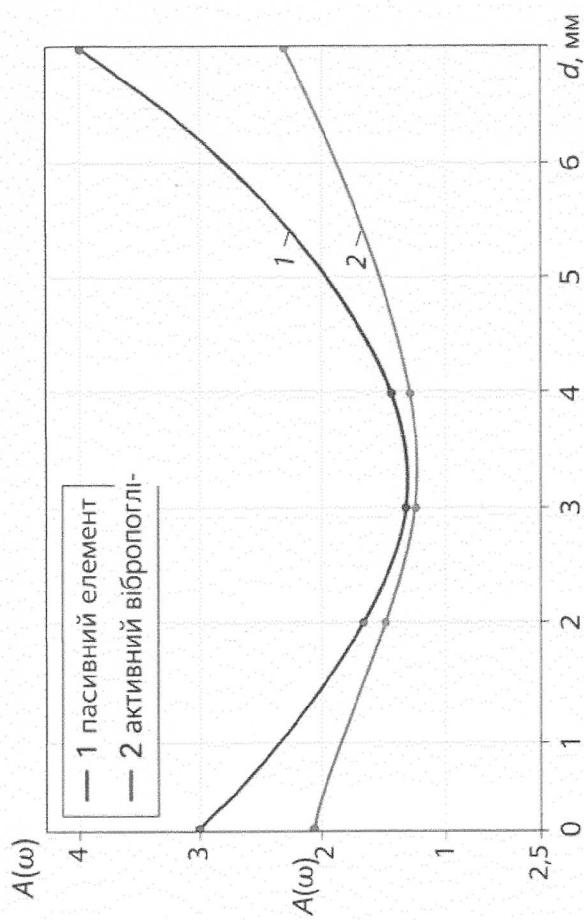


Рисунок 19 – Графік залежності залежності амплітуди коливань $A(\omega)$ від величини зазору d , мм, для двох варіантів віброізоляційної системи: 1 — пассивний елемент; 2 — активний вібропоглинач.

Параметричний синтез адаптивних віброопор для вібраційної установки вантажопідйомністю 200 кг

Таблиця 3.1 – Розрахункові параметри адаптивної пневматичної віброопори (на одну опору)

№	Параметр	Позначення	Значення	Одиниці
1	Навантаження на опору	M	50	кг
2	Статичне навантаження	P	490	H
3	Власна частота	f_0	4	Гц
4	Еквівалентна жорсткість	k	31 600	H/м
5	Робочий тиск	p_0	0,4	МПа
6	Площа поршня	F	$1,23 \cdot 10^{-3}$	м ²
7	Діаметр поршня	d	40	мм
8	Приведена висота повітряного стовпа	x_0	60	мм
9	Об'єм робочої камери	V_{10}	$7,4 \cdot 10^{-5}$	м ³
10	Об'єм демпферної камери	V_{20}	$1,85 \cdot 10^{-4}$	м ³
11	Співвідношення об'ємів	V_{20}/V_{10}	2,5	–
12	Діаметр дроселя	dдр	3,0	мм
13	Площа дроселя	σ	$7,07 \cdot 10^{-6}$	м ²

Висновки

У роботі проаналізовано сучасний стан систем віброзахисту машин і обладнання та встановлено, що традиційні пасивні віброопори з постійною жорсткістю є малоефективними в умовах змінних режимів навантаження та широкого спектра частот збудження. Обґрунтовано доцільність застосування адаптивних віброопор із регульованою жорсткістю як перспективного напрямку підвищення ефективності віброзахисту.

Розроблено та теоретично обґрунтовано конструктивну концепцію адаптивної пневматичної віброопори з регульованими жорсткісними й демпфувальними параметрами. Побудовано математичну модель, що описує динамічну поведінку системи з урахуванням стисливості повітря, міжкамерного перетікання та повітряного демпфування, і дозволяє оцінювати вплив основних параметрів на віброізоляційні властивості.

Виконано параметричний синтез адаптивних віброопор для вібраційної установки вантажопідйомністю 200 кг та визначено раціональні значення жорсткісних, геометричних і пневматичних параметрів. Показано, що запропоновані параметри забезпечують зниження власної частоти системи та формування області квазінульової жорсткості, що сприяє ефективному зменшенню резонансних коливань.

Розроблено рекомендації щодо практичного впровадження адаптивних пневматичних віброопор, експлуатації обладнання та забезпечення безпечних умов праці. Виконано техніко-економічне обґрунтування підтвердило доцільність оптимізації системи віброзахисту, що забезпечує підвищення надійності та довговічності вібраційної установки, зниження експлуатаційних витрат і покращення умов роботи персоналу.